



**HAL**  
open science

# Matériaux organiques pour la fabrication d'échangeurs pour des systèmes énergétiques éco-efficients : élaboration et modélisation

Joseph Jabbour

► **To cite this version:**

Joseph Jabbour. Matériaux organiques pour la fabrication d'échangeurs pour des systèmes énergétiques éco-efficients: élaboration et modélisation. Matériaux. Ecole nationale supérieure Mines-Télécom Lille Douai, 2019. Français. NNT: 2019MTLD0001 . tel-03149367

**HAL Id: tel-03149367**

**<https://theses.hal.science/tel-03149367>**

Submitted on 23 Feb 2021

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

# THÈSE

présentée en vue d'obtenir le grade de

## DOCTEUR

en

Physique et science des matériaux

par

**Joseph JABBOUR**

DOCTORAT DE L'UNIVERSITÉ DE LILLE DELIVRÉ PAR IMT LILLE DOUAI

**Matériaux organiques pour la fabrication d'échangeurs pour des systèmes énergétiques éco-efficients : élaboration et modélisation**

Soutenance le 22/02/2019 devant le jury d'examen :

Président	<b>Prof. CHOPART Jean-Paul,</b>	Université de Reims
Rapporteur	<b>Prof. TCHARKHTCHI Abbas,</b>	Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers
Rapporteur	<b>Dr. FOURNAISON Laurence,</b>	Institut national de recherche en sciences et technologies pour l'environnement et l'agriculture
Membre	<b>Prof. MARVILLET Christophe,</b>	Conservatoire National des Arts et Métiers
Co-directrice	<b>Prof. LACRAMPE Marie-France,</b>	Institut Mines-télécom Lille-Douai
Co-directeur	<b>Prof. BOUGEARD Daniel,</b>	Institut Mines-télécom Lille-Douai
Encadrant	<b>Dr. RUSSEIL Serge,</b>	Institut Mines-télécom Lille-Douai
Invité	<b>Dr. MOBTIL Mohammed,</b>	Institut Mines-télécom Lille-Douai
Invitée	<b>Ing. BOUCHER Marina,</b>	Agence De l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie

Laboratoire d'accueil

Département Technologie des Polymères et Composites & Ingénierie Mécanique  
et Département Énergétique Industrielle de IMT Lille Douai



## ***REMERCIEMENTS***

Je remercie l'**ADEME** (Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie) et **IMT Lille-Douai** (l'Institut Mines Télécom) d'avoir cofinancé ce projet de recherche.

Je tiens à remercier Madame **Patricia KRAWCZAK** directrice du département TPCIM et Monsieur **Daniel BOUGEARD** directeur de département DEI pour son accueil et la confiance qu'ils m'ont accordés, et pour les moyens considérables qu'ils ont bien voulu mettre à disposition.

Je tiens également à remercier Monsieur **Jean-Paul CHOPART** d'avoir bien voulu me faire l'honneur de présider le jury de thèse, ainsi que Madame **Laurence FOURNAISON** et Monsieur **Abbas TCHARKHTCHI** qui ont accepté de participer au jugement de ce travail et d'en être les rapporteurs. Je remercie ainsi Monsieur **Christophe MARVILLET** Madame **Marina BOUCHER** pour leur participation active au jury de thèse.

Je tiens à remercier avec beaucoup d'appréciation la co-directrice de thèse Pr. **Marie-France LACRAMPE** pour avoir dirigé l'ensemble de mon travail, pour son aide, ses conseils, sa patience, et la motivation qu'elle m'a su insuffler dans les moments de doute. Je suis extrêmement sensible à ses qualités humaines d'écoute et de compréhension tout au long de ce travail de thèse, je souhaite sincèrement à tout étudiant d'avoir un directeur de thèse comme toi. 1000 fois merci!

J'adresse mes remerciements les plus sincères à Pr. **Daniel BOUGEARD**, pour l'encadrement et la codirection actif de ce travail de thèse. Merci Daniel, pour tes remarques toujours très pertinentes, ton regard critique sur mes résultats, tes conseils avisés, ta patience, ton soutien et tes encouragements, ta disponibilité et ton écoute. Tu m'as fait découvrir le beau monde de la recherche et de réussite et je n'aurais pas pu espérer meilleur directeur et encadrant. J'espère avoir été à la hauteur de tes attentes.

Je remercie ainsi vivement Dr. **Serge RUSSEIL** l'encadrant de la thèse pour son soutien, ses remarques pendant toute cette période, ses informations ainsi que ses observations précieuses et ses brillantes intuitions. Merci pour avoir suivi avec un grand intérêt mon travail durant ces années, pour ta disponibilité, tes analyses et tes questions toujours pertinentes. C'est grâce à toi que j'ai compris ce que rigueur et précision voulaient dire.

J'adresse tous mes remerciements à Dr **Mohammed MOBTIL** le co-encadrant de la thèse pour son accueil chaleureux à chaque fois que j'ai sollicité son aide, ainsi que pour ses multiples encouragements, notamment lors de l'accomplissement de la partie expérimentale de la thèse. Tes conseils avisés et ton écoute ont été des éléments prépondérants pour la bonne réussite de cette thèse.

Je remercie également Madame **Chrystèle EVRARD** et Monsieur **Laurent CHARLET** ainsi que l'ensemble des techniciens dans les deux départements TPCIM et DEI pour leur aide technique lors de la réalisation de ce projet.

Je veux remercier toute l'équipe de TPCIM et EI, je cite **Talib DBOUK** pour son aide son soutien, et ses conseils pendant toute ces années, il était plus qu'un membre de l'équipe, plutôt un grand frère Merci Talib.

Je remercie tous les jeunes doctorants, je cite **Axel DHOND, Vignaesh SUBRAMANIAM, Bineet MEHRA, Hatim BELKHOU** et surtout **Jennifer RENOUX** pour nos discussions sur tout et rien pour l'ambiance de travail et surtout les relations amicales qu'on a développé.

Mes remerciements vont aussi à tous mes professeurs, enseignants et toutes les personnes qui m'ont soutenu jusqu'au bout, et qui n'ont pas cessé de me donner des conseils très importants en signe de reconnaissance.

## Sommaire:

Contexte et objectif de l'étude.....	9
1. Contexte.....	9
2. Objectif de l'étude.....	10
Partie I. Etat de l'art.....	13
1. Système composite : polymère-charge .....	14
1.1. Introduction.....	14
1.2. Polymères (matrice).....	14
1.3. Polymères chargé à conductivité thermique améliorée .....	19
1.4. Modélisation de la conductivité thermique des polymères chargés .....	25
1.5. Conclusion .....	32
2. Echangeurs de chaleur .....	34
2.1. Introduction.....	34
2.2. Classification des échangeurs de chaleur.....	35
2.3. Dimensionnement analytique des échangeurs de chaleur.....	38
2.4. Intensification de l'échange thermique.....	46
2.5. Echangeurs de chaleur à base de polymères et polymères chargés .....	53
3. Conclusion et programme de recherche.....	60
Partie II. Outils et méthodes .....	65
1. Mise en forme et caractérisation des polymères chargés.....	66
1.1. Introduction.....	66
1.2. Mise en forme .....	66
1.3. Caractérisation .....	71
2. Outils numériques .....	76
2.1. Modélisation numérique de la conductivité thermique effective des composites 76	
2.2. Modélisation numérique des échangeurs de chaleur .....	80
3. Conclusion .....	94
Partie III. Identification et caractérisation du système polymère-charge.....	96
1. Identification du matériau de construction : matrice-charge .....	97
1.1. Introduction.....	97

1.2.	Choix de la matrice .....	98
1.3.	Choix des charges .....	102
1.4.	Conclusion .....	109
2.	Mise en forme et caractérisations des composites .....	111
2.1.	Mise en forme .....	111
2.2.	Caractérisation des composites .....	112
3.	Conclusion .....	117
Partie IV.	Etude d'échangeurs à un rang de tube .....	119
1.	Etude de l'efficacité des ailettes d'une configuration à un seul rang de tubes ....	120
1.1.	Introduction.....	120
1.2.	Modèle expérimental .....	121
1.3.	Modèle numérique .....	127
1.4.	Résultats et interprétation .....	130
1.5.	Conclusion .....	135
2.	Etude paramétrique d'une configuration à un seul rang de tubes .....	136
2.1.	Introduction.....	136
2.2.	Description de la géométrie .....	136
2.3.	Modèle numérique .....	138
2.4.	Résultats et interprétation .....	142
2.5.	Conclusion .....	159
Partie V.	Etude d'échangeur tube-ailette multi-rangs de tubes.....	161
1.	Introduction.....	162
2.	Masse de l'échangeur.....	164
3.	Modèle numérique .....	166
3.1.	Motif représentatif et conditions aux limites .....	166
3.2.	Propriétés thermo-physiques.....	167
3.3.	Sensibilité au maillage .....	167
3.4.	Validation du modèle numérique.....	168
4.	Modèle nodal .....	169
4.1.	Evaluation de la performance thermique globale .....	170
4.2.	Validation du modèle nodal .....	175
5.	Résultats et interprétation .....	176

5.1. Performance thermique.....	177
5.2. Perte de charges .....	179
5.3. Performance globale .....	180
6. Conclusion .....	182
Partie VI. Fabrication des prototypes .....	184
1. Fabrication d'échangeurs de chaleur à base de polymères chargés.....	185
1.1. Introduction.....	185
1.2. Méthode classique.....	185
1.3. Fabrication additive par dépôt de polymère 'FreeFormer' .....	190
1.4. Fabrication additive par frittage laser 'SLS' .....	193
1.5. Conclusion .....	194
2. Comparaison des performances globales: échangeur-Polymère vs échangeur-Métallique.....	196
3. Comparaison des méthodes de fabrication et techniques d'amélioration .....	199
3.1. Evaluation des méthodes traditionnelles.....	199
3.2. Evaluation de la méthode de fabrication additive par dépôt de polymère.....	200
3.3. Fabrication additive par laser 'SLS' .....	201
Conclusion générale et perspectives .....	203
Bibliographiques.....	206

## Nomenclature:

### Symboles :

$\tau$ :	Taux
m:	Masse (kg)
T :	Température (°C) ou (K)
$\dot{Q}$ :	Flux thermique (W/m <sup>2</sup> )
grad :	Gradient (m <sup>-1</sup> )
$\mathbf{P}$ :	Angle (°)
B, d, $\beta$ et B :	Paramètre quelconque
$\Psi$ et $\chi$ :	Fonction quelconque
$\Delta$ :	Différence
q:	Puissance thermique (W)
P:	Pression (Pa) ou (bar)
U:	Coefficient d'échange thermique (W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> )
R:	Résistance thermique (K.m <sup>2</sup> .W <sup>-1</sup> )
S:	Surface (m <sup>2</sup> )
Nu:	Nombre de Nusselt
Pr:	Nombre de Prandtl
$\mu$ :	Viscosité (kg.m <sup>-1</sup> .s <sup>-1</sup> )
r :	Rayon (m)
$\eta$ :	Efficacité
P :	Périmètre (m)
h :	Coefficient de convection (W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> )
L :	Longueur (m)
$\rho$ :	Masse volumique (kg.m <sup>-3</sup> )
d :	Densité
u :	Vecteur vitesse des particules (m.s <sup>-1</sup> )
t :	Temps (s)
C <sub>p</sub> :	Chaleur massique (J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )
St :	Nombre de Strouhal
F:	Fréquence (Hz)
v:	Vitesse (m.s <sup>-1</sup> )
V :	Volume (m <sup>3</sup> )
P :	Pas entre deux éléments (m)
e:	Epaisseur (m)
$\dot{m}$ :	Débit massique (kg.s <sup>-1</sup> )
Re :	Nombre de Reynolds
E	Module d'Young (MPa)
$\sigma$	Résistance de traction (MPa)
$\varepsilon$	Déformation (%)

### Indice :

cris:	Cristallisation
tot:	Total
g :	Globale
x,y et z :	Direction
v :	Volumique (m <sup>-3</sup> )
eff :	Effective
c :	Charge
m :	Matrice
p :	Paroi
cont:	Contact
int:	Intérieur
ext:	Extérieur
f:	Ailette
t:	Tube
rad :	Radiale
axi :	Axiale
in :	Entrée
out :	Sortie



## Contexte et objectif de l'étude

---

### 1. Contexte

Les propriétés d'isolation thermique des polymères et polymères chargés sont considérées comme des atouts pour un large panel d'applications (bâtiment, automobile, biens de consommation...). Néanmoins, pour certains secteurs en fort développement (microélectronique, énergétique, ...), disposer de matériaux économiques, légers, faciles à mettre en forme et conducteurs thermiques pourrait présenter un intérêt majeur. Un certain nombre de travaux scientifiques ont été récemment engagés dans ce sens, mais le champ d'investigation reste encore très largement ouvert. D'autre part, les échangeurs de chaleur sont des éléments primordiaux pour de nombreux processus énergétiques et industriels. Les travaux en cours tendent à répondre au triple objectif : prolongation de la durée de vie, amélioration de la performance thermo-aéraulique et réduction du coût. Dans ce contexte, l'utilisation des polymères comme matériaux de construction pour ce type d'application présenterait un intérêt certain, sous réserve de compenser l'effet de leur faible conductivité thermique par rapport à celle des matériaux métalliques.

Dans le domaine du chauffage, du conditionnement d'air, de la production de froid (HVAC) et de la récupération de chaleur, les échangeurs de chaleur sont des éléments clés impactant directement l'efficacité énergétique des systèmes ainsi que leur coût et leur taille. Les architectures d'échangeur existantes reposent en très grande partie sur des échangeurs du type tubes et ailettes, des échangeurs à plaques ou des échangeurs à tubes et calandre utilisant presque exclusivement des matériaux métalliques tels que le cuivre ou l'aluminium. Les recherches consacrées à l'étude de l'utilisation de nouveaux matériaux pour ces échangeurs ont débuté dans les années soixante mais elles sont limitées à certains types de géométries (tubulaire et à plaques) qui peuvent engendrer des pertes de charges importantes, ce qui est pénalisant en termes de développement durable. Les nombreux avantages apportés par les polymères par rapport aux métaux sont : un coût de matière moindre, une facilité de mise en forme, une faible masse volumique (diminuant de manière importante les coûts de supportage des échangeurs, les coûts de transport et d'installation), et une meilleure résistance à la corrosion ainsi qu'à la dégradation engendrée par certains fluides utilisés dans le domaine du génie chimique. En outre la substitution des matériaux métalliques par des matériaux organiques contribue à l'utilisation rationnelle des matières premières.

Les recherches dans ce domaine, visent principalement à surmonter le handicap majeur des polymères qui est leur très faible conductivité thermique. La recherche sur l'augmentation de la conductivité des polymères avance toutefois très vite, et certains seuils de conductivité atteints aujourd'hui par certains polymères chargés montrent qu'il devient essentiel d'étudier de nouvelles architectures d'échangeurs en polymère en exploitant ces avancées technologiques. Les principales applications techniques visées sont : les échangeurs embarqués pour les transports (allègement), les échangeurs des applications de chauffage et climatisation HVAC (réduction des coûts, amélioration de la durabilité des équipements et conservation d'un coût de fonctionnement raisonnable), les échangeurs pour la récupération de chaleur fatale à faible température, avec dans chaque cas une réduction de l'utilisation de matériaux métalliques nobles (cuivre).

## 2. Objectif de l'étude

Le présent projet entre directement dans le champ thématique « Production durable et énergies renouvelables » de l'appel à projet ADEME 2015 et traite deux axes majeurs, à savoir « Eco-efficience des systèmes de production » et « Production, gestion, stockage de vecteurs énergétiques issus de ressources renouvelables ». En effet, il vise principalement :

- Le développement de systèmes polymères chargés à conductivité thermique améliorée.
- L'étude de nouvelles architectures et conceptions d'échangeurs utilisant des polymères à conductivité améliorée.

Dans un premier temps, quelques notions de base sont rappelées, concernant les polymères et leurs propriétés principales, avec un focus sur les possibilités, via l'introduction de charges spécifiques, d'augmenter significativement leur conductivité thermique et l'influence de l'introduction de ces particules, de leur nature, de leur forme et du taux d'incorporation sur les autres performances fonctionnelles, notamment mécaniques et d'aptitude à la mise en forme. Différents modèles, analytiques puis numériques, permettant d'estimer, a priori, la conductivité thermique de ces matériaux multiphasiques sont ensuite présentés, avec pour objectif soit, en amont, de faire un choix pertinent de la combinaison charge/matrice qui permettrait d'atteindre les performances attendues, soit, en aval, de proposer des modifications judicieuses de cette combinaison pour optimiser les performances de l'échangeur développé.

Dans un deuxième temps, une caractérisation expérimentale (thermique et mécanique) est réalisée sur des éprouvettes de polymère chargé, élaborées par un processus d'injection.

En parallèle une étude expérimentale et numérique visant à quantifier la différence entre l'utilisation des métaux classiques et des polymères à conductivités relativement faibles est développée. En se basant sur ces résultats et sur le modèle numérique déjà validé, basé sur le Code CFD, une étude paramétrique des configurations possibles des échangeurs est proposée afin d'atteindre des performances thermiques et hydrauliques comparables à celles d'échangeurs métalliques. Ce modèle permet de modifier facilement les paramètres géométriques ainsi que les propriétés thermo-physiques des matériaux pour obtenir des résultats théoriques précis rapidement à moindre coût.

Enfin, sur cette base, des prototypes sont réalisés par différentes technologies de mise en forme et leurs performances sont évaluées expérimentalement. Leurs points forts et faibles sont présentés.



## Partie I. Etat de l'art

---

Contexte et objectif de l'étude.....	9
1. Contexte .....	9
2. Objectif de l'étude.....	10
Partie I. Etat de l'art.....	13
1. Système composite : polymère-charge .....	14
1.1. Introduction.....	14
1.2. Polymères (matrice).....	14
1.3. Polymères chargé à conductivité thermique améliorée .....	19
1.4. Modélisation de la conductivité thermique des polymères chargés .....	25
1.5. Conclusion .....	32
2. Echangeurs de chaleur .....	34
2.1. Introduction.....	34
2.2. Classification des échangeurs de chaleur.....	35
2.3. Dimensionnement analytique des échangeurs de chaleur.....	38
2.4. Intensification de l'échange thermique.....	46
2.5. Echangeurs de chaleur à base de polymères et polymères chargés .....	53
3. Conclusion et programme de recherche.....	60

*Cette partie a pour objectif de présenter l'état de l'art, en relation avec les recherches liées à ce projet. Elle s'attachera, en premier lieu, à une description globale des propriétés des polymères, ainsi que leurs domaines d'applications classiques et une comparaison avec les matériaux traditionnels utilisés dans la fabrication des échangeurs de chaleur. Puis, elle se focalisera sur les méthodes d'améliorations des propriétés thermiques et mécaniques des plastiques ainsi que sur les performances thermiques rapportées dans la littérature. De plus, elle s'intéressera aux modèles analytiques permettant la prédiction des propriétés thermiques pour un système polymère-charge donné.*

*Le deuxième chapitre, se consacre à la présentation des différentes géométries d'échangeurs de chaleur, des résistances thermiques entrant en jeu et des méthodes d'intensification des transferts thermiques, ainsi qu'à l'analyse des différents travaux spécifiques sur les échangeurs en polymères récemment publiés.*

## 1. Système composite : polymère-charge

### 1.1.Introduction

L'utilisation des polymères connaît un essor permanent surtout dans les applications nécessitant des propriétés d'isolation thermique (bâtiment, automobile, biens de consommation ...). Cet essor considérable est lié à la diversité des performances applicatives (mécaniques, thermomécaniques, résistance chimique, propriétés barrières ou d'aspect...) qu'ils permettent d'atteindre, associée à une relative facilité de mise en forme et de recyclage par des technologies productives (extrusion et injection notamment et plus récemment fabrication additive) ainsi qu'un coût industriellement intéressant<sup>1</sup>. Cette diversité dans les champs d'utilisation des polymères peut être élargie en utilisant des charges spécifiques dans le but d'améliorer certaines propriétés physiques, mécaniques ou chimiques. En particulier, l'utilisation de polymères chargés en tant que matériaux conducteurs thermiques, permet d'être un choix adéquat pour la fabrication des composants thermiques.

---

### 1.2.Polymères (matrice)

#### 1.2.1.*Propriétés mécaniques*

D'une façon générale, la loi de comportement mécanique en traction uni-axiale d'un polymère peut être décrite par une des trois courbes de la Figure I-1. La courbe 1a correspond à un comportement rigide et fragile, la courbe 1b à un comportement ductile (à seuil) et la courbe 1c à un comportement caoutchoutique.

On définit :

- Le module d'élasticité en traction (ou module d'Young) comme la pente à l'origine de la courbe contrainte/déformation.
- La contrainte au seuil d'écoulement en traction (uniquement pour les polymères de type b) comme la contrainte maximale de la courbe contrainte/déformation.

---

<sup>1</sup> De 1 à 20 €/kg pour la majorité d'entre eux

- La résistance et la déformation à la rupture en traction comme la contrainte et la déformation correspondant au point de rupture du matériau.

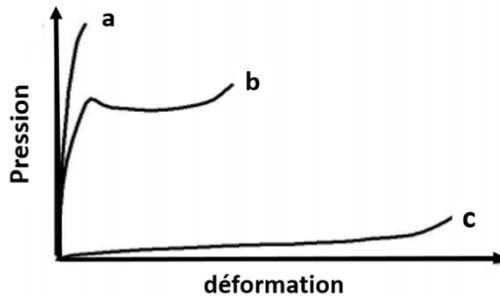


Figure I-1: Courbes typiques pression / déformation en traction uni-axiale d'un polymère

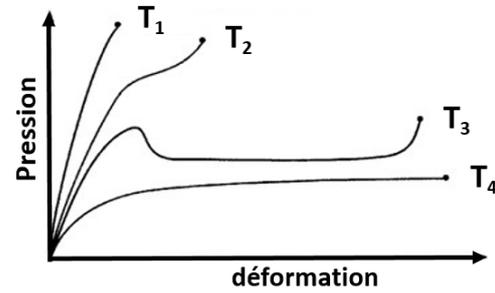


Figure I-2: Courbes typiques pression / déformation en traction uni-axiale d'un polymère avec  $T_1 < T_2 < T_3$

Généralement, les propriétés mécaniques des polymères dépendent de leur nature chimique (nature et longueur des molécules composantes) et de la température. Le polyméthacrylate de méthyle (PMMA) passe par exemple d'un comportement rigide et fragile à basse température à un comportement ductile (à seuil) à haute température (Figure I-2) posant des contraintes au niveau de l'utilisation de ce matériau dans certaines applications. La Figure I-3 présente les contraintes au seuil de différents polymères thermoplastiques, comparées à celles de matériaux métalliques utilisés traditionnellement dans la construction des composants thermiques. Cette comparaison montre des différences significatives (un ordre de grandeur de plus) entre les thermoplastiques et les métaux classiques [1].

Remarque : 'PVDF' poly-fluorure de vinylidène ; 'PTFE' polytétrafluoroéthylène; 'PP' Polypropylène ; 'PE' Polyéthylène ; 'PC' Polycarbonate ; 'PPS' Polyphénylène sulfide ; 'PPO' Polyphénylène oxyde; 'LCP' Polymère à cristaux liquides ; 'PEEK' Polyetherketone ; 'PA' Polyamide, 'PSU' Polysulfone.

### 1.2.2. Structure

Contrairement aux matériaux métalliques, les polymères ne sont pas cristallins. La longueur de leurs chaînes macromoléculaires (induisant leur enchevêtrement) ainsi que leur structure (plus ou moins ramifiée) ne permet pas d'atteindre l'ordre nécessaire à une cristallisation parfaite. Les polymères thermoplastiques sont ainsi amorphes (aucune organisation à l'échelle moléculaire) ou semi-cristallins (organisation partielle à échelle moléculaire).

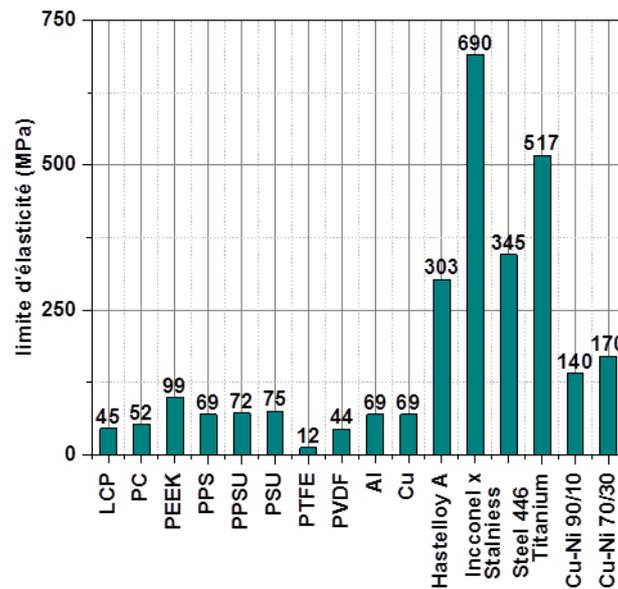


Figure I-3: Limite d'élasticité des différents matériaux polymères et métalliques [1]

On définit alors leur taux de cristallinité comme le rapport entre la masse de la phase cristalline et celle du polymère (équation (I-1)). Elle est généralement inférieure à 40%.

$$\tau_{cri} = \frac{m_{cri}}{m_{tot}} \quad (I-1)$$

Avec ' $\tau_{cri}$ ' le taux de cristallinité, ' $m_{cri}$ ' la masse de la phase cristalline (kg) et ' $m_{tot}$ ' la masse totale du polymère (kg).

### 1.2.3. Propriétés thermiques

Un polymère semi-cristallin peut être caractérisé par sa température de fusion, généralement inférieure à 300°C, au-dessus de laquelle il passe à un état fondu. Cette température est nettement plus faible que celle des métaux (Figure I-4), limitant donc les applications demandant des températures élevées mais facilitant la mise en forme et le recyclage. En outre, tous les polymères thermoplastiques (semi-cristallins et amorphes) présentent une température de transition vitreuse ( $T_g$ ) qui correspond à la température au-dessus de laquelle les chaînes macromoléculaires atteignent une mobilité suffisante pour s'accommoder de déformations importantes. Ils passent d'un comportement fragile, rigide à un comportement ductile, visqueux (Figure I-2). Cette température constitue également une limite d'utilisation de ces matériaux.

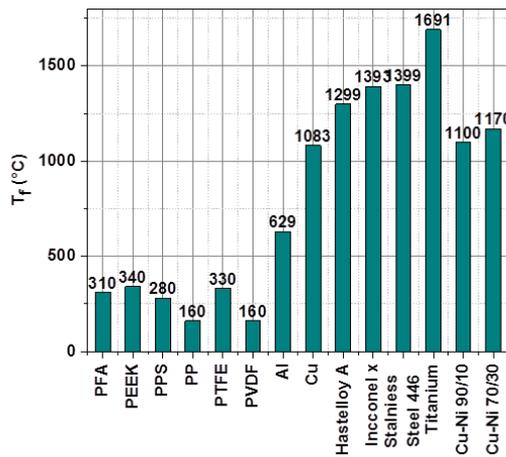


Figure I-4: Température de fusion (T<sub>f</sub>) [1]

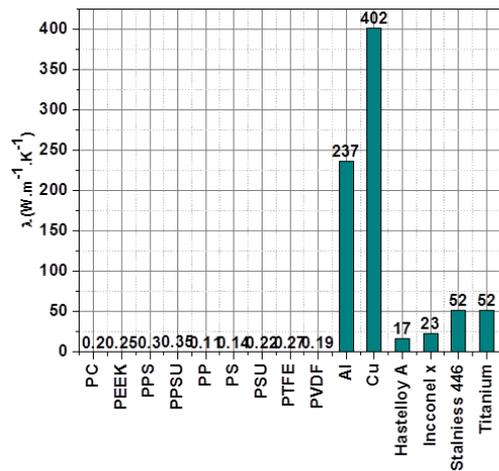


Figure I-5: Conductivité thermique [1]

Enfin, de par de leur composition, les polymères sont des isolants thermiques et cette propriété intrinsèque est largement mise à profit dans leurs applications habituelles (bâtiment, transport, électroménager, secteur électrique et électrotechnique par exemple).

La conductivité thermique correspond à la capacité du matériau à transmettre la chaleur par conduction. Elle représente la quantité de chaleur transmise par unité de longueur et unité de température (W.m<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>). Pour les corps isotropes, cette quantité est identique quelle que soit la direction considérée et peut s'écrire sous la forme de l'équation de Fourier (Equation (I-2)):

$$\vec{\phi} = -\lambda \overrightarrow{grad}(T) \tag{I-2}$$

Avec 'Ø' le flux de chaleur transmis par unité de surface (W.m<sup>-2</sup>), 'λ' la conductivité thermique du matériau (W.m<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>) et 'grad(T)' le vecteur gradient de température (K.m<sup>-1</sup>).

Pour les matériaux anisotropes, cette relation reste valide, moyennant de considérer une conductivité thermique spécifique par direction du repère (équation (I-3)) :

$$\phi = \lambda_x \left(\frac{dT}{dx}\right) + \lambda_y \left(\frac{dT}{dy}\right) + \lambda_z \left(\frac{dT}{dz}\right) \tag{I-3}$$

La conductivité thermique de la plupart des polymères est inférieure à 0,3 W.m<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>, c'est-à-dire 100 à 1 000 fois inférieure à celle des métaux traditionnels tels que l'aluminium et le cuivre (Figure I-5) [1][2][3].

Polymère	Densité (g.cm <sup>-3</sup> )	$\lambda$ (W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )	Allongement à la rupture en traction (%)	T <sub>utilisation</sub> (°C)	Propriétés physico-chimiques
PVDF	1,78	0,19	65	-50 ; 150	Gonfle dans les cétones; se dissout dans les solvants polaires; n'est pas recommandé avec les solutions basiques
PTFE	2,15-2,3	0,27	300	-196 ; 250	Résiste à une température de 204°C et une pression de 862 Pa
PP	0,9	0,11	120	-15 ; 100	Non toxique, non tachant; excellente résistance à la corrosion
PE	0,9	0,48	600	-50 ; 60	Lentement attaqué par des agents oxydants puissants ; certains solvants provoquent un ramollissement ou un gonflement
PC	1,2	0,2	80	-40 ; 135	Bonne résistance chimique aux acides ; mauvaise résistance aux alcalis, aux solvants ; résistant aux acides minéraux, aux acides organiques, aux graisses aux huiles; se dissout dans un nitrile, un polyamide et thermo-fusible
PPS	1,34	0,3	4	0 ; 100	Résistance exceptionnelle à l'attaque acide
PPO	1,06	0,22	25	-60 ; 125	Résistant à la chaleur ; résistance chimique médiocre
LCP	1,4-1,62	0,33-0,55	0,62-6,2	20 (Tmax)	Une bonne résistance chimique aux solvants organiques ; aux acides et aux bases; très haute résistance à la traction et au module, et un très faible coefficient de dilatation thermique
PEEK	1,32	0,25	37	-60 ; 250	Résistant à l'attaque chimique ; attaqué par l'acide nitrique et sulfurique concentré
PA	1,15	0,25	150	-50 ; 100	Anticorrosion ; résistant à l'attaque chimique ; résistance à l'abrasion et à la cavitation
PSU	1,24-1,56	0,22	57	-50 ; 150	Résistance au fluage ; stabilité thermique élevée ; résistant au solvant huiles et acides

Tableau I-1 : Propriétés des polymères pouvant être utilisés pour la fabrication des composantes thermiques [2]

En conséquence, l'idée d'utiliser de tels matériaux pour des applications nécessitant des transferts de chaleur pourrait paraître saugrenue. Néanmoins, des travaux engagés récemment ont donné des résultats intéressants pour augmenter significativement la conductivité thermique des polymères basés sur le dopage de la matrice polymère par des charges conductrices (métalliques, carbone, ...) ou sur leur cristallinité contrôlée [4]. Ces derniers conduisent à des

conductivités thermiques de l'ordre de 10 à 30  $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$  du même ordre de grandeur que celles d'alliages à base de nickel-chrome ou de titane (rares matériaux métalliques résistant efficacement à la corrosion et de densité moyenne) [5].

Le Tableau I-1 [2] résume les propriétés physico-chimiques, mécaniques, thermiques et les domaines d'application de différents polymères thermoplastiques qui constituent un choix possible pour la fabrication des composantes thermiques (avec PVDF : poly-fluorure de vinylidène, PTFE : polytétrafluoroéthylène, PP : Polypropylène, PE: Polyéthylène, PC : Polycarbonate, PPS : Polyphénylène sulfide, PPO : Polyphénylène oxyde, LCP : polymère à cristaux liquides, PEEK: Polyetherketone, PA : Polyamide, PSU : Polysulfone).

---

### 1.3. Polymères chargé à conductivité thermique améliorée

Un polymère chargé est constitué d'une matrice polymère et de charges spécifiques de taille micro ou nanométrique censées apporter une fonctionnalité particulière (renforcement mécanique, conductivité thermique ou électrique, propriété barrière ou antibactérienne ...) au système. Dans le cas particulier de ce projet, les matrices polymères sont caractérisées par une faible conductivité thermique. En revanche, en comparant avec les matériaux traditionnellement utilisés pour la fabrication des échangeurs de chaleur, elles présentent des propriétés intéressantes en termes de résistance chimique dans divers milieux (acides ou basiques), une facilité de mise en forme pour des géométries complexes, un faible coût, une faible densité, une capacité à la formulation (introduction de charges fonctionnelles diverses par des procédés robustes et productifs) et, selon la nature de la matrice, une très grande déformabilité. Les charges considérées ici utilisées dans cette étude sont des matériaux particuliers introduits judicieusement pour apporter une augmentation significative de la conductivité thermique. Cette dernière varie fortement suivant la direction des charges ( $\lambda_{rad}$ ) et d'une manière moins importante suivant la direction perpendiculaire aux charges ( $\lambda_{axi}$ ).

Pour atteindre les critères attendus des cahiers de charges applicatifs, le défi réside dans plusieurs choix : celui du couple matrice/charge, celui des conditions d'élaboration permettant la dispersion et la distribution optimale de la charge dans la matrice, l'optimisation des conditions interfaciales et le choix des procédés et des conditions de fabrication des pièces à

partir de ces semi-produits. De façon générale, on distingue différentes géométries de charge (Figure I-6) :

- Les particules tridimensionnelles 'charge 3-D' : plus ou moins sphériques, elles sont, moyennant un choix adéquat des conditions d'élaboration et de mise en forme, distribuées et dispersées de façon homogène dans la matrice. La structure résultante ainsi que ses propriétés (mécaniques, électriques, barrières...) peuvent être considérées comme isotropes. Dans le cas des polymères « conducteurs thermiques », les conductivités thermiques restent faibles (inférieures à  $4 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ) pour des taux massiques de charges élevés (60% par exemple pour les charges métalliques), ce qui pose de nombreux problèmes en termes de processabilité et de performances mécaniques.
- Les particules bidimensionnelles (plaquettes) 'charge 2-D' : ces particules « planes » présentant une dimension nettement inférieure à celle des deux autres, peuvent être de taille micro ou nanométrique. Moyennant une distribution et une dispersion optimisée (via le procédé d'élaboration) ainsi qu'un contrôle de l'orientation dans le plan (via le procédé de mise en forme), elles permettent d'atteindre des performances thermiques optimales (maximales) dans certaines directions privilégiées. (9 à  $11 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  pour 50 % en masse de charge).
- Les particules unidirectionnelles (fibres ou tubes) : ces charges cylindriques permettent, moyennant un contrôle précis de la distribution et de la dispersion (via le procédé d'élaboration) et de l'orientation (lors de la mise en forme), d'obtenir des performances fonctionnelles (mécaniques, thermiques, électriques) maximales dans une direction particulière. ( $15$  à  $20 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  pour 40 % à 50 % en masse de charge) [1][2][3].

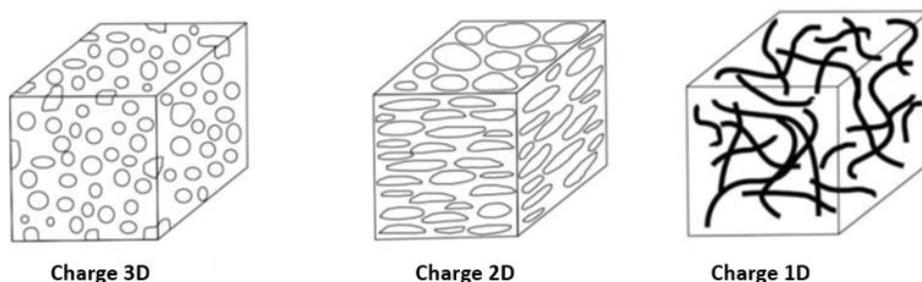


Figure I-6: Différentes géométries des charges conductrices [2]

1.3.1. *Charges 2-D et 3-D*

Matrice	Charge	$\emptyset_v$ (%)	$\lambda$ (W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )	$\lambda/\lambda_{eff}$	Référence
Epoxy (ER)	Cuivre	0	0,25	-	Mamuya et al.[6]
		10	0,48	1,92	
		30	1,72	6,88	
PVC	Cuivre	0	0,23	-	Mamuya et al.[7]
		10	0,42	1,82	
		30	1,65	7,17	
Epoxy (ER)	Nickel	0	0,25	-	Mamuya et al.[7]
		10	0,35	1,4	
		30	1,36	5,44	
PE	Graphite	0	0,2	-	Krupa et Chodak[8]
		10	0,65	3,25	
		30	1,8	9	
PPS	Bore hexagonal Sphérique	0	0,29	-	Leung et al.[9]
		10	1,83	6,31	
		30	1,89	6,51	
PVC	Nickel	0	0,23	-	Mamuya et al.[7]
		10	0,26	1,13	
		30	-		
PE	Nitrile d'aluminium	0	0,2	-	Gu et al.[8]
		10	-		
		30	1,08	5,4	

Tableau I-2 : Effet de différentes charges sur la conductivité thermique de certains polymères thermoplastiques [1], [4]

Serkan Tekce et al. [10] montrent que l'utilisation de 60% en volume de particules de cuivre 2-D (plaquettes) permet d'augmenter la conductivité d'une matrice polyamide de 0,21 à 11,57 W.m<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>, alors que le même taux de renforcement par des sphères ne permet d'atteindre qu'une conductivité thermique de 3,6 W.m<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>. Ils prouvent par ailleurs que la conductivité

thermique du composite augmente linéairement avec le taux de charge utilisé, ce qui signifie l'absence d'interactions charge/charge. De façon générale, l'augmentation de conductivité thermique induite par l'incorporation de ces charges s'accompagne d'une augmentation de la résistance à la rupture en traction et de la rigidité du matériau, (cas d'une matrice polyéthylène chargée de particules de nitrite d'aluminium (Gu et al.[11]) ou de particules de graphite (Krupa et al.[8])). Le Tableau I-2 résume certains résultats issus de la littérature pour différentes matrices thermoplastiques et des charges 3D.

### 1.3.2. Charges 1-D

Différentes natures de charges 1-D (fibres, tubes) peuvent être utilisées pour augmenter la conductivité thermique des polymères.

- Les fibres de verre ont un module d'Young et une résistance à la rupture en traction élevés (jusqu'à 4,1 GPa pour la résistance), une bonne résistance à la corrosion, mais leur faible conductivité thermique n'engendre que des augmentations limitées de la conductivité thermique de la matrice [2].
- Les fibres de carbone présentent un module d'Young et une résistance à la rupture en traction plus élevés, mais une plus grande fragilité (plus faible allongement à la rupture). Elles sont conductrices électriques et thermiques. Leur utilisation, en termes d'augmentation de conductivité thermique de la matrice, est donc plus efficace [2]
- Les nanotubes de carbone ont des dimensions nanométriques et sont constitués d'une chaîne hexagonale de carbone. Ils présentent des propriétés thermiques, électriques et mécaniques exceptionnelles [1]. Ces charges, de par leur géométrie, induisent une forte anisotropie du comportement, tant mécanique que thermique.

Nysten et Issi [12] développent des composites conducteurs thermiques à matrice thermoplastique (polystyrène) ou thermodurcissable (polyester) et fibres de carbone (dont la conductivité thermique varie de 100 à 520  $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ). Les meilleurs résultats, en termes de conductivité thermique, sont obtenus pour la matrice polyester contenant 45% en volume de fibres ( $\lambda_{\text{charg}}$  égale à 520  $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ). La conductivité thermique effective radiale de ces composites est de 245  $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ , pour une densité de 1,66 (Tableau I-3). Norley et al (2001-2005) [13][14] développent un composite graphite/époxy, dont la densité est de 1,9 et dont la conductivité thermique dans le plan est de 370  $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ . Cette dernière est semblable à celle

du cuivre, souvent utilisée aujourd'hui pour la fabrication d'ailettes, en combinaison avec une base en aluminium ou en cuivre, pour des dissipateurs thermiques hybrides [15]. Dans le cas d'une matrice époxy et de fibres de carbone, Chen et Ting (1995-2002) [16][17] rapportent une conductivité thermique radiale encore plus élevée, de  $695 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  avec un taux de charge de 56 %. D'autres combinaisons à matrice thermoplastique et fibres coupées de carbone, pour le moulage par injection, sont rapportées, avec des conductivités thermiques relativement élevées de  $100 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  (Tableau 2). Dans le cas d'une matrice polyamide 6, Weber et al [11] montrent que l'introduction de 40% en masse de fibres de carbone permet d'augmenter la conductivité thermique dans le plan de 0,3 à  $16,6 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ . Pour une matrice polycarbonate, les mêmes auteurs obtiennent une augmentation de conductivité thermique dans le plan de 0,23 à  $10,1 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  après ajout de 5% en masse de noir de carbone, de 30% en masse de graphite et de 20% en masse de fibres de carbone. Concernant la conductivité thermique transversale (dans la direction de l'épaisseur 'axiale') les mêmes auteurs soulignent que le graphite est plus efficace que les autres charges, pour les deux types de matrice [11]. Le Tableau I-3 illustre certains résultats des travaux pourtant à l'amélioration de la conductivité thermique à partir des charges 1-D.

Charge	Fraction de remplissage	Matrice	Densité ( $\text{g.cm}^{-3}$ )	$\lambda$ ( $\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ )		Référence
				$\lambda_{\text{rad}}$	$\lambda_{\text{axial}}$	
Fibre de carbone	40 % (Massique)	Polyamide-6,6	-	16,6	0,95	Weber et al. (2003)[11]
Fibre de carbone	40 <sub>massique</sub>	Polycarbonate	-	12,2	0,74	Weber et al. (2003)[11]
Carbone noir/graphite synthétique/fibre de carbone	5/30/20 <sub>massique</sub>	Polycarbonate	-	20,1	1,99	Weber et al. (2003)[11]
Fibres de carbone dérivées du brai de mésophase (P-75)	35 <sub>massique</sub>	Polystyrene	1,34	59,8	-	Nysten and Issi (1990) [12]
Fibres de carbone dérivées du brai de mésophase (P-75)	30 <sub>massique</sub>	Polystyrene	1,34	95,4	-	Nysten and Issi (1990)[12]
Fibres de carbone dérivées du brai de mésophase (P-75)	45 <sub>massique</sub>	Polyester	1,58	64,5	-	Nysten and Issi (1990)[12]
Fibres de carbone dérivées du brai de mésophase (P-100)	45 <sub>massique</sub>	Polyester	1,64	104,4	-	Nysten and Issi (1990)[12]

Fibres de carbone dérivées du brai de mésophase (P-120)	45 <sub>m</sub>	Polyester	1,66	245	-	Nysten and Issi (1990)[12]
1D Vapor grown carbon fiber	54 <sub>v</sub>	Cyanate ester resin	1,68	466	3	Ting et al. (1995)[18]
2D Vapor grown carbon fiber	54 <sub>v</sub>	Cyanate ester resin	1,69	303	4	Ting et al. (1995)[18]
1D Vapor grown carbon fiber	75 <sub>v</sub>	Epoxy	1,87	661	9	Ting et al. (1995)[18]
2D Vapor grown carbon fiber	64 <sub>v</sub>	Epoxy	1,84	300	8	Ting et al. (1995)[18]
1D Vapor grown carbon fiber	38 <sub>v</sub>	Epoxy	1,48	695	-	Chen and Ting (2002)[19]
2D Vapor grown carbon fiber	56 <sub>v</sub>	Epoxy	1,37	292	-	Chen and Ting (2002)[19]
Charge hybride (nanotube de carbone et nano-flocons)	20 <sub>m</sub>	Epoxy		9		Chen et al. (2005)[20]
Nitrite de bornenatube (BNNTs)	10 <sub>m</sub>	Polyvinly alcohol (PVA)		0,54		Terao et al. (2005)[21]
Particules de graphites synthétique	40 <sub>m</sub>	Polyamide 6.6		1,1		Weber et al. [18]
Fibre de carbone	40 <sub>m</sub>	Polyamide 6.6		1		Weber et al. [18]
Vapour grown Carbon fiber	35 <sub>m</sub>	Epoxy		490		Chen and Ting [19]
	56 <sub>m</sub>			695		
Graphite	3 <sub>m</sub>	Polypropylène		0,27		Qin et al (2012) [21]
	7 <sub>m</sub>			0,35		
Nanotube de carbone (SWCNT)	10 <sub>m</sub>	PVDF		0,31		Xu et al. [22]
	40 <sub>m</sub>			0,48		

Tableau I-3: Conductivité thermique pour plusieurs types de charges et différentes fractions volumiques [1]

### 1.3.3. Cas particulier des nano-charges (1, 2 et 3-D)

Les nano-composites (matrice polymère contenant des charges dont une dimension au moins est de l'ordre du nanomètre) constituent une partie importante des nanotechnologies, et l'un des secteurs actuellement les plus dynamiques de la science des matériaux et de l'ingénierie. Sous réserve d'atteindre une dispersion homogène et une distribution à l'échelle nanométrique de ces charges dans la matrice, les effets d'interface sont exacerbés, conduisant à une modification très significative de nombreuses propriétés physiques du matériau de base, pour

des taux de charge très faibles (de l'ordre de quelques % en masse), largement inférieurs à ceux nécessaires (pour des modifications de propriétés plus faibles) dans le cas de charges micrométriques [20][23]. Pour des matrices polybutyral (PVB), polystyrène (PS), polyméthacrylate de méthyle (PMMA) et alcool polyvinylique (PEVA) contenant 24% en masse de nanotubes de nitrure de bore (BNNT), Zhi et al. (2009) [19] rapportent des conductivités thermiques respectives de 1,8, 3,61, 3,16 et 2,5  $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ . Des nanotubes de carbone peuvent également être utilisés [20],[23]. Néanmoins, les modifications de conductivité thermique effective restent relativement modestes et décevantes, car les seuils de percolation thermique sont plus élevés que les seuils de percolation mécanique [25]. Ainsi, Xu Y, Abdel-Magid B. [26] atteignent une conductivité thermique de 0,54  $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$  (soit une augmentation de 130% par rapport à la matrice vierge) pour une matrice PVDF contenant 49% en volume de nanotubes de carbone simple paroi. Hong et al. [27] n'obtiennent qu'une augmentation limitée (10%) de la conductivité thermique dans le cas d'un poly(diméthyle siloxane) (PDMS) contenant 2% en masse de nanotubes de carbone multi parois. Hong et al. [28] rapportent une conductivité thermique de 3,44  $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$  dans le cas d'une matrice PMMA contenant 4% en masse de nanotubes de carbone simple et double parois. Song et Youn (2006) [29] montrent qu'une augmentation significative de conductivité thermique n'est possible que moyennant une dispersion à l'échelle nanométrique de la charge (et donc l'absence d'agrégats micrométriques). Breuer et Sundararaj (2004) et Thostenson et al. (2001) [29],[30] soulignent par ailleurs que l'introduction de nanotubes induit une forte anisotropie de conductivité thermique, significativement améliorée dans la direction de l'orientation des tubes et pratiquement inchangée par rapport à celle de la matrice dans la direction transversale. Xu et al. (2006) [26] mesurent les propriétés thermiques (diffusivité, chaleur spécifique, etc.) d'un PVDF contenant des nanotubes de carbone et constatent que l'augmentation de la fraction massique de la charge entraîne une réduction du coefficient de dilatation thermique.

---

#### 1.4. Modélisation de la conductivité thermique des polymères chargés

Depuis la fin du 19e siècle, de nombreux modèles analytiques et empiriques permettant la prédiction de la conductivité thermique des matériaux composites sont proposés, la plupart ne prenant pas en compte la résistance thermique interfaciale entre la matrice et les charges.

Cependant, les études les plus récentes montrent l'impact de cette résistance sur la conductivité effective du matériau [32] [33] [34].

#### 1.4.1. *Modèles analytiques*

De nombreux modèles analytiques sont mis au point pour évaluer la conductivité thermique effective d'un composite (conductivité globale du système polymère-charge), se basant généralement sur le taux de charge et leur géométrie des charges, la conductivité thermique de la matrice et des charges, et dans certains cas la résistance interfaciale entre la matrice et la charge. En effet, à travers l'interface, l'observation d'une chute de température locale qui peut être décrite comme une résistance thermique interfaciale, résulte de deux mécanismes distincts:

- Une résistance thermique de contact due à la liaison mécanique et chimique imparfaite entre les phases
- Une résistance thermique limite due à la différence des propriétés physiques des matériaux constitutifs [35], toujours effective, même si le contact entre les deux matériaux est parfait.

Ces modèles peuvent être classés sous deux catégories :

- Modèles à interface parfaite : la résistance thermique à l'interface charge/matrice est supposée nulle, i.e. le flux thermique est intégralement transmis d'une phase à l'autre. En revanche, ces modèles sont divisés en trois ordres selon leurs degrés de libertés.
- Les modèles à interface imparfaite : tenant compte d'une résistance de contact entre la matrice et les charges.

##### a) Les **modèles à interface parfaite du premier ordre** :

Ces modèles ne prennent en compte que les conductivités thermiques des constituants ( $\lambda_m$  conductivité de la matrice et  $\lambda_c$  conductivité des charge) et leur taux volumique<sup>2</sup>  $\tau_v$ , la distribution de la charge étant supposée isotrope.

---

<sup>2</sup> La distribution de la charge étant supposée isotrope, la même dans toutes les directions

**Maxwell** est le premier à avoir proposé une expression analytique de la conductivité thermique effective d'un milieu hétérogène qu'il considère comme une dispersion diluée (pas d'interaction entre les particules)[33]. Pour des particules sphériques discontinues de conductivité ' $\lambda_c$ ' contenues dans une matrice continue de conductivité ' $\lambda_m$ ', la conductivité du matériau hétérogène ' $\lambda_{eff}$ ' peut alors être estimée par l'Equation (I-4) :

$$\frac{\lambda_{eff}}{\lambda_m} = 1 + \frac{3\tau_v}{\left(\frac{\lambda_c + 2\lambda_m}{\lambda_c - \lambda_m}\right) - \tau_v} \quad (I-4)$$

Cette loi de Maxwell n'est valide que pour des taux volumiques de phase dispersée inférieurs à 25%. Pour étendre le domaine de validité de la modélisation à des taux de phase dispersée plus importants, le modèle de Maxwell peut être modifié sous la forme d'un **modèle de couches en série** [32] (Equation (I-5)), qui suppose que la conductivité effective du matériau hétérogène peut être assimilée à la mise en série de l'ensemble de ses constituants :

$$\lambda_{eff} = \frac{1}{\frac{\tau_v}{\lambda_c} + \frac{(1 - \tau_v)}{\lambda_m}} \quad (I-5)$$

Ce modèle sous-estime la conductivité thermique du composite [36].

Le composite peut aussi être considéré comme **deux phases mises en parallèle**. La conductivité thermique effective peut alors être décrite par l'Equation (I-6):

$$\lambda_{eff} = \tau_v \lambda_c + (1 - \tau_v) \lambda_m \quad (I-6)$$

Ce modèle surestime la conductivité thermique du matériau hétérogène [36] .

Dans le cas d'un composite stratifié orthotrope (constitué de n plis contenant des fibres continues unidirectionnelles orientées) Kulkarny et Brady [37] proposent de calculer les conductivités thermiques de chaque pli dans son repère principal **par une loi des mélanges**. Si le plan (x,y,z) est le repère principal, (x,y) le plan des fibres et x la direction des fibres (Figure 7), les conductivités thermiques dans les directions principales du pli peuvent être calculées par le système d'équations (I-7) :

$$\begin{cases} \lambda_x = \tau_v \lambda_c + (1 - \tau_v) \lambda_m & (a) \\ \lambda_y = \lambda_m \frac{(1 + \tau_v) \lambda_c + (1 - \tau_v) \lambda_m}{(1 - \tau_v) \lambda_c + (1 + \tau_v) \lambda_m} & (b) \\ \lambda_z = \lambda_y & (c) \end{cases} \quad (I-7)$$

En considérant qu'un pli peut être orienté d'un angle ' $P_i$ ' par rapport au repère principal du matériau (constitué de  $n$  plis), les conductivités thermiques, dans ce plan « matériau », peuvent être calculées par le système d'équations (I-8) :

$$\begin{cases} \lambda_{X,i} = \lambda_x \cos^2 \theta_i + \lambda_y \sin^2 \theta_i & (a) \\ \lambda_{Y,i} = \lambda_x \sin^2 \theta_i + \lambda_y \cos^2 \theta_i & (b) \\ \lambda_{Z,i} = \lambda_m \frac{(1 + \tau_v) \lambda_c + (1 - \tau_v) \lambda_m}{(1 - \tau_v) \lambda_c + (1 + \tau_v) \lambda_m} & (c) \end{cases} \quad (I-8)$$

En prenant en compte l'ensemble des  $n$  plis, les conductivités thermiques du matériau, dans son repère principal, peuvent se mettre sous la forme des équations (I-9) :

$$\begin{cases} \lambda_X = \frac{1}{n} \sum_1^n \lambda_{X,i} & (a) \\ \lambda_Y = \frac{1}{n} \sum_1^n \lambda_{Y,i} & (b) \\ \lambda_Z = \frac{1}{n} \sum_1^n \lambda_{Z,i} & (c) \end{cases} \quad (I-9)$$

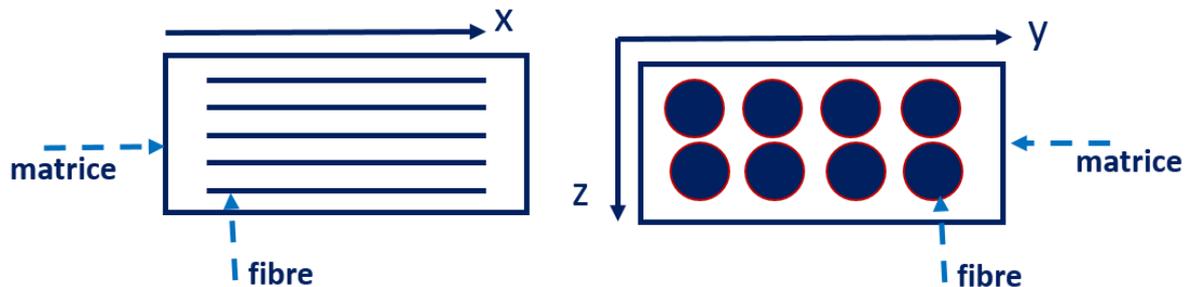


Figure I-7: Définition des repères principaux du pli et du composite

Pour ces mêmes matériaux Cosson et al.[38] proposent de décrire la conductivité thermique transversale par une *loi des mélanges modifiée* (modèle de Lichtenecker) (Equation (I-10))

$$\lambda_{eff} = \lambda_m \left( \frac{\lambda_c}{\lambda_m} \right)^{\tau_v} \quad (I-10)$$

Les **modèles à interface parfaite du deuxième ordre** considèrent, en plus des conductivités thermiques des deux phases et de leur fraction volumique, la géométrie des charges

En considérant le composite comme une solution diluée (faible taux de charge, pas d'interaction entre elles) *Hasin et Strikman* [39] proposent d'encadrer la conductivité thermique effective d'un composite par deux valeurs limites (inférieure et supérieure) décrites par les équations (I-11) et (I-12): Ces modèles sont développés en considérant des particules isolées donc des composites particulières présentant de faibles fractions volumiques de charges.

$$\lambda_{eff,1} = \frac{\lambda_c + [1 + (d-1)(1-\tau_v)b]}{1 - (1-\tau_v)b} \quad (I-11)$$

$$\lambda_{eff,2} = \lambda_m \frac{1 + \tau_v \beta (d-1)}{1 - \tau_v \beta} \quad (I-12)$$

Avec :  $b = \frac{\lambda_m - \lambda_c}{\lambda_m + (d-1)\lambda_c}$ ,  $\beta = \frac{\lambda_c - \lambda_m}{\lambda_c + (d-1)\lambda_m}$  et  $d$  paramètre caractéristique de la morphologie de la phase dispersée ( $d=3$  pour une charge sphérique) [39], [40].

Le modèle empirique d'*Hamilton–Crosser* prend en compte la sphéricité ( $\psi$ , rapport entre la surface d'une sphère de même volume que celui de la particule réelle et de la surface de la particule réelle, énoncé par l'équation (I-13)) :

$$\lambda_{eff} = \lambda_m \left[ \frac{\lambda_c + (\tau_v - 1)\lambda_m - (n-1)\tau_v(\lambda_m - \lambda_c)}{\lambda_c + (\tau_v - 1)\lambda_m + \tau_v(\lambda_m - \lambda_c)} \right] \quad (I-13)$$

Avec  $n=3$  si  $\lambda_c/\lambda_m < 100$  et  $n=3/\psi$  si  $\lambda_c/\lambda_m > 3$ .

Sur la base de ce modèle, la conductivité thermique effective du matériau est d'autant plus faible que la sphéricité tend vers 1 (charge parfaitement sphérique pour laquelle la surface d'échange est minimale) [38] [39].

En supposant une phase dispersée et une conductivité thermique de la charge supérieure à celle de la matrice, *Cheng et Vachon* [40] proposent d'évaluer la conductivité thermique effective du composite par le modèle suivant (Equation (I-14))

$$\frac{1}{\lambda_{eff}} = \frac{1}{\{C(\lambda_c - \lambda_m)[\lambda_m + B(\lambda_c - \lambda_m)]\}^{1/2}} \ln \frac{[\lambda_m + B(\lambda_c - \lambda_m)]^{1/2} + B/2[C(\lambda_m - \lambda_c)]^{1/2}}{[\lambda_m + B(\lambda_c - \lambda_m)]^{1/2} - B/2[C(\lambda_m - \lambda_c)]^{1/2}} \quad (I-14)$$

Avec  $B = (\frac{3}{2}\phi_v)^{\frac{1}{2}}$  et  $C = -4(\frac{2}{3}\phi_v)^{1/2}$

Enfin, les **modèles à interface parfaite du troisième ordre** tiennent compte des propriétés thermiques des constituants mais aussi de la taille, de la forme et de la distribution de la phase dispersée.

Le modèle empirique de **Lewis-Nielsen** (Equation (I-15)) très couramment utilisé dans la littérature conduit généralement à des résultats satisfaisants, proches des valeurs mesurées [36]:

$$\lambda_{eff} = \frac{1 + AB\tau_v}{1 - B\Psi\tau_v} \quad (I-15)$$

Avec  $B = \frac{\lambda_c - 1}{\frac{\lambda_c}{\lambda_m} + A}$  et  $\psi = 1 + \left(\frac{1 - \tau_m}{\tau_m^2}\right)$ ,  $\tau_m$  la fraction volumique maximale de charge compte tenu de sa forme (Tableau I-4) et A un coefficient caractéristique de la forme des particules (Tableau I-5) [34].

Forme des particules	Type d'emballage	$\tau_m$
Sphère	Cubique face centré	0,74
	Hexagonal fermé	0,74
	Cubique centré	0,6
	Cubique simple	0,524
	Pré-aléatoire	0,637
	Aléatoire	0,601
Tige ou fibre	Hexagonal uni-axial	0,907
	Cubique simple uni-axial	0,82
	Aléatoire tridimensionnel	0,52

Forme	Facteur de forme Longueur/Diamètre	A
Sphères	1	1,5
Aléatoire	2	1,58
UD // fibres	L/D	2L/D
UD $\perp$ fibres	L/D	0,5

Tableau I-5: Coefficient de forme

Tableau I-4: Fraction maximale pour les différentes géométries

Le modèle de **Rayleigh** (Equation (I-16)) [34] considère la charge sous la forme d'un réseau cubique de sphères et prend en compte les interactions charge/charge. Pour des fractions volumiques de charges sphériques élevées, les résultats sont similaires à ceux du modèle de Maxwell.

$$\frac{\lambda_{eff}}{\lambda_m} = 1 + \frac{3\tau_v}{\left(\frac{\lambda_c - 2\lambda_m}{\lambda_c - \lambda_m}\right) - \tau_v + 1,569 \left(\frac{\lambda_c - \lambda_m}{3\lambda_c - 4\lambda_m}\right) \tau_v^{\frac{10}{3}} + \dots} \quad (I-16)$$

Les termes de degré élevé du dénominateur peuvent généralement être négligés[41][34]. Pour une distribution unidirectionnelle de charges cylindriques (pli unidirectionnel) les conductivités thermiques effectives dans les directions principales du pli sont données par les Equations (I-17) et (I-18)) [32].

$$\frac{\lambda_{eff,ZZ}}{\lambda_m} = 1 + \left(\frac{\lambda_c - \lambda_m}{\lambda_m}\right) \phi_v \quad (I-17)$$

$$\frac{\lambda_{eff,XX}}{\lambda_m} = \frac{\lambda_{eff,YY}}{\lambda_m} = 1 + \frac{2\tau_v}{C_1 + \tau_v + C_2(0,3058\tau_v^4 + 0,013363\tau_v^8 + \dots)} \quad (I-18)$$

Avec  $C_1 = \left(\frac{\lambda_e + \lambda_m}{\lambda_e - \lambda_m}\right)$  et  $C_2 = \left(\frac{\lambda_e - \lambda_m}{\lambda_e + \lambda_m}\right)$

Les **modèles à interface imparfaite** : Ces modèles tiennent compte d'une résistance de contact charge/matrice.

Le modèle de **Bruggemen** [42], [43] suppose une variation continue des propriétés à l'interface charge/matrice et est efficace dans le cas de taux de charge élevés (Eq. (I-19)) :

$$(1 - \phi_v)^3 = \left(\frac{\lambda_m}{\lambda_{eff}}\right)^{\frac{1+2\alpha}{1-\alpha}} \left(\frac{\lambda_{eff} - \lambda_c(1-\alpha)}{\lambda_m - \lambda_c(1-\alpha)}\right)^{3/(1-\alpha)} \quad (I-19)$$

Avec  $\alpha$  paramètre adimensionnel dépendant de la résistance thermique à l'interface charge/matrice ( $\alpha = a_k/\alpha$  avec  $a$  : rayon des charges et  $a_k = R_{int} \cdot k_m$ ). En supposant que l'écart entre les conductivités thermiques est très grand, cette expression peut être simplifiée (équation (I-20)) :

$$\frac{\lambda_{eff}}{\lambda_m} = \frac{1}{(1 - \tau_v)^{3(1-\alpha)/(1+2\alpha)}} \quad (I-20)$$

**Hasselman et Johnson** [44]–[46] proposent une simple modification des modèles de Maxwell et de Rayleigh intégrant une résistance thermique interfaciale non nulle. La conductivité thermique effective dépend du rayon de la particule  $a$ , et la conductance  $h_c$  limite ( $W.m^{-2}.K^{-1}$ ) qui est l'inverse de la résistance thermique interfaciale (équation (I-21)-(I-23)).

→ Charge sphérique :

$$\lambda_{eff} = \lambda_m \frac{2 \left( \frac{\lambda_c}{\lambda_m} - \frac{\lambda_c}{ah_c} - 1 \right) \tau_v + \frac{\lambda_c}{\lambda_m} + \frac{2\lambda_c}{ah_c} + 2}{\left( 1 - \frac{\lambda_c}{\lambda_m} - \frac{\lambda_c}{ah_c} \right) \tau_v + \frac{\lambda_e}{\lambda_m} + \frac{2\lambda_c}{ah_c} + 2} \quad (I-21)$$

→ Charge cylindrique :

$$\lambda_{eff} = \lambda_m \frac{\left( \frac{\lambda_c}{\lambda_m} - \frac{\lambda_c}{ah_c} - 1 \right) \tau_v + \left( 1 + \frac{\lambda_c}{\lambda_m} + \frac{2\lambda_c}{ah_c} \right)}{\left( 1 - \frac{\lambda_c}{\lambda_m} + \frac{\lambda_c}{ah_c} \right) \tau_v + \left( 1 - \frac{\lambda_c}{\lambda_m} + \frac{\lambda_c}{ah_c} \right)} \quad (I-22)$$

→ Plaque:

$$\lambda_{eff} = \frac{\lambda_c}{\left( 1 - \frac{\lambda_c}{\lambda_m} + \frac{2\lambda_c}{ah_c} \right) \tau_v + \frac{\lambda_e}{\lambda_m}} \quad (I-23)$$

## 1.5. Conclusion

Cette analyse des caractéristiques physiques des polymères bruts montre qu'ils sont loin d'être une alternative aux matériaux métalliques pour les applications visées ici. Leur faible conductivité thermique, 1000 fois inférieure à celle de l'aluminium, limite leurs champs d'application pour la fabrication des composantes thermiques. En revanche, l'étude bibliographique réalisée dans ce chapitre prouve que l'introduction des charges thermiquement conductrices réduit l'écart avec l'aluminium avec un facteur de l'ordre 20. La conductivité effective atteinte dépend essentiellement de la nature, de la géométrie, de la taille et de la fraction volumique des charges. Les particules unidirectionnelles 1-D conduisent à la meilleure conductivité thermique effective du composite mais aboutit à la formation d'un composite

anisotrope. En revanche, les nano-charges n'aboutissent pas à des améliorations significatives de la conductivité thermique effective ( $\lambda_{\text{eff}} \approx 1 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ) sachant qu'elles peuvent être utilisées en association avec des microfibrilles pour améliorer le phénomène de percolation (la liaison entre les charges). Finalement, afin de simplifier le choix des composants du composite, des modèles analytiques et empiriques sont disponibles pour estimer la conductivité effective d'une combinaison donnée matrice/charge: ils seront appliqués en amont de l'élaboration et de la caractérisation expérimentale du composite, permettant un gain de temps et de coût.

## 2. Echangeurs de chaleur

### 2.1. Introduction

Les échangeurs de chaleur sont la pierre angulaire de nombreux procédés énergétiques (climatisation, chauffage...) et industriels (récupération de chaleur, radiateur...). Leur conception tend toujours à atteindre les objectifs suivants: amélioration de la performance, réduction du rapport masse/coût et prolongation de la durée de vie. Aussi, toutes les recherches déjà publiées visent à maximiser leur efficacité et/ou à minimiser leur volume et leur masse.

L'architecture des échangeurs dépend essentiellement de l'application, de l'environnement, de l'utilisation et des conditions de fonctionnement (température et pression). En effet, chaque type d'application nécessite une hiérarchisation spécifique des priorités. Par exemple, pour des applications de récupération de chaleur à partir de fluides chimiquement agressifs, la résistance chimique des matériaux de construction est le premier critère. En revanche, pour des applications dans des domaines aéronautiques ou des véhicules terrestres, la priorité est donnée à la réduction de l'encombrement et de la masse ainsi qu'à l'augmentation de leurs performances. En général, le dimensionnement de l'échangeur est fait en fonction des données suivantes :

- Conditions physiques d'entrée et de sortie des fluides (température et débit)
- Performances thermiques
- Pression et pertes de charges
- Volume (encombrement) et masse de l'échangeur

Dans les domaines de récupération de chaleur, de climatisation et de chauffage, les échangeurs utilisés reposent en très grande partie sur des échangeurs du type tube-ailettes, des échangeurs à plaques ou des échangeurs à tubes et calandre. Le compromis entre la performance thermique et les pertes de charge est contrôlé par la compacité et par l'écoulement des fluides. Le volume, la masse et la durée de vie d'échangeurs sont directement liés aux matériaux utilisés pour leur construction. La plupart du temps, ils sont construits avec des matériaux conducteurs thermiques comme les métaux et les céramiques. Néanmoins, malgré leur faible conductivité thermique, les polymères peuvent présenter des avantages compétitifs (résistance à la corrosion, légèreté, facilité de mise en forme, faible coût ...) par rapport aux matériaux de construction traditionnels. Ils permettent une réduction significative de la masse et du coût et une

prolongation de la durée de vie. De plus, les plastiques offrent une liberté de conception importante permettant d'envisager la construction d'échangeurs à géométrie compacte et complexe.

## 2.2. Classification des échangeurs de chaleur

Plusieurs critères permettent la classification des échangeurs de chaleur, selon la nature (liquide-liquide, liquide-gaz, gaz-gaz) ou la phase des fluides (monophasique, diphasique), leur forme (plaques, tubes...), leur processus de fabrication, ou leur compacité. Généralement, l'application visée par l'échangeur détermine la nature des fluides utilisés, ce qui limite le choix de la géométrie et par la suite celui du processus de fabrication. Dans ce paragraphe, les échangeurs thermiques sont classés selon la nature des fluides (Figure I-8) [47]:

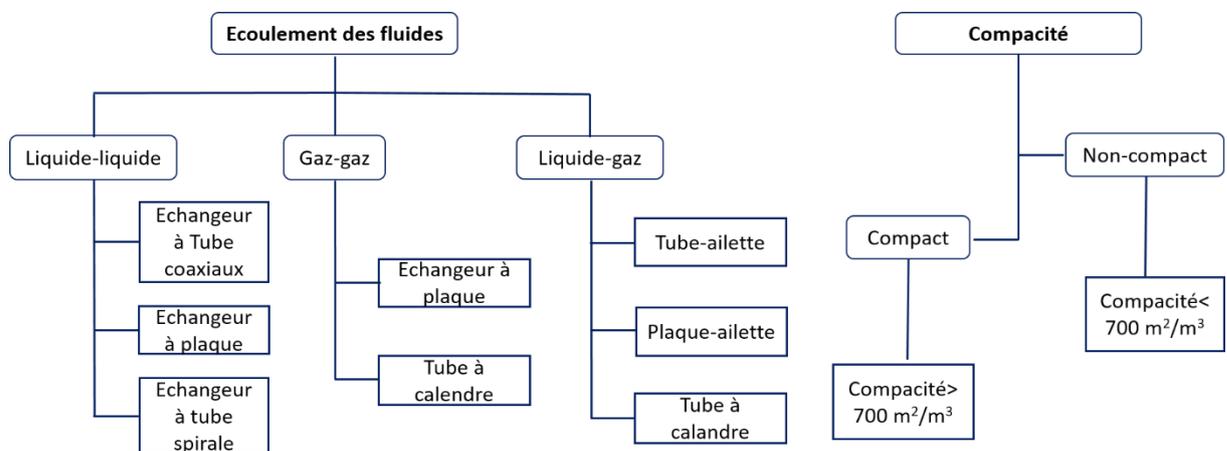


Figure I-8 : Distribution des géométries suivant l'écoulement des fluides [47]

- **Liquide-Liquide**: l'échange thermique est généré entre deux ou plusieurs liquides, pour des applications de chauffage « boiler », chauffe-eau, panneaux solaires etc. Un des fluides peut également subir un changement de phase (évaporation ou condensation) surtout dans les applications de conditionnement d'air. Dans ce type d'échangeur Liquide-Liquide, la résistance thermique des deux fluides est du même ordre de grandeur, d'où la non-nécessité d'architectures spécifiques. Les géométries les plus utilisées sont les échangeurs à tubes coaxiaux, à plaques ou à spirales (Figure I-9a et b).
- **Gaz-gaz** : ce type d'échangeurs est fréquemment utilisé dans des applications de récupération de chaleur (pour récupérer les fumées de chaudière pour un réchauffement de l'air), échauffement ou refroidissement de l'air propre (dans des salles avec des

conditions d'hygiène spécifiques) ou un échange entre air sec et air humide. Comme dans le cas précédent, un des fluides peut subir un changement d'état (évaporation ou condensation), surtout pour la climatisation. Les géométries les plus répandues dans ce type d'écoulement sont : le système tube et calandre et l'échangeur à plaques (Figure I-9 a et c).

- Gaz-liquide : l'échange entre deux genres de fluides est plus complexe. Cette complexité est due à la différence entre les résistances thermiques des fluides. Cet effet est limité par l'utilisation de géométries spécifiques comme des extensions de surface ou des plaques spécifiques (les plaques-ailettes et les tubes-ailette - Figure I-9 d et e).

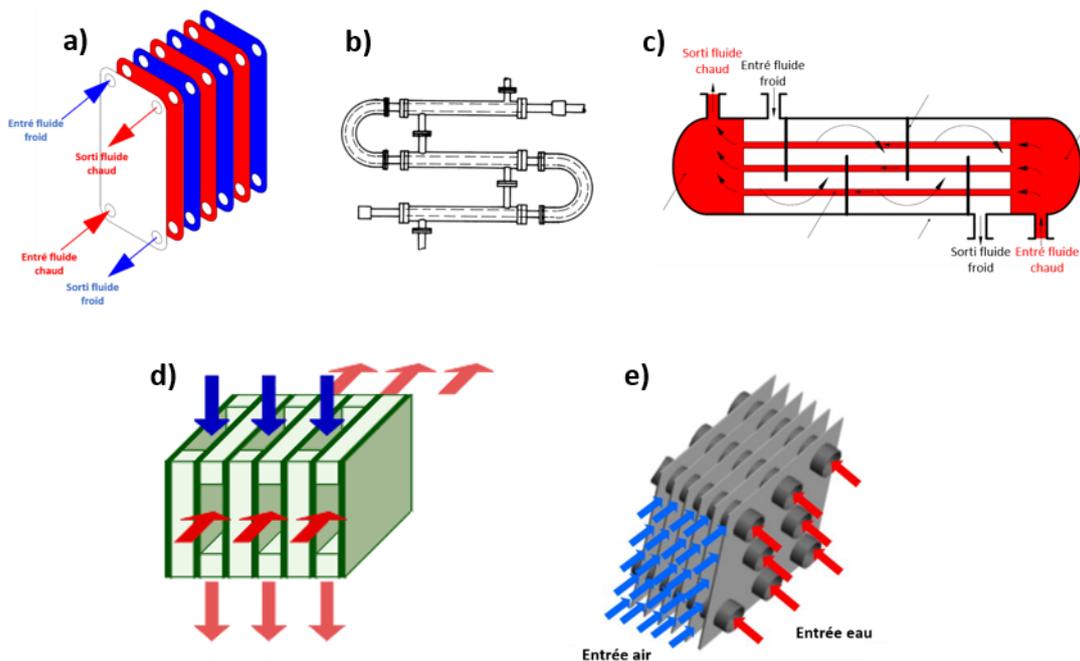


Figure I-9 : Différents types d'échangeurs de chaleur, a) échangeur à plaque ; b) échangeur à tubes coaxiaux c) échangeur à tube et calandre ; d) échangeur plaque-ailette ; e) échangeur tube-ailette

Dans le cadre de ce projet, le domaine considéré est le chauffage et la climatisation de systèmes compacts, comme l'HVAC des véhicules. Il s'agit alors d'un cas typique d'échangeur gaz-liquide, où les fluides circulant dans l'échangeur sont souvent de l'eau et de l'air. Dans ce champ d'application, les critères clés pour la fabrication d'un échangeur de chaleur optimal sont : une masse et un encombrement réduits, une performance thermique importante et des pertes de charges faibles. Aussi, la géométrie tubes-ailettes s'avère être un choix adéquat assurant le meilleur compromis entre des performances thermiques intéressantes avec des chutes de pressions raisonnables. En effet, dans ce type d'écoulement, c'est l'air qui contrôle

l'échange, sa résistance thermique domine la résistance thermique globale (90 %) [48]. De plus, la puissance de ventilation de l'air forme le principal coût d'exploitation. La puissance électrique de fonctionnement (puissance de ventilation et de pompage) est directement liée aux pertes de charges et aux débits volumiques des fluides. Ce débit est largement plus élevé du côté de l'air, d'où un intérêt crucial de préserver ces pertes de charges le plus faibles possibles. Dans ces conditions, l'utilisation des extensions de surface (ailettes) apporte deux avantages majeurs :

- Accroissement de la surface d'échange du côté où la résistance thermique est plus importante (air) et par la suite amélioration de la performance thermique ;
- Assurance d'une section de passage de l'air importante permettant de diminuer ses pertes de charge.

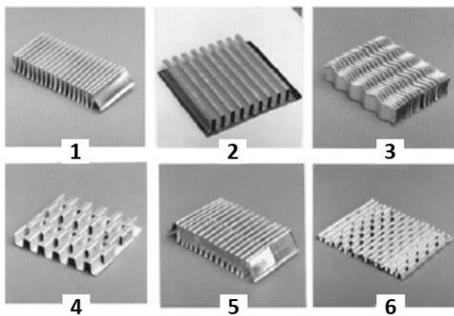


Figure I-10 : Différentes géométries des ailettes à hautes performances (1- ondulé ; 2-3-4-5- persiennes et 6- à protrusions) [49]

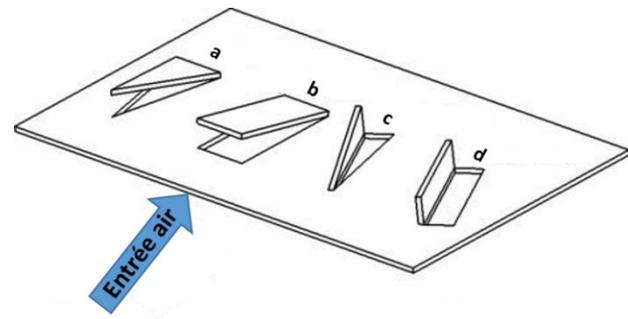


Figure I-11 : Différents types des générateurs de tourbillons (a- delta wing ; b- rectangular wing ; c- delta winglet ; d rectangular winglet)[50]

Généralement (Figure I-9-e), l'eau chaude ou froide (selon l'application) circule dans les tubes et l'air entre les canaux inter-ailettes et autour des tubes. Deux variantes d'échangeurs à tubes et ailettes peuvent être distinguées: les échangeurs à tubes-ailettes continues et les échangeurs à tubes-ailettes individuels. Dans chaque type, plusieurs formes de tubes et d'ailettes peuvent être considérées : les tubes cylindriques ou elliptiques, les ailettes plates, ondulées ou munies de générateurs de tourbillons (Figure I-10 et Figure I-11). Ces différentes formes sont normalement utilisées comme technique d'intensification d'échange comme expliqué ultérieurement ([paragraphe 2.4](#)). D'une façon générale, les ailettes sont construites avec des matériaux conducteurs thermiques (comme l'aluminium), dans le but de préserver une efficacité d'ailette importante, ce qui assure une différence importante entre la température des parois de l'échangeur et le fluide, et par la suite une augmentation significative des échanges

thermiques. En revanche, d'autres méthodes interviennent dans le but d'améliorer la performance globale de ces échangeurs, ces méthodes utilisent différentes « voies »:

- La voie passive d'intensification de l'échange: il s'agit d'un accroissement du coefficient de convection sans perturbation additionnelle (de l'extérieur). Le principe mis en jeu est la manipulation des formes et des dimensions des canaux de circulation des fluides et/ou la création de structures secondaires dans l'écoulement principal à partir des générateurs de tourbillons spécifiques localisés sur les parois extérieures. Le contrôle et la prédiction de l'évolution de ces tourbillons forment la base de nombreuses études ayant pour objectif d'intensifier les échanges thermiques dans ce type d'échangeur.
- La voie d'intensification active consiste à introduire (via un design adapté) une perturbation externe de l'écoulement, cette énergie intervenant soit par une action mécanique (mélange des fluides ou/et mise en mouvement des parois) soit par des champs électromagnétiques qui peuvent améliorer l'écoulement des fluides. Finalement, toutes les techniques introduisant un phénomène de vibration sont considérées comme des méthodes d'intensification actives.

Dans ce type de géométrie (échangeurs à ailettes), le principe de fonctionnement de l'ailette, encore appelé extension de surface, nécessite une très bonne conduction de la chaleur dans l'extension de surface. Leur performance est définie par le paramètre appelé efficacité d'ailette qui sera présenté ultérieurement. L'utilisation de polymères chargés pour la fabrication de ces ailettes est un objectif particulièrement ambitieux du fait des conductivités relativement modestes de ces matériaux. Le challenge peut néanmoins être relevé en combinant une conception de l'architecture de l'échangeur adapté au matériau polymère et une utilisation de techniques d'intensification des échanges.

---

### 2.3. Dimensionnement analytique des échangeurs de chaleur

Avant d'entrer dans les détails de l'intensification des échanges, il est intéressant de rappeler certaines notions sur le dimensionnement des échangeurs de chaleur. Cet échange est fonction des températures d'entrée et de sortie des fluides, de leurs coefficients d'échange thermique et de la surface d'échange entre eux. Trois types d'écoulement de fluide peuvent être considérés, l'écoulement co-courant, contre-courant ou à courant croisé. Dans les deux premiers cas, les

champs de vitesse moyenne des fluides sont parallèles, de même sens ou de sens opposés. Dans le cas des écoulements croisés ces champs sont perpendiculaires. La quantification du flux thermique s'appuie, en général, sur un échangeur typique bi-tubulaire co-courant ou contre-courant (Figure I-12).

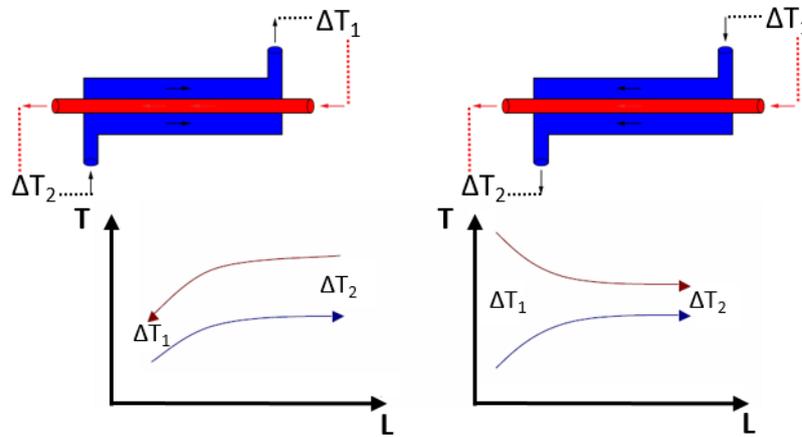


Figure I-12 : Echangeur contre et co-courant

Ce flux est déterminé à partir de la différence de température entre les fluides ( $T_c$  et  $T_f$  présentent les températures des fluides chaud et froid), la surface élémentaire et le coefficient d'échange global (relation (I-24)):

$$dq = \left( \frac{T_c - T_f}{R_g} \right) = U_g dS (T_c - T_f) \quad (\text{I-24})$$

Cette relation montre que l'échange est limité par la résistance thermique globale ' $R_g$ ' qui est l'inverse du coefficient d'échange multiplié par la surface ' $U_g S$ '. En projetant cette formule sur le cas des échangeurs tubes-ailettes (Figure I-13), la résistance thermique globale s'écrit sous la forme de l'équation (I-25) :

$$R_g = R_{eau} + R_p + R_{cont} + R_{air} \quad (\text{I-25})$$

Avec ' $R_g$ ' la résistance thermique globale, ' $R_{eau}$ ' la résistance thermique du côté de l'eau, ' $R_p$ ' des parois des tubes, ' $R_{cont}$ ' celle de contact entre les tubes et les ailettes et finalement ' $R_{air}$ ' la résistance thermique du côté de l'air

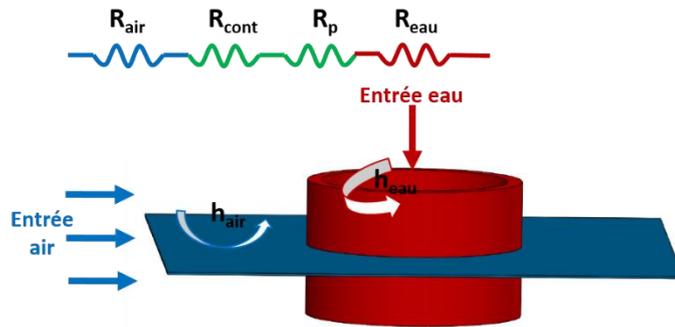


Figure I-13 : Résistance thermique dans un motif élémentaire d'un échangeur tube-ailette

Cette résistance globale comprend notamment toutes les résistances agissant sur le transfert thermique entre les fluides: la résistance convective du côté de l'eau, la résistance de conduction à l'intérieur des parois des tubes, la résistance de contact entre les tubes et les ailettes et la résistance convective de l'air. La quantification et la compréhension de la physique contrôlant chacune de ces résistances constituent les étapes clés pour améliorer la performance globale de l'échangeur.

### 2.3.1. Résistance thermique convective côté eau :

Afin de simplifier le problème, le canal de passage de l'eau et sa paroi intérieure sont isolés du système (Figure I-14). Dans cette portion, l'échange thermique se fait par convection forcée entre le liquide (l'eau) et la paroi intérieure des tubes ' $S_{p,int}$ '. Cet échange est alors présenté sous forme de coefficient d'échange de convection ' $U_{eau}$ ', l'équation (I-26) illustrant la résistance thermique du côté de l'eau.



Figure I-14 : Echange convectif à l'intérieur de tube

$$R_{eau} = \frac{1}{U_{eau} S_{p,int}} \quad (I-26)$$

Dans le cas d'un écoulement simple d'un fluide à l'intérieur des canaux cylindriques, le coefficient de convection de l'eau sera calculé à partir des corrélations classiques modélisant le nombre de Nusselt d'un écoulement dans un tube (équation (I-27)) [15] :

$$Nu = 0,023Re^{0.8}Pr^n \quad (I-27)$$

Avec ' $n=0,3$ ' si la température du fluide est plus élevée que celle de la paroi et ' $0,4$ ' dans le cas contraire. Cette relation est valable pour un régime turbulent où  $Re > 5.10^5$  et  $0.6 < Pr < 100$ , ' $Re$ ' étant le nombre de Reynold basé sur le diamètre de tube et ' $Pr$ ' le nombre de Prandtl. Pour un régime laminaire ' $Nu$ ' sera écrit suivant l'équation (I-28) [15]:

$$Nu = 1,86 (RePr)^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0.14} \quad (I-28)$$

Avec ' $\mu$ ' la viscosité dynamique du fluide et ' $\mu_p$ ' correspondant à celle dans les régions proches des parois. En effet, pour une différence de température significative, un gradient de température est créé entre le centre de tube et la paroi, d'où la différence de viscosité dynamique qui ne peut pas être négligée. En général, ' $Nu$ ' est égal à 3,66 pour des conditions de température de paroi constante et 4,36 pour des conditions de flux constant.

Cependant, le nombre de Nusselt est aussi une fonction du coefficient de convection et de l'échange par conduction (relation (I-29)):

$$Nu = \frac{U_{eau} D_{int}}{\lambda_{eau}} \quad (I-29)$$

Le coefficient d'échange et la résistance thermique côté eau seront alors calculés à partir des équations (I-26) - (I-29). La résistance varie avec la vitesse de l'écoulement de l'eau et le diamètre de tube. Pour des applications classiques de chauffage et climatisation, elle est de l'ordre de 2% de la résistance thermique globale [48].

### 2.3.2. Résistance thermique des parois des tubes

Dans les cas traditionnels des échangeurs de chaleur métalliques, la résistance thermique des parois est négligeable, puisque les matériaux utilisés sont des conducteurs thermiques. Dans le cas des échangeurs en polymères, cette résistance sera plus significative [3]. Cette dernière est directement liée à l'épaisseur et à la conductivité du matériau (équation (I-30)):

$$R_p = \frac{\ln \frac{r_{ext}}{r_{int}}}{2\pi L \lambda_p} \quad (I-30)$$

Avec ' $r_{ext}$ ' et ' $r_{int}$ ' les rayons extérieurs et intérieurs de tube, et ' $\lambda_p$ ' la conductivité thermique.

### 2.3.3. Résistance de contact

Les techniques de construction des échangeurs de chaleur tube-ailettes classiques reposent sur un assemblage entre les tubes et les ailettes. Cet assemblage cause la création d'une interface imparfaite (Figure I-15). Cette dernière entraîne l'existence d'une résistance de contact qui est un frein à la propagation de la chaleur des tubes vers les ailettes, ce qui conduit à une dégradation de la performance thermique globale. Plusieurs auteurs étudient cet effet dans le but de comparer les différentes techniques de fixation des ailettes ou de quantifier cette résistance. C. N. Kima, J. Jeong [51]–[53] analysent expérimentalement ce problème. La problématique essentielle dans ce type de mesure est la difficulté d'estimer la résistance convective de l'air. Pour cela, les auteurs proposent d'utiliser deux liquides (froid et chaud) dans un vacuum (un vide partiel) pour limiter la convection naturelle. A partir de la chaleur transmise entre les deux fluides ils déterminent la résistance thermique de contact qui varie entre 10 % et 15 % de la résistance thermique globale (selon le cas). Ils proposent ainsi des corrélations permettant de calculer cette résistance. D'autre part, P. Jannick et C. Meurer [54] comparent cette résistance dans deux types d'assemblage et évaluent la performance des deux échangeurs tubes-ailettes dont l'un est assemblé par une fixation mécanique et l'autre par soudage. Les échangeurs soudés montrent une performance thermique 5 % plus importante que celle obtenue avec un assemblage mécanique. D. Taler et O. Pawel [55] se sont quant à eux basés sur une étude numérique et des données expérimentales dans le but de quantifier cette résistance. Les résultats obtenus sont de même ordre que les valeurs expérimentales obtenues par C. N. Kima, J. Jeong ( $0,5 \cdot 10^{-4} < h_{cont} < 1,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ ).

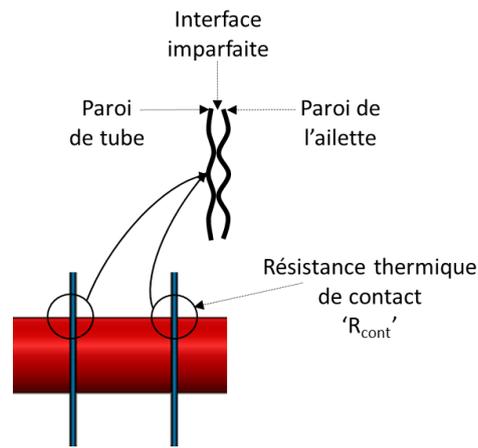


Figure I-15 : Résistance de contact à l'interface tube-ailette

Cette résistance est décrite sous la forme de l'équation (I-31) :

$$R_{cont} = \frac{1}{h_{cont} S_{cont}} \quad (I-31)$$

Avec ' $h_{cont}$ ' la conductance de cette résistance et ' $S_{cont}$ ' la surface de contact entre les tubes et les ailettes.

#### 2.3.4. Résistance thermique convective côté air et efficacité des ailettes

Concernant le calcul de la résistance thermique de l'air, la procédure s'avère plus complexe. Dans cette partie, plusieurs phénomènes entrent en jeu, la complexité de la géométrie, le développement des systèmes de tourbillons, comme les tourbillons en fer-cheval, l'aspect efficacité ailettes rendant les modèles analytiques incapables de modéliser, avec une précision suffisante le coefficient d'échange du côté de l'air (Figure I-14). Cette résistance est donnée par la relation (I-32):

$$R_{air} = \frac{1}{h_{air} S_{air}} \quad (I-32)$$

Dans cette équation ' $h_{air}$ ' est le coefficient de convection entre l'air et les parois des tubes et des ailettes, il s'écrit sous la forme suivante (I-33) :

$$h_{air} = \frac{1}{\eta_{fin} h_{air,fin} S_{fin}} \quad (I-33)$$

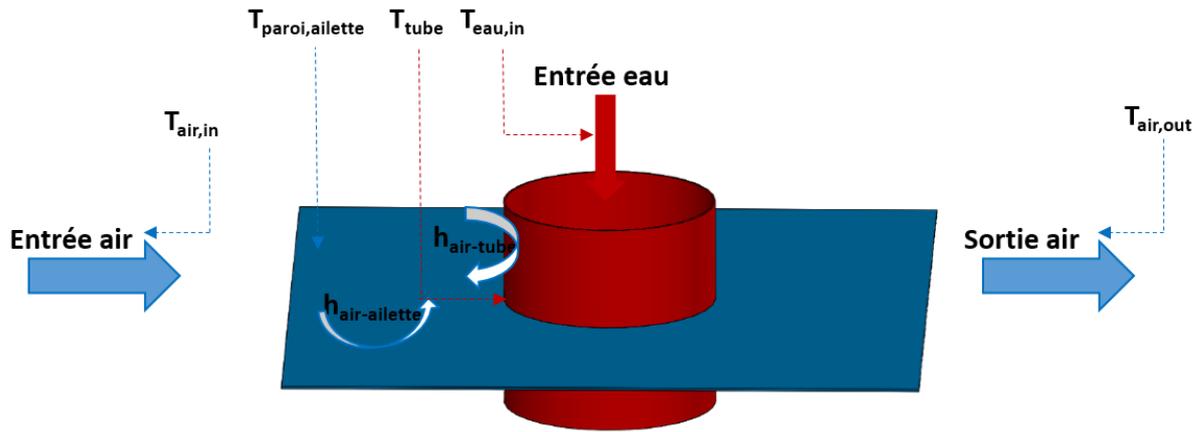


Figure I-16 : Echange thermique de l'air sur l'ailette et sur les tubes

L'efficacité des ailettes ' $\eta_{fin}$ ' est définie comme étant le rapport entre le flux réel et le flux maximal traversant l'ailette. Autrement dit, c'est le rapport entre l'échange thermique réel et l'échange dans le cas où l'ailette possède une température constante égale à la température à l'interface tube-ailette (I-34).

$$\eta_{fin} = \frac{\text{taux de transfert de chaleur de l'ailette}}{\text{taux de transfert maximal de l'ailette}} \quad (\text{I-34})$$

L'identification de ce paramètre présente un intérêt particulier dans l'étude de ce type d'échangeur, puisque la surface des ailettes forme environ 80% de la surface d'échange totale. Il est donc absolument essentiel de la quantifier et de comprendre les phénomènes physiques qui ont lieu afin de proposer des méthodes d'amélioration de performance. L'approche analytique de dimensionnement des ailettes proposées par Gardner [56] se base sur l'hypothèse que le coefficient de convection de l'air est constant le long de l'ailette à longueur infinie. Le flux thermique d'une ailette est alors décrit par l'équation (I-35) :

$$\Phi = \sqrt{h_f P_f \lambda_f S_f} (T_{tube} - T_{air}) \quad (\text{I-35})$$

Où ' $h_f$ ' est le coefficient de convection sur l'ailette ' $S_f$ ' est la surface d'échange, ' $P_f$ ' le périmètre de l'ailette

Pour les ailettes à longueur finie ' $l$ ', le flux est écrit suivant l'équation (I-36) :

$$\Phi = \sqrt{h_f P_f \lambda_f S_f} (T_{tube} - T_{air}) \frac{\sinh(ml) + (h_f l / m \lambda_f) \cosh(ml)}{\cosh(ml) + (h_f l / m \lambda_f) \sinh(ml)} \quad (I-36)$$

$$\text{Avec } m = \sqrt{\frac{h_f P_f}{\lambda_f S_f}}$$

Le flux thermique maximal s'écrit (I-37) :

$$\Phi_{max} = h_f P_f L (T_{tube} - T_{air}) \quad (I-37)$$

L'efficacité d'une ailette rectangulaire de longueur ' $L$ ' est donc décrite par l'équation (I-38):

$$\eta_{fin} = \frac{1}{mL} \tanh mL \quad (I-38)$$

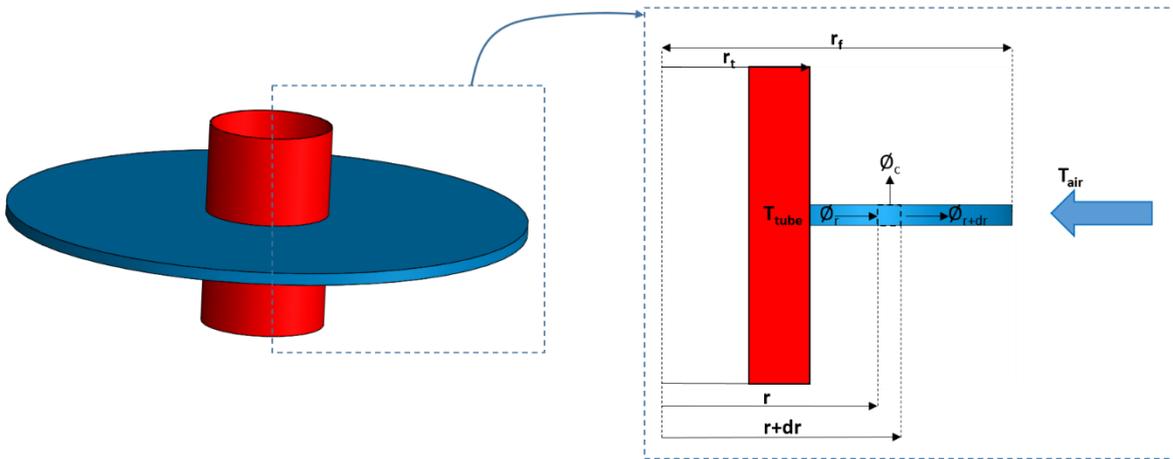


Figure I-17 : Bilan thermique sur une ailette circulaire

En appliquant le même principe sur une ailette circulaire, la solution de l'équation différentielle présentant le bilan thermique est écrit sous la forme d'une fonction de Bessel [57], l'efficacité des ailettes est égale à la relation (I-39) :

$$\eta_f = \frac{2}{\omega L \left( \frac{r_f}{r_f} + 1 \right)} \frac{I_1(mr_0)K_1(mr_1) - I_1(mr_1)K_1(mr_0)}{I_1(mr_0)K_1(mr_1) - I_1(mr_1)K_0(mr_0)} \quad (I-39)$$

Ces relations ne permettent que de calculer approximativement l'efficacité des ailettes, du fait qu'elles ne prennent pas en considération la variation du coefficient d'échange de convection le long des ailettes [58]. En revanche, elles permettent de mettre en évidence les

différents paramètres influençant cette efficacité. La conductivité thermique du matériau et l'épaisseur des ailettes ont des effets positifs sur cette efficacité. En effet, cet échange est caractérisé par un couplage conducto-convectif. L'augmentation de la conductivité thermique et de l'épaisseur des ailettes augmente le flux thermique par conduction et par la suite la quantité de chaleur transmise. Des essais expérimentaux sont engagés par H-T. Chen et J-C. Chou [59], [60] sur des ailettes circulaires et carrées, dans le but de calculer leurs coefficients de convection et leurs efficacités en régime de convection naturelle. Ils appliquent ainsi la méthode inverse avec la méthode des différences finies. Les résultats montrent que le flux thermique et l'efficacité des ailettes augmentent avec l'augmentation du pas inter-ailette, et que cette efficacité est de l'ordre de 0,5 pour un matériau ayant une conductivité de  $15 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ . Cependant, ce concept (hypothèse que le coefficient de convection est uniforme sur toute la surface de l'ailette), reste valable pour des dimensionnements industriels. En revanche, la prédiction précise des performances impose le recours aux tests expérimentaux ou l'utilisation de simulations numériques.

### 2.3.5. Différence de température logarithmique :

Pour compléter le calcul du flux thermique, il reste à déterminer la différence de température entre le fluide chaud et le fluide froid. L'intégration de la relation (I-24) le long de la surface d'échange conduit à l'équation (I-40) où ' $\Delta T_{lm}$ ' est la différence de température moyenne appelée 'moyenne logarithmique des différences de température' :

$$q_{HX} = U_g S \Delta T_{LM} \quad (\text{I-40})$$

Avec  $\Delta T_{LM} = \frac{(T_{c,out} - T_{f,out}) - (T_{c,in} - T_{f,in})}{\ln\left(\frac{T_{c,out} - T_{f,out}}{T_{c,in} - T_{f,in}}\right)}$ , où ' $T_{c,in}$ ' et ' $T_{c,out}$ ' les températures d'entrée et de sortie du fluide chaud, et ' $T_{f,in}$ ' et ' $T_{f,out}$ ' les températures d'entrée et de sortie du fluide froid.

## 2.4. Intensification de l'échange thermique

Dans le cadre de cette thèse, l'intensification par des voies passives est mise en œuvre. Une étude de base [61], définit les caractéristiques de chaque zone de l'ailette. Elle montre que le coefficient d'échange est beaucoup plus important en amont du tube qu'en aval, et explique également que l'efficacité des ailettes mesurée expérimentalement est différente de celle

calculée à cause de la variation du coefficient d'échange sur l'ailette. Ces résultats ont orienté les recherches ultérieures pour augmenter le coefficient d'échange dans les zones faibles de l'échangeur (en aval des tubes). Dans ce sens, les méthodes passives présentées dans la bibliographie se basent sur trois techniques essentielles:

- La première technique consiste à manipuler les dimensions, la forme et les positions des tubes pour réduire les zones de sillage.
- La deuxième s'appuie sur le changement de la géométrie des ailettes, soit par modification de leur contour (ailette rectangulaire, circulaire ou étoile), soit par changement de leur surface (ailette plane, ailette ondulée, ailette persienne) dans le but de modifier l'écoulement principal.
- La troisième technique comprend l'introduction des générateurs de tourbillons via des designs adaptés sur les ailettes pour générer des écoulements secondaires.

#### 2.4.1. Modification de la géométrie des tubes

L'écoulement du fluide dans des échangeurs tubes-ailettes planes est un mécanisme extrêmement complexe, cette complexité étant due à la diversité des interactions physiques impliquées. En effet, cet écoulement peut être divisé en trois phases principales (Figure I-18):

- Au bord d'attaque, on observe un écoulement sur une surface plane, simple, bidimensionnelle '2D'. Dans cette zone le développement des couches limites dynamique et thermique est détecté.
- Au voisinage du tube, la propagation 2D du fluide est perturbée. Ce phénomène est attribué à l'interaction entre l'écoulement amont et l'obstacle constitué par le tube entraînant un gradient de pression opposé à l'écoulement du fluide (phénomène d'écoulement de jonction). Cette perturbation cause le développement de structures tourbillonnaires 3D, nommées 'tourbillon en fer cheval', connues pour être fortement favorables au transfert thermique (Figure I-19).
- En aval des tubes, dans la 'zone de sillage', la circulation du fluide est pratiquement nulle. Cette zone est considérée comme la zone faible de l'échangeur (cf. Figure I-20).

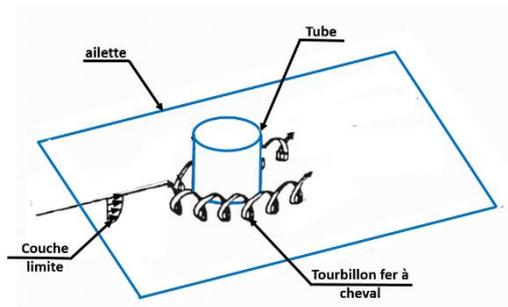


Figure I-18 : Phénomènes physiques de l'écoulement de l'air dans un échangeur tube-ailette [62]

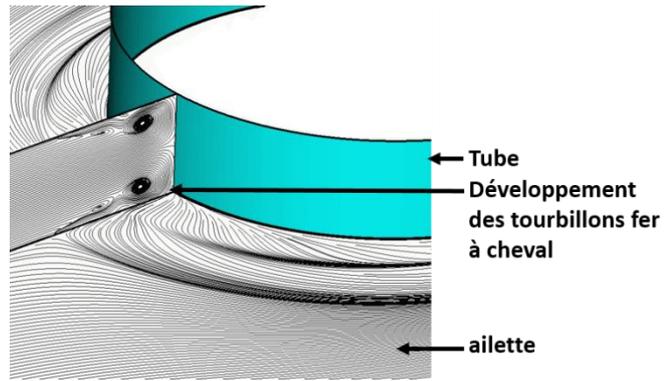


Figure I-19 : Développement des tourbillons fer à cheval [63]

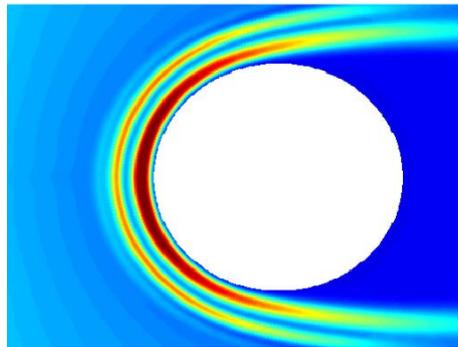


Figure I-20 : Distribution du flux thermique sur une ailette [63]

Ainsi, la géométrie, la taille et l'arrangement de tubes ont une influence directe sur les performances thermo-aérauliques des échangeurs. A. Erek, B. Ozerdem 2005 [64] montrent que la réduction des paramètres géométriques apporte un gain au niveau thermique mais augmente significativement les pertes de charges (surtout la réduction des pas inter-ailettes). De même R. Bahrapoury [65] observe que la performance thermique et les pertes de charges augmentent simultanément pour un arrangement en quinconce par rapport à un arrangement aligné des tubes (Figure I-21). S. Jayavel, S. Tiwari [66] sont allés plus loin et ont comparé la performance globale (rapport échanges thermiques/pertes de charge) et montré que pour des Reynolds inférieurs à 400, l'arrangement aligné est le meilleur alors que pour des Reynolds supérieurs à 400, l'arrangement en quinconce est le plus performant.

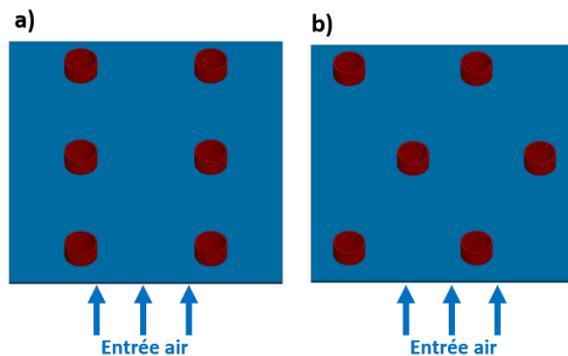


Figure I-21 : Arrangement de tube 'a-arrangement aligné' et 'b-arrangement quinconce'

Un autre arrangement de tubes peut être intéressant au niveau thermo-aéraulique, l'arrangement à diamètre de tubes variable comme le montrent Sofia G et Efstathios K. [67]. Leur étude présente un gain de 19 % au niveau thermique (pour le même pas inter tube cas-1 Figure I-22) en préservant les mêmes pertes de charge que dans le cas classique (cas 1). De plus, le changement de la forme des tubes cylindriques en des tubes elliptiques apporte un gain double (thermique et aéraulique).

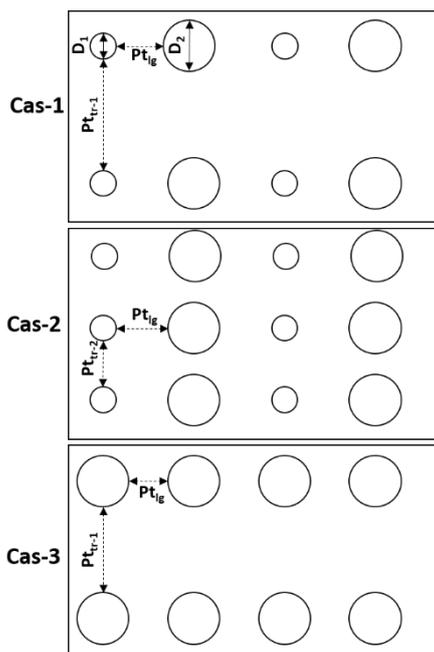


Figure I-22 : Arrangement mix des tubes circulaires à diamètre variable [67]

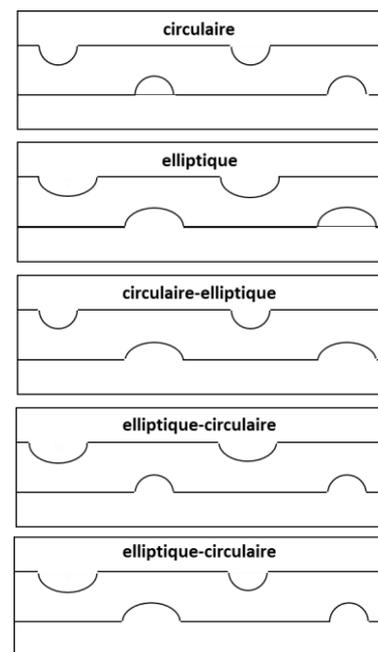


Figure I-23 : Arrangement mix des tube circulaires-elliptiques [68]

Cette architecture permet, en premier lieu, de réduire les zones faibles aux sillages des tubes et par la suite d'améliorer l'échange thermique, et en deuxième lieu, d'augmenter la section minimale de passage de l'air et par conséquent de diminuer les pertes de charge de l'air. B.

Ozderem 2005 [64] montre également l'avantage de ces formes par rapport à celles des tubes circulaires. Plusieurs études ont été conduites pour identifier les meilleures configurations de tubes ovales (elliptiques ou planes). L. A. O. Rocha [67] et M. Zeeshan [69] déduisent que la meilleure excentricité de l'ellipse (rapport des diamètres) est égale à 0,5, fournissant les meilleures performances thermo-aérauliques ainsi qu'une efficacité des ailettes assez importante. Quelle que soit la forme de ces tubes, leurs performances thermo-aérauliques sont toujours supérieures à celle des arrangements classiques (tube circulaire et arrangement aligné). En revanche, R. Deepakkumar, S. Jayavel [68] illustrent qu'un arrangement mixte tube circulaire-elliptique est avantageux au niveau thermique (Figure I-23). Ils classent le groupement de tubes elliptiques suivi par un groupement de tubes circulaires comme la meilleure configuration. L'arrangement alternatif (rang de tubes elliptiques- rang de tubes circulaires) et les groupements homogènes (circulaires ou elliptiques) sont classés comme la deuxième et la troisième configuration. Au niveau des pertes de charge, l'arrangement homogène de tubes elliptiques est toutefois le meilleur.

#### 2.4.2. Modification de la géométrie des ailettes

Dans les échangeurs à tubes ailettes, la surface des ailettes couvre environ 80% de la surface d'échange totale. L'efficacité de ces extensions de surface ainsi que leur masse contrôlent ainsi directement la performance globale de l'échangeur. Dans ce contexte, la littérature montre que de nombreuses études s'intéressent à l'effet de la géométrie des ailettes. Ces travaux s'appuient essentiellement sur la modification de la topologie des ailettes soit par changement de leur contour soit par modification de leur surface (par exemple utilisation d'ailettes ondulées):

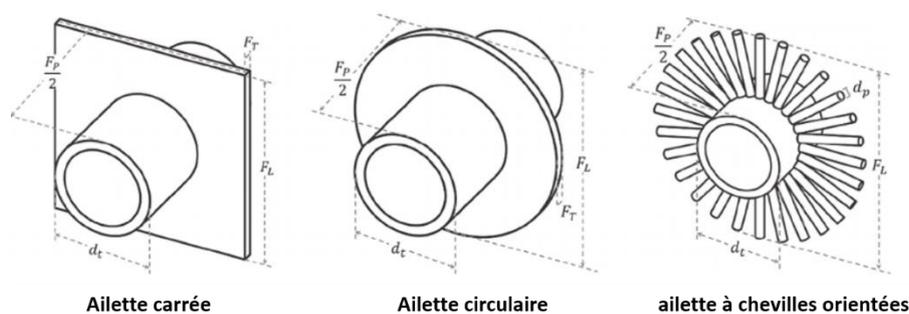


Figure I-24 : ailettes à différents contours [70]

Le contour des ailettes influe directement sur la masse de l'échangeur, et à un degré moindre sur l'efficacité des ailettes. Cette hypothèse est démontrée par A. Morales-Fuentes, Y.A. et

Loredo-Sáenz [70], qui comparent trois formes d'ailettes (carrées, circulaires et à chevilles orientées – cf. Figure I-24). Leurs résultats montrent que les ailettes à chevilles orientées sont avantageuses au niveau thermo-aéraulique, et présentent une efficacité supérieure et une masse inférieure à celles des ailettes rectangulaires ou circulaires. De même, M. Bošnjaković et A. Čikić [71] soulignent que les échangeurs munis d'ailettes en étoiles présentent des échanges thermiques par unité de masse et unité de surface plus élevés que ceux utilisant des ailettes circulaires, ces dernières présentant toutefois une efficacité d'ailette plus importante. Dans le même but, S. Singh et K. Sorensen [72] étudient numériquement l'effet du remplacement d'ailettes planes par des ailettes à profil variable. Cette modification conduit à un gain significatif en masse d'environ 7 à 28 % et un gain de 17 % au niveau efficacité thermo-aéraulique ' $j/f$ ' (défini dans la partie II). S. Singh et K. Sorensen, [73], suggèrent également que les ailettes planes ayant un contour sinusoidal sont plus performantes que les ailettes polynomiales et rectangulaires. Elles apportent en effet une réduction de 16 % en masse et un gain en puissance thermique par unité de masse et unité de volume. Un autre type de modification des ailettes planes peut être introduit, l'arrangement en quinconce ou aligné (Figure I-25). Sinaga et A. Suwono [74] montrent que l'arrangement en quinconce d'ailettes circulaires est bénéfique au niveau thermique mais cause des pertes de charge plus importantes.

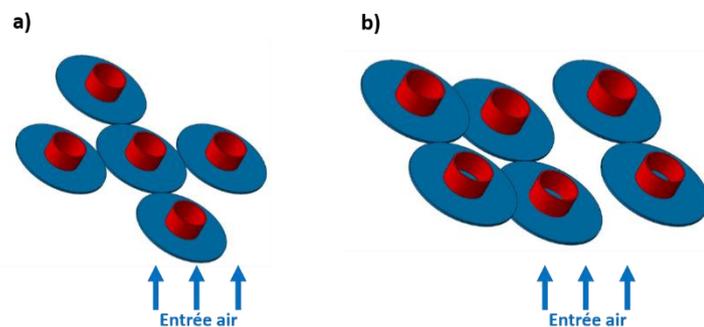


Figure I-25 : Arrangement des ailettes 'a-ailette alignée' et 'b-ailette quinconce'

Le changement de la surface des ailettes (ailette ondulée ou ailette à persiennes) a comme but de prolonger le parcours du fluide ainsi que de perturber l'établissement des couches limites. Ce type de modification entraîne généralement un gain au niveau thermique mais aussi une augmentation des pertes de charge. G. Lozza, U. Merlo [75] comparent expérimentalement seize ailettes différentes (planes, ondulées et à persiennes). Pour des condenseurs de refroidissement, les résultats montrent que les ailettes à persiennes ont le meilleur rapport transfert thermique/pertes de charge. J-Y. Jang et L-K. Chen [76] analysent numériquement le

transfert thermique dans cinq ailettes ondulées différentes avec des combinaisons d'angles et de hauteurs d'ondes différentes. Leurs résultats montrent que quelle que soit la combinaison, l'amélioration au niveau thermique ( $j$ ) est de 63 à 71%, mais qu'elle s'accompagne d'une augmentation importante des pertes de charge de 75 à 102 %. S. Islam, A Bhuiyan [77] étudient l'effet de l'angle des ailettes ondulées sur la performance thermo-aéraulique. Ils montrent que le rapport ' $j/f$ ' diminue pour des angles importants. Kang et Webb étudient expérimentalement les ailettes ondulées à arêtes pointues dénommées 'Herringbone wavy fins' et celles à arêtes arrondies dénommées 'smooth wavy'. Ces études montrent une augmentation de 4% au niveau thermique mais des pertes de charges 9,2 % plus élevées dans les arêtes arrondies. H.J. Kang W. Li [78] ont quant à eux comparé quatre types d'ailettes (Figure I-26). Les résultats montrent que les 'slotted-fins' Figure I-26-2 restent les plus performantes, et que les ailettes ondulées triangulaires sont légèrement plus intéressantes que celles ondulées sinusoidalement.

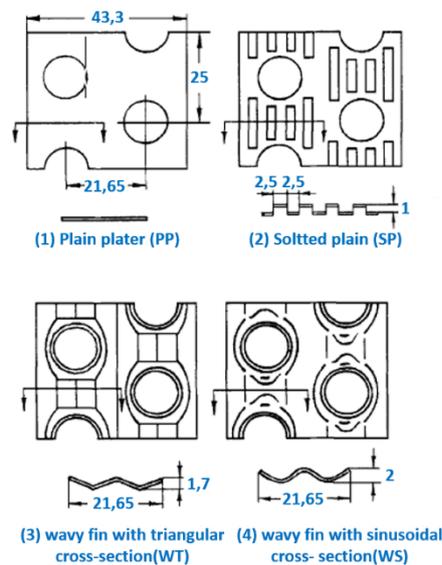


Figure I-26 : Différentes géométries de surface des ailettes [78]

### 2.4.3. Générateur de tourbillon

L'intensification de l'échange par l'introduction de générateurs de tourbillon est la technique la plus répandue dans la bibliographie scientifique pour ce type d'échangeur. Ce procédé a pour but de créer un décollement de la couche limite et de développer des écoulements secondaires connus pour être bénéfiques pour l'échange thermique. A. Valencia, M. Fiebig, [79] A. Sinha, H. Chattopadhyay [80] montrent que l'utilisation des générateurs de tourbillons entraîne une augmentation similaire des échanges thermiques et des pertes de

charge, le taux de cette augmentation varie entre 1,5 et 3 (par rapport à une ailette plane) selon la position et l'angle d'inclinaison de ces tourbillons. Z-M. Lin [81] [82] étudient en détails les tourbillons courbés, et notent que ce type de tourbillons améliore la performance thermique de 18 % par rapport à l'ailette plane. Dans ce type d'ailette, la réduction du diamètre des tubes et l'accroissement du pas inter-ailettes favorisent la performance thermo-aéroulque. Ces auteurs vérifient également que pour des nombres de Reynolds faibles, une distance entre les tourbillons et les tubes faible est plus bénéfique. A l'inverse, pour des nombres de Reynolds élevés, une distance importante est plus performante. Babak L., Bengt S.[83], prouvent que les générateurs de tourbillons courbés sont les meilleurs parmi toutes les géométries de tourbillons. D'autre part, ils étudient la combinaison de plusieurs techniques d'intensification d'échange (ailette ondulée, tube elliptique et générateur de tourbillons), et confirment que la diminution de l'excentricité de l'ellipse des tubes et l'augmentation de la hauteur de l'ondulation de l'ailette améliorent le transfert de chaleur.

---

## 2.5.Echangeurs de chaleur à base de polymères et polymères chargés

Dans le domaine des échangeurs, pour la plupart des travaux publiés, les matériaux employés sont des matériaux métalliques, donc possédants une bonne conductivité thermique. L'utilisation de polymères (isolants thermiques) engendre deux problèmes majeurs, à savoir une résistance thermique côté « tubes » qui prend une importance plus grande et surtout une efficacité limitée des « ailettes » dans le cas des extensions de surface.

Les avantages économiques et massiques potentiels liés à l'utilisation de polymères ont néanmoins conduit certains auteurs à substituer les matériaux métalliques par des polymères, en particulier dans les domaines de la récupération de chaleur fatale ou du dessalement des eaux. Ces derniers engendrent en effet des problèmes en termes de résistance thermique importante du côté des parois. La bibliographie sur cet axe peut être classée en deux grandes parties: les échangeurs liquide-liquide/gaz-gaz et les échangeurs liquide-gaz.

### 2.5.1.*Echangeurs liquide-liquide/gaz-gaz*

Scheffler [84], montre en 2008 que si les fluides présentent des résistances thermiques élevées, le coefficient d'échange global est alors indépendant du matériau utilisé. A l'inverse, si cette résistance est faible, la préservation d'un coefficient d'échange global équivalent

nécessite une réduction significative de l'épaisseur des parois (Figure I-27). Pour des applications de dessalement de l'eau El-Dessouky et al [85] suggèrent de remplacer les métaux par des polymères (PTFE). Leur système comprend des unités de préchauffe constituées d'échangeurs à plaques et d'un évaporateur formé d'un échangeur à tubes et calandre. L'utilisation des polymères leur a imposé de réduire l'épaisseur des parois et le diamètre des tubes (0,05 à 0,1 mm). Ce système est comparé aux autres construits en titane, en acier fortement allié et en alliage Cu-Ni. Leurs résultats montrent que pour préserver la même performance, la surface d'échange de l'évaporateur et des préchauffeurs doit être 2 à 4 fois plus grande que les systèmes métalliques. Pour compenser la faible conductivité des polymères Dupont [86][87] augmente la compacité de l'échangeur et réduit le diamètre des tubes (en PTFE) de 5 à 15 % par rapport à celui des tubes métalliques. Il augmente ainsi la compacité de 130 à 560  $m^2.m^{-3}$ , le coefficient d'échange global de l'échangeur étant de  $560 W.m^{-2}.K^{-1}$ . Le même principe est appliqué par J.Zhoa et B.Li [88] sur un échangeur à tubes et calandre constitué de fibres creuses en polypropylène (PP) pour des applications à basse température (Figure I-28). Les résultats exploités par simulation numérique avec un code CFD (Fluent) montrent l'effet de la vitesse d'écoulement des fluides (côté tube et côté calandre) et de la fraction de remplissage des fibres sur le coefficient d'échange global. Pour des fibres de diamètre extérieur égal à 1 mm et intérieur à 0,6 mm, le coefficient d'échange calculé atteint  $1109 W.m^{-2}.K^{-1}$  et le facteur de remplissage optimal est entre 13 et 19 %. Song et al [89] ont proposé un modèle numérique et expérimental afin de tester des échangeurs en polymère en micro fibres creuses appliqués dans le dessalement thermique. Les polymères de construction utilisés sont le PP, le PEEK et le PES avec des surfaces non poreuses. Les fluides circulant dans l'échangeur sont de l'eau salée à température élevée (80 à 98°C) et de l'eau ou de la vapeur d'eau froide (8 à 25°C). Les résultats montrent que les échangeurs à microfibres creuses peuvent atteindre une compacité plus importante que les échangeurs métalliques avec un coefficient d'échange pour le PP de  $2000 W.m^{-2}.K^{-1}$  et  $1600-1800 W.m^{-2}.K^{-1}$  avec de l'eau froide et de la vapeur d'eau respectivement.

D. Rouse et D.Y. Martin [90] proposent un échangeur de chaleur multitubulaire à flux croisé en polymère pour la déshumidification des serres. Cet échangeur offre des avantages au niveau économique et en termes de résistance à la corrosion, ainsi qu'un rendement acceptable de 84 % et 76 % pour un taux de renouvellement de l'air de 0,5 et 0,9 volume/hr respectivement. L.Jia et X.F. Sun [91] montrent expérimentalement que l'utilisation d'un échangeur de chaleur à

plaque spirale longitudinale en PTFE pour le réchauffement de l'air et la récupération de chaleur des vapeurs contenant de sulfate améliore le coefficient d'échange d'un facteur 2 par rapport aux systèmes à une seule phase.

Plusieurs auteurs ont pu montrer l'intérêt des échangeurs en polymère par rapport aux échangeurs métalliques avec des écoulements liquide-liquide. L'idée globale de ces études se base sur l'augmentation de la surface d'échange et l'utilisation de tube à parois fines. En effet ces modifications entraînent deux avantages, d'une part une augmentation de la surface d'échange entre les fluides et d'autre part une réduction de la résistance thermique de parois des tubes ce qui aboutit à des performances globales comparables aux métaux. A noter que l'emploi de ce type d'échange (liquide-liquide) ou (gaz-gaz) est facilité par le fait que les coefficients d'échange de chaque côté des fluides sont équivalents ce qui n'est pas le cas dans les échangeurs gaz/liquides (paragraphe suivant).

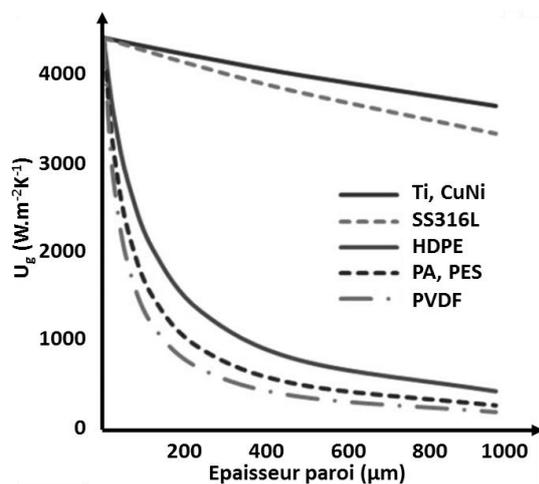


Figure I-27 : Coefficient d'échange global en fonction de l'épaisseur des parois [84]

### 2.5.2. Echangeur liquide-gaz

La substitution des matériaux conducteurs par des polymères dans les échangeurs liquide-gaz est beaucoup plus compliquée, cette complexité étant liée à la résistance thermique dominante de l'air (voir [paragraphe 2.2](#)). Pour cette raison, les architectures utilisées dans ce type d'écoulement sont adaptées pour accroître la surface d'échange du côté du gaz par des canaux spécifiques ou par des extensions de surface. Les échangeurs à plaques-ailettes sont les plus répandus dans la bibliographie. Haris et al [92], [93] fabriquent une telle géométrie avec

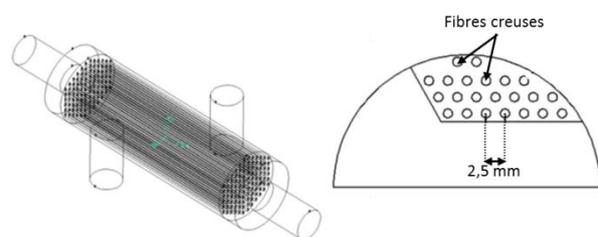


Figure I-28 : Echangeur de chaleur tube à calandre avec des microfibre creuse [88]

du PMMA (poly-méthacrylate de méthyle), en utilisant des canaux de petites dimensions (0,4 mm côté air et de 0,7 mm côté eau) dans le but d'augmenter la compacité. La performance thermique mesurée est inférieure à celle obtenue avec l'aluminium et le titane mais le transfert thermique par unité de masse et de volume est supérieur. [94] Les mêmes auteurs [95] exploitent une géométrie compacte à flux croisés composé de films de PEEK (Figure I-29). Leur but est de remplacer les échangeurs métalliques classiques dans les industries de fabrication des piles à combustible par d'autres en polymère. Les résultats montrent des avantages économiques intéressants pour ce type d'échangeur (polymère). En effet pour une puissance thermique fixe, les géométries compactes en polymères offrent une réduction significative de masse (76 à 86 %) et des pertes de charge (31 à 67 %) par rapport à l'aluminium. G. Nellis et al, [96] étudient en détails les échangeurs à plaque-ailettes en polymère. Leur analyse comprend un système d'optimisation analytique/numérique et une étude expérimentale. Ils montrent que la variation de la performance thermique en fonction de la conductivité des parois varie d'une manière logarithmique. Elle est en effet très rapide pour des conductivités inférieures à  $2 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  et se stabilise pour des conductivités entre 2 et  $20 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ . De plus ils valident leurs étude par des essais expérimentaux sur un prototype fabriqué par impression 3-D à base de ABS non chargé ( $\lambda=0,2 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ). Les mêmes auteurs [97] combinent ainsi l'optimisation topologique avec la facilité de mise en forme des polymères (fabrication additive), pour compenser leur résistance thermique élevée. Ils étudient numériquement l'effet de la conductivité du matériau de construction et la hauteur des canaux de l'air sur la performance thermo-aéroulrique des échangeurs de chaleur. Ce modèle est validé par une géométrie simple métallique, les résultats montrent qu'un gain de 36 à 71 % (selon les dimensions et la conductivité des ailettes) peut être atteint par l'optimisation topologique par rapport à des canaux classiques. Ils prouvent ainsi qu'à chaque valeur de ' $\lambda$ ', il existe une configuration qui garantit une performance thermique similaire à celle d'échangeur en aluminium de référence. M. A. Arie et A.H. Shooshtari [98] illustrent expérimentalement que pour des échangeurs à tubes soudés 'Webbed-tube', la résistance thermique des parois en polymère ne limite pas l'échange thermique, mais qu'elle peut être réduite en utilisant des parois de tubes fines. Leur échangeur dispose de performances thermo-aéroulriques similaires à celles d'échangeurs métalliques à plaques-ailettes. Saman et Alizadeh [99], [100] étudient théoriquement et expérimentalement un échangeur à flux croisé en plaque utilisé comme absorbeur dans des systèmes de refroidissement à déshydratation de liquides. L'encombrement de l'échangeur est de  $0,6 \times 0,6 \times 0,6 \text{ m}^3$  avec une épaisseur des parois

de 0,2 mm et un espacement entre les plaques de 3 mm. Les résultats mettent en évidence que le rendement de l'échangeur est 0,7 pour un débit massique de  $0,1 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ .

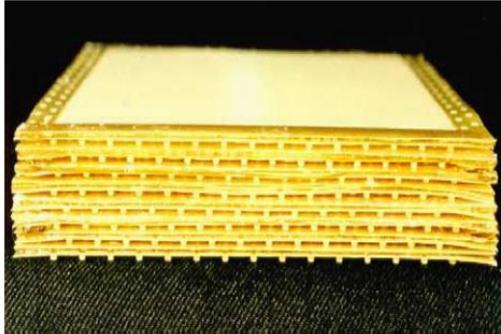


Figure I-29 : Echangeur compact à flux croisé composé des films de polymères de PEEK [94]

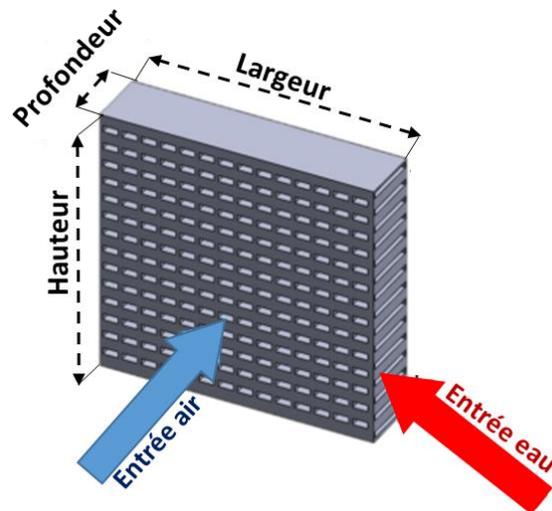


Figure I-30 : Echangeur en plaque-ailette en polymère [96]

Dans le but de remplacer des échangeurs métalliques, Tather et Senatalar [101] développent un échangeur tubulaire en PTFE utilisé dans des pompes à chaleur à adsorption utilisant un revêtement de zéolite. Leurs résultats numériques prouvent que la puissance de la pompe à chaleur avec un échangeur est inchangée mais son C.O.P (Coefficient de Performance) augmente de 1,25 à 2,5 suite à l'utilisation des revêtements de zéolite relativement minces. J. Cvallos, A. Bar-Cohen [87] ont évalué numériquement et expérimentalement un échangeur de chaleur à tubes soudés (Webbed-tube, Figure I-31) fabriqué en polymère chargé. Le composite utilisé est formé de polyamide 12 et 33 % en volume de fibre de carbone. Sa conductivité effective est de l'ordre de  $10 \text{ W}\cdot\text{m}\cdot\text{K}^{-1}$ . Le prototype injecté avait les dimensions suivantes:  $64,4 \times 54,3 \times 36,6 \text{ mm}^3$ . Leurs résultats montrent un coefficient de transfert de chaleur volumique maximal de  $14 \text{ kW}\cdot\text{m}^{-3}\cdot\text{K}^{-1}$ , 1,65 fois supérieur à celui du même échangeur injecté en polyamide non chargé. En revanche, comme déjà expliqué dans le [paragraphe 2.2](#), les échangeurs à tubes-ailettes présentent le meilleur compromis performance thermique-pertes de charge. L. Chen, Z. Li [102] soulignent que la fabrication des échangeurs tubes-ailettes pour des configurations

classiques<sup>3</sup> avec des polymères chargés peuvent atteindre des performances thermiques intéressantes. En effet leur étude s'appuie sur des calculs analytiques et des mesures expérimentales appliqués à trois prototypes en PP (PP non-chargé, et deux PP chargés dont  $\lambda$  égale à 2,3 et 16,5  $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ). Le coefficient d'échange obtenu avec le PP conducteur ( $\lambda=16,5 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ) est égal à 34  $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$  ce qui permet de conclure qu'une conductivité thermique comprise entre 15 et 25  $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$  est suffisante pour obtenir des performances globales voisines de 70 % de celles des échangeurs en aluminium (Figure I-32). Wu et al [103] s'intéressent à l'aspect mécanique des échangeurs de chaleur et à leur vieillissement. Leur étude a pour objectif d'étudier la capacité des tubes en polymère utilisés dans des systèmes solaires de chauffe-eau pour résister à une pression estimée à 0,55 MPa et à une température d'environ 82° C pour un cycle de vie de 10 ans. Leur étude montre alors que pour résister au gonflement, le rapport  $D_{\text{ext}}/\text{épaisseur}$  des tubes devait être supérieur à 13,5 pour le polybutylène et 16,7 pour le polyamide.

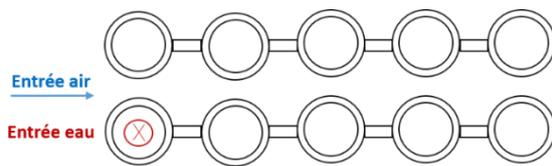


Figure I-31 : Géométrie 'webbed-tube'

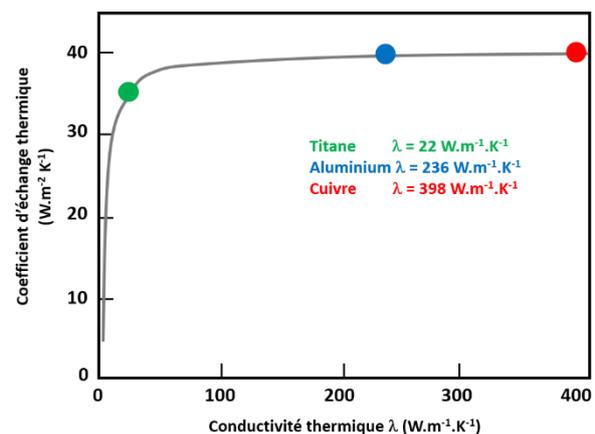


Figure I-32 : Variation de coefficient d'échange thermique en fonction de la conductivité thermique pour une géométrie tube-ailette [102]

La fabrication des échangeurs de chaleur en polymère (surtout polymère chargé) pour des écoulements liquide-gaz n'est pas fréquemment étudiée dans la littérature (cf. Figure I-33). La majorité de ces études concernant les échangeurs en plaque à flux croisé, elles se focalisent sur le fait d'augmenter la compacité de l'échangeur en réduisant les dimensions des canaux de

<sup>3</sup> Des paramètres géométriques moyens, Diamètre de tube de l'ordre de 10 mm et pas inter-ailette de 1 mm

circulation des fluides. Néanmoins ce type d'échangeurs engendre des pertes de charges élevées. La seule étude qui traite la combinaison des échangeurs tubes-ailette/polymère-chargé, montre qu'avec une géométrie classique une conductivité entre  $15$  et  $25 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  est suffisante pour atteindre  $70 \%$  de la performance de l'aluminium. Ceci peut être amélioré en combinant les polymères chargés avec une géométrie compacte (des petites dimensions de tubes et des ailettes) pour atteindre des performances thermiques similaires à celle des échangeurs métalliques avec des pertes de charges raisonnables.

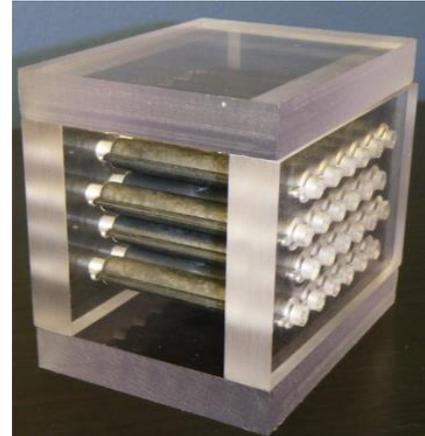


Figure I-33 : Echangeur de chaleur liquide gaz en polymère [98] [87]

### 3. Conclusion et programme de recherche

Cette brève présentation de la bibliographie en relation avec les polymères chargés et les échangeurs de chaleur, montre que de nombreux obstacles empêchent la fabrication d'un échangeur de chaleur en polymère chargé ayant de bonnes performances thermo-aérauliques. D'un point de vue général, la construction des échangeurs est une procédure complexe, sensible et précise. Cette complexité provient des faibles dimensions de ses composants, de la perturbation de l'écoulement causée par toutes les déformations des parois ainsi que de son vieillissement et sa capacité à soutenir les conditions de fonctionnement. Comme dans tout projet de construction, le point de départ sera l'identification du matériau de construction et l'architecture visée.

Le choix du système polymère-charge est avant tout une affaire de compromis entre les propriétés physiques **prioritaires** (thermiques et mécaniques), le prix du composite, la masse et sa processabilité. Dans le cadre de ce projet, la sélection des matériaux utilisés doit être soumise à un cahier des charges permettant de classer les critères indispensables pour la fabrication d'un échangeur de chaleur compact et performant. Par conséquent, les points cruciaux sont a priori sa conductivité thermique, sa processabilité et, à un degré moins important, ses propriétés mécaniques. Dans ce contexte, la bibliographie illustre que la conductivité effective du composite n'est pas sensible à celle de la matrice, sachant qu'elle est fortement influencée par le taux et la distribution des charges. Le choix de la matrice dépend essentiellement de l'environnement de fonctionnement du composite, de ses propriétés mécaniques et de son coût. En revanche, la sélection du type, de la géométrie, et de la distribution des charges est plus complexe. Pour des composites chargés tri-dimensionnellement, la conductivité effective atteinte reste inférieure à  $4 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  quels que soient le type et la nature des charges. Le matériau, ainsi obtenu, est relativement isotrope ce qui est indispensable pour certaines applications. Concernant les charges unidirectionnelles '1-D', le composite résultant est fortement anisotrope. La conductivité est améliorée dans une direction privilégiée selon l'orientation des fibres. L'amélioration obtenue affecte deux ordres de grandeur ( $\lambda_{\text{eff}}$  entre 15 et  $20 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ) avec des fibres de carbone de type PAN (à base de polyacrylonitrile) ou de carbone noir ( $\lambda_{\text{charge}}$  entre 150 et  $250 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ) et trois ordres de grandeur ( $200 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ) avec des charges spécifiques à haute qualité (comme les PDF et VDF [12] à base du pétrole dont  $\lambda_{\text{charge}}$  est supérieure à  $500 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ). Cependant ce type de

matériau pose des limitations en termes de processabilité pour la fabrication de composants thermiques à petites dimensions, mais aussi au niveau des coûts pour des charges à base de pétrole. En revanche, l'utilisation de nano-charges (nanotubes de carbone ou nano-sphères) seules n'aboutit pas à des conductivités thermiques importantes. Pour atteindre des conductivités élevées, les nanoparticules peuvent être utilisées en association avec des micros charges pour améliorer le phénomène de percolation et par la suite augmenter la conductivité thermique effective du composite. Afin de simplifier ce choix, des modèles analytiques et numériques sont utilisés pour estimer la conductivité effective d'une combinaison donnée matrice/charge: ils seront appliqués en amont de l'élaboration et de la caractérisation expérimentale du composite permettant un gain de temps et de coût.

En parallèle, l'architecture de l'échangeur est liée à l'application visée. Dans le cadre de ce projet, l'étude porte sur des échangeurs utilisés dans les domaines du chauffage, de la climatisation et de la récupération de chaleur fatale. La géométrie tubes-ailettes (avec des extensions de surface) garantit le meilleur compromis entre des performances thermiques élevées et un coût de fonctionnement raisonnable.

En outre, ce type d'échangeur se caractérise par un couplage conducto-convectif. La substitution des matériaux conducteurs thermiques (métal) par d'autres plus ou moins isolants (polymère et polymère chargé) impose l'amélioration du coefficient de convection par les méthodes d'intensification d'échange citées dans le [paragraphe 2.4](#). Ces techniques assurent des taux d'amélioration importants (jusqu'à trois fois plus grand que les géométries classiques). D'autre part, certaines études visent à fabriquer des échangeurs de chaleur en polymère (des échangeurs tubulaires ou en plaques). L'idée globale de ces études était d'augmenter la surface d'échange entre les fluides afin de compenser la faible conductivité thermique des parois. La synthèse des études concernant les géométries tubes-ailettes et les échangeurs en polymère peut être résumée en trois points principaux :

- La compacité des échangeurs plastiques et la diminution de l'épaisseur des parois assurent des performances thermiques compétitives avec les échangeurs en aluminium.
- La réduction des paramètres géométriques des échangeurs tubes-ailettes suscite deux avantages intéressants : l'augmentation de la surface d'échange et l'amélioration du coefficient de convection.

- La création d'écoulements secondaires, à partir de générateurs de tourbillons, améliore l'échange thermique mais engendre cependant une augmentation similaire des pertes de charge.

Dans ce contexte, dans le cadre de ce projet, les techniques d'intensification d'échange basé sur l'optimisation des paramètres géométriques sont appliquées. Ce choix provient essentiellement de l'efficacité d'une telle technique prouvée par les travaux antérieurs. Étant donné que cet axe de recherche est 'vierge', il est indispensable de commencer par une géométrie tubes-ailettes simple afin de comprendre la physique derrière la substitution du matériau de construction et maîtriser les méthodes de fabrication de ce type d'échangeur

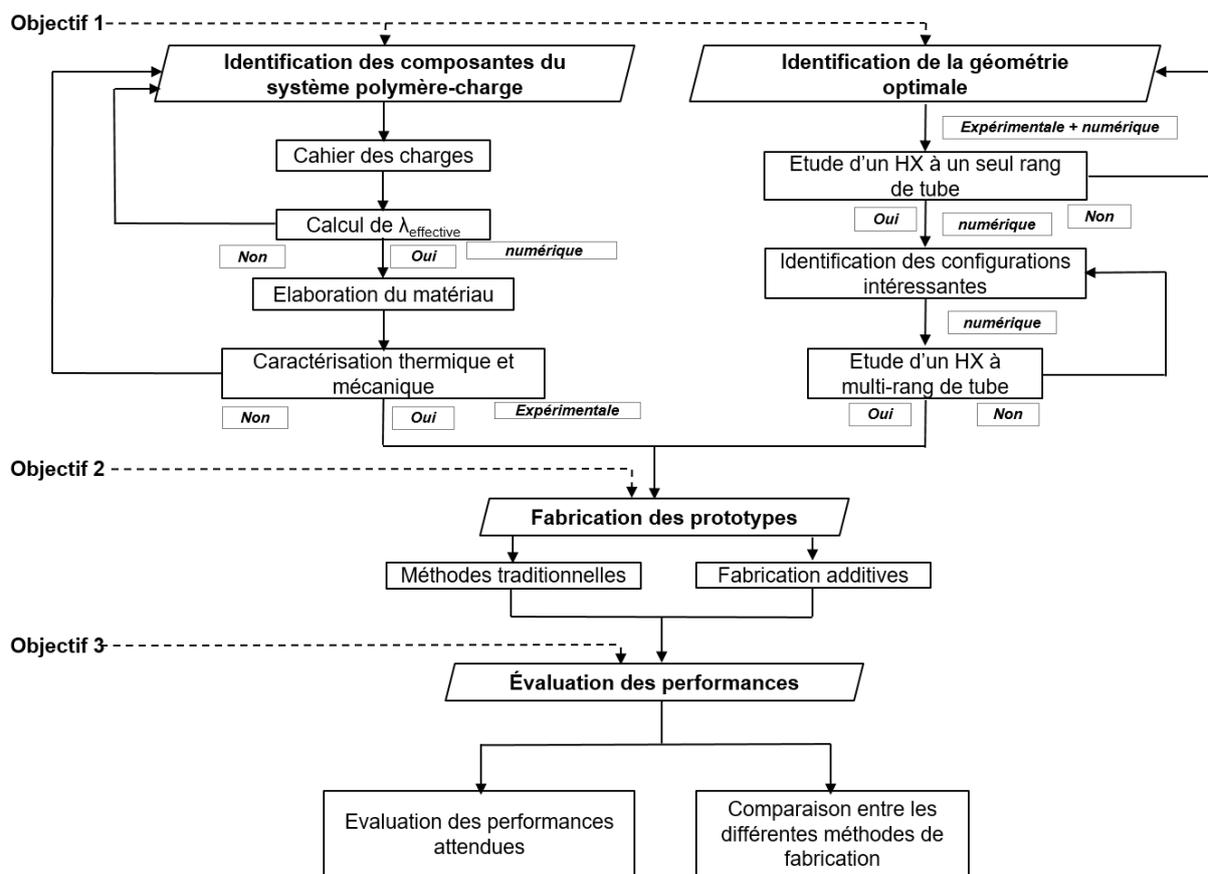


Figure I-34 : Organigramme représentant le programme du projet

A partir de ce qui est cité précédemment, cette thèse comprend trois objectifs principaux comme l'indique l'organigramme de la Figure I-34.

Le premier objectif consiste à identifier le système polymère-charge et la géométrie de l'échangeur visé. Des travaux numériques et expérimentaux seront accomplis pour déterminer

les formulations intéressantes des polymères chargés ainsi que le seuil de conductivité thermique et des propriétés mécaniques atteintes. Ces résultats sont bien-sûr comparés avec un cahier des charges qui impose les critères indispensables à la fabrication d'un échangeur. En même temps une étude numérique et expérimentale est développée afin de trouver des configurations intéressantes d'échangeurs de chaleur tubes-ailettes. Cette partie est réalisée par étapes, en premier lieu des mesures expérimentales et numériques sont menées pour quantifier l'effet de la conductivité thermique sur l'efficacité des ailettes. A partir de ces résultats une étude paramétrique des configurations tube-ailette sera réalisée dans le but de trouver des géométries présentant des performances thermo-aérauliques compétitives par rapport à celles des échangeurs métalliques.

Ces deux tâches permettent de traiter le deuxième objectif de l'étude : la fabrication du prototype. Le système polymère-charge sélectionné est alors utilisé comme un matériau de construction de l'échangeur et la configuration de la géométrie tubes-ailettes obtenue comme architecture visée. Dans cette étape plusieurs méthodes de fabrication sont testées afin de trouver les avantages et les limites de chacune.

Finalement, une évaluation des performances thermo-aéraulique obtenues avec chaque prototype est réalisée et permet la comparaison avec les échangeurs métalliques.



## Partie II. Outils et méthodes

---

Partie II. Outils et méthodes .....	65
1. Mise en forme et caractérisation des polymères chargés .....	66
1.1. Introduction .....	66
1.2. Mise en forme .....	66
1.3. Caractérisation .....	71
2. Outils numériques .....	76
2.1. Modélisation numérique de la conductivité thermique effective des composites .....	76
2.2. Modélisation numérique des échangeurs de chaleur.....	80
3. Conclusion .....	94

*Ce projet pluridisciplinaire comporte une étude numérique et expérimentale du comportement thermomécanique des polymères chargés et s'intéresse à l'analyse numérique et expérimentale des performances thermo-aérauliques des échangeurs de chaleur à tube-ailette en polymère.*

*Le premier chapitre de cette partie décrit les techniques utilisées pour la mise en forme et la caractérisation des composites.*

*Le deuxième s'intéresse à la description des deux outils numériques mis en œuvre. Le premier sera un modèle utilisant la méthode des éléments finis dans le but de calculer la conductivité thermique effective pour une formulation donnée des polymères chargés. Le second est basé sur la méthode des volumes finis utilisée pour l'évaluation des performances thermo-aérauliques des échangeurs de chaleur.*

## 1. Mise en forme et caractérisation des polymères chargés

### 1.1.Introduction

Un des avantages essentiels de l'utilisation des polymères dans ce domaine, est leur facilité de mise en forme et leur liberté de design offert par les techniques de mise en forme relativement accessibles par rapport à celles des matériaux traditionnels (métalliques et céramiques). Diverses méthodes de mise en forme des polymères peuvent être considérées, mais au sein de ce projet trois procédés sont exploités :

- L'injection utilisée pour la fabrication des éprouvettes spécifiques à la caractérisation thermique et mécanique ainsi qu'à l'élaboration des plaques (ailettes).
- La thermocompression pour la fabrication des plaques et des ailettes.
- La fabrication additive (impression 3D) permettant la fabrication des pièces de géométrie complexe, sans outillage spécifique.

Le choix de chaque méthode est limité par la forme et les dimensions des pièces, le taux et les dimensions des charges.

D'autre part, la construction d'un prototype final à base d'un système polymère-charge, nécessite une bonne connaissance des propriétés physiques du ou des matériaux utilisés. La caractérisation expérimentale est donc une étape clé afin de confirmer la satisfaction des conditions citées dans le cahier des charges ([cf. Partie III](#)). Pour cette raison, trois types de caractérisations sont réalisés :

- La caractérisation structurale par microscopie électronique à balayage (MEB) permettant d'évaluer la dispersion des charges dans la matrice.
- La caractérisation thermique par la méthode des disques-chauds (hot-disk), permettant la détermination des conductivités thermiques (radiale et axiale).
- La caractérisation mécanique en traction uni-axiale, permettant d'évaluer les propriétés mécaniques.

---

### 1.2.Mise en forme

#### 1.2.1.*Injection*

L'injection est une des techniques traditionnelles la plus utilisée à l'heure actuelle. Elle permet de fabriquer des pièces de quelques grammes à plusieurs kilos pour des dimensions très variables (de quelques millimètres à plusieurs centaines de centimètres). De plus, cette méthode

permet la fabrication des géométries complexes avec des polymères surchargés ce qui est difficile avec d'autres techniques. Dans le cadre de ce projet, différentes pièces (échantillons pour caractérisation mécanique et thermique) sont injectées grâce à une presse (ALLROUNDER 320 A, Arburg, Allemagne) de 80 T de force de fermeture (Figure II-1),



Figure II-1 : Machine injection ARBURG ALLROUNDER 320A

Le cycle d'injection comporte une succession d'actions conduisant à la formation de la pièce finale. Ce cycle commence par une phase appelée remplissage ou injection (dynamique) qui correspond au transfert du matériau fondu à partir d'une vis qui se déplace en translation pour remplir le moule. Durant le refroidissement, le matériau dans le moule se rétracte, ce qui induit une réduction de son volume. Afin de maintenir le volume nécessaire, le système d'injection continue à être alimenté à pression élevée. Cette étape quasi statique est appelée phase de maintien. Le passage entre les deux phases est réalisé à l'aide des détecteurs des grandeurs physiques (pression, température) qui servent à contrôler le remplissage du moule. Finalement la pièce finale est refroidie dans le moule puis éjectée (cf. Figure II-2). En parallèle du refroidissement, un autre cycle d'injection est préparé lors de la phase de dosage.

Les paramètres d'injection doivent être optimisés pour chaque matériau et les principaux sont : la température du matériau en sortie de buse (température d'injection), la température de régulation de l'outillage métallique (température moule), le débit d'injection, le temps de remplissage, le temps et la pression de maintien, le temps de refroidissement.

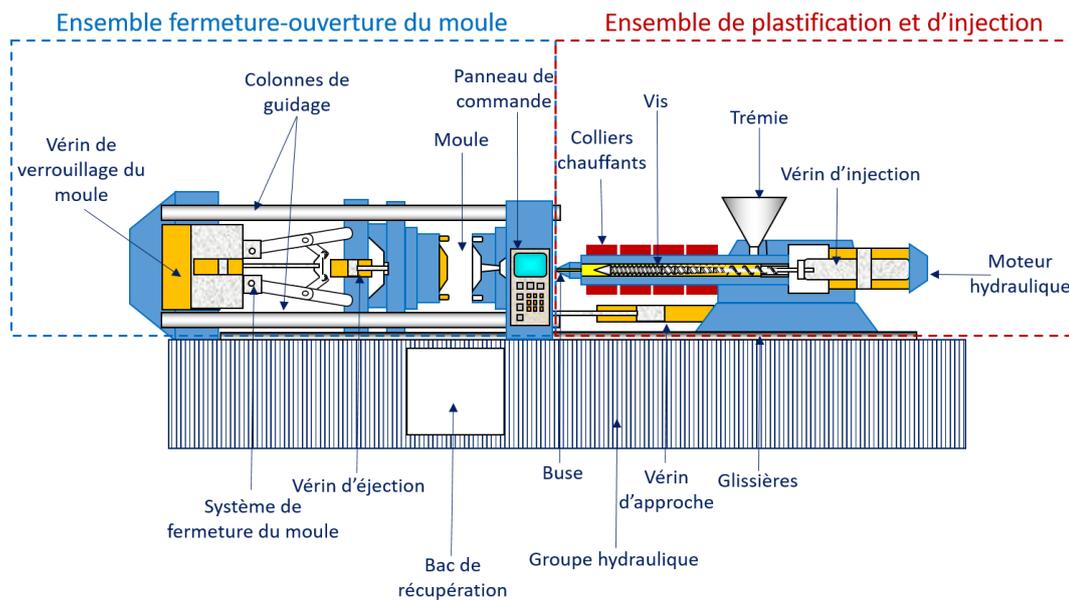


Figure II-2 : Les constituants de la machine injection

### 1.2.2. Thermocompression:

La thermocompression est une des méthodes de mise en forme des polymères classiques. Le principe de cette technique s'appuie sur la compression des polymères à température élevée ce qui permet la formation des pièces ayant la forme du cadre utilisé. En fait, la matière première est posée dans un cadre de quelques centimètres jusqu'à une dizaine de centimètres. La forme, l'épaisseur et les dimensions des plaques sont identifiées par les cadres utilisés (cf. Figure II-3). L'ensemble (plaque et matériaux) est comprimé à partir d'un support puis chauffé en réglant la température de la presse à la température de fusion du polymère. Cet ensemble passe ensuite à la phase de refroidissement. Durant ce processus plusieurs paramètres entrent en jeu :

- La quantité de matière nécessaire pour former les pièces finales
- La température et la pression
- Le temps de chauffage
- Le temps de refroidissement

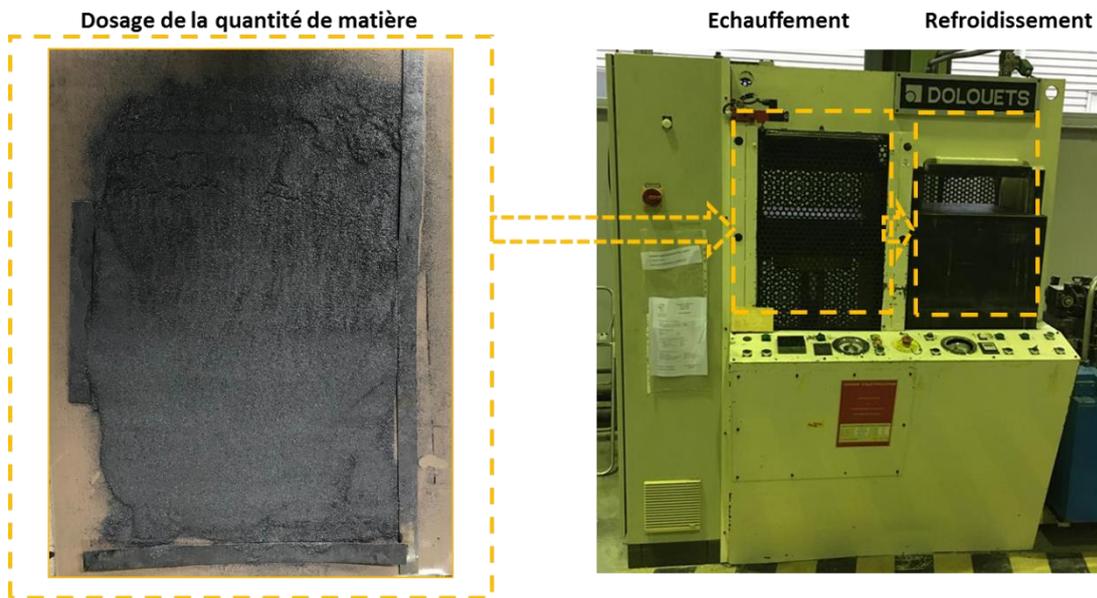


Figure II-3: Mise en forme par thermo-press

### 1.2.3. Fabrication additive (imprimante 3D)

La fabrication additive ou impression 3D, suscite un intérêt, depuis 4 à 5 ans, suite à la démocratisation de machines à usage domestique très faciles d'utilisation et au développement de technologies professionnelles innovantes, dans le domaine de la plasturgie. Dans le cadre de ce projet, deux technologies : par dépôt de polymère à l'état fondu et par frittage laser sont utilisées.

La fabrication additive par dépôt à l'état fondu est réalisée grâce à une machine de technologie innovante, basée sur le principe de l'injection plastique (FreeFormer, Arburg, Allemagne) (Figure II-4). Contrairement aux autres machines de fabrication additive par dépôt à l'état fondu, elle n'utilise pas de semi-produit sous forme de filaments mais des granulés standards utilisés en injection ou en extrusion. La gamme de matériaux utilisables est donc largement plus étendue, la limitation principale étant liée au fait que les éventuelles charges incluses dans le polymère doivent impérativement être de taille réduite et leur taux d'incorporation doit être faible (pour ne pas obstruer la buse).

Les granulés sont contenus dans une trémie sous atmosphère sèche grâce à un système de dessiccation. Ils sont plastifiés dans un système vis fourreau identique à celui d'une presse à injecter. La matière fondue est accumulée en tête de vis. Celle-ci joue alors un rôle de piston pour transférer le polymère du fourreau vers la table de fabrication, au travers d'une buse équipée d'un obturateur dont le mouvement de va et vient est contrôlé par un actionneur piézo-électrique. Le matériau est ainsi déposé sur la table de fabrication (mobile en X et Y) non pas

sous la forme d'un filament continu, mais d'un chapelet de gouttelettes de faible taille pour former une couche élémentaire. Le déplacement de la table dans la direction Z permet la dépose successive des couches et la fabrication de la pièce. (Figure II-5). Au-delà de ce principe général original, la machine utilisée présente quelques autres caractéristiques spécifiques, à savoir :



Figure II-4 : Freeformer machine

- Elle comprend deux unités d'injection avec trémies indépendantes, ce qui permet de fabriquer des pièces avec deux matériaux ou un matériau de construction et un matériau support soluble ce qui permet de réaliser des designs inaccessibles par d'autres technologies (contre-dépouilles importantes, articulations indémontables ...)
- Une chambre de fabrication thermo-régulée de 60 à 120°C.

La microstructure (cristallinité éventuelle et taux de porosité induit par le procédé de dépose) et donc les propriétés physiques de la pièce finale dépendent des paramètres de fabrication. Ceux-ci sont nombreux mais les principaux sont :

- La température du fourreau (comprise entre 30 et 350°C) et de la buse (variable entre 100 et 300°C) qui conditionnent la température de la matière en sortie de buse
- La température de la chambre de fabrication (comprise entre 60 et 120°C) qui permet de jouer sur l'adhésion de la première couche avec le support et des couches successives entre elles mais aussi sur la cristallisation de la pièce.
- Le rapport de décharge : qui correspond à la distance parcourue par la vis pour former une goutte, et participe donc au contrôle de son volume.
- Le facteur  $Z_0$  : qui contrôle l'épaisseur de la première couche, qui permet d'ajuster l'adhésion de la première couche.

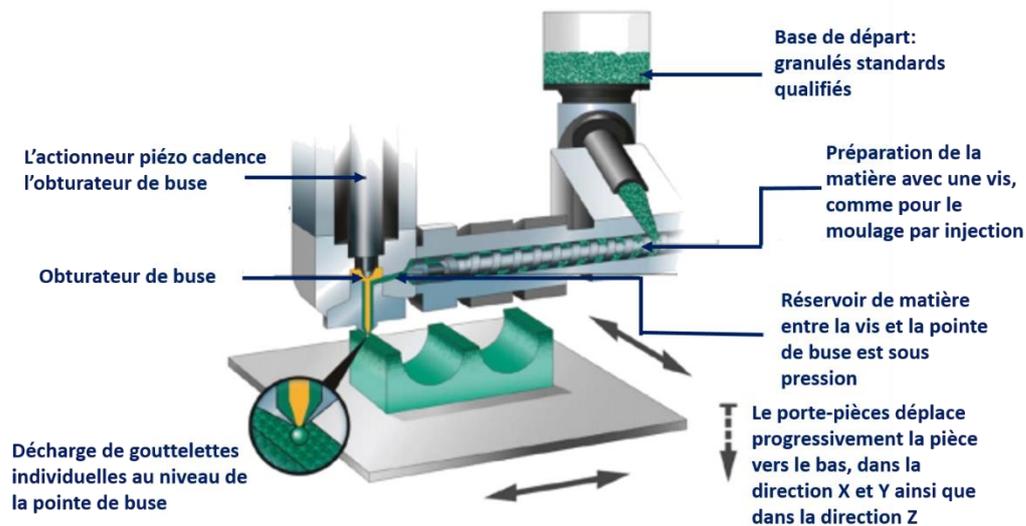


Figure II-5 : Principe de fonctionnement de la machine FreeFormer

### 1.3. Caractérisation

#### 1.3.1. *Microstructure des matériaux initiaux*

La répartition des charges, leur orientation ainsi que les conditions à l'interface, sont des paramètres importants afin d'obtenir une amélioration efficace de la conductivité thermique effective des composites. Leur caractérisation est réalisée à l'aide d'un microscope électronique à balayage (MEB, JCM-6000PLUS Neoscope II benchtop scanning electron microscope -Jeol, France-). Le principe de cette méthode consiste à analyser le comportement d'un faisceau d'électrons après son passage sur l'échantillon analysé. En effet, la collision entre ces électrons et les atomes du matériau génère des électrons secondaires à basse énergie. Ces derniers sont alors accélérés vers un amplificateur de signal. Chaque signal dépend à la fois de la nature et de la topologie du point d'impact. Le traitement de ces signaux aboutit à la formation d'une image de la structure de la zone balayée.



Figure II-6 : Microscope électronique à balayage 'MEB JCM-6000PLUS Neoscope II'

### 1.3.2. Conductivité thermique

La conductivité thermique effective du composite est le paramètre clé qui contrôle la performance de l'échangeur de chaleur fabriqué. Il est donc crucial de la mesurer avec une grande précision. Pour cela, plusieurs méthodes ont été développées au fil des années telles que la méthode flash, la méthode du disque-chaud (Hot-Disk), la méthode des fils chauds etc. dans le cadre de ce projet, le choix a été fait d'utiliser la méthode du disque-chaud (TPS 2200, Thermo-concept,) (Figure II-7) et de la norme ISO 22007-2 [104]. Ce choix est justifié par la capacité de cette méthode de mesurer précisément les propriétés thermiques (conductivité, diffusivité et chaleur spécifique) des matériaux anisotropes hétérogènes (Tableau II-1).



Figure II-7 : Hot-Disk TPS 2200

Méthodes	Hot-disk (Source plane Transitoire)	Source plane transitoire modifiée	Flash laser	Plaque chaude gardée	Fil-chaud
Norme/standard (ASTM/ISO/DIN)	Oui	Non	Oui	Oui	Oui
Matériau Isotrope	Oui	Oui	Oui	Oui	Oui
Matériau Anisotrope	Oui	Non	Oui	Non	Non
Matériau Hétérogène	Oui	Non	Non	Oui	Non
Nécessité d'utiliser un couplant	Non	Oui	Non	Non	Non
Nécessite un étalonnage OEM	Non	Oui	Non	Non	Oui
Temps de mesure (sec)	2,5 - 640 sec	0,8 - 5 sec	Quelques secondes	6 hr	10 minutes

Tableau II-1 : Comparaison entre les différentes méthodes d'indentification de la conductivité thermique.

Le principe de mesure consiste à chauffer de manière transitoire une source plane constituée d'un motif conducteur électrique en forme de double spirale. Ce motif est placé en sandwich entre deux feuilles fines d'un matériau isolant de type Kapton ou Mica... (Figure II-8). Lors de la mesure, la sonde est placée entre deux échantillons similaires du matériau à caractériser. Elle agit de deux façons : elle est d'une part la source de chaleur et d'autre part le capteur de la

chaleur traversant le matériau. La température de la sonde augmente à l'aide d'un courant électrique et son évolution est enregistrée en fonction du temps.

Les mesures de la conductivité sont réalisées à l'aide de sondes 5501 et 8563 adaptées aux échantillons dont les dimensions sont entre 4 et 7 cm respectivement.

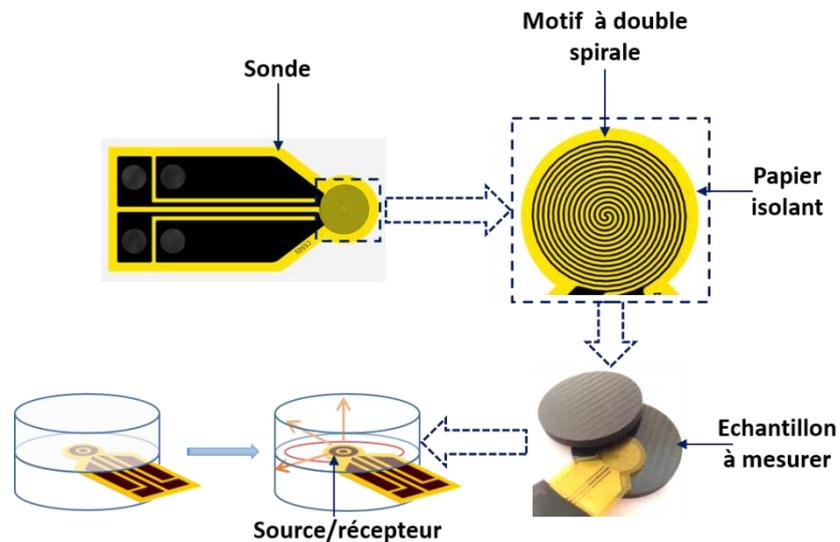


Figure II-8 : Composante et utilisation des sondes

Pour des échantillons anisotropes, la mesure de la conductivité thermique nécessite la détermination exacte de sa chaleur massique. Cette dernière est mesurée à partir de la sonde 'Cp-Cell' (constituée d'une cellule en or collée sur une sonde 5501), suivant un protocole expérimental spécifique (Figure II-9). Dans un premier temps, le  $C_p$  de la cellule vide est mesuré afin de prendre une référence de mesure, puis la même procédure est répétée avec l'échantillon essentiel.

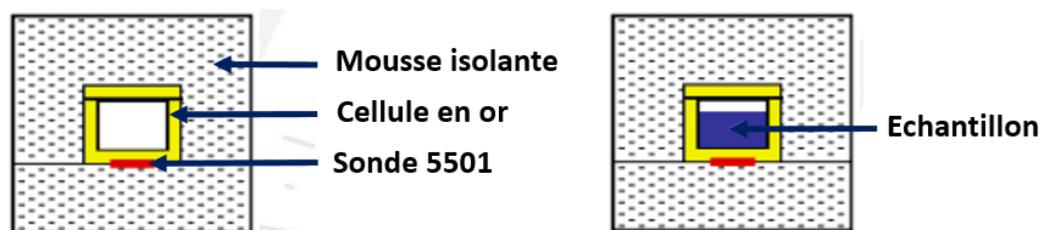


Figure II-9 : Mesure de la chaleur massique

### 1.3.3. Propriétés mécaniques

Il est indispensable de vérifier la résistance du matériau aux contraintes induites par la pression due à la circulation des fluides. La Figure II-10- montre la présence de deux effets dus à cette circulation. La circulation de l'air entre les ailettes et autour des tubes exerce une pression double: sur les ailettes, et à l'extérieur des tubes. Dans le même temps, la circulation de l'eau à

l'intérieur des tubes induit une pression de l'intérieur vers l'extérieur des tubes (traction) (Figure II-10-b) :

- La pression exercée par l'air sur les ailettes peut être estimée comme symétrique et appliquée des deux côtés dans des sens inverses avec des modules égaux et n'entre donc pas dans le dimensionnement mécanique de l'échangeur.
- La pression de l'air sur les tubes est négligeable devant celle due à la circulation de l'eau.

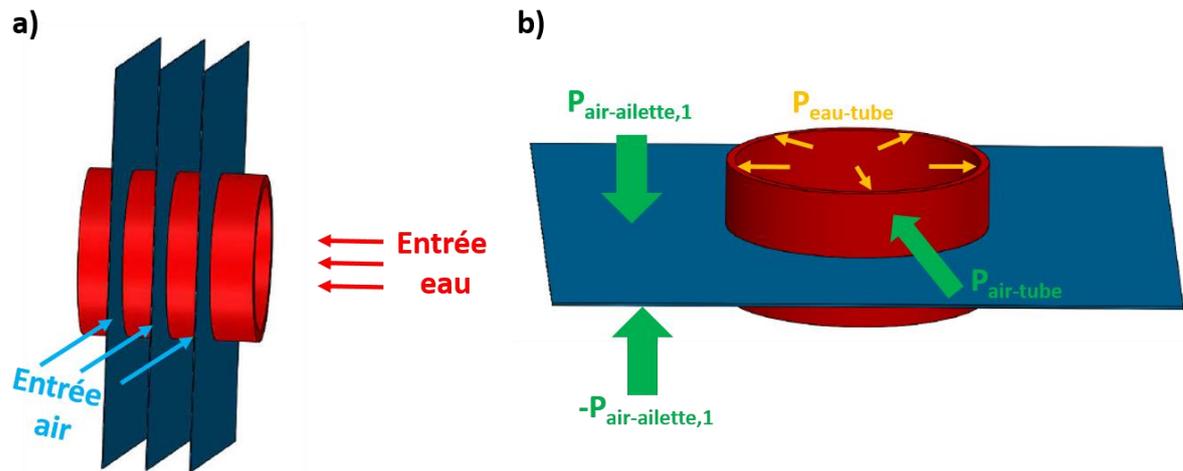


Figure II-10 : a) circulation des fluides dans l'échangeur –b) pression due à cette circulation

En conséquence, le seul effet restant à considérer est celui de la pression exercée par l'eau sur les tubes. En intégrant la somme des pressions tangentielles sur la paroi des tubes, la pression estimée est décrite suivant la relation (II-1):

$$\sigma = \frac{PR}{e} \quad (\text{II-1})$$

Avec ' $P$ ' la pression à l'intérieur des tubes, ' $e$ ' l'épaisseur des tubes, ' $R$ ' le rayon intérieur du tube et ' $\sigma$ ' la contrainte de traction. A partir de cette relation, la pression maximale supportable par les tubes sera alors déduite en remplaçant la contrainte de traction par la contrainte maximale de traction du matériau.

Pour cette raison, des essais de traction sont réalisés suivant la norme européenne NF EN ISO 527-1 [105], à l'aide d'un dynamomètre INSTRON 1185 équipé d'une cellule de force de 5 kN parallèle à l'axe principal de l'éprouvette (Figure II-11), avec une vitesse de déplacement de traverse de 5 mm/min. Les essais sont conduits jusqu'à rupture ou jusqu'à ce que la déformation atteigne la valeur de 0,25%.

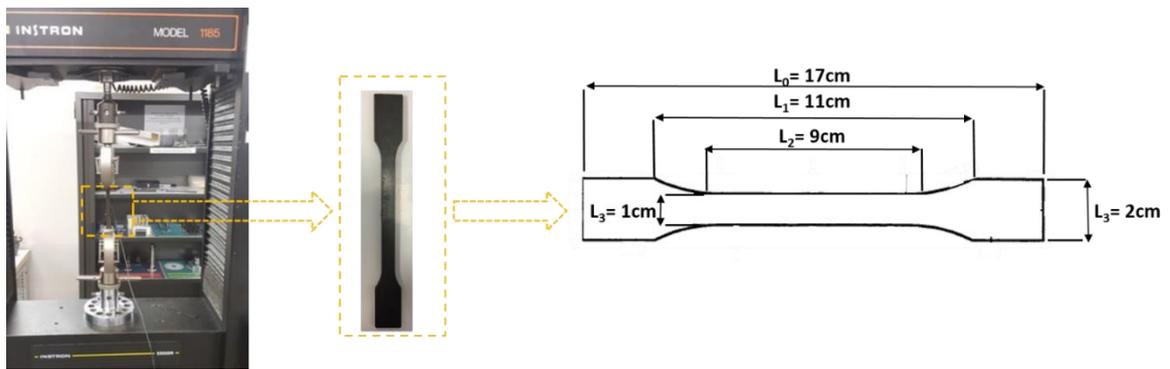


Figure II-11 : essai de traction appliquée sur des polymères chargés

Les propriétés mécaniques sont calculées à partir des courbes contrainte/déformation ainsi obtenues. A partir de la variation de la contrainte en fonction de l'allongement, la contrainte de traction ' $\sigma$ ' correspond, à chaque instant, au rapport de la force (F) et de la section transversale (S) de l'échantillon (équation (II-2)):

$$\sigma = \frac{F}{S_0} \quad (\text{II-2})$$

La contrainte de traction maximale est déterminée alors à partir du dernier point avant la rupture et le module d'Young E est mesuré comme la pente de la courbe contrainte/déformation pour une déformation variant de 0,05 à 0,25 % (équation (II-3)) :

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} \quad (\text{II-3})$$

## 2. Outils numériques

Les logiciels de simulation des échanges thermiques existant sur le marché actuellement utilisent principalement trois méthodes de résolution numérique : la méthode des différences finies, la méthode des éléments finis (*Comsol multiphysics*) et la méthode des volumes finis (*StarCCm+*). Les codes de calculs utilisés dans ce projet s'appuient sur les méthodes des éléments finis pour le calcul de la conductivité thermique effective des matériaux, et des volumes finis pour la modélisation des performances thermo-aérauliques des échangeurs de chaleurs.

### 2.1. Modélisation numérique de la conductivité thermique effective des composites

En parallèle aux modèles analytiques simplifiés décrits précédemment (dans la [partie I- paragraphe 1.4](#)), la conductivité thermique effective d'un composite peut également être estimée sur la base des modèles numériques, plus précis, mais consommateurs de temps de calcul. Ils diffèrent principalement par le type (géométrie et distribution) des charges considérées. Comparées aux méthodes analytiques, ces techniques de calcul sont plus précises au vue de leurs capacités à modéliser une répartition 'réelle' des charges ainsi qu'à estimer les phénomènes physiques qui ont lieu à l'interface matrice/charge. Cette approche numérique permet un gain en temps et en coût par rapport aux essais expérimentaux. Ces méthodes permettent de modifier facilement la formulation du composite (type, géométrie et taux de charges) afin de trouver les meilleures combinaisons. En général, elles sont basées sur la résolution numérique de l'équation d'énergie dans un milieu hétérogène à partir de la méthode des éléments finis et avec des conditions aux limites appropriées.

#### 2.1.1. Méthodes des éléments finis

Le principe fondamental de la méthode des éléments finis réside dans la discrétisation du domaine d'étude en cellules élémentaires de dimension finie (Mesh), puis la représentation des potentiels par une approximation polynomiale dans chacune de ces régions. Le problème sera alors de minimiser l'erreur due à cette approximation et la solution approchée est dans ce cas une fonction contenant les différents paramètres qui entrent en jeu pour chaque point ou nœud de maillage. Les avantages essentiels de cette méthode sont la possibilité de traiter des géométries complexes, de déterminer des conditions aux limites proches de la réalité, et un temps de calcul et une exigence de mémoire raisonnables. Elle est souvent utilisée pour des problèmes de mécanique de structure, des mouvements oscillatoires et dans quelques domaines thermiques (surtout thermique des bâtiments) sachant qu'elle montre certaines difficultés pour

modéliser les écoulement des fluides pour des nombres de Reynolds relativement grands [106]. Certains travaux [107][108] montrent que cette méthode est la plus adéquate pour des problèmes de conduction dans des milieux hétérogènes, comme l'identification de la conductivité thermique effective dans des composites.

### 2.1.2. *Distribution des charges*

Concernant la distribution des charges, plusieurs méthodes sont développées dans la littérature ayant pour objectif de générer une répartition aléatoire dans un volume donné tout en respectant certaines lois fondamentales. La méthode RSA (Random Sequential Adsorption) consiste à placer successivement des particules sphériques, en vérifiant pour chaque cellule l'absence de collision avec les parois ou avec une autre sphère. En cas de collision, la dernière particule est supprimée. Cet algorithme est néanmoins limité à des taux de charges inférieurs à 30% en volume [5][6]. Pour traiter des taux de charges plus importants, cet algorithme a été modifié par Segurado et Llorca [111]. Dans ce cas, les particules sont distribuées dans le cube élémentaire, en supprimant les interactions par augmentation des dimensions du volume élémentaire. Par cette méthode, et pour diverses tailles [108] de particules, Kari et al. [112] ont pu décrire un volume élémentaire contenant jusqu'à 60% en volume de charges sphériques. Une autre méthode de modélisation de la distribution des charges peut être trouvée dans la bibliographie, basée sur les principes de la dynamique moléculaire [9][10]. Cette méthode consiste à créer simultanément un nombre de particules quelconque. A l'instant suivant, un vecteur vitesse est affecté aléatoirement à chaque particule. Celles-ci se déplacent et leur volume augmente jusqu'à atteindre la fraction volumique de charge souhaitée. Après chaque itération, les conditions de collision sont vérifiées. Une autre méthode de représentation du domaine de calcul [36][12][13] consiste à simuler un volume élémentaire contenant une seule particule avec les dimensions de la matrice et de charge ajustées pour obtenir une fraction volumique donnée. Ce principe est fréquemment utilisé pour les composites avec des charges unidirectionnelles (fibres) ou une répartition régulière des charges (Figure II-12 b et c).

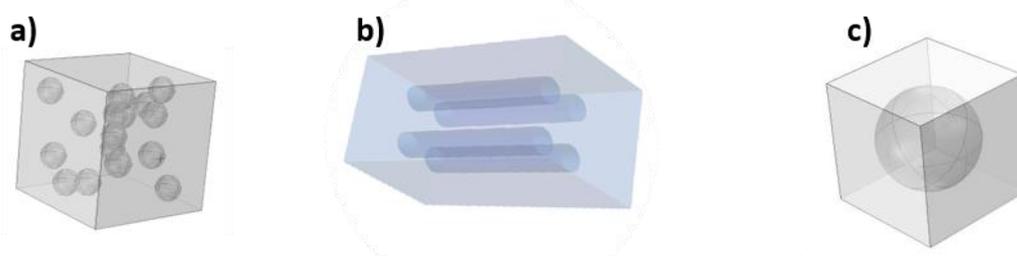


Figure II-12 : a) répartition aléatoire des charges 3D –b) répartition périodiques des charges 1D –c) Volume élémentaire contenant une seule particule sphérique

### 2.1.3. Equation de l'énergie

L'identification de la conductivité thermique effective d'un composite nécessite la résolution de l'équation de l'énergie en régime stationnaire dans un milieu hétérogène (équation (II-4) et Figure II-13) :

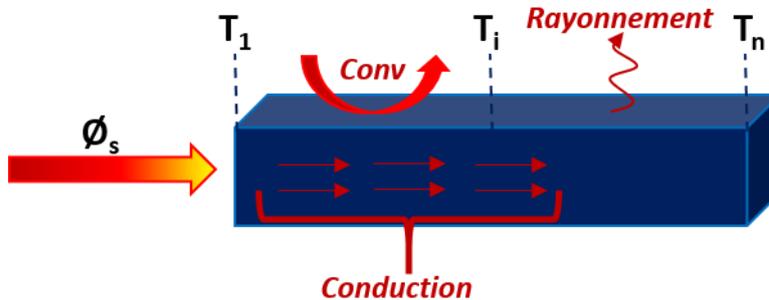


Figure II-13 : Bilan thermique sur un volume cubique

$$\nabla(\lambda_{eff}\nabla T) + P^R(s) + P^{conv}(s) = 0 \quad (II-4)$$

Avec  $\nabla \cdot (\lambda_{eff}\nabla T)$  l'énergie transportée par conduction,  $P^R(s)$  la partie transférée par rayonnement et  $P^{conv}(s)$  la partie transférée par convection.

L'étude de la conductivité thermique effective d'un matériau hétérogène s'intéresse au transfert thermique à l'intérieur du matériau, d'où il s'agit de couplage conducto-radiatif pour des températures assez élevées et de conduction pour des températures moyennes. Dans le cadre de ce projet, l'étude est limitée au cas de la conduction pure. L'équation de l'énergie sera alors une équation à dérivées partielles (équation (II-5)) :

$$\nabla(\lambda_{eff}\nabla T) = 0 \quad (II-5)$$

Par suite une forme simplifiée sera utilisée (II-6) en projetant la conductivité sur les axes X, Y et Z :

$$\lambda_{eff,x} \frac{\partial^2 T}{\partial L_x^2} = 0 \quad (II-6)$$

Avec ' $\lambda_{eff,x}$ ' la conductivité thermique effective dans la direction de ' $x$ '. Celle-ci dépend essentiellement de la nature des constituants du composite ( $\lambda_m$  : conductivité de la matrice et  $\lambda_c$  : conductivité des charges). Les mêmes étapes sont répétées pour déterminer la conductivité dans les directions ' $y$ ' et ' $z$ '

Pour une variation de température limitée, la conductivité du composite peut être considérée constante [117]. La densité de flux thermique traversant un volume donné du composite est définie par la relation (II-7) :

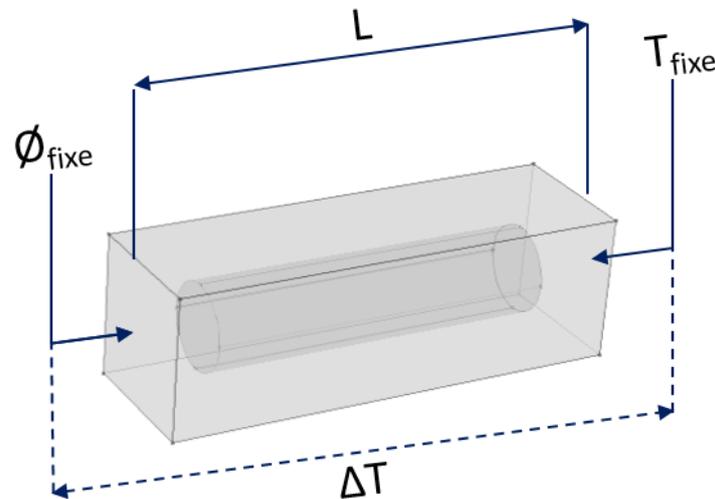


Figure II-14 : Méthode de résolution de l'équation de l'énergie dans un régime dans un milieu hétérogène

$$\vec{\Phi} = -\lambda_{eff} \overrightarrow{grad}(T) \quad (II-7)$$

En pratique, cette grandeur macroscopique est déterminée par intégration de la loi de Fourier le long du volume représentatif (Figure II-14), elle aboutit à la relation (II-8) :

$$\lambda_{eff} = \frac{\Phi L}{\Delta T} \quad (II-8)$$

Où ' $\Phi$ ' est le flux de chaleur déterminé par le calcul numérique ( $W.m^{-2}$ ) sur la surface principale, ' $\Delta T$ ' la différence de température (K) et ' $L$ ' la longueur traversée par le flux thermique.

#### 2.1.4. Etude du maillage

Il est connu que pour un nombre de cellules élevé, le temps de calcul et l'exigence de mémoire informatique sont importants. Bénédite R. [36] a souligné que pour une distribution des petites charges dans un volume élémentaire relativement grand (autrement dit, si le rapport  $L_{particule}/L_{matrice} < 0,1$ ), les dimensions des cellules doivent être raffinées afin d'obtenir une bonne convergence des simulations (chaque particule doit contenir deux à trois cellules). En revanche, si le rapport entre les dimensions des charges et celle de la matrice est grande, la convergence nécessite des cellules de taille moyenne.

### 2.1.5. Conclusion

Ce modèle de simulation numérique permet de calculer avec une précision élevée la conductivité thermique des systèmes polymère-charges. De plus, au contraire des modèles analytiques et empiriques, la méthode numérique ne présente pas des limitations au niveau type, géométrie et fraction volumique des charges. Ce modèle est utilisé dans le chapitre suivant pour déterminer la conductivité thermique attendue des composites chargés par des fibres de carbone avec une fraction volumique allant jusqu'à 50 %. Cette étape permet de limiter le nombre des essais expérimentaux aux formulations (polymères charges) intéressantes.

---

## 2.2. **Modélisation numérique des échangeurs de chaleur**

Pour des géométries complexes, les corrélations classiques de la mécanique des fluides et de l'échange thermique ne sont pas fiables pour estimer précisément les différents scalaires caractérisant ces phénomènes. Par ailleurs, les mesures expérimentales de ces échangeurs sont des procédures fastidieuses, coûteuses et lentes (fabrication des prototypes, caractérisation ...). Aussi, les modèles numériques présentent de nombreux avantages, Ils permettent en effet d'identifier les caractéristiques de l'écoulement avec une précision importante et un coût raisonnable, et d'accéder à toutes les quantités scalaires (vitesses, pression, température,...) en tout point du domaine d'étude, alors que cela reste beaucoup plus difficile expérimentalement.

### 2.2.1. Méthodes des volumes finis

La méthode des volumes finis, appelée aussi la méthode de volume contrôlé, provient essentiellement des travaux de S. Patankar [118]. Le principe global s'appuie sur l'application des lois de conservation des gradients gouvernant le problème physique sur un nombre fini (mais souvent très grand) de volumes élémentaires (le maillage). De plus, cette technique offre l'opportunité de diviser le domaine par des volumes élémentaires soit par des formes géométriques connues comme les parallélépipèdes soit par des formes quelconques, ce qui permet d'étudier des géométries complexes. Cette technique s'avère donc particulièrement adaptée à la modélisation en mécanique des fluides (résolution des équations de Navier-Stocke) [118]. L'inconvénient de cette méthode réside dans le temps de calcul et la mémoire relativement élevés requis par rapport aux autres techniques.

Dans le cadre de ce mémoire, un modèle numérique basé sur la méthode des volumes finis est créé via le logiciel *StarCCm+*. Les paramètres géométriques et thermo-physiques peuvent être facilement modifiés afin d'optimiser la géométrie de l'échangeur final. Dans cette étude,

les simulations (CFD) sont appliquées à l'écoulement du côté de l'air (entre les ailettes et à l'extérieur des tubes). Les équations locales fondamentales décrivant la conservation de masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie sont présentées. Ensuite, une description du traitement des phénomènes d'écoulement stationnaire et périodique est montrée. Finalement une explication du cas particulier de la simulation numérique de l'écoulement turbulent est exploitée.

### 2.2.2. Equation de Navier-Stokes

En se basant sur l'hypothèse de conservation de la masse, et en absence de toute source d'échange de matière, la variation de la quantité de masse en fonction du temps sera nulle (équation (II-9)). D'autre part, l'application du principe fondamental de la dynamique des fluides pour un écoulement newtonien estime que la variation de la quantité de mouvement du fluide dans tout volume élémentaire est égale à la somme des forces extérieures appliquées au volume (équation (II-10)). Finalement, le bilan d'énergie sur un volume de contrôle élémentaire conduit à l'équation (II-11), illustrant la variation de l'énergie et l'échange de chaleur avec l'extérieur.

Equation de continuité :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (\text{II-9})$$

Avec ' $\rho$ ' la masse volumique de la matière et ' $u_i$ ' représente la vitesse des particules

Equation de conservation de quantité de mouvement :

$$\rho \left( \frac{\partial u_i}{\partial t} + u_i \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{i,j}}{\partial x_j} \quad (\text{II-10})$$

Avec  $\tau_{i,j}$  la contrainte de cisaillement due à l'écoulement visqueux

Equation de l'énergie:

$$\rho C_p \left( \frac{\partial T}{\partial t} + u_i \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) = \frac{\lambda \partial^2 T}{\partial x_i^2} \quad (\text{II-11})$$

Avec  $C_p$  et  $\lambda$  la chaleur massique et la conductivité thermique de l'air.

### 2.2.3. *Stationnarité/instationnarité*

Dans le cas d'un écoulement stationnaire, la température et la vitesse de l'air le long de l'écoulement sont constantes, ce qui permet de résoudre les équations de Navier-Stokes (équations (II-9), (II-10) et (II-11)) en simplifiant les termes de variation temporaire ( $\partial/\partial t$ ). Cette approximation permet de résoudre le problème analytiquement pour des écoulements simples ou par des simulations numériques simples pour des géométries complexes. En revanche, l'instationnarité se traduit par une variation de la vitesse et de la température en fonction du temps. Ce changement peut être causé par la modification des conditions aux limites (vitesse et température à l'entrée de l'air), ou tout simplement par certaines géométries qui causent des fluctuations périodiques (sans changement dans les conditions aux limites). Ce type d'écoulement se rencontre autour d'obstacles cylindriques à partir d'un certain régime d'écoulement (nombre de Reynolds critique) où dans le sillage de l'obstacle où un régime de détachement tourbillonnaire alterné (allée de tourbillons de Karman) se déclenche à une fréquence précise. Ce type d'écoulement est périodique.

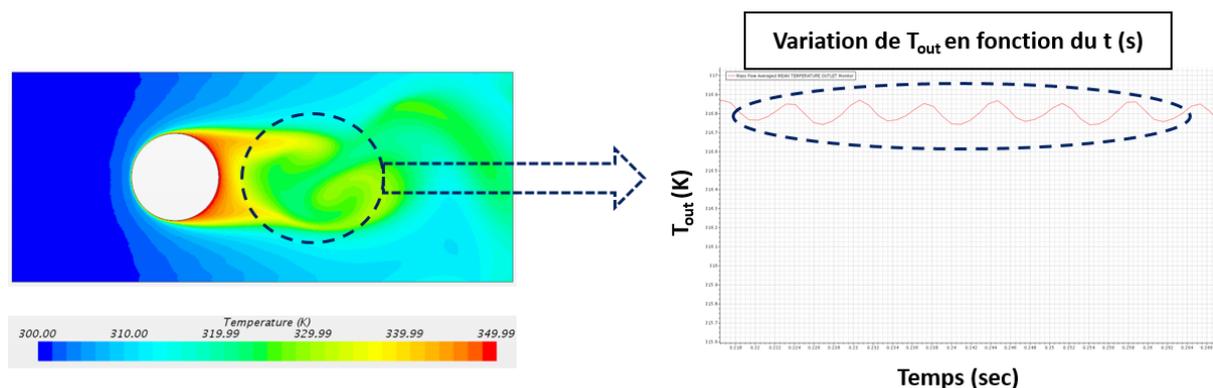


Figure II-15 : Développement de l'instationnarité en aval des tubes dans un HX tube-ailette

Dans ce type d'écoulement instationnaire, le comportement de l'écoulement à la sortie montre une variation spatio-temporelle avec un aspect périodique<sup>4</sup> (Figure II-15). Afin de connaître les grandeurs moyennes temporelles, ce phénomène impose la création d'une fonction calculant une moyenne spatio-temporelle appliquée sur la température et la pression à la sortie de l'air. La résolution de cette problématique exige une discrétisation temporelle<sup>5</sup>. Le pas de

<sup>4</sup> Une variation sinusoïdale en fonction du temps, des scalaires à la sortie du domaine  
<sup>5</sup> C'est une étape similaire à la division du domaine spatial en cellules 'maillage'

temps est déterminé à partir du nombre adimensionnel de Strouhal décrivant les mécanismes des écoulements oscillants (équation (II-12)) :

$$St = \frac{fD_{ext}}{v_{air}} \quad (II-12)$$

Avec  $f$  la fréquence des oscillations,  $D_{ext}$  le diamètre extérieur des tubes et  $v_{air}$  la vitesse d'écoulement de l'air. Le pas de temps sera alors une répartition finie d'une période ( $1/f$ ) déterminée dans l'équation (II-13) :

$$pas\ de\ temps = \frac{1}{f\tau} \quad (II-13)$$

Avec  $\tau$  est le nombre de pas de temps dans une période.

#### 2.2.4. Régime turbulent

Les équations de Navier Stokes peuvent être résolues en régime laminaire, avec des méthodes analytiques pour des géométries simples, et avec des modélisations numériques basiques (sans l'utilisation des modélisations complémentaires) dans des géométries complexes. En régime turbulent, l'écoulement s'accompagne du développement instable de structures tourbillonnaires, de taille et de durée de vie très variées. Ce phénomène impose la décomposition du domaine en maillage très fin avec un pas de temps très court. Cette approche, appelée simulation numérique directe (DNS, Direct Numerical Simulation), est très coûteuse en termes de temps de calcul et de ressources informatiques [119]. Dans le but de pallier ce problème, de nombreuses méthodes de résolutions des cas turbulents sont développées. Ces dernières s'appuient sur la décomposition des scalaires en une partie moyenne et une partie fluctuante (équation (II-14)) :

$$\Psi = \bar{\Psi} + \Psi' \quad (II-14)$$

Avec  $\Psi$  fonction quelconque.

L'application de cette décomposition dans les équations de Navier Stokes conduit aux relations suivantes (II-15) à (II-17):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (II-15)$$

$$\rho \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + u_i \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} \right) = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{\tau}_{i,j}}{\partial x_j} - \frac{\partial \overline{\rho u'_i u'_j}}{\partial x_j} \quad (\text{II-16})$$

$$\rho C_p \left( \frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \bar{u}_i \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} \right) = \frac{\lambda \partial^2 \bar{T}}{\partial x_i^2} - \rho C_p \frac{\partial \overline{u'_i T'}}{\partial x_j} \quad (\text{II-17})$$

La décomposition de Reynolds conduit à l'apparition d'inconnues supplémentaires qui nécessitent des modélisations complémentaires visant la fermeture du système d'équations. Ces grandeurs sont appelées le tenseur de Reynolds ( $\overline{u'_i u'_j}$ ) et le tenseur des flux turbulents ( $\overline{u'_i T'}$ ). L'échange thermique convectif est forcément sensible aux fluctuations de la vitesse compte tenu de la nature advectives des termes de flux turbulents. Ce flux aboutit à un mélange additionnel par rapport à celui induit par l'écoulement moyen. Plusieurs méthodes sont proposées afin de fermer ce système et résoudre les équations de Navier-Stokes. Les techniques les plus utilisées récemment dans les domaines industriel et académique sont basées sur la méthode statistique appelé RANS (Reynolds Average Navier Stokes), de par la fiabilité de cet outil du gain de temps et de ressources informatiques qu'elle offre par rapport aux autres méthodes LES et DNS.

L'apparition des nouvelles inconnues dans le système des équations gouvernant le comportement thermique et mécanique du fluide cause une perte d'information. Cette dernière impose l'utilisation de modélisations supplémentaires appropriées afin de la reconstituer. Cette étape supplémentaire pour la résolution de l'équation introduit des nouvelles variables et des équations spécifiques pour le développement et le transport de la turbulence. L'équation de conservation de la quantité de mouvement (équation (II-16)), sera résolue à travers l'hypothèse de viscosité turbulente<sup>6</sup> développée par Boussinesq [120], suivant la relation suivante (II-18) :

$$-\rho u'_i u'_j = \mu_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{i,j} \left( \rho k + \mu_t \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} \right) \quad (\text{II-18})$$

Avec  $\mu_t$  viscosité turbulente du fluide,  $k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i}$  nouvelle inconnue représentant l'énergie cinétique de la turbulence et  $\delta_{i,j}$  est le tenseur de Kronecker ( $\delta_{i,j} = 1$  si  $i=j$  sinon  $\delta_{i,j} = 0$ ).

<sup>6</sup> Cette hypothèse est basée à l'analogie avec la viscosité moléculaire dans un écoulement cisaillé

L'équation de l'énergie sera alors fermée en reliant le flux de chaleur turbulent  $\overline{u'_i T'}$  aux gradients des flux de chaleur moyens, par analogie avec la diffusion de chaleur à travers l'introduction d'une diffusivité turbulente  $\alpha_t$  (équation (II-19) et (II-20)):

$$-\rho \overline{u'_i T'} = \alpha_t \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x_i^2} \quad (\text{II-19})$$

$$\alpha_t = \frac{\mu_t}{\rho Pr_t} \quad (\text{II-20})$$

$Pr_t$  est le nombre de Prandtl turbulent souvent considéré constant pour les écoulements turbulents.

Plusieurs modèles de turbulence RANS (Reynold-Average Navier Stockes) ont été proposés au fil des années dans le but de résoudre ces équations. Le logiciel 'StarCCm+' utilisé dans cette thèse propose quatre modèles de turbulence :

- Modèle  $k-\epsilon$  'k-epsilons'
- Modèle  $k-\omega S$  'k-omega standard'
- Modèle  $k-\omega SST$  'k-omega Shear Stress Transport'
- Modèle SAT

Certains travaux [121], [122] montrent que le modèle  $k-\omega SST$  est le plus adéquat pour le type d'écoulement étudié dans ce projet (tubes-ailettes). Cette méthode proposée par Menter [123] permet de lever les lacunes essentielles présentées par les modèles  $k-\omega\text{-standard}$  et  $k-\epsilon$ . Le premier modèle présente une sensibilité importante aux écoulements libres et aux conditions d'entrée ainsi qu'une forte dépendance au taux de dissipation spécifique  $\omega_f$  à l'extérieur de la couche limite, sachant que le modèle  $k-\epsilon$  n'est pas précis dans les zones proches des parois. Le modèle  $k-\omega SST$  entraîne deux modifications essentielles par rapport au modèle standard. La première consiste à reformuler la viscosité turbulente  $\mu_t$  dans le but de déterminer les effets du transport de la principale contrainte turbulente de cisaillement (équation (II-21)).

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max\left(\frac{1}{\alpha^*}, \frac{SF_2}{\alpha_1 \omega}\right)} \quad (\text{II-21})$$

Avec  $S$  la norme du taux de déformation et  $F_2$  une fonction de mélange qui s'exprime en fonction de  $\omega$  et  $y$  (la distance par rapport à la paroi, équation (II-22)).

$$S = \sqrt{2S_{i,j}S_{i,j}}, F_2 = \tanh(\phi_2^2) \text{ et } \phi_2 = \max\left(2 \frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega}\right) \quad (\text{II-22})$$

La seconde consiste alors à ajouter un terme supplémentaire de diffusion ' $D_w$ ' dans l'équation de  $\omega$  et une fonction de mélange afin de contrôler le comportement du modèle dans les régions proches des parois et dans le reste de l'écoulement (équation (II-23)-(II-25)).

$$D_w = 2(1 - F_1)\rho\sigma_{w,2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_{i,j}} \frac{\partial \omega}{\partial x_{i,j}} \quad (\text{II-23})$$

Avec

$$F_1 = \tanh(\phi_1) \quad (\text{II-24})$$

Et

$$\phi_1 = \min\left[\max\left(\frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega}\right), \frac{4\rho k}{\sigma_{\omega,2} D_w^+ y^2}\right] \quad (\text{II-25})$$

$D_w^+$  est la partie positive du terme de diffusion.

### 2.2.5. Traitement des écoulements pariétaux

En régime turbulent, la structure de l'écoulement pariétal est très spécifique et nécessite un traitement particulier au niveau de la simulation numérique.

#### a. *Rappel sur la couche limite turbulente*

Dans un régime turbulent, la couche limite est divisée en deux zones : (i) la zone intérieure et (ii) la zone extérieure (Figure II-16).

La zone extérieure de la couche limite lie la zone intérieure à l'écoulement principal. Dans cette zone l'évolution de la vitesse et de la température suit les lois suivantes (équations (II-26) et (II-27)):

$$\frac{U - U_\infty}{u_T} = \frac{1}{k} \ln \frac{y}{\delta} \quad (\text{II-26})$$

$$\frac{T - T_\infty}{T_T} = \frac{1}{k'} \ln \frac{y}{\delta} \quad (\text{II-27})$$

Avec ' $\delta$ ' est l'épaisseur de couche limite  $U_\infty$  et  $T_\infty$  la vitesse et la température loin de la paroi.

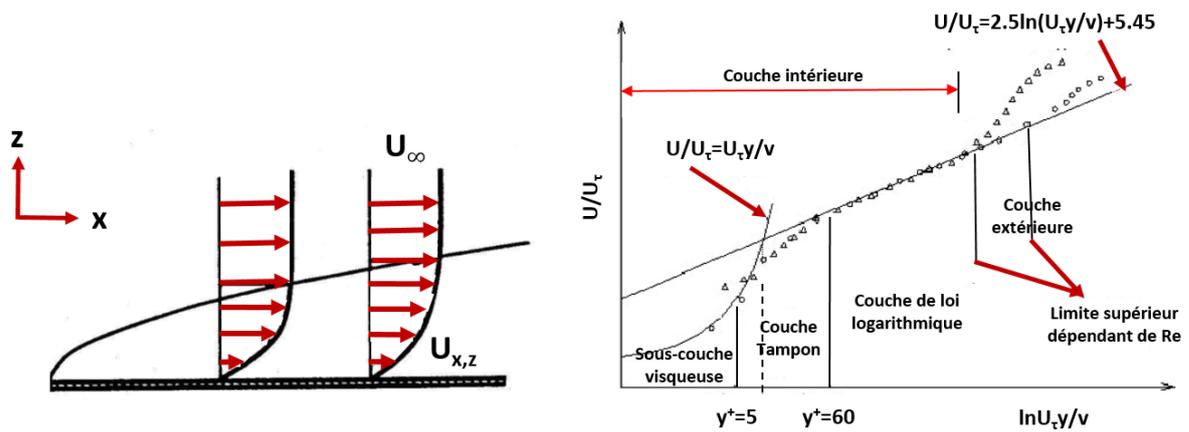


Figure II-16 : Profil de vitesse dans la couche limite turbulente [124]

La zone intérieure comprend à son tour trois sous-régions (Figure II-16):

- La sous-couche visqueuse et conductive : dans cette région, l'effet de la viscosité et de la conduction sont prépondérants. L'échelle de vitesse est donnée à partir de la vitesse de frottement  $u_T$  qui est à son tour fonction de la contrainte de frottement pariétale  $\tau_p$  suivant l'équation (II-28) :

$$U^+ = \frac{U}{v_T} \text{ et } v_T = \sqrt{\frac{u_T}{\rho}} \quad (\text{II-28})$$

L'échelle de longueur adimensionnée est donnée par l'équation (II-29) :

$$y^+ = \frac{y v_T}{\nu} \quad (\text{II-29})$$

La loi pariétale de la dynamique de la sous-couche visqueuse pour  $y^+ \leq 5$  prend la forme de l'équation (II-30) :

$$U^+ = y^+ \quad (\text{II-30})$$

Par analogie avec la dynamique, la température de frottement à la paroi  $T_T$  est écrite sous la forme de l'équation (II-31) :

$$T = \frac{\dot{q}_p}{\rho C_p U_T} \quad (\text{II-31})$$

L'échelle de longueur thermique sera alors (équation (II-32)) :

$$y^{++} = \frac{y u_T}{a} \quad (\text{II-32})$$

Et la loi pariétale thermique s'exprime par l'équation (II-33) :

$$T^+ = y^{++} \quad (\text{II-33})$$

- La région intermédiaire appelée également 'région tampon' située entre la sous-couche visqueuse et la région précédente (la sous-couche logarithmique). Dans cette zone, les effets moléculaires et turbulents contrôlant la dynamique et la thermique sont du même ordre de grandeur.
- La région logarithmique : dans cette région la couche est totalement turbulente et les valeurs de ' $y^+$ ' sont plus importantes (dans un rapport de 50 à 500). Cette région peut être présentée sous des lois logarithmiques dynamiques et thermiques (équations (II-34) et (II-35)) :

$$U^+ = \frac{1}{k} \ln y^+ + 5,45 \quad (\text{II-34})$$

$$T^+ = \frac{1}{k'} \ln y^{++} + 5,45 \quad (\text{II-35})$$

Avec  $k$  et  $k'$  la constante de Von Karman égale à 0,42

#### *b. Etude du maillage proche paroi et traitement de la paroi*

Le maillage est une représentation discrète du domaine de calcul divisant ce dernier en un nombre fini de cellules. Pour établir un bon maillage, il faut respecter les critères suivants :

- Trouver un bon compromis entre le temps de calcul, la mémoire utilisée, le nombre de cellules et la précision des résultats.
- Capter le développement d'un gradient important des variables dynamiques et thermiques proches du bord d'attaque et dans les régions proches des parois ainsi que les phénomènes physiques qui auront lieu sur la jonction tubes-ailettes comme les tourbillons en fer-à-cheval.

Afin de répondre au premier critère, le traitement du temps de calcul est réalisé à partir d'une étude de la sensibilité aux maillages. Cette étude consiste à augmenter progressivement le nombre des cellules jusqu'à la phase où la variation de résultats sera négligeable.

Concernant le deuxième critère, un traitement de la paroi est indispensable afin de bien décrire les échanges convectifs surtout dans les régions proches des parois (cf. Figure II-17).

Dans le code CFD utilisé, le raffinement de maillage dans les zones sensibles, proches des parois, varie selon les valeurs de  $y^+$ . Deux types de traitement pariétal sont distingués :

- Raffinement du maillage pariétal sans loi de paroi. Dans ce type de traitement le maillage pariétal est fortement raffiné pour avoir des cellules de maillage d'une taille équivalente à environ une unité pariétale ; c'est-à-dire que l'ordonnée  $y$  de la cellule correspond à une ordonnée adimensionnée  $y^+ \sim 1$  (partout inférieure à 3). Dans ce type de traitement le modèle de turbulence est utilisé directement (sans utilisation de loi de paroi supplémentaire) en permettant une modélisation précise de la structure de la couche limite. Cette solution, qui est la plus efficace en simulation nécessite de créer un maillage particulièrement fin proche des parois, en estimant a priori la taille de maille à utiliser et à vérifier a posteriori (une fois la simulation effectuée) que la condition  $y^+ < 3$  pour la première maille est bien valable sur toutes les parois solides.
- Le traitement hybride: Le code de calcul utilise une loi de paroi, lorsque l'ordonnée adimensionnée de la cellule est supérieure à 30 ( $y^+ > 30$ ). Cette solution permet « d'économiser » des cellules mais reste moins précise que la précédente.

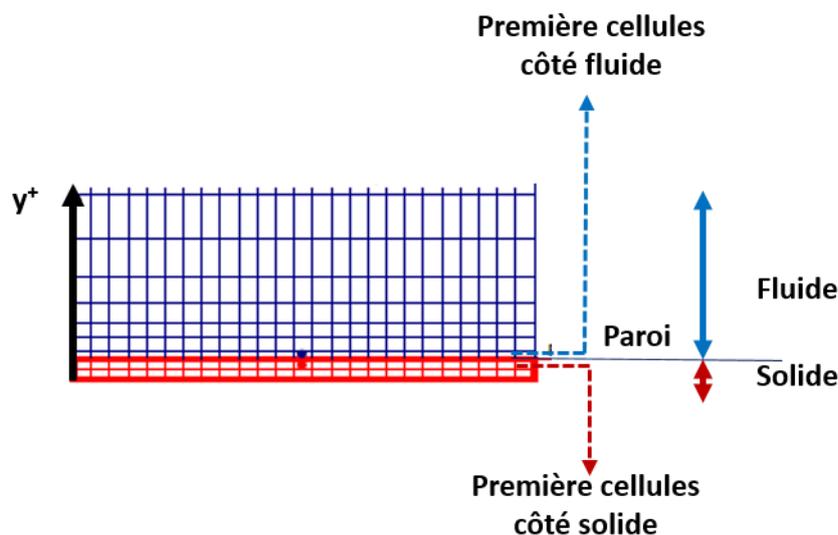


Figure II-17 : Traitement de la paroi

### 2.2.6. Critère de convergence

La convergence d'un calcul est jugée essentiellement par l'évolution des résidus. Les équations de continuité, de conservation de masse et d'énergie sont résolues pour chaque cellule du domaine et pour toutes les grandeurs intensives. Normalement, un calcul est considéré avoir convergé lorsque les résidus relatifs aux équations de continuité, de quantité de mouvement et de turbulence (dans le cas des écoulements turbulents) sont inférieurs à  $10^{-3}$ . Concernant les

équations d'énergie, la convergence est atteinte si les résidus sont inférieurs à  $10^{-6}$  et si les conditions du bilan thermique sont satisfaites. En effet, la globalité de la géométrie étant adiabatique, toute la puissance évacuée par les parois de l'échangeur (tubes et ailettes) est récupérée par l'air. Le calcul ne sera considéré comme satisfaisant que lorsque la différence entre la puissance thermique échangée entre les parois du domaine et l'air sera inférieure à 0,3%. La puissance thermique évacuée par les parois est définie par la relation (II-36) :

$$q_{wall} = q_{fin} + q_{tube} \quad (\text{II-36})$$

La puissance thermique récupérée par l'air est alors calculée à partir de la relation (II-37) :

$$q_{air} = \dot{m}_{air} C_{p,air} (T_{out,air} - T_{in,air}) \quad (\text{II-37})$$

Dans le cas d'un écoulement instationnaire, un écoulement périodique s'établit à l'aval du tube. Les performances thermo-aérauliques sont alors calculées en effectuant une moyenne temporelle sur plusieurs périodes de la température et des pertes de charge à la sortie de l'écoulement. Cette moyenne sera exploitée sous 'StarCCm+' à partir d'une fonction 'mean function', la puissance thermique de l'air étant alors calculée suivant la relation suivante (II-38):

$$q_{air} = \dot{m}_{air} C_{p,air} (T_{out,air,mean} - T_{in,air}) \quad (\text{II-38})$$

### 2.2.7. Validation du modèle

Afin de conforter la validité de la prédiction des modèles numériques, il est important de comparer ces prédictions avec des résultats expérimentaux. Dans le cas des échangeurs multitubulaires plusieurs corrélations basées sur des résultats expérimentaux existent dans la littérature. Dans cette étude, les corrélations bien connues de Wang sont utilisées permettant de prédire les performances en transfert thermique côté air (le module de Colburn  $j$ ) et en pertes de charge (le facteur de frottement  $f$ ) pour des échangeurs à un seul rang de tubes et des échangeurs multitubulaires.

La performance thermo-aéraulique des échangeurs de chaleur est souvent exprimée sous forme de puissance thermique (W) ou de flux thermique ( $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$ ) et de pertes de charge (Pa). Pour des études paramétriques, ces grandeurs physiques sont souvent ramenées à des formes adimensionnelles pour simplifier les comparaisons. Dans la littérature, la performance thermique est souvent exprimée par le 'facteur de Colburn'  $j$  et les pertes de charge par le 'facteur de friction'  $f$  (équation (II-39) et (II-40)).

$$j = StPr^{2/3} \quad (\text{II-39})$$

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2}\rho Lv^2} \quad (\text{II-40})$$

Avec **St** et **Pr** les nombres adimensionnels de Stanton et Prandtl donnés par les relations (II-41) et (II-42) :

$$St = \frac{h}{v\rho C_p} \quad (\text{II-41})$$

$$Pr = \frac{C_p \mu}{\lambda} \quad (\text{II-42})$$

La validation du modèle numérique est réalisée en comparant les facteurs de Colburn et de friction obtenus avec les simulations numériques à ceux obtenus dans la bibliographie. Dans ce sens, Wang [125] propose des corrélations basées sur des essais expérimentaux et qui permettent de calculer les facteurs **j** et **f** d'un échangeur tubes-ailettes. Ces corrélations sont valables au-delà de certaines dimensions minimales ( $D_{ext}=6,5$  mm et  $Fp=1,3$  mm). Il existe deux types de corrélations, celles correspondant à un seul rang de tubes et celles utilisées pour des rangs de tubes multiples. Les facteurs **j** et **f** calculés à partir des simulations numériques sont donnés par les équations (II-43) et (II-44) :

$$j_{CFD} = \frac{h_0}{GcC_{p,air,in}} Pr^{2/3} \quad (\text{II-43})$$

$$f_{CFD} = \frac{A_c}{A_0} \frac{\frac{\rho_{air-in} + \rho_{air-out}}{2}}{\rho_{air}} \left[ \frac{2\Delta P \rho_{air-out}}{Gc^2} - (1 + \sigma^2) \left( \frac{\rho_{air-in}}{\rho_{air-out}} - 1 \right) \right] \quad (\text{II-44})$$

Avec

$A_c$  la section minimale et  $A_0$  la surface extérieure de transfert de chaleur en 'm<sup>2</sup>' (équations (II-45) et (II-46))

$$A_c = P_{T,tr}(P - e_f) - D_{ext}(P_f - e_f) \quad (\text{II-45})$$

$$A_0 = 2P_{T,tr}P_{T,lg} - \left( 2\pi \frac{D_{ext}^2}{4} \right) + \pi D_0(P_f - e_f) + 2P_{T,tr}e_f \quad (\text{II-46})$$

La corrélation de Wang donnant **j** et **f** est donnée par les équations (II-47)-(II-57) :

$$j_{wang} = \begin{cases} 0,108Re_{Dc}^{-0,29} \left(\frac{P_{T,tr}}{P_{T,lg}}\right)^{P_1} \left(\frac{P_f}{D_h}\right)^{P_2} \left(\frac{P_f}{P_{T,tr}}\right)^{P_3} & \text{Pour } N=1 \\ -0,086Re_{Dc}^{P_3} N^{P_4} \left(\frac{P_f}{D_{ext}}\right)^{P_5} \left(\frac{P_f}{D_h}\right)^{P_6} \left(\frac{P_f}{P_{T,tr}}\right)^{-0,93} & \text{Pour } N>1 \end{cases} \quad (\text{II-47})$$

Avec :

$$P_1 = 1,9 - 0,23 \log(Re_{Dc}) \quad (\text{II-48})$$

$$P_2 = -0,236 + 0,126 \log(Re_{Dc}) \quad (\text{II-49})$$

$$P_3 = -0,361 - \frac{0,042N}{\ln(Re_D)} + 0,158n \left( N \left( \frac{P_f}{D_{ext}} \right)^{0,41} \right) \quad (\text{II-50})$$

$$P_4 = -1,224 - \frac{0,076 \left( \frac{P_{T,tr}}{D_h} \right)^{1,42}}{\ln(Re_D)} \quad (\text{II-51})$$

$$P_5 = -0,083 + \frac{0,058N}{\ln(Re_D)} \quad (\text{II-52})$$

$$P_6 = -5,735 + 1,21 \ln \left( \frac{Re_D}{N} \right) \quad (\text{II-53})$$

Et

$$f_{wang} = 0,0267Re_D^{F_1} \left( \frac{P_{T,tr}}{P_{T,lg}} \right)^{F_2} \left( \frac{P_f}{D_{ext}} \right)^{F_3} \quad (\text{II-54})$$

Avec

$$F_1 = -0,764 + 0,739 \frac{P_{T,tr}}{P_{T,lg}} + 0,177 \frac{P_f}{D_{ext}} - \frac{0,00758}{N} \quad (\text{II-55})$$

$$F_2 = -15,689 + \frac{64,021}{\ln(Re_D)} \quad (\text{II-56})$$

$$F_3 = -1,696 - \frac{15,695}{\ln(Re_D)} \quad (\text{II-57})$$

La validation du modèle numérique se fait alors en comparant les valeurs de  $J$  et  $f$  obtenues avec les simulations numériques et celles données par les corrélations de Wang. La différence entre les résultats doit rester inférieure à 15 % pour des dimensions géométriques comprises à l'intérieur du domaine donné par Wang.

---

### 3. Conclusion

Ce projet multidisciplinaire comporte des études numériques et expérimentales concernant le comportement physique des matériaux ainsi que les phénomènes énergétiques auront lieu dans un échangeur de chaleur. Ils montrent ainsi l'intérêt de combiner les outils de simulation numériques avec les techniques de caractérisation expérimentales.

Concernant la partie matériau, un modèle numérique basé sur la méthode des éléments finis et développé sous *Comsol Multiphysics* sera utilisé pour déterminer la conductivité thermique effective des composites. La représentation du système matrice-charge s'appuie sur un volume élémentaire contenant une seule particule. Ce choix correspond au type de charges unidirectionnelles utilisées dans ce projet ([Paragraphe 3- Partie I](#)). Ce calcul permet alors de limiter les formulations intéressantes des composites à élaborer et à caractériser, permettant un gain en temps et en coût de matière première. Concernant les caractérisations des systèmes polymère-charge, des éprouvettes spécifiques à chaque propriété (pour la caractérisation mécanique, thermique et structurale (MEB)) seront préparées par injection.

En parallèle, un autre type de modélisation sera développé dans le but d'évaluer les performances thermo-hydrauliques des échangeurs de chaleur en polymère. Un modèle numérique utilisant la méthode des volumes finis, développé sous *StarCCM+*, est alors créé. Les équations gouvernant la mécanique des fluides et le transfert thermique sont résolues classiquement pour les cas laminaires (la majorité des cas dans cette thèse l'étant), et en utilisant l'approche statistique en un point avec le modèle  $k-\omega$  SST, pour certains cas de turbulence. Ce modèle sera alors utilisé pour calculer la puissance thermique, le coefficient d'échange et les pertes de charges de l'air et l'efficacité des ailettes afin d'optimiser les paramètres géométriques finaux de la géométrie à fabriquer.

Plusieurs prototypes seront ensuite fabriqués, les techniques de mise en forme utilisables sont limitées par le taux de charge du matériau, la forme et les dimensions des pièces. Dans ce projet, le choix est pris de comparer deux types de matériaux avec deux techniques de mise en forme différentes. La première utilisera un matériau très chargé (50 % en volume) de particules micrométriques mis en forme par des méthodes de fabrications traditionnelles (injection) et la deuxième utilisera un matériau nano-chargé avec un taux de charge faible (de 5 à 10 % en volume), mis en forme par fabrication additive.

---



## Partie III. Identification et caractérisation du système polymère-charge

Partie III.	Identification et caractérisation du système polymère-charge .....	96
1.	Identification du matériau de construction : matrice-charge .....	97
1.1.	Introduction .....	97
1.2.	Choix de la matrice .....	98
1.3.	Choix des charges .....	102
1.4.	Conclusion .....	109
2.	Mise en forme et caractérisations des composites .....	111
2.1.	Mise en forme .....	111
2.2.	Caractérisation des composites .....	112
3.	Conclusion .....	117

*La construction d'un échangeur de chaleur en polymère se décompose en deux grandes étapes, la première concerne les matériaux de construction et la deuxième s'intéresse à l'architecture de l'échangeur. Le présent chapitre correspond à la première étape, elle comporte une étude des propriétés thermomécaniques et structurales des composites utilisés. La sélection du système polymère-charge est en premier lieu justifiée, en se basant sur un cahier de charges définissant les conditions nécessaires pour la construction des échangeurs de chaleur, et par un calcul analytique et numérique de l'effet des charges sur les propriétés thermiques du matériau.*

*La mise en forme des échangeurs est ensuite décrite, suivie de la présentation des résultats des caractérisations expérimentales des composites utilisés : propriétés structurales, thermiques et mécaniques.*

## 1. Identification du matériau de construction : matrice-charge

### 1.1.Introduction

En général, le point de départ de la fabrication d'un prototype est la sélection des matériaux de construction. Cette étape est réalisée en se basant sur un cahier des charges qui définit les conditions indispensables à la construction et l'utilisation de l'échangeur. Dans le cadre de ce projet et devant la large gamme des thermoplastiques, amorphes ou semi-cristallins, disponibles, le choix de la matrice est réalisé par élimination. En effet, la fabrication des échangeurs est une procédure complexe, sensible et précise, et pour pouvoir être utilisés, les polymères doivent satisfaire aux conditions suivantes:

- température maximale d'utilisation supérieure à 75°C, (légèrement supérieure à la température de circulation de l'eau de chauffage);
- compatible au renforcement par du carbone (faible dilatation thermique afin d'être proche de celle du carbone, et par la suite éviter la formation de contraintes internes) ;
- propriétés mécaniques élevées (tubes supportant 4 bar de pression interne) ;
- densité ne dépassant pas 1,7 ;
- résistance à l'environnement : bonne tenue au vieillissement humide, résistance à la corrosion et aux attaques chimiques
- prix raisonnable.

Le choix des charges est plus facile, car les possibilités ne sont pas nombreuses. L'étude bibliographique a montré que les charges unidirectionnelles (1-D) (fibres de carbone) sont les plus adéquates dans ce type d'application (échangeur de chaleur à tube-ailette). Le défi réside surtout dans l'identification de la fraction volumique utile, de la taille ainsi que de la distribution de ces charges. En général, leur impact sur les propriétés thermiques et mécaniques est très important sachant qu'elles affectent également la processabilité des matériaux. Ainsi, la formulation finale doit présenter un compromis entre les critères suivants :

- propriétés thermiques suffisantes en termes de conductivité thermique améliorée
  - propriétés mécaniques suffisantes en termes de résistance à la rupture
  - aptitude à la mise en forme pour la fabrication de pièce de petites dimensions
-

## 1.2. Choix de la matrice

### 1.2.1. Propriétés thermiques

La matrice choisie pour la fabrication des échangeurs de chaleur doit essentiellement supporter sa température d'utilisation sans perdre sa rigidité ou présenter de déformation importante (effet de la dilatation thermique). Les thermoplastiques possèdent deux températures caractéristiques au-delà desquelles ils subissent des changements d'état physique entraînant des variations importantes de leurs propriétés mécaniques (cf. Figure III-1).

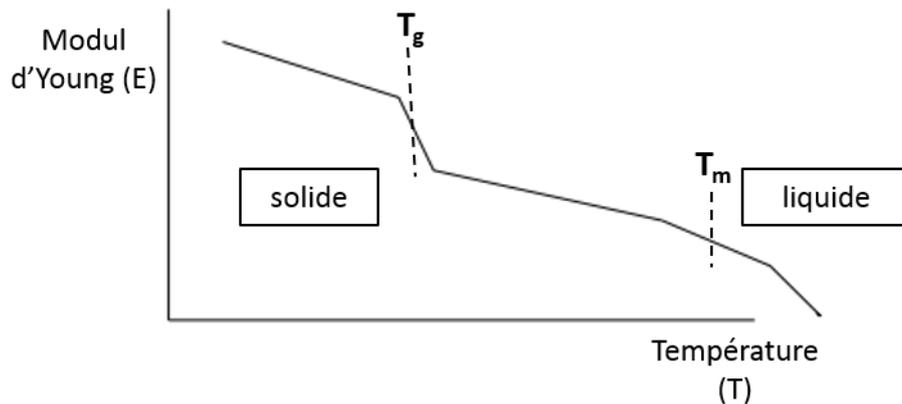


Figure III-1 : Variation du comportement mécanique des polymères en fonction de la température

- Température de fusion ' $T_m$ ' (melting point) : c'est le point au-dessus duquel les polymères semi-cristallins passent totalement à l'état fondu permettant la formation ou la reformation des nouvelles pièces. La température de mise en forme des polymères semi-cristallins doit être supérieure à leur température de fusion.
- Température de transition vitreuse ' $T_g$ ' : elle caractérise la transition entre l'état vitreux et l'état caoutchoutique (glass temperature). En-dessous de cette température, le polymère est dit vitreux (état solide) et présente le comportement d'un corps solide élastique. Au-dessus, la vibration des molécules sera de plus en plus importante, les liaisons intermoléculaires s'affaiblissent (force de Van der Waals,...) causant une variation importante des propriétés physiques notamment des propriétés mécaniques (chute du module d'élasticité par exemple -Figure III-1-). Cette transition est réversible. Pour les polymères amorphes, la température de mise en forme est en général au moins 30°C supérieure à la température de transition vitreuse.
- La température maximale d'utilisation en service ' $T_{max}$ ' : c'est la température où le matériau peut être utilisé pour une longue durée sans risque de perdre ses propriétés, celle-ci est donc définie par une température légèrement inférieure à la température de transition vitreuse ( $T_g$ ) (Figure III-1). Pour l'application visée, qui utilise une circulation d'eau entre

65 et 70 °C, la température maximale d'utilisation en service doit être supérieure à 75 °C. A partir de ce critère, seuls les polymères dont la température maximale d'utilisation en service est supérieure à 75 °C sont retenus (Figure III-2), c'est-à-dire polyamide-12 PA 12, acrylonitrile butadiène styrène ABS, polypropylène PP, polyamide-6 PA 6, polyamide-66 PA 66, poly- acétal POM, polyéthylène téréphtalate PETP, polyphénylène oxyde PPO, polycarbonate PC, Fluorure de polyvinylidène PVDF, polyetrafluoréthylène PTFE.

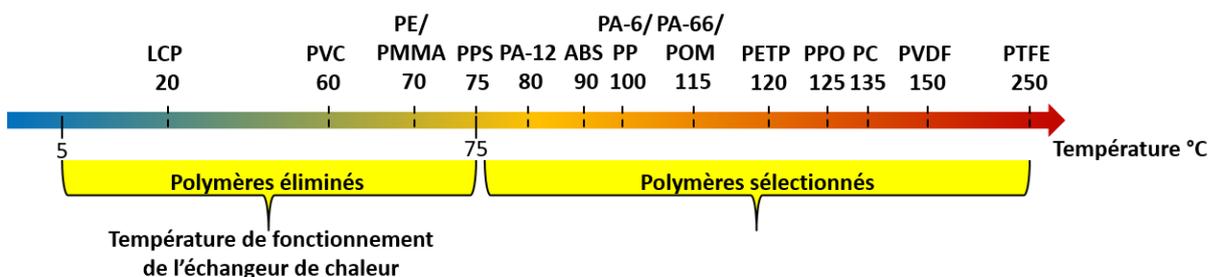


Figure III-2 : Classement des polymères selon leur température maximale d'utilisation en service

Dans le présent projet, le retrait de la matrice a deux effets essentiels :

- Sur le composite : une différence importante entre la dilatation thermique de la matrice et celle des charges entraîne la formation de porosités à l'interface fibre/matrice
- Sur le prototype : la dilatation thermique du composite (polymère-charge) entraîne des déformations au niveau de l'échangeur final ce qui aboutit à des contraintes mécaniques et à des perturbations de l'écoulement des fluides

Pour limiter ces effets, la matrice choisie doit présenter un coefficient de dilatation linéique assez faible (le plus proche possible de celui des fibres de carbone ' $4 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ '). Le Tableau III-1 montre les valeurs de dilatation thermique ' $\alpha$ ' des polymères déjà sélectionnés.

Polymère	PE	PA66	PP	POM	PETP	PPO	PC	PVDF	PTFE	ABS
Dilatation thermique $\alpha$ ( $10^{-5} \text{ K}^{-1}$ )	20	5	20	10	10	6	7	12	14	4,6

Tableau III-1 : Coefficient de dilatation thermique des thermoplastiques sélectionnés

A partir de ce critère, les matrices acrylonitrile butadiène styrène ABS, polyphénylène oxyde PPO, polyamide 66 PA66 sont identifiées comme satisfaisantes (température maximale d'utilisation et dilatation thermique faible), et peuvent être des choix possibles pour la fabrication des échangeurs.

### 1.2.2. Propriétés mécaniques

Dans les applications visées dans ce projet, la pression due à l'écoulement des fluides à l'intérieur des tubes est estimée à 4 bar. En faisant l'hypothèse d'un comportement élastique, de petites déformations, et d'une épaisseur de tubes faible, la contrainte circonférentielle ' $\sigma$ ' induite par une pression ' $P$ ', dans un tube de rayon ' $R$ ' et d'épaisseur ' $e$ ', peut être approchée par la relation (III-1) ([partie II paragraphe 1.3](#)) à partir de cette approche l'épaisseur minimale des tubes peut être alors calculée suivant la relation (III-1):

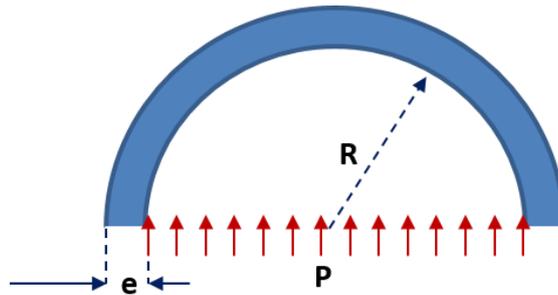


Figure III-3 : Pression à l'intérieur du tube

$$e = \frac{PR}{\sigma} \quad (\text{III-1})$$

La contrainte maximale de traction ' $\sigma_{max}$ ' des matériaux déjà sélectionnés est présentée dans le Tableau III-2.

Polymère	PA6	PA66	PA12	PPO	ABS
$\sigma_{max}$ (MPa)	6	7	4	6,5	6,1

Tableau III-2 : Contrainte maximale de traction des polymères sélectionnés (matrice sans charge)

Le calcul suivant montre la tenue mécanique des tubes (non-chargés) pour différents diamètres et épaisseurs. Or l'objectif est d'obtenir une résistance mécanique suffisante avec une épaisseur minimum afin de réduire la résistance thermique des tubes (par conduction).

Les résultats (cf. Figure III-4) montrent que le polyamide 66 présente les meilleures résistances mécaniques. En revanche, il est notable que pour des diamètres de tube de 7,5 mm et une épaisseur de 0,2 mm aucun polymère ne résiste à la pression estimée. Mais à partir d'une épaisseur de tube de 0,4 mm tous les polymères choisis présentent une résistance à la pression maximale supérieure à celle estimée à l'intérieur des tubes. Donc ils peuvent être utilisés comme un matériau de construction des échangeurs. Il est remarquable ainsi que plus le diamètre des tubes est petit plus sa résistance mécanique est importante. A noter que l'ajout de

charges dans une matrice polymère augmente sa résistance en traction, ce dimensionnement reste donc valable pour le composite.

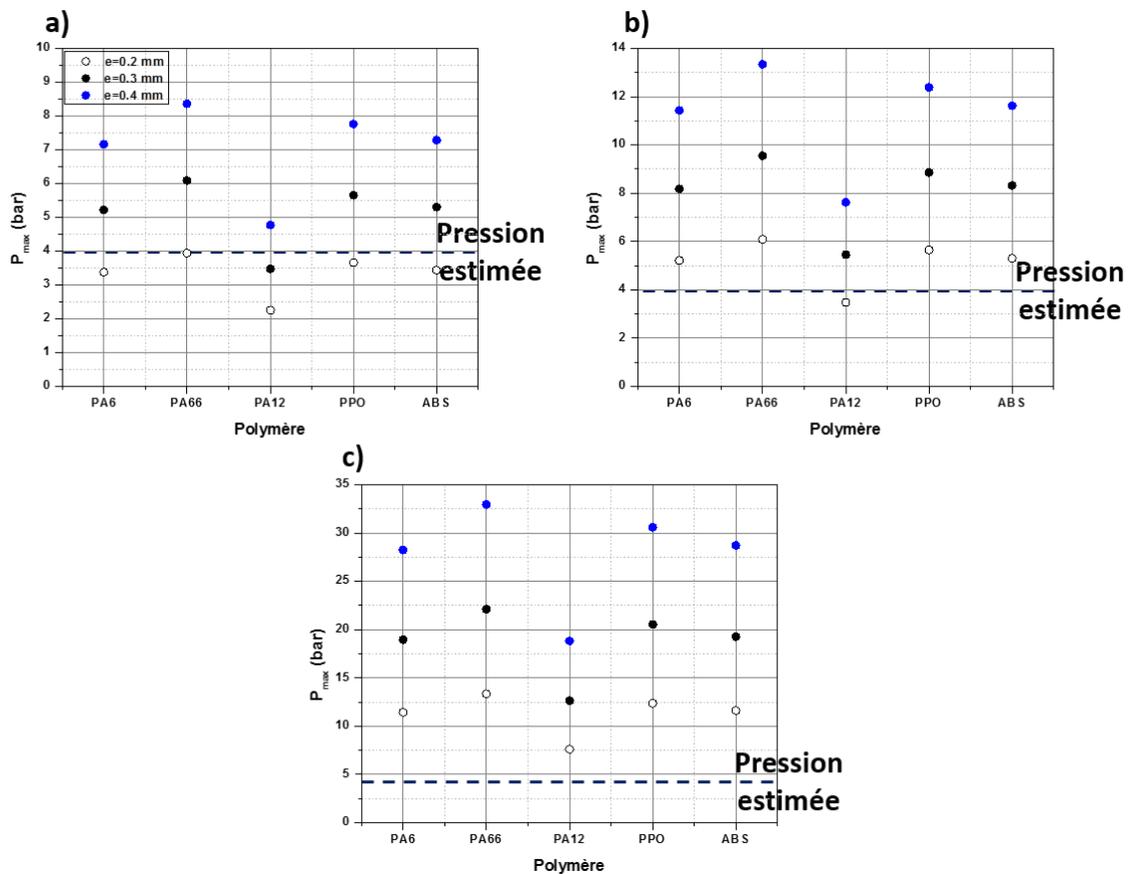


Figure III-4 : Pression maximale des tubes en fonction des épaisseurs et pour différents diamètres –a) D=7,5 mm –b) D=5 mm et c) D=2,5 mm

### 1.2.3. Sélection finale de la matrice

Pour finaliser le choix de la matrice, il est également important de prendre en considération le prix et la densité. Dans ce sens, le Tableau III-3 montre la densité et le prix de tous les polymères sélectionnés. Ce dernier change au cours du temps mais en général le classement des polymères est plus moins le même.

Polymère	PA6	PA66	PA12	PPO	ABS
Prix (euros/Kg)	3,6	3,3	3,5	4,5	3,3
Densité	1,14	1,14	1,04	1,06	1,05

Tableau III-3 : Prix et densité des polymères sélectionnés

La Figure III-5 présente une vue globale de toutes les propriétés des polymères étudiés, elle montre que la famille des polyamides et l'ABS présentent le meilleur compromis entre les propriétés thermiques, mécaniques, la densité et le prix.

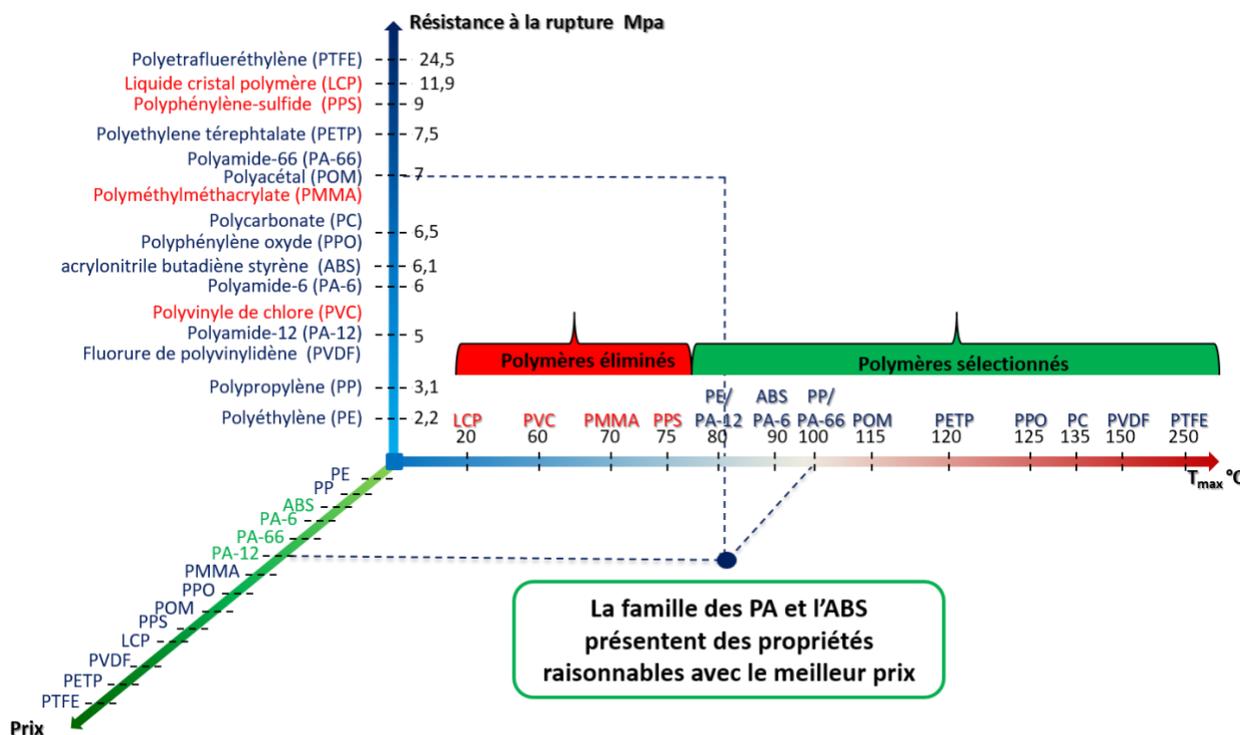


Figure III-5 : Choix de la matrice

### 1.3.Choix des charges

L'identification des charges utilisées dépend essentiellement de la conductivité thermique effective cible et la processabilité du composite. Aussi, le choix de la géométrie, la taille, le type et le taux de charges sont limités par l'application choisie et les dimensions des pièces à fabriquer ainsi que le seuil de conductivité requise. La bibliographie présentée dans le chapitre I, montre que la conductivité cible des composites est de l'ordre de 15 à 25 W.m<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>. En général, les dimensions des ailettes dans une géométrie classique varient entre 0,1 à 0,5 mm. D'où le paragraphe suivant traite de l'effet de la taille des charges et de leur distribution sur la conductivité thermique effective et la processabilité du composite.

#### 1.3.1. Calcul analytique de la conductivité thermique effective

Les modèles analytiques et empiriques sont utilisés pour calculer a priori la conductivité thermique effective d'une formulation matrice-charge donnée. Ce paragraphe montre alors l'application de ces modèles sur un composite à base d'un polyamide 66 ( $\lambda_{matrice}=0,25$  W.m<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>) avec deux types de charges ( $\lambda_{charge}=100$  et 520 W.m<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup> – présentant deux types de charge, les noirs de carbone et les fibres à base de pétrole) en variant leurs fractions volumiques, leurs formes et leurs distributions.

Ces modèles sont repartis sur deux grandes catégories (cf. [paragraphe I-4](#)), les modèles à interface parfaite et les modèles à interface imparfaite. La première catégorie est appliquée dans ce paragraphe en utilisant un modèle de chaque ordre : *loi des mélanges* du premier ordre, modèle *Hamilton-Crosser* du deuxième ordre et le modèle de *Lewis-Nielsen* du troisième ordre. Les modèles de la deuxième catégorie font intervenir des constantes caractérisant l'échange thermique à l'interface entre la matrice et les charges, d'où et à cause de l'absence de ces informations ces types de modèles ne sont pas utilisés dans ce paragraphe.

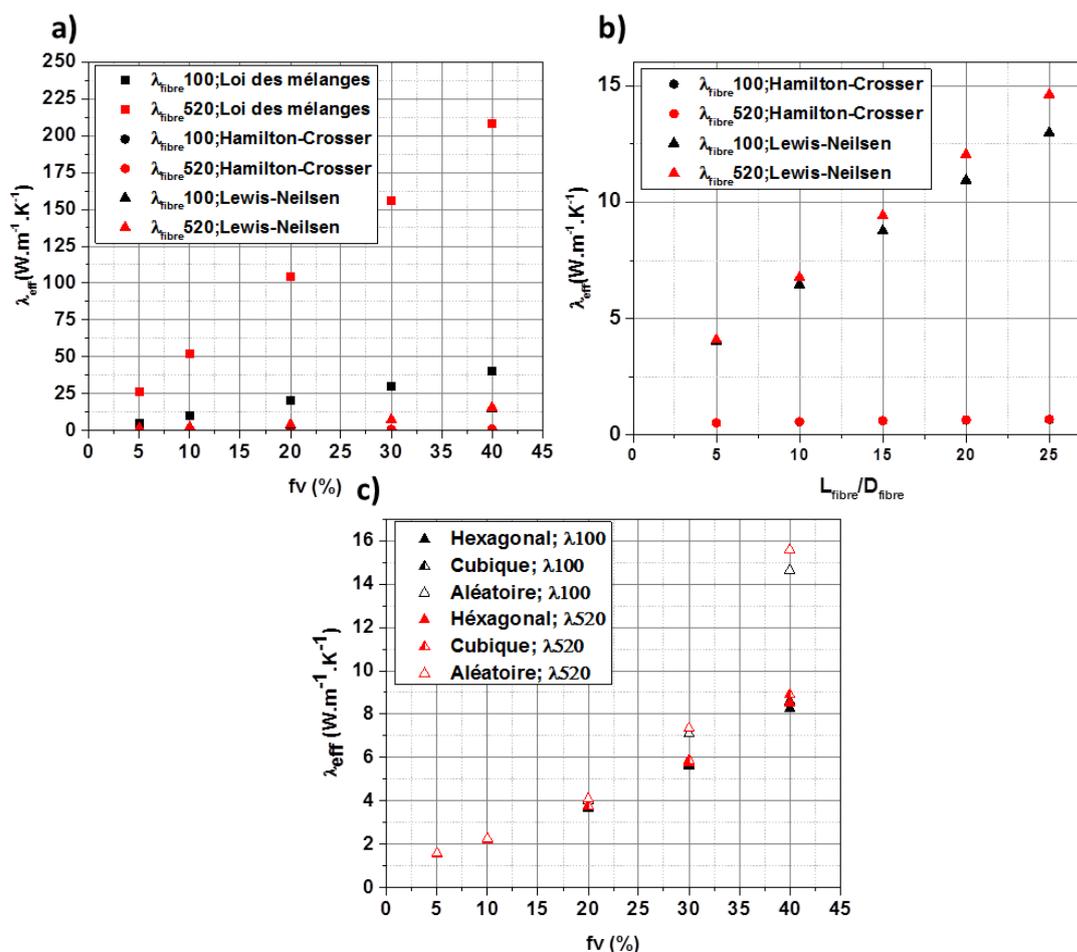


Figure III-6: Les modèles analytiques et empiriques appliqués sur un composite à base de PA-66 a) variation de la conductivité thermique effective en fonction de la fraction volumique 'loi de mélange – Modèle Hamilton – Crosser – Modèle Lewis-Neilsen' b) variation de la conductivité thermique effective en fonction du rapport  $L_{fibre}/D_{fibre}$  'Modèle Hamilton-Crosser – Modèle Lewis-Neilsen' et c) variation de la conductivité effective en fonction de la fraction volumique et de la géométrie des charges 'Modèle de Lewis-Neilsen'

Ces modèles diffèrent par le nombre de variables considérées : la loi des mélanges focalise sur la conductivité et la fraction volumique des composants, sachant que le modèle Hamilton-Crosser tient compte en plus de la forme des charges (leurs sphéricités) et finalement le modèle de Lewis-Neilsen prend en considération toutes ces variables ainsi que la distribution des charges. La Figure III-6 montre la conductivité thermique effective obtenue par ces modèles pour différentes formulations: Figure III-6a) présente la conductivité thermique effective en

fonction de la fraction volumique et de la conductivité des charges obtenues par les trois modèles utilisés, Figure III-6b) montre  $\lambda_{eff}$  obtenue avec les modèles de Hamilton-Crosser et Lewis-Neilsen en fonction du rapport  $L_{fibre}/D_{fibre}$  pour une fraction volumique de 20 %, et Figure III-6c) montre la sensibilité de  $\lambda_{eff}$  à la distribution des charges en fonction de la fraction volumique avec  $L/D$  égale à 10.

- Les trois modèles montrent que ' $\lambda_{eff}$ ' est fortement affectée par la fraction volumique des charges, cette dépendance atteint un ordre de grandeur (x10) pour une fraction volumique entre 10 % et 40 % ;
- ' $\lambda_{eff}$ ' calculée par la loi des mélanges présente une forte sensibilité à la conductivité thermique des charges, les composites chargés par des fibres dont ' $\lambda_{fibre}=520 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ' résultent des ' $\lambda_{eff}$ ' cinq fois plus grande (400 % plus grande) que ceux chargés par des fibres dont  $\lambda_{fibre}=100 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ . En revanche, cet effet est minime avec les autres modèles (la différence entre les composite ne dépasse pas 10 %).
- Le rapport ' $L/D$ ' est un paramètre relativement important, son effet sur la conductivité thermique effective ne peut pas être négligé. Cette dernière montre une amélioration de 30 % entre un rapport égal à 5 et un autre égal à 25 avec le modèle de Hamilton-Crosser. Par contre, elle montre une amélioration plus significative avec le modèle de Lewis-Neilsen, l'augmentation atteinte est de l'ordre de 265 %.
- La distribution aléatoire présente la meilleure conductivité thermique effective, cette distribution montre une amélioration de 70 % par rapport à la distribution cubique.
- Il est remarquable que les trois modèles aboutissent à des conductivités thermiques effectives de trois ordres de grandeurs différents, ce qui met en doute la fiabilité des résultats obtenus par ces modèles pour ce type de charge. En effet le modèle de Lewis-Neilsen donne les résultats les plus proches de ceux obtenus dans la bibliographie ([Partie I, paragraphe 1.3](#))

### 1.3.2. Calcul numérique de la conductivité thermique effective :

En général, les modèles numériques sont plus précis mais consommateurs de temps et demandant des ressources informatiques spécifiques. La précision de ces méthodes revient au fait qu'elles permettent de résoudre les lois physiques fondamentales gouvernant les transferts de chaleur (dans ce cas, la loi de Fourier). En plus, il permet d'étudier simultanément l'effet de tous les paramètres influençant la conductivité thermique effective (fraction volumique, conductivité des composants, forme et distribution des charges). Dans ce paragraphe une étude

montrant l'effet de la fraction volumique, de la sphéricité des charges et de leur distribution (phénomène de percolation) est développée.

Le modèle exploité repose sur la méthode des éléments finis expliquée dans [la partie II paragraphe 2.1](#), avec *Comsol multiphysics* comme logiciel. La géométrie étudiée (cf. Figure III-7) contient une fibre de carbone à l'intérieur d'une matrice en polymère. La longueur de la matrice est fixée à  $10,1 \mu\text{m}$  et celle de la charge à  $10 \mu\text{m}$  (une différence de  $0,1 \mu\text{m}$  est considérée entre la longueur de la matrice et celle de la charge [126]), la face  $L_x L_y$  et le rayon de la fibre ' $R_{fibre}$ ' sont réglés pour obtenir les fractions volumiques visées. Un flux thermique ' $\phi$ ' de  $5000 \text{ W.m}^{-2}$  est fixé à la face 1 de la matrice et une température de  $293,15 \text{ K}$  ( $20^\circ\text{C}$ ) à la face 3 (face opposée) de la matrice. Des conditions de périodicités sont appliquées sur les faces latérales. La conductivité thermique effective sera calculée à partir de la différence de température entre les faces 1 et 3. La conductivité thermique de la matrice étudiée est égale à  $0,25 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  sa densité est  $1,6 \text{ g.cm}^{-3}$  et sa chaleur massique  $1140 \text{ J.Kg}^{-1}$ . Concernant les fibres, leur conductivité est égale à  $100$  et  $520 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  la masse volumique à  $1,79 \text{ g.cm}^{-3}$  et la chaleur massique égale à  $712 \text{ J.kg}^{-1}$ .

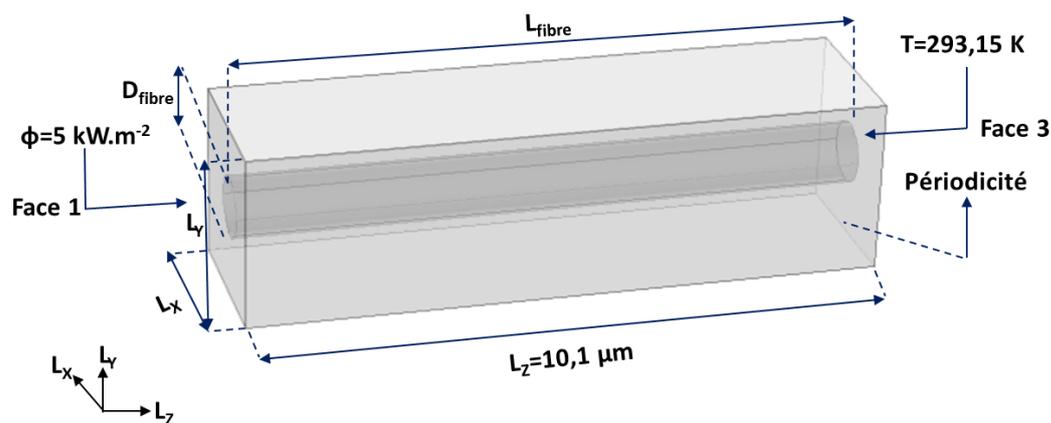


Figure III-7 : Volume élémentaire et conditions aux limites considérées dans les simulations

*Comsol multiphysics* propose plusieurs tailles de cellules pour le maillage avec un raffinement automatique dans les zones où le gradient des variables physiques est important. Ces dimensions sont exploitées dans le Tableau III-4 avec l'erreur relative montrant la différence entre la conductivité effective calculée par chaque maillage et celle obtenue avec le premier cas (ayant le plus grand nombre de cellules).

Mesh	Extremely fine	Extra fine	Finer	Fine	Normal	Coarse	Coarser	Extra coarse	Extremely coarser
Nombre des éléments	252951	82872	41697	21582	11056	5600	3643	1345	985
Erreur relative '%' ( $\lambda_{\text{eff}} - \lambda_{\text{eff,ref}}$ ) / $\lambda_{\text{eff,ref}}$	-	0,044	0,09	0,22	0,62	1,7	2,16	2,27	2,4

Tableau III-4: Sensibilité aux maillages

Ces résultats montrent que le maillage extra fin est le meilleur assurant un compromis entre la précision des résultats (0,044 %) et un temps de calcul raisonnable<sup>7</sup>.

#### a) Effet de la fraction volumique des charges

La fraction volumique et le type des charges sont deux facteurs cruciaux dans la formulation du composite. Ils contrôlent ses propriétés thermo-physiques, sa processabilité et son prix. Dans ce sens l'effet du taux de charge et du type des fibres de carbone sont étudiés dans ce calcul. La fraction volumique ' $fv$ ' des charges est réglée en modifiant la dimension  $L_x L_y$  de la matrice (cf Figure III-8) et en fixant la taille des fibres ( $D_{\text{fibre}}=1 \mu\text{m}$  et  $L_{\text{fibre}}=10 \mu\text{m}$ ). La Figure III-9 montre que la conductivité thermique effective (suivant la direction des fibres) n'est pas forcément sensible à la conductivité des fibres sachant qu'elle varie fortement avec ' $fv$ ', la différence entre la conductivité obtenue par les deux charges ne dépasse pas 20 %, sachant qu'elle augmente de 470 % en passant d'une fraction volumique de 10 % à 40 %. Il est notable qu'une conductivité de  $15 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$  est atteinte à partir d'une fraction volumique de 40 % (conductivité visée).

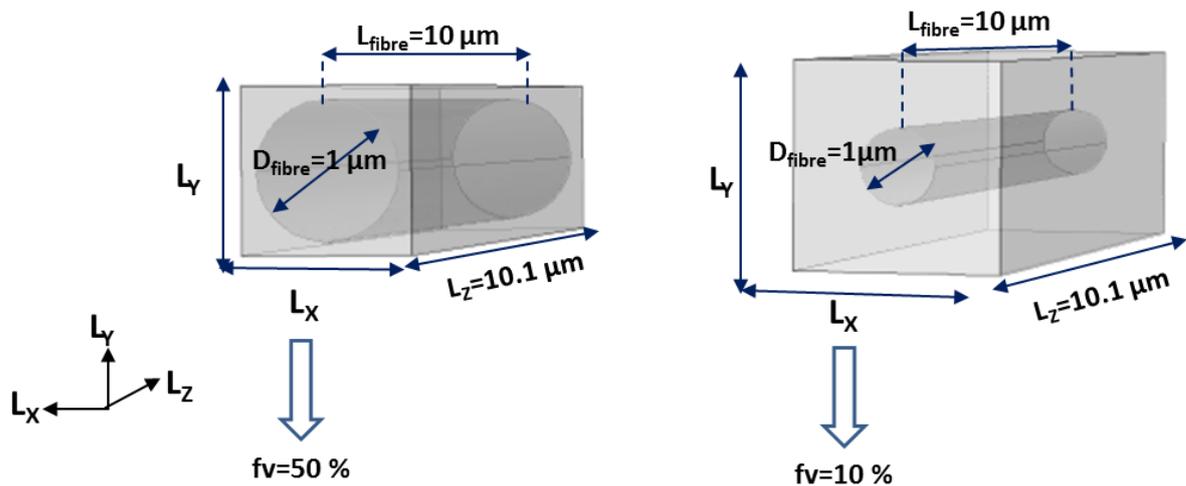


Figure III-8: Géométrie des éléments élémentaires pour des fractions volumiques différentes

<sup>7</sup> Entourage 30 minutes pour chaque simulation

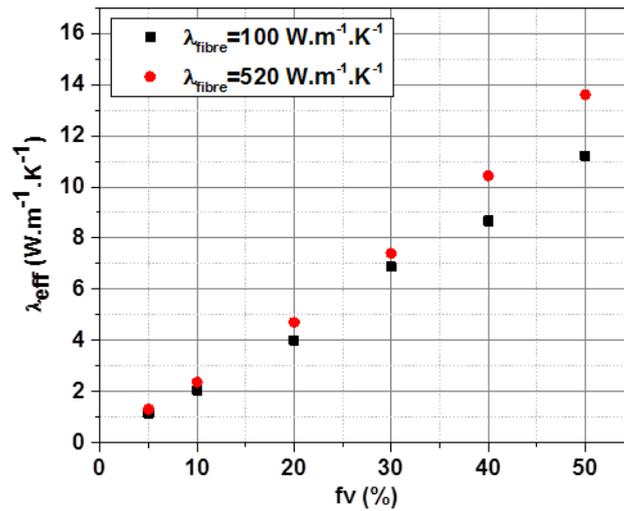


Figure III-9: Variation de la conductivité thermique effective en fonction de la fraction volumique et du type de charge

### b) Effet de la forme des fibres

L'objectif ici est de quantifier numériquement l'effet du rapport  $L_{charge}/D_{charge}$  (déjà étudié analytiquement dans le paragraphe précédent). La longueur des fibres est fixée à 10  $\mu\text{m}$  sachant que leur diamètre et les dimensions des faces principales de la matrice sont modifiés selon le cas simulé (cf Figure III-10). Trois fractions volumiques sont étudiées (10, 20 et 30 %) avec deux types de charges ( $\lambda_{fibre}=100$  et 520  $\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ).

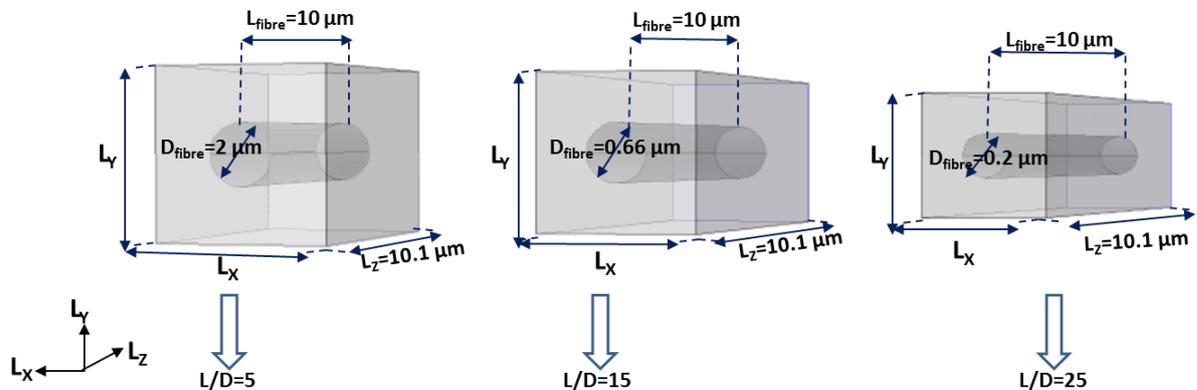
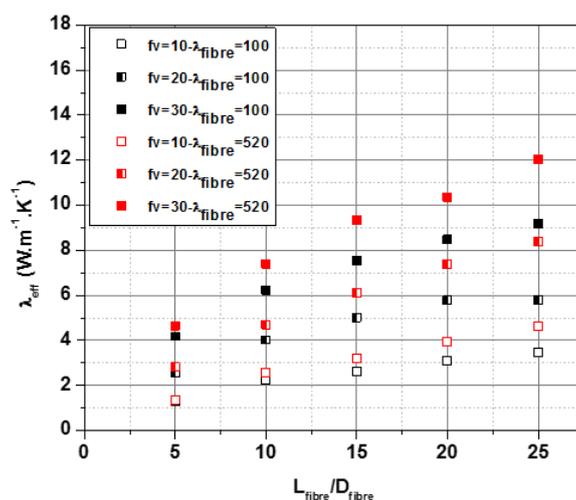


Figure III-10: Géométrie des éléments élémentaires pour des rapports  $L_{fibre}/D_{fibre}$  variable

Les résultats montrent que l'effet du rapport  $L_{fibre}/D_{fibre}$  est plus important que celui de la conductivité des fibres. La conductivité effective suivant la direction des charges peut être améliorée de 120 à 158 % en augmentant le rapport  $L_{fibre}/D_{fibre}$  de 5 à 25 (cf. Figure III-11). En effet la réduction du diamètre des fibres réduit la surface interfaciale (surface de contact matrice-charge) et par la suite réduit la chute de température due au changement du matériau, ce qui améliore la propagation de température à l'intérieur du matériau et finalement la conductivité thermique effective.

Figure III-11: Variation de la conductivité thermique effective en fonction du rapport  $L_{\text{fibre}}/D_{\text{fibre}}$ 

## c) Effet de la distribution (phénomène de percolation)

La distribution des charges dans la matrice influe également sur la conductivité du composite. Le but est alors de montrer l'effet de la distribution des charges sur  $\lambda_{\text{eff}}$ . Quatre cas sont étudiés présentant différentes distributions de charge (ces configurations diffèrent par le nombre de fibres). La Figure III-12 présente les dimensions et la répartition des fibres dans les cas étudiés. Les dimensions des fibres et des faces principales sont modifiées en préservant le rapport L/D égal à 10 et les fractions volumiques constantes à 30 %.

		Cas 1	Cas 2	Cas 3	Cas 4
$\lambda_{\text{eff}} (\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1})$	$\lambda_{\text{fibre}}=100 (\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1})$	6,87	7,06	9,16	11,9
	$\lambda_{\text{fibre}}=520 (\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1})$	7,4	8,37	11,97	15,44

Tableau III-5: Conductivités thermiques effectives obtenues pour les quatre cas étudiés

Le Tableau III-5 montre que la conductivité thermique effective dans le plan (suivant la direction des fibres) obtenue augmente avec le nombre de particules utilisées. La distribution des charges avait une influence positive sur  $\lambda_{\text{eff}}$ . Les cas où les charges couvrent une zone plus importante présente une  $\lambda_{\text{eff}}$  plus élevée. Le dernier cas par exemple montre une amélioration de 73 à 110 % par rapport au premier (cf. Tableau III-5). Cet effet correspond à la réduction de la distance alfa ' $\alpha$ ' entre les fibres ce qui diminue la discontinuité de chemin conducteur à l'intérieur de la matrice. Autrement dit, une bonne distribution des charges à l'intérieur de la matrice assure le phénomène de percolation (préservation d'un chemin relativement continu) et diminue les chutes de température à l'intérieur de la matrice et par la suite assure une conductivité thermique importante.

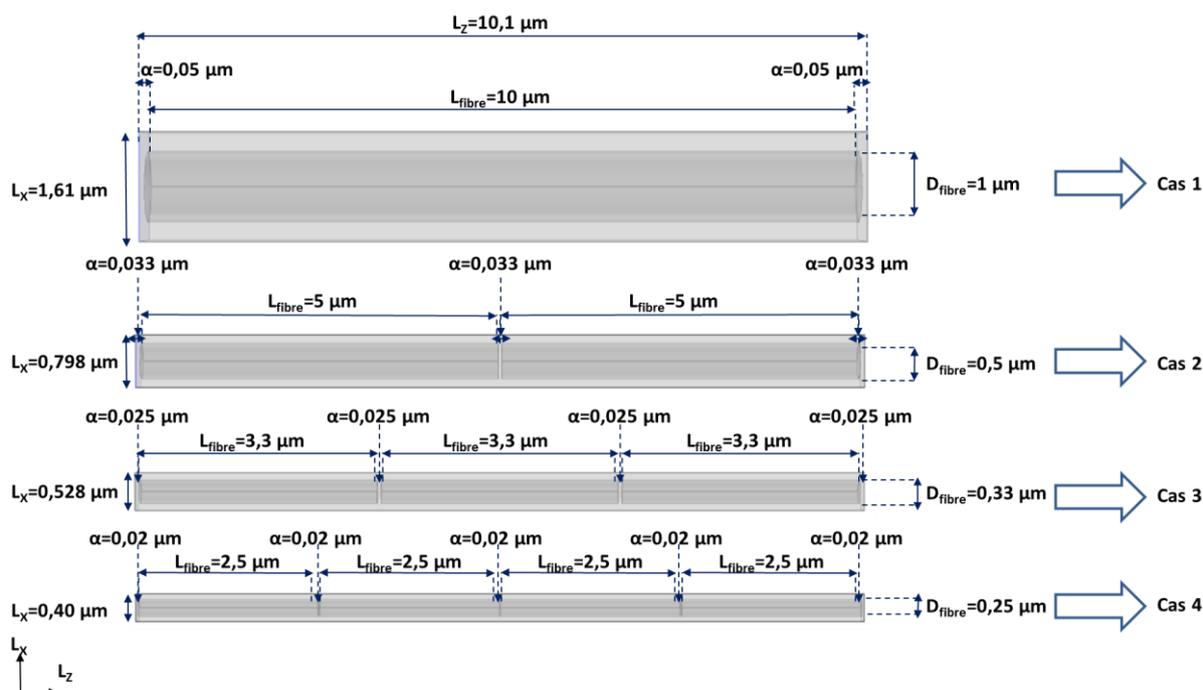


Figure III-12 : Distributions des charges dans un volume élémentaire

### 1.3.3. Choix des charges

Les calculs présentés précédemment montrent que la conductivité visée est accessible par des fibres de carbone dont  $\lambda_{charge}$  est de l'ordre de  $100 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  (comme le carbone noir) et à partir d'une fraction volumique 40 %. Les calculs montrent ainsi que plus les fibres sont longitudinales (rapport  $L_{fibre}/D_{fibre}$  important) plus la conductivité des composites est améliorée, sachant que cette dernière condition peut être limitante en termes de processabilité. En effet, chaque méthode de fabrication impose des limites au niveau de la taille et de la fraction volumique des charges. Par exemple pour un système de fabrication additive par dépôt de polymère le diamètre de la buse limite la taille des charges utilisées. Par ailleurs, une répartition homogène des charges dans la matrice optimise sa conductivité thermique. Donc, le matériau de départ sera alors un composite dont la matrice est le polyamide 66 chargé par des fibres de carbone noir avec une fraction volumique de 50 %.

## 1.4. Conclusion

En se basant sur le cahier des charges de la fabrication des échangeurs de chaleur, une comparaison théorique a été proposée entre différents polymères thermoplastiques afin d'identifier les matrices (polymère non-charge) présentant des propriétés thermiques et mécaniques suffisantes. Sur la base de cette étude, la famille des polyamides (spécifiquement le polyamide 66) et l'ABS présentent le meilleur compromis entre des propriétés thermiques et

mécaniques suffisantes et un prix raisonnable. Concernant l'estimation de la conductivité thermique effective, l'application des modèles analytiques et empiriques ne converge pas vers les valeurs obtenues dans la bibliographie. Le modèle de Lewis-Nielsen (troisième ordre) est le plus précis entre les modèles utilisés. En revanche, la méthode numérique est plus précise avec un temps de calcul raisonnable. Ces calculs montrent qu'une conductivité de l'ordre de 15 à 20  $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$  est accessible avec des fibres de carbone dont le rapport  $L/D$  égale 1. La conductivité thermique égale alors  $100 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$  avec une fraction volumique de charges entre 40 et 50 %.

Ces caractéristiques correspondent à un matériau commercial (**PolyOne**©, le **PA66 TT9200-5003 EC MID**). Les propriétés physiques de ce matériau sont représentées dans le Tableau III-6.

PA66 <sub>50%</sub>	
contrainte maximale à la rupture ' $\sigma_{\text{max}}$ '	65 MPA
Conductivité thermique radiale ' $\lambda_{\text{radiale}}$ '	16-18 $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
Conductivité thermique axiale ' $\lambda_{\text{axiale}}$ '	2-3,5 $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$

Tableau III-6 : Propriétés Thermomécaniques basée sur le datasheet du PA66<sub>50%</sub> (PolyOne)

Ces propriétés dépendent par ailleurs des méthodes de mise en forme qui influent la répartition et l'orientation des charges. D'autre part, les données issues des fiches techniques du fournisseur varient entre deux valeurs limites. Il est donc nécessaire de caractériser le matériau mis en forme.

## 2. Mise en forme et caractérisations des composites

### 2.1. Mise en forme

#### 2.1.1. Injection :

Les éprouvettes en PA66 chargé sont injectées avec une presse de 100 tonnes de force de fermeture (ALLROUNDER 320 A, Arburg, Allemagne). Deux géométries sont considérées : un disque à épaisseur variable par paliers et des éprouvettes de traction suivant la norme européenne NF EN ISO 527-1 [105] (Figure III-13).

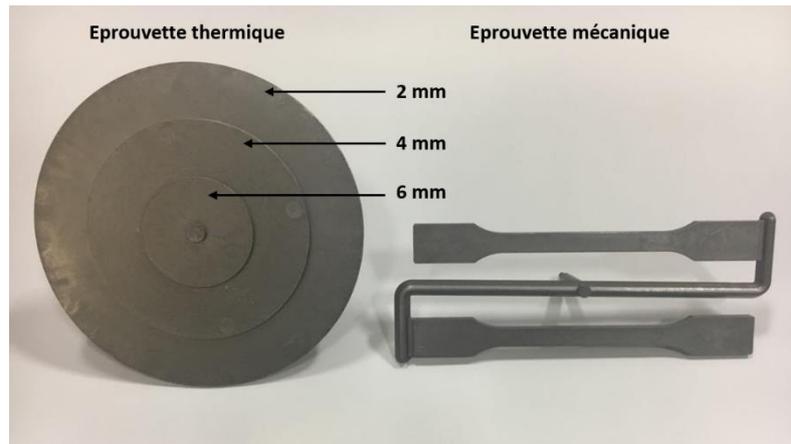


Figure III-13 : Eprouvettes thermiques et mécaniques injectées par la presse ALLROUNDER 320 A, Arburg  
Les paramètres d'injection sont listés dans le Tableau III-7.

Paramètre d'injection	Profil de température (°C)					T. du moule (°C)	V. d'injection (mm/sec)	Pression maximale d'injection (bar)	Point de commutation (mm)	P.de Maintien (bar)	Vitesse de rotation (t/min)
	Zone 1	Zone 2	Zone 3	Zone 4	Zone 5						
	275	280	280	290	300						

Tableau III-7 : Paramètre d'injection

#### 2.1.2. Fabrication additive – FreeFormer :

L'utilisation de la technologie FreeFormer nécessite le passage du matériau au travers d'une buse de diamètre 150  $\mu\text{m}$ . Les charges utilisées doivent donc être de dimensions plus faibles (au moins 4 fois) et les taux de charges sont limités sous peine de ségrégation (accumulation des charge dans la buse et colmatage de celle-ci). Aussi, les **PA66<sub>50%</sub>** chargé ne peut être utilisé. Pour la fabrication des éprouvettes (et par la suite d'un prototype) avec cette technologie, le **PA66<sub>50%</sub>** chargé est remplacé par un ABS chargé 5% en volume de nanotubes de carbone 'ABS<sub>5%</sub>' (diamètre nanométrique et longueur de 10  $\mu\text{m}$ ) (ABSDHA 0502-180327, Nanocyl, Belgique). Des disques de 50 mm de diamètre et d'épaisseur de 2, 4 et 6 mm ainsi que des

éprouvettes pour les essais mécaniques sont alors fabriqués avec les paramètres listés Tableau III-8.

Paramètre d'impression ABS <sub>5%</sub>	Profil de température (°C)			Epaisseur de couche (mm)	Epaisseur de première couche (mm)	Pression (bar)	T <sub>chambre</sub> (°C)
	T <sub>1</sub> (T <sub>buse</sub> )	T <sub>2</sub>	T <sub>3</sub>				
	250	230	210				

Tableau III-8 : Paramètre d'impression de l'ABS<sub>5%</sub>

### 2.1.3. Fabrication additive – SLS :

La fabrication additive par Laser (SLS) permet la fabrication, couche par couche, de pièces de formes complexes à partir de poudre (de diamètre de l'ordre de 25 à 45  $\mu\text{m}$ ), fondue à partir d'un laser. La matière ne passe pas par une buse et la limitation en termes de taille et de taux de charge est moins sévère. Pour utiliser cette technologie les granulés de PA66 chargé ont été broyés. La répartition granulométrique est donnée. Cette étape de broyage s'accompagne d'une réduction de la taille des particules et potentiellement de leur efficacité.

## 2.2. Caractérisation des composites

### 2.2.1. Caractérisation structurale :

La caractérisation structurale par MEB est une étape indispensable afin de visualiser la distribution des charges ainsi que la morphologie des composites. Dans ce sens, trois échantillons sont caractérisés :

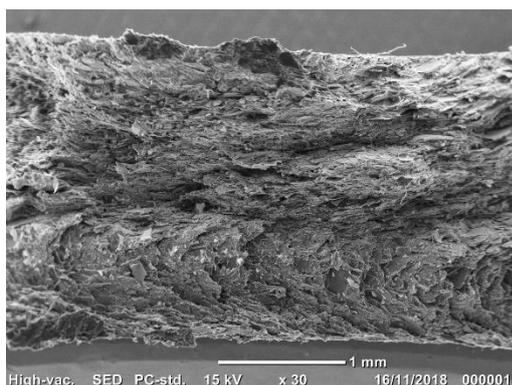


Figure III-14 : Caractérisation structurale du PA66<sub>50%</sub> à l'échelle macroscopique (1 mm)

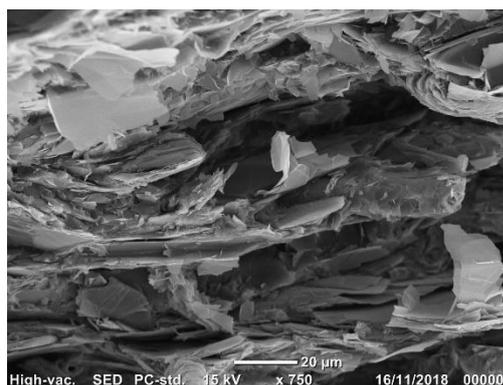


Figure III-15 : Caractérisation structurale du PA66<sub>50%</sub> à l'échelle microscopique (20  $\mu\text{m}$ )

La caractérisation structurale à l'échelle macro montre que le **PA66<sub>50%</sub>** est fortement chargé avec une répartition homogène dans l'épaisseur. La vue à l'échelle microscopique confirme ainsi que les particules de carbone sont réparties dans l'épaisseur avec une direction privilégiée

sans amas particuliers (Figure III-14 et Figure III-15). Par contre, l'observation à l'échelle macroscopique et microscopique de l'ABS<sub>5%</sub> montre que ce matériau est très homogène, sans agrégat de nano-charges. Cela laisse à penser que celles-ci sont bien dispersées (intercalées, voire exfoliées) dans la matrice et réparties de façon homogène.

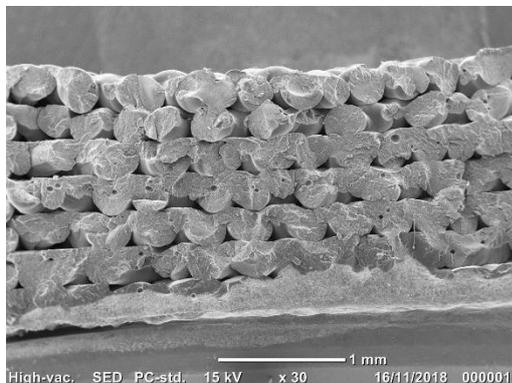


Figure III-16 : Caractérisation structurale de l'ABS<sub>5%</sub> à l'échelle macroscopique (1 mm)

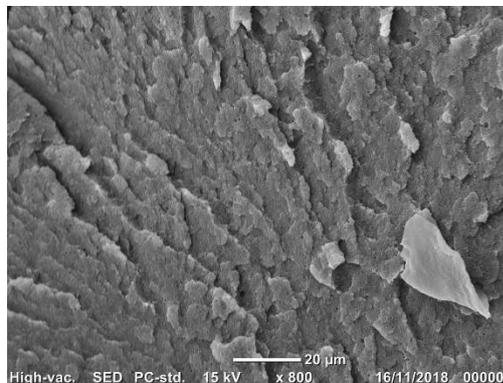


Figure III-17 : Caractérisation structurale de l'ABS<sub>5%</sub> à l'échelle microscopique (20µm)

### 2.2.2. Caractérisations thermiques

L'identification de la conductivité thermique avec une précision importante est une étape cruciale pour compléter le reste de l'étude. En effet, cette conductivité doit être utilisée dans les simulations numériques (partie suivant) afin d'évaluer les performances thermo-aérauliques des échangeurs de chaleur à base de polymère chargé. Aussi, une série de mesures par la méthode du disque-chaud ([Partie II Paragraphe 1.3](#)) sont réalisées sur les éprouvettes fabriquées par injection, Freeformer et SLS (cf. Figure III-18).

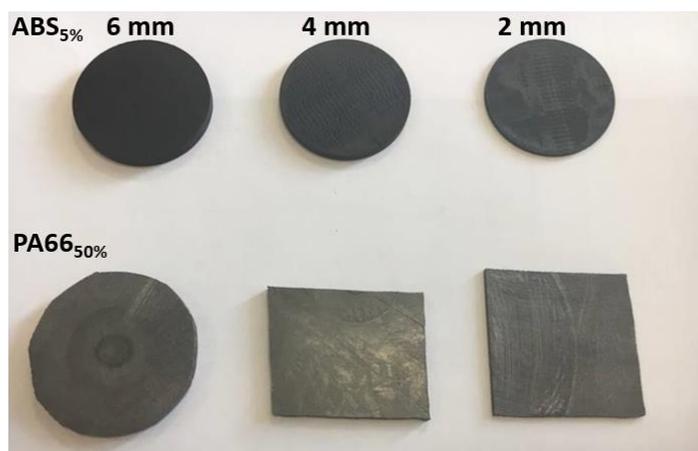


Figure III-18 : Eprouvettes thermiques de PA66<sub>50%</sub> injecté et ABS<sub>5%</sub>

Le Tableau III-9 synthétise les valeurs mesurées de la conductivité et de la diffusivité thermique radiale (dans le plan) et axiale (perpendiculaire au plan) et de la chaleur massique des éprouvettes thermiques des épaisseurs égale à 2, 4 et 6 mm. Les résultats montrent que la

conductivité thermique axiale de **PA66<sub>50%</sub>** atteint l'objectif visé ( $\lambda$  entre 15 et 20  $\text{W.m}^{-1}\text{K}^{-1}$ ). En revanche, celle de l'**ABS<sub>5%</sub>** est nettement insuffisante ( $\lambda < 1 \text{ W.m}^{-1}\text{K}^{-1}$ ) sachant que ce matériau présente des avantages en termes de processabilité. A noter que l'anisotropie des matériaux n'est pas un facteur négatif dans cette application. La chaleur transmise par conduction entre les tubes et à l'intérieur des ailettes (Figure III-19) se propage dans le plan du matériau et par la suite suivant la direction des fibres. Il est à noter ainsi que la conductivité thermique radiale augmente pour des épaisseurs d'éprouvettes plus faible. Cette amélioration provient du fait que la réduction de l'épaisseur des éprouvettes améliore l'orientation des fibres suivant la direction radiale. Finalement, ces résultats valident le modèle numérique utilisé dans le paragraphe précédent. La différence entre la conductivité thermique prédite et celle mesurée par la méthode du disque chaud reste inférieure à 10 % pour un composite chargé à 50 % en volume.

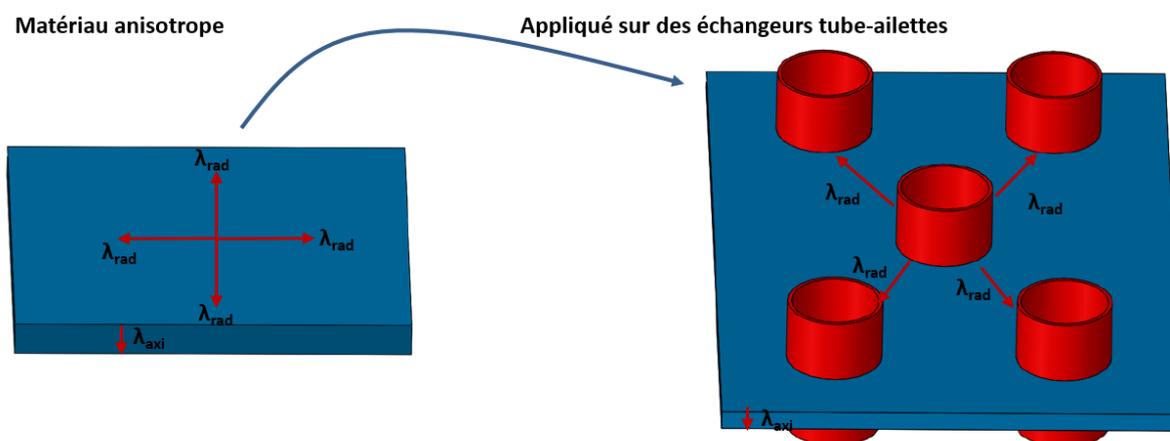


Figure III-19 : Matériau anisotrope appliqué sur des échangeurs de chaleur tube-ailette

Matériau	Épaisseur (mm)	$\lambda_{\text{rad}}$ ( $\text{W.m.K}^{-1}$ )	$\lambda_{\text{axi}}$ ( $\text{W.m.K}^{-1}$ )	Cp
<b>PA66<sub>50%</sub>-Injecté</b>	2	17,8	-	1135
	4	16,89	2,8	
	6	16,37	3,23	
<b>ABS<sub>5%</sub></b>	2	0,72	-	1100
	4	0,67	0,15	
	6	0,55	0,18	

Tableau III-9 : Propriétés thermiques des composites utilisés

### 2.2.3. Caractérisations mécaniques

La tenue mécanique de l'échangeur est étudiée par la mesure de la résistance en traction et du module d'Young (Figure III-21). La résistance en traction correspond au maximum de la

courbe contrainte/déformation. La pente de la courbe pour une déformation entre 0,05 et 0,25 correspond au Module d'Young ' $E$ ' (MPa).

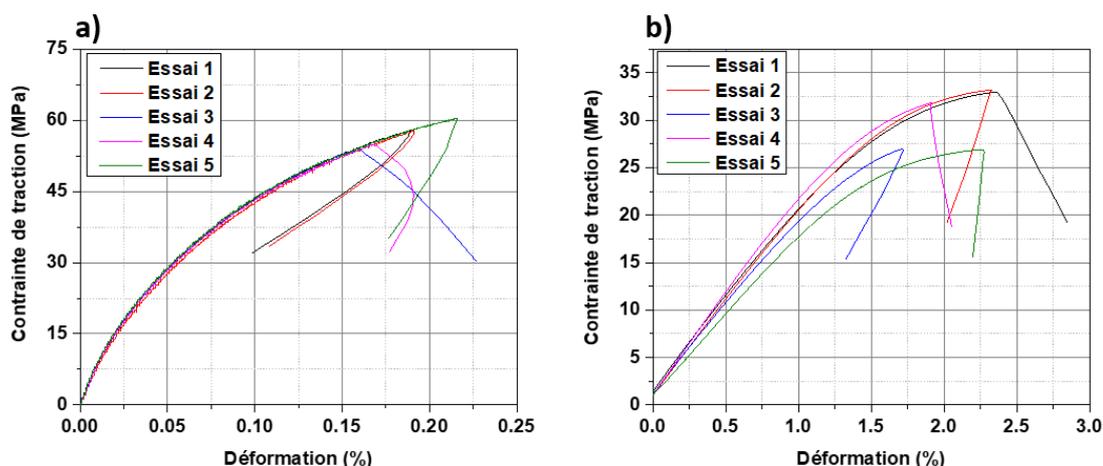


Figure III-20 : Caractérisation mécanique montrant les contraintes de traction en fonction de la déformation des éprouvettes a)  $PA66_{50\%}$  et b)  $ABS_{5\%}$

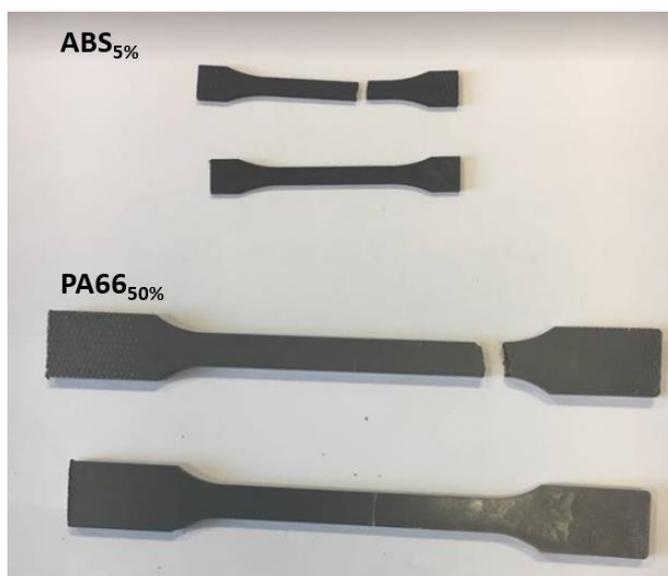


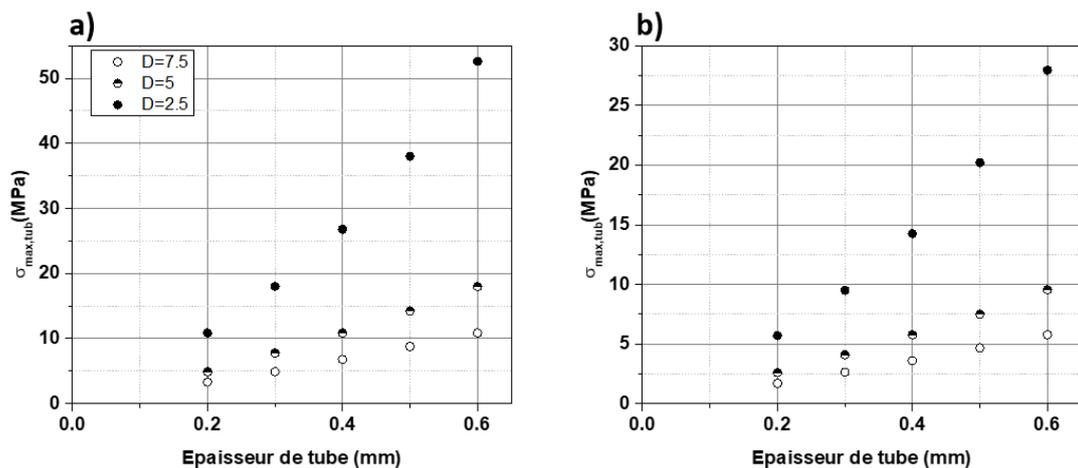
Figure III-21 : Eprouvettes mécaniques avant et après les tests de traction

Le Tableau III-10 et la Figure III-20 montrent les résultats de cinq essais de traction sur le  $PA66_{50\%}$ . Il est noté que ce matériau est fragile, sa déformation à la rupture est inférieure à 0,25%. Sa contrainte maximale à la rupture ' $\sigma_{max}$ ' est de **57 MPa** et le module d'Young ' $E$ ' est égal à **237 MPa**. Concernant l' $ABS_{5\%}$  la contrainte maximale à la rupture ' $\sigma_{max}$ ' est de **31 MPa** et le module d'Young ' $E$ ' est égal à **1887 MPa**.

Compte tenu de ces données, la pression maximale admissible pour l'ABS et le  $PA66_{50\%}$  est supérieure à la pression estimée dans les tubes (4 bar) pour des épaisseurs de tube de 0,3 mm Figure III-22.

Propriété mécanique	PA66				ABS			
	PA66 Non chargé		PA66 <sub>50%</sub> -Injecté		ABS Non chargé		ABS <sub>5%</sub>	
Essai	$\sigma_{\max}$ (MPa)	E (MPa)	$\sigma_{\max}$ (MPa)	E (MPa)	$\sigma_{\max}$ (MPa)	E (MPa)	$\sigma_{\max}$ (MPa)	E (MPa)
1	7	200	57,77	224,9	6,1	250	32,9	1908
2			57,82	231			33,2	1951
3			54,06	231,8			26,8	1808
4			54,87	226,3			31,9	2075
5			60,47	269,3			26,7	1694
Moyenne			57,02	236,7			30,3	1887
Ecart type			2,3	16,5			3,3	144

Tableau III-10 : Propriétés mécaniques des composites utilisés


 Figure III-22 : Résistance maximale tubulaire des tubes en a) PA66<sub>50%</sub> et b) ABS<sub>5%</sub> en fonction de l'épaisseur et de diamètre de tube

### 3. Conclusion

Ce chapitre avait comme objectif d'identifier le système matrice/charge utilisable pour la fabrication des échangeurs de chaleur. La première étape a consisté à déterminer un cahier des charges, dans lequel les propriétés indispensables à la fabrication et au fonctionnement de l'échangeur ont été présentées.

Le choix de la matrice dépend essentiellement de sa température d'utilisation maximale et ce critère a permis de ne retenir que cinq polymères. Les critères liés aux propriétés mécaniques et au prix de la matrice ont permis de réduire encore le spectre des matrices utilisables, à savoir la famille du Polyamide (préférence pour le **PA66**) et l'**ABS**, présentant le meilleur compromis entre les propriétés thermiques, mécaniques et le coût.

L'ajout des charges améliore la conductivité thermique des matrices mais affecte également leurs propriétés mécaniques et limite leur processabilité. Le calcul primaire des conductivités thermiques attendues des formulations/charges possibles montre qu'une conductivité thermique entre 15 et 20  $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$  est accessible avec des microfibrilles de carbone et une fraction volumique de charge entre 40 et 50%. Par la suite le choix est pris d'utiliser le **PA66<sub>50%</sub>** commercial fourni par **PolyOne (PA66 TT9200-5003 EC MID)** comme un matériau de base, qui peut être modifié selon le déroulement du projet. En fait, un tel matériau chargé (environ 50%) pose de nombreux problèmes au niveau des propriétés mécaniques et de la processabilité. D'où, le choix est pris de considérer deux types de composite : la **PA66<sub>50%</sub>** avec une conductivité plus-moins importante (17,2  $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ) mais limitée au niveau processabilité (la fabrication des petites composantes est difficile) et l'**ABS<sub>5%</sub>** nano-chargé présentant une conductivité thermique faible (0,7  $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ) mais offrant une liberté de design intéressante (par imprimante 3D), ce qui permet la fabrication des échangeurs de chaleur à géométrie compacte et complexe. En revanche, une nouvelle méthode de fabrication le SLS, permet de préserver les avantages des matériaux très chargés (leur conductivité thermique importante) et la liberté de design de la fabrication additive mais le défi réside dans la maîtrise des paramètres de fabrication.



## Partie IV. Etude d'échangeurs à un rang de tube

---

Partie IV.	Etude d'échangeurs à un rang de tube .....	119
1.	Etude de l'efficacité des ailettes d'une configuration à un seul rang de tubes ....	120
1.1.	Introduction.....	120
1.2.	Modèle expérimental .....	121
1.3.	Modèle numérique .....	127
1.4.	Résultats et interprétation .....	130
1.5.	Conclusion .....	135
2.	Etude paramétrique d'une configuration à un seul rang de tubes .....	136
2.1.	Introduction.....	136
2.2.	Description de la géométrie .....	136
2.3.	Modèle numérique .....	138
2.4.	Résultats et interprétation .....	142
2.5.	Conclusion .....	159

*Le défi essentiel de ce projet est la fabrication d'un échangeur de chaleur à base de polymère chargé dont les performances thermo-aérauliques sont compétitives par rapport à celles obtenues avec des matériaux traditionnels comme l'aluminium. Pour atteindre cet objectif, des mesures expérimentales et numériques sont réalisées afin de quantifier l'effet du changement du matériau sur l'efficacité des ailettes.*

*Ensuite une étude numérique paramétrique sur un échangeur à seul rang de tubes est développée afin d'identifier les combinaisons intéressantes. Cette étape est basée sur un modèle numérique permettant de modifier facilement les paramètres géométriques et thermo-physiques mis en jeu et d'évaluer leurs influences sur les performances thermo-aérauliques.*

## 1. Etude de l'efficacité des ailettes d'une configuration à un seul rang de tubes

### 1.1.Introduction

L'idée globale de la conception des échangeurs de chaleur munis d'extensions de surface est basée sur l'accroissement de la surface d'échange du côté où la résistance thermique est dominante (côté de l'air). Ces extensions de surface ou ailettes couvrent environ 80% de la surface d'échange entre l'air et les parois de l'échangeur. Ainsi l'efficacité de ces ailettes est un paramètre clé contrôlant la performance globale de l'échangeur. Ce paramètre est défini comme étant le rapport entre le flux thermique réel et celui d'une ailette idéale<sup>8</sup> (cf. [Partie I paragraphe 2.3](#)). En effet ce paramètre reflète plusieurs phénomènes physiques. Il est fonction de la conductivité thermique du matériau, des paramètres géométriques de l'ailette et du coefficient de convection de l'air. A savoir que dans ce type de configuration l'échange thermique est caractérisé par un couplage conducto-convectif (Figure IV-1) :

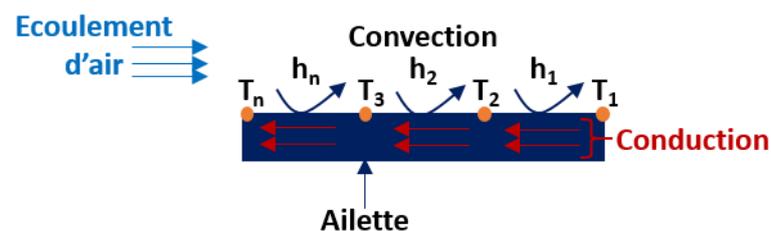


Figure IV-1: Echange conducto-convectif

- La chaleur se propage à l'intérieur des ailettes par conduction. Une conductivité thermique élevée favorise ainsi une bonne efficacité d'ailette en préservant une différence de température importante entre les ailettes et le fluide maximisant le flux thermique échangé par unité de surface.
- L'échange thermique entre tous les points de l'ailette et l'air se fait par convection, dans ce phénomène la vitesse de l'air et la forme géométrique de l'ailette contrôlent l'échange thermique

<sup>8</sup> En supposant que la température de l'ailette est égale à celle du tube

En revanche, en projetant ces aspects sur un échangeur tubes-ailettes, des complexités supplémentaires seront ajoutées. Ces dernières proviennent de l'écoulement dans ce type d'échangeur, comme expliqué dans la [partie I](#), l'échange thermique est divisé en trois zones :

- Au bord d'attaque de l'ailette, où une couche limite dynamique et thermique se développe,
- Proche du tube, cette zone est caractérisée par l'apparition des tourbillons fer-à-cheval
- Les zones de faible transfert thermique dans le sillage des tubes.

L'existence de ces trois zones implique un échange non homogène sur l'ailette et par la suite rend l'étude de l'efficacité des ailettes plus complexe que dans les théories simplifiées supposant une convection homogène sur les surfaces d'échange.

En se basant sur ces données, l'étude de cette efficacité constitue une étape clé de notre projet. Les échangeurs gaz/liquide du type tube/ailette ont besoin d'extensions de surface (ailette) étendues en surface avec une bonne valeur d'efficacité d'ailette. Si ce n'est pas le cas l'échangeur aura un rendement très médiocre. Ainsi il est primordial de vérifier expérimentalement, en mettant en œuvre des techniques de fabrication des ailettes qui seront proches des techniques utilisées industriellement, les valeurs d'efficacité d'ailette que l'on peut obtenir avec nos matériaux composites (matrice polymère + charge). Il est également important de pouvoir vérifier expérimentalement, au moins qualitativement, l'uniformité de la répartition du champ de conductivité dans le plan de l'extension de surface. Cette étape est présentée ci-dessous avec deux parties : une première partie détaillant la méthode expérimentale et les résultats expérimentaux obtenus et une seconde partie permettant de comparer les résultats expérimentaux obtenus avec les ailettes en polymères chargés avec des simulations numériques effectuées sur la même maquette d'ailette avec un champ de conductivité imposé uniforme.

---

## 1.2.Modèle expérimental

La mesure expérimentale de l'efficacité des ailettes n'est pas très répandue dans la bibliographie. En général, ce paramètre peut être identifié en se basant sur une de ces deux méthodes :

- L'utilisation de la relation générale de l'efficacité des ailettes ( $\eta = \dot{Q}_{réel} / \dot{Q}_{max}$  – [Partie 1, paragraphe 2.3](#)), en faisant le rapport entre le flux de chaleur réel et le flux de chaleur d'une ailette « parfaite » d'efficacité maximale égale à 1 (ce qui correspond à une ailette

où la répartition de température est uniforme égale à celle du pied de tube). La problématique technique de cette méthode réside dans la réalisation d'une ailette parfaite.

- L'utilisation des relations de Gardner [56], sauf que cette approche est basée sur une hypothèse de coefficient de convection sur la surface de l'ailette uniforme. Vu que ce dernier n'est pas uniforme sur l'ailette, la mesure de l'efficacité par ces relations demanderait une détermination de la répartition spatiale du coefficient de convection complexifiant fortement la détermination.

Dans ce projet le choix est pris de considérer la relation générale des efficacités des ailettes ( $\eta = \Phi_{réel} / \Phi_{max}$ ), en supposant que l'ailette en cuivre est une ailette idéale. La conductivité du cuivre est très grande, de l'ordre  $400 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ , ce qui rend la distribution de température sur cette ailette relativement constante et égale à celle de la base de l'ailette (température du tube). Dans ce sens, des mesures du flux thermique seront accomplies pour différents matériaux (polymère chargé, acier inox et aluminium) et comparées à celui du cuivre. De plus, une comparaison avec un modèle numérique est réalisée afin de comparer les résultats expérimentaux et numériques. En outre le modèle numérique est utilisé ainsi pour quantifier l'erreur commise entre la supposition que l'ailette en cuivre est une ailette idéale et le cas où une ailette à température uniforme est fixée sur l'ailette.

### 1.2.1. Maquette

Le but de cette étude est de comparer l'efficacité d'une ailette en **PA66<sub>50%</sub>**, en aluminium et en acier inoxydable. Ces ailettes sont géométriquement similaires, et par la suite ces mesures mettent en évidence l'effet de leur conductivité thermique uniquement.

La maquette utilisée pour mesurer l'efficacité des ailettes doit illustrer le cas étudié en termes de géométrie et dimension, en plus les contraintes liées à la précision des mesures doivent être ainsi prises en considération. Ces dernières imposent l'utilisation de maquettes relativement grandes permettant d'avoir des gradients suffisamment supérieurs à la sensibilité des appareils de mesure. Aussi, afin de respecter la géométrie étudiée la maquette considérée comprend des tubes pour préserver le même écoulement de l'air. D'autre part, le passage de l'échelle réelle d'un échangeur à l'échelle d'une maquette spécifique pour ces mesures se fait en appliquant la loi de similitude géométrique. D'où il est important de trouver un compromis entre les paramètres géométriques réels d'un échangeur de chaleur classique, les dimensions du banc d'essai et du moule d'injection (utilisé pour la fabrication des ailettes en polymère). Après

interprétation de ces données les paramètres géométriques de la maquette et d'un échangeur réel correspondant sont présentés dans le Tableau IV-1 avec un rapport de similitude égale à 8:

	Echelle maquette	Echelle réelle
$D_{\text{tube,ext}}$ (mm)	60	7,5
$D_f$ (mm)	160	20
Pas inter-ailette (mm)	16	2
Epaisseur ailette ' $e_f$ ' (mm)	2	0,25

Tableau IV-1: Paramètres géométriques de la maquette et d'un échangeur réel correspondant

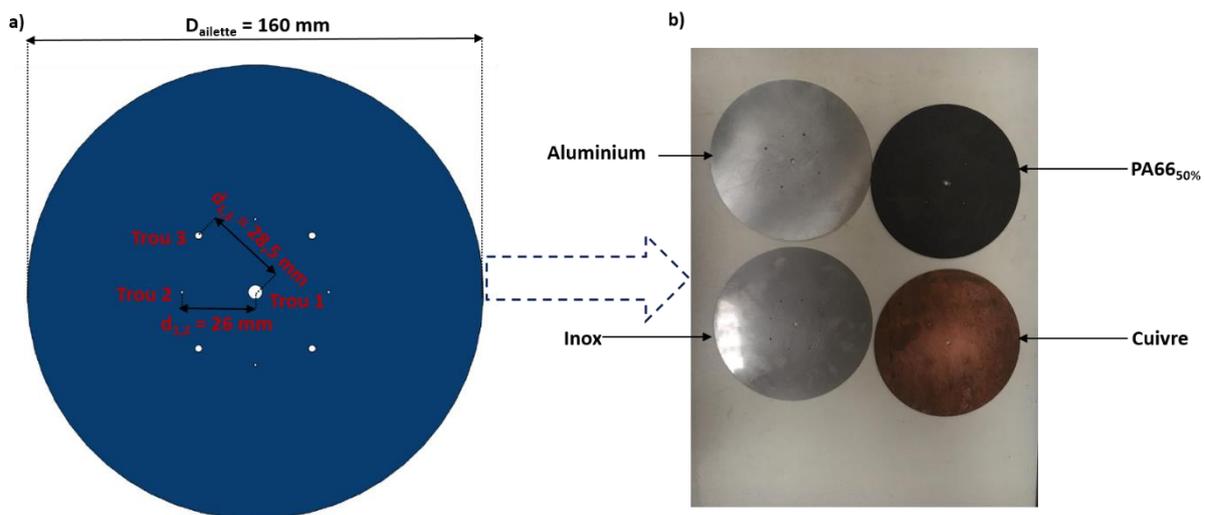


Figure IV-2: Ailette a) présentation schématique b) figure réelle

Chaque maquette comprend une ailette circulaire<sup>9</sup> avec neuf trous comme indiqué dans la Figure IV-2, le trou central (Trou 1) sert à passer le fil électrique de la résistance, les quatre petits trous (Trou 2) sont utilisés pour fixer les thermocouples servant à déterminer la température moyenne de l'ailette à la base du tube. Les trous périphériques (Trou 3) sont utilisés pour fixer les tubes. La conductivité thermique des ailettes utilisées est égale à:  $400 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ,  $237 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ,  $15 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$  et  $17,2 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$  pour le cuivre, l'aluminium, l'inox et le **PA66<sub>50%</sub>** respectivement. L'ailette en polymère est préparée par injection en utilisant la procédure décrite dans le [paragraphe 2.1-Partie II](#).

<sup>9</sup> Le choix des ailettes circulaires revient à la forme du moule d'injection

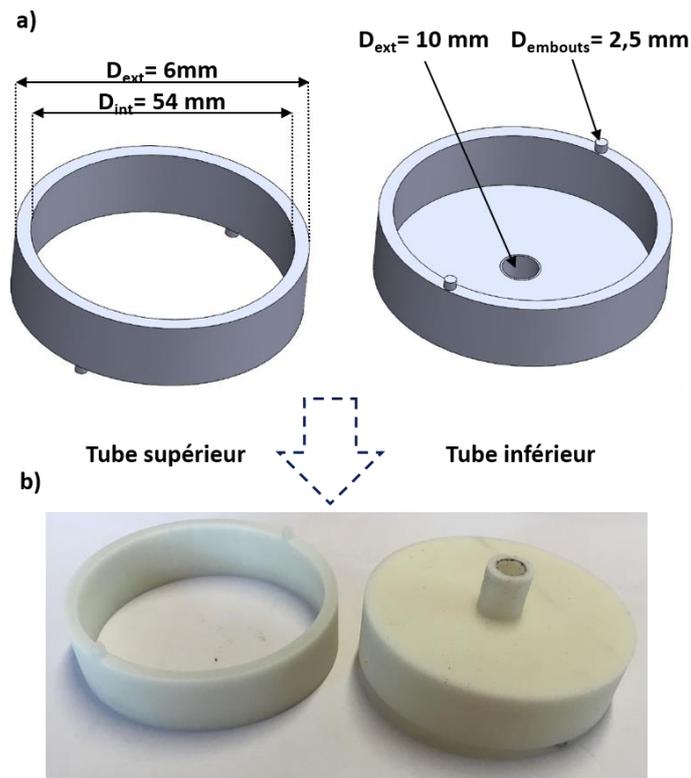


Figure IV-3: tubes inférieur et supérieur de la maquette- a) schéma schématique b) figure réelle

Le tube est composé de deux parties : une supérieure et une autre inférieure, comme indiqué sur la Figure IV-3. La partie inférieure sert de plus à fixer le système sur la veine aéraulique tout en laissant une petite ouverture pour faire passer les fils électriques. Ces tubes possèdent deux petits embouts de diamètre 2,5 mm pour les fixer sur l'ailette (dans les trous 3). Ces pièces sont préparées par impression 3-D (FreeFormer) avec de l'ABS non-chargé ( $\lambda_{ABS}=0,2 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ). Un tissu chauffant circulaire avec un trou central (résistance électrique) est utilisé avec une puissance maximale de 18 W, il sera posé sur l'ailette à l'intérieur du tube supérieur (Figure IV-4a). Quatre thermocouples sont collés avec une colle conductrice de la chaleur (Arcylic thermal Adhesive RS 725-9993) dans les trous 2 de la face inférieure de l'ailette (pour éviter le contact direct avec la résistance électrique- cf Figure IV-4-b). Ces thermocouples servent à mesurer la température des tubes pour une puissance thermique donnée. Finalement les deux pièces (tubes) sont remplies par du polyuréthane expansé de conductivité thermique égale à  $0,029 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  pour isoler le système et limiter les fuites vers l'extérieur de la veine d'essai.

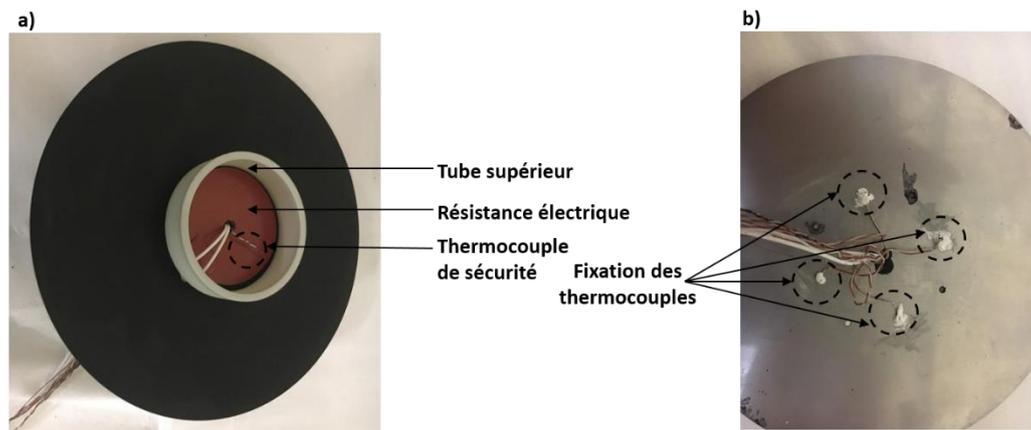


Figure IV-4: a) Partie supérieure de la maquette b) fixation des thermocouples

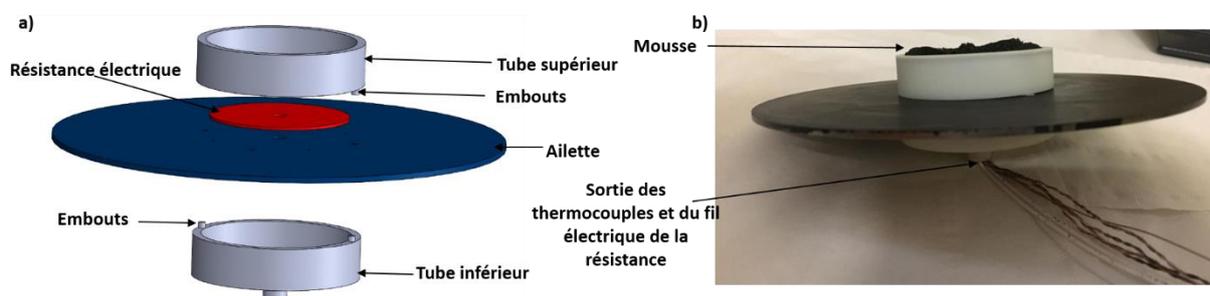


Figure IV-5: Maquette -a) vue schématique b) vue réelle

### 1.2.2. Banc d'essai

Le banc d'essai expérimental utilisé dans ce projet (cf Figure IV-6) est constitué d'une veine d'essai rectangulaire avec les dimensions suivantes  $(L_x, L_y, L_z) = (900 ; 195 ; 32) \text{ mm}^3$ . La maquette sera placée à l'intérieur de cette veine à une distance de 310 mm de l'entrée d'air. Cette veine est reliée à une enceinte isolée, dans laquelle est installée une unité de climatisation de puissance 2 kW dans le but de régler la température d'entrée de l'air dans la veine d'essai. La circulation de l'air est générée par aspiration d'air de l'enceinte en utilisant un ventilateur de puissance 2,3 kW placé en aval de la veine. Ce dernier est relié à un variateur de fréquence qui permet de régler le débit de l'air. Afin d'obtenir un profil de vitesse quasiment plat à l'entrée de la veine, la corrélation de Morel [127] est appliquée pour la conception du convergent placé entre la veine et l'enceinte. Le convergent est précédé d'un nid d'abeille et d'une grille afin de tranquilliser l'écoulement [127].

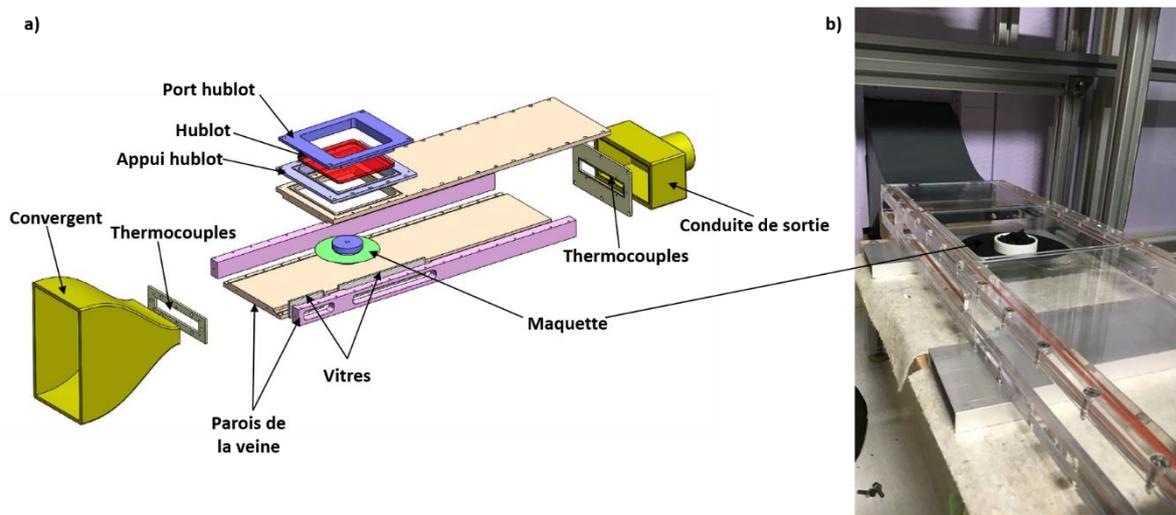


Figure IV-6: banc d'essai expérimental -a) schéma schématique -b) vue réelle [127]

La vitesse désirée sera mesurée avec un débitmètre à diaphragme  $d=23,47$  et réglée par le régulateur de fréquence. Pour préserver la même gamme du nombre de Reynolds correspondant au fonctionnement d'un échangeur réel (échelle 1) la loi de similitude de Reynolds est appliquée. En général la vitesse d'air dans ce type d'échangeur est entre  $0,5 \text{ m.s}^{-1}$  et  $4 \text{ m.s}^{-1}$  fixant un Reynolds entre 700 et 3500, cette gamme de ' $Re$ ' correspond alors à des vitesses d'air à l'échelle de la maquette entre  $0,1$  et  $0,6 \text{ m.s}^{-1}$ . D'où la fréquence de ventilateur utilisé varie entre 5 et 11 Hz.

Cette expérience nécessite la mesure de la température à l'entrée de la veine, à la sortie et sur les tubes de la maquette. Deux thermocouples sont fixés entre la veine et le convergent d'entrée et deux autres sont fixés à la sortie de la veine. Ces thermocouples servent à mesurer la différence de température de l'air entre l'entrée et la sortie de la veine, et par la suite à calculer la chaleur récupérée par l'air. Ils sont reliés à un système d'acquisition permettant d'effectuer des mesures successives de températures en fonction du temps et de les exporter dans un tableau (fichier Excel). La température du tube est déterminée (avec les quatre thermocouples placés dans la maquette) après la stabilisation thermique<sup>10</sup> du système en prenant des mesures avec un intervalle de temps de 5 minutes minimum. Ces mesures sont ensuite moyennées pour chaque thermocouple puis une moyenne est effectuée pour les quatre thermocouples fixés sur l'ailette pour déterminer la température moyenne du tube.

<sup>10</sup> Déterminée via des tests préliminaires afin de trouver le temps nécessaire pour stabiliser les températures

### 1.2.3. Caméra infrarouge

La détermination de la distribution de la température à la surface de l'ailette est une étape importante afin de visualiser directement sur les thermogrammes l'effet de l'anisotropie du matériau. Pour cette raison la thermographie infrarouge est mise en place avec une fenêtre transparente 'Hublot' en ZnSe (sélénure de zinc) transparente aux infrarouges avec une transmission supérieure à 85% dans la gamme 3,3 - 14 $\mu$ m. Une caméra infrarouge de haute précision (FLIR Titanium 550M) est utilisée pour déterminer le champ de température à la surface de l'ailette. Afin d'augmenter l'émissivité de l'ailette pour améliorer la mesure du champ de température, une fine couche de peinture noire à haute émissivité est appliquée à la surface de l'ailette [127].

### 1.2.4. Alimentation électrique et système de sécurité

Un générateur électrique permet de fixer la puissance électrique fournie à la résistance avec une précision de 0,5 V et 0,05 A sur la tension et l'intensité respectivement. D'autre part, un système de sécurité est monté afin d'éliminer les risques dus à l'élévation de température du système. Ce système comprend un thermocouple fixé sur la maquette à côté de la résistance électrique et un interrupteur qui sert à couper le courant électrique dans le cas où la température mesurée par le thermocouple sera supérieure à 85°C.

---

## 1.3. **Modèle numérique**

Le calcul de l'efficacité de l'ailette par CFD est une procédure beaucoup plus simple que celle expérimentale. En effet, pour présenter une ailette idéale numériquement, il suffit de régler une conductivité thermique très grande de l'ailette (de l'ordre 100000 W.m<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>) ou de prendre la température de l'ailette égale à la température de la base du tube. L'efficacité sera égale alors au rapport entre la puissance thermique du cas réel (conductivité finie) et du cas idéal (conductivité très grande pratiquement infinie). Dans le calcul numérique présenté dans ce paragraphe, les cas étudiés expérimentalement sont considérés, et les résultats numériques et expérimentaux sont comparés. De plus un calcul supplémentaire est développé dans le but de quantifier la différence entre l'efficacité des ailettes calculée avec le cuivre comme ailette parfaite, et un cas où la conductivité de l'ailette est infinie.

### 1.3.1. Géométrie et conditions aux limites

Une géométrie identique à la veine d'essai est étudiée dans ce modèle numérique (toujours avec *StarCCm+* comme logiciel). Les dimensions de la veine sont alors  $900 \times 195 \times 32 \text{ mm}^3$ , la maquette est posée à 310 mm du bord de l'entrée de l'air. Les dimensions du dispositif sont ainsi identiques à celles de la maquette :

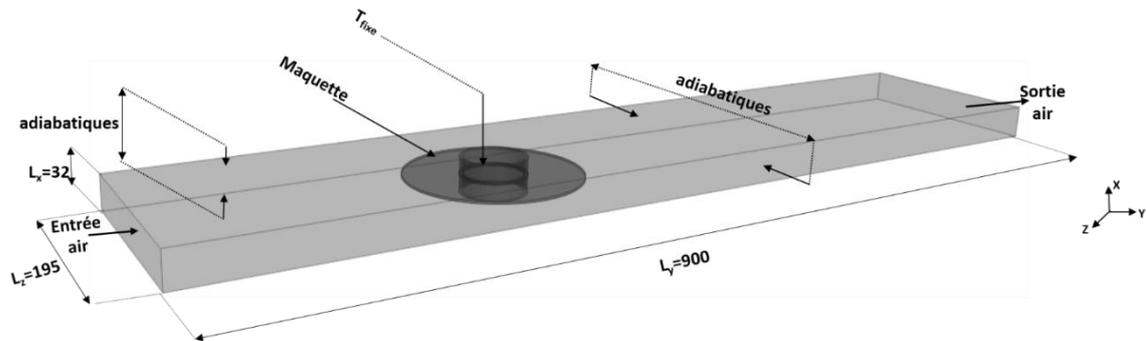


Figure IV-7: Modèle numérique et conditions aux limites (dimensions en mm)

- Hauteur de chaque tube de 15 mm avec un diamètre extérieur de 60 mm et intérieur de 54.
- Ailette de diamètre 160 mm avec une épaisseur de 2 mm
- Une résistance électrique de diamètre 50 mm et une épaisseur de 1 mm est posée à l'intérieur du tube supérieur sur l'ailette.

La température à l'interface entre la résistance électrique et l'ailette est considérée égale à celle mesurée expérimentalement. Des conditions adiabatiques sont considérées sur les faces horizontales et latérales de la veine.

### 1.3.2. Modèle physique

Les équations de transport modélisant la dynamique de l'écoulement de l'air sont résolues en considérant que la température d'entrée de l'air est fixée à 285,15 K (correspond aussi à la température expérimentale 12 °C). Le calcul est réalisé pour quatre vitesses d'air 0,2, 0,31, 0,43 et 0,53  $\text{m.s}^{-1}$  correspondant à des nombres de Reynold compris entre 1022 et 3140. L'écoulement est tridimensionnel, incompressible, instationnaire, laminaire pour les vitesses d'air 0,2 et 0,31  $\text{m.s}^{-1}$  ( $Re$  de 1022 et 1585) et turbulent pour les vitesses d'air plus grandes. Dans ce cas l'approche *kw-SST* est utilisée pour boucler les équations de Navier-Stokes ([cf. Partie II paragraphe 2.2](#)).

Les propriétés thermo-physiques de l'air sont constantes, la masse volumique ' $\rho_{air}$ ' est égale à  $1,18 \text{ kg.m}^{-3}$ , la chaleur massique ' $C_{p_{air}}$ ' est égale à  $1007,62 \text{ J.Kg}^{-1}$ , la viscosité dynamique est égale à  $1,85 \times 10^{-5} \text{ Pa.s}$  et la conductivité thermique ' $\lambda_{air}$ ' est égale à  $0,026 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ .

La conductivité des tubes est de  $0,2 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  et celle des ailettes est 15 ; 17,2 ; 237 et 400  $\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  pour les ailettes en inox, **PA66**<sub>50%</sub>, aluminium et cuivre respectivement.

### 1.3.3. Maillage

Le maillage est une représentation discrète du domaine de calcul divisant ce dernier en un nombre fini de cellules. La géométrie de ces cellules diffère selon la nature de la partie discrétisée. Ici, trois géométries de cellules sont retenues (Figure IV-12) :

- ailette: maillage type polyhedral- surface remesher avec un facteur de raffinement de 1,3,
- fluide : maillage type polyhedral - prisme layer meshes - surface remesher avec un facteur de raffinement de 1,3,
- Tube : maillage type polyhedral - surface remesher - avec un facteur de raffinement de 1,3.

Afin de réduire le temps de calcul tout en respectant les critères cités § III-2.3, plusieurs tailles de maillage sont considérées:

	Dimension moyenne cellules ailettes (mm)	Dimension cellules moyennes fluides (mm)	Dimension moyenne cellules tube (mm)	Nombre de cellules ( $10^6$ millions)	Erreur relative $q_{paroi}$ (%)
<b>Mesh 1</b>	0,01	0,0025	0,00025	0,46	2,16
<b>Mesh 2</b>	0,009	0,002	0,0002	0,82	1,26
<b>Mesh 3</b>	0,008	0,0015	0,00015	1,56	0,37
<b>Mesh 4</b>	0,007	0,00125	0,0001	3,86	-

Tableau IV-2: Etude de la sensibilité aux maillages

En considérant que la configuration la plus précise est celle présentant le nombre le plus grand de cellules. Une réduction successive du nombre de cellules est réalisée afin de réduire le temps de calcul. Quatre configurations sont testées avec un nombre de cellules de 1,56 ; 0,82 et 0,46 millions. La différence entre ces configurations et la configuration de référence est de

2,16 1,26 et 0,37 respectivement. D'où, la configuration 3 est considérée comme optimale en termes de précision des résultats et temps de calcul<sup>11</sup> raisonnable.

## 1.4. Résultats et interprétation

### 1.4.1. *Bilan thermique*

Au niveau expérimental, le défi essentiel qui détermine la fiabilité de ces mesures réside dans l'accomplissement du bilan thermique. Autrement dit, il est indispensable de vérifier que la chaleur délivrée par la résistance électrique est en grande quantité récupérée par l'air, cela signifie que les pertes sont négligeables et que le système est relativement adiabatique. Ce bilan est vérifié en comparant la puissance de la résistance électrique par la relation (IV-1) :

$$P_{\text{élec}} = UI \quad (\text{IV-1})$$

Et celle récupérée par l'air ' $P_{\text{air}}$ ' en appliquant la relation (IV-2):

$$P_{\text{air}} = \dot{m}_{\text{air}} C_p \Delta T \quad (\text{IV-2})$$

Avec ' $\Delta T$ ' la différence de température entre l'entrée et la sortie de l'air de la veine.

Pour une grandeur ' $X$ ' obtenue à partir d'une série de mesures des grandeurs indépendantes, l'incertitude cumulée sera écrite sous la forme de l'équation (IV-3) décrite par la méthode de Moffat [128].

$$\frac{\partial X}{X} = \sqrt{\sum_i \left( \frac{\partial x_i}{x_i} \right)^2} \quad (\text{IV-3})$$

Les erreurs relatives à la puissance de la résistance électrique et celle de l'air sont déterminées en appliquant la relation (IV-3) sur les relations (IV-1) et (IV-2) :

$$\frac{\partial P_{\text{élec}}}{P_{\text{élec}}} = \sqrt{\left( \frac{\partial U}{U} \right)^2 + \left( \frac{\partial I}{I} \right)^2} \quad (\text{IV-4})$$

<sup>11</sup> A noter que le temps de calcul de la 4<sup>ième</sup> configuration est 3 fois plus long que la 3<sup>ième</sup>

$$\frac{\partial P_{réc}}{P_{réc}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{m}_{air}}{\dot{m}_{air}}\right)^2 + \left(\frac{\partial Cp}{Cp}\right)^2 + \left(\frac{\partial T_{in}}{\Delta T}\right)^2 + \left(\frac{\partial T_{out}}{\Delta T}\right)^2} \quad (IV-5)$$

Le Tableau IV-3 montre ces deux puissances avec les incertitudes relatives appliquées à chaque matériau et toutes les vitesses d'air étudiées. Cette différence est importante dans les cas d'aluminium et de cuivre (27 et 21 % respectivement) avec des faibles nombres de Reynolds. Dans ces cas, la conductivité du matériau est grande (Al et Cu) et l'échange par convection est faible, favorisant les pertes par conduction par les parois des tubes et de la veine. Pour la suite des cas (avec de faibles nombre de Reynolds et/ou ailette à faible conductivité thermique) cette différence ne dépasse pas 10 % ce qui montre que ce système est bien isolé.

Matériau	V <sub>air</sub> (m.s <sup>-1</sup> )	Re	P <sub>élec</sub> (W)	Incertitude (%) '∂P <sub>élec</sub> /P <sub>élec</sub> '	P <sub>air</sub> (W) (exp)	Incertitude (%) '∂P <sub>air</sub> /P <sub>air</sub> '	Différence (P <sub>élec</sub> ,P <sub>air</sub> ) (%)
Cu	0.2	1022	18	2,9	14,1	9,22	27,12
	0.31	1585	18	2,9	17,13	7	5,08
	0.43	2550	18	2,9	17,44	5,3	3,21
	0,53	3140	18	2,9	17,8	4,75	1,12
Al	0.2	1022	17,12	2,9	14,1	9,8	21,4
	0.31	1585	18	2,9	17,2	10,7	4,7
	0.43	2550	18	2,9	17,5	13,2	2,9
	0,53	3140	18	2,9	17,9	15,1	0,6
PA66 <sub>50%</sub>	0.2	1022	10,76	3,9	10,4	11,7	3,4
	0.31	1585	9,69	4,2	8,9	19,9	8,9
	0.43	2550	15	3,3	14,5	16,4	3,4
	0,53	3140	18	2,9	17,9	16,1	0,6
Inox	0.2	1022	9,36	4,2	8,95	13,3	5,9
	0.31	1585	15	3,3	14,1	12,9	6,4
	0.43	2550	15	3,3	14,2	16,8	5,6
	0,53	3140	18	2,9	17,4	16,7	3,4

Tableau IV-3: Bilan thermique entre la puissance délivrée par la résistance électrique et celle récupérée par l'air

Pour la suite de l'étude la puissance délivrée par la résistance électrique est utilisée pour le calcul de l'efficacité de l'ailette, (en estimant que l'erreur engendrée par les pertes thermiques reste faible dans la grande majorité des cas).

#### 1.4.2. Efficacité des ailettes

La détermination de l'efficacité des ailettes se fait par une succession d'étapes. Premièrement, des mesures de la température de tube sont prises avec la puissance maximum de la résistance électrique sur l'ailette de référence (cuivre). La deuxième étape consiste à changer l'ailette (le matériau utilisé) puis à trouver la puissance électrique correspondant à la même température de tube obtenue avec le cuivre (pour la même vitesse d'air). Pour accomplir cette tâche, une succession de mesures est faite sur chaque matériau (à chaque vitesse d'air) afin d'encadrer la valeur de température de tube désirée puis retrouver la même valeur (à 0,01 °C près). Les températures de tube obtenues avec une ailette de cuivre et une puissance de 18 W sont **62,4°C, 58,5 55,4 51,7** pour des vitesses d'air de **0,2 m/s, 0,31, 0,43 et 0,53** respectivement. Finalement le rapport entre la puissance de la résistance électrique sur le cuivre et sur les autres matériaux est calculé pour déterminer les efficacités des ailettes (cf. Tableau IV-4).

La mesure de l'efficacité des ailettes utilise l'ensemble des paramètres suivant : puissance électrique de l'ailette en cuivre, de l'ailette en matériau polymère ou aluminium ou inox, la vitesse de l'air, les températures de tubes (4 températures pour deux mesures). L'incertitude sur l'efficacité d'ailette est calculée suivant la relation (IV-6).

$$\frac{\partial \eta}{\eta} = \sqrt{8 \left( \frac{\partial T_{tube}}{T_{tube}} \right)^2 + 2 \left( \frac{\partial v}{v} \right)^2 + \left( \frac{\partial U_{Cu}}{U_{Cu}} \right)^2 + \left( \frac{\partial I_{Cu}}{I_{Cu}} \right)^2 + \left( \frac{\partial U_{mat}}{U_{mat}} \right)^2 + \left( \frac{\partial I_{mat}}{I_{mat}} \right)^2} \quad (IV-6)$$

Au niveau simulation numérique, les résultats sont obtenus en considérant les mêmes conditions expérimentales (vitesse d'air et température de tube). L'ensemble des résultats est regroupé dans le tableau suivant (Tableau IV-4) :

Rey	$V_{\text{air}}$ ( $\text{m.s}^{-1}$ )	Efficacité ailette								
		Al			PA66 <sub>50%</sub>			Inox		
		Exp	Num	Num avec k=10000	Exp	Num	Num avec k=10000	Exp	Num	Num avec k=10000
1022	0,2	0,95±0,06	0,96	0,95	0,59±0,04	0,58	0,56	0,51±0,03	0,56	0,55
1585	0,31	0,94±0,05	0,95	0,95	0,54±0,03	0,52	0,51	0,47±0,03	0,51	0,50
2550	0,43	0,91±0,04	0,94	0,93	0,50±0,03	0,48	0,45	0,45±0,03	0,48	0,46
3140	0,53	0,86±0,04	0,92	0,91	0,48±0,03	0,45	0,43	0,43±0,03	0,44	0,42

Tableau IV-4: efficacité des ailettes

L'efficacité des ailettes montrées dans le Tableau IV-4 et la Figure IV-8 confirment qu'une ailette en polymère chargé dont la conductivité de l'ordre de  $17 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  est thermiquement intéressante. Son efficacité varie entre 0,59 et 0,48 (selon la vitesse d'air) avec une incertitude de 5 %. De plus, en comparant une ailette en **PA66<sub>50%</sub>** et une autre en aluminium, la différence varie entre 38 et 48 %. Ces résultats semblent prometteurs puisque la différence en efficacité est beaucoup plus faible que celle en conductivité thermique. En effet bien que la conductivité de l'aluminium soit 20 fois supérieure à celle de **PA66<sub>50%</sub>**, l'efficacité des deux ailettes est du même ordre de grandeur avec une différence seulement d'environ 40 %. Il est notable par ailleurs que l'efficacité obtenue avec les polymères chargés est supérieure à celle de l'inox. Elle est de 11 à 15 % plus importante. Ce résultat s'explique par la différence en conductivité thermique ( $\lambda_{\text{inox}}=15 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  et  $\lambda_{\text{PA6650\%}}=17,2 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ). Bien que cette différence soit faible son effet reste important sur l'efficacité de l'ailette. Ce résultat est en concordance avec les résultats de la bibliographie [96][102] qui montre une évolution non linéaire de la puissance thermique avec la conductivité de l'ailette, avec une influence importante de la conductivité jusqu'à une valeur de  $25 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  et une beaucoup plus faible influence au-delà de cette valeur. Ceci explique également que la différence en efficacité de l'ailette est négligeable en considérant le cuivre comme référence ( $\lambda=400 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ) ou une ailette avec une conductivité très grande ( $\lambda=100000 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ), validant ainsi notre méthode de détermination expérimentale de l'efficacité d'ailette.

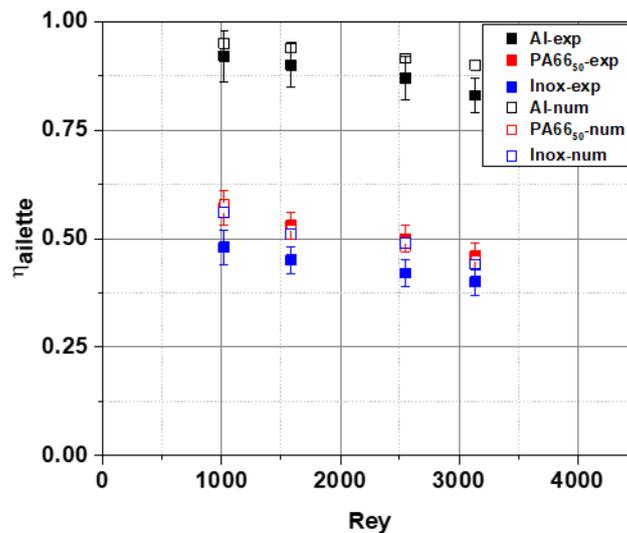


Figure IV-8: Efficacité des ailettes en fonction du nombre de Reynolds

Finalement, le modèle numérique et le banc expérimental montrent les mêmes efficacités des ailettes, la différence ne dépasse pas 5% (inférieure aux incertitudes de mesure). En outre, un calcul de simulation numérique est effectué afin de quantifier l'erreur commise sur l'efficacité d'ailette expérimentale en utilisant une ailette en cuivre au lieu d'une ailette à température uniforme. Ce calcul est effectué en utilisant dans le modèle numérique une ailette en cuivre de conductivité égale à  $400 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  et une autre avec une conductivité de  $100000 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ . La différence est de l'ordre de 5% et sera donc considérée comme négligeable dans la suite de l'étude. Ces premiers résultats valident donc l'intérêt d'étudier plus en détail l'élaboration d'échangeur de chaleur en polymère chargé.

#### 1.4.3. Champ de température

La visualisation du champ de température dans cette étude apporte des informations supplémentaires sur le comportement thermique des ailettes en polymère chargé anisotrope. Bien que l'analyse soit qualitative, le champ de température visualisé sur des ailettes en **PA66<sub>50%</sub>** et Inox semble similaire, ce qui montre que la distribution des charges dans la matrice et l'anisotropie du matériau n'ont pas d'effet fondamental sur le comportement de l'ailette. En revanche une différence importante est visualisée entre la distribution de la température sur une ailette en aluminium et une autre en **PA66<sub>50%</sub>**, ceci est bien-sûr dû à la différence de conductivité thermique des deux matériaux.

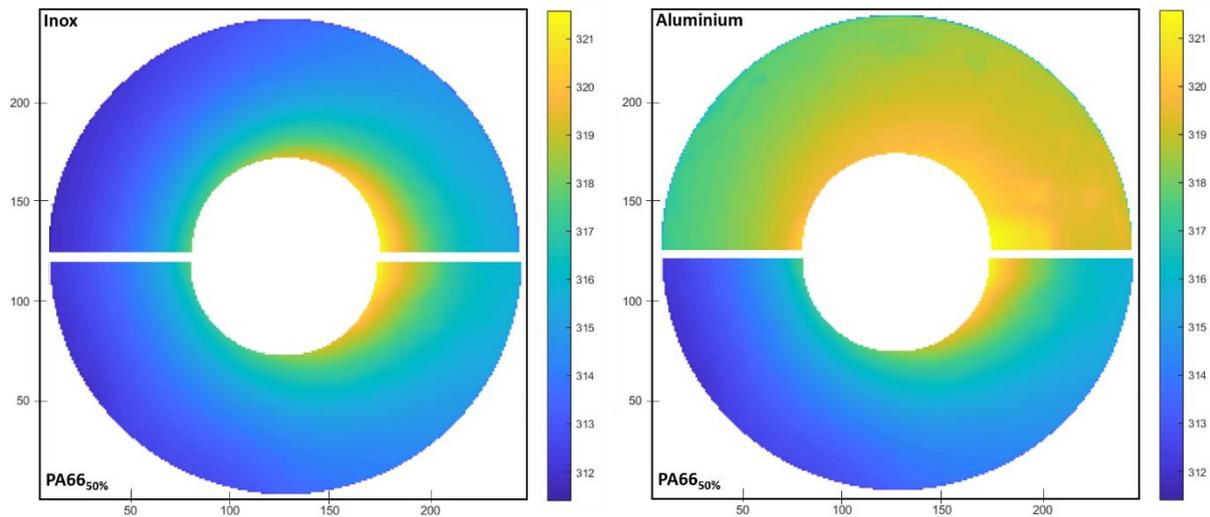


Figure IV-9: Distribution de la température sur des ailettes en PA6650%, inox et aluminium avec une puissance de 70 W et une vitesse d'air de 0,2 m.s<sup>-1</sup>

### 1.5. Conclusion

Ce chapitre tient une étude détaillée (expérimentale et numérique) de l'efficacité des ailettes dans un échangeur tube-ailette. Dans ce type d'échangeur, la surface des ailettes couvre à peu près 80% de la surface d'échange globale. L'efficacité d'ailette est une fonction de la conductivité thermique des matériaux, des paramètres géométriques de l'ailette, et de la structure de l'écoulement d'air. Le but de cette première étude est de quantifier l'effet de la substitution des métaux par un polymère chargé dont la conductivité thermique est de l'ordre de 15 à 20 W.m<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>. Les résultats prouvent que ce type de matériau montre des performances thermiques intéressantes. La différence entre l'aluminium utilisé normalement pour la construction de ces échangeurs et le polymère chargé est de l'ordre de 40%. Cet écart non négligeable doit être compensé en appliquant les techniques d'optimisation de la géométrie afin de trouver les paramètres optimaux. En revanche, la comparaison entre les calculs numériques et les mesures expérimentales valident que ce modèle est suffisamment précis pour prédire la performance attendue de cette géométrie tout en utilisant un polymère chargé comme matériau. Dans la suite du projet, une étude paramétrique est réalisée à l'aide d'un modèle numérique similaire à celui-ci dans le but de tester l'effet de l'optimisation des paramètres géométriques sur la performance globale de l'échangeur.

## 2. Etude paramétrique d'une configuration à un seul rang de tubes

### 2.1. Introduction

Dans le chapitre précédent, il est montré numériquement et expérimentalement qu'il était possible de concevoir des ailettes ou extensions de surface en polymères chargés. Ces ailettes bien qu'ayant une efficacité thermique beaucoup plus faible que celles fabriquées en matériaux à haute conductivité que sont le cuivre et l'aluminium, conservent a priori une efficacité d'ailette (pour des géométries et des vitesses d'écoulement compatibles avec les applications classiques d'aéroréfrigérants industriels ou HVAC) suffisante pour envisager la conception d'échangeur gaz/liquides du type « batteries » tubes-ailettes utilisés dans un grand nombre d'applications. L'étude précédente est toutefois limitée à cause des contraintes liées à une configuration particulière de géométrie de la maquette avec des simplifications par rapport au cas réel de l'échangeur (non prise en compte du tube).

L'objectif de ce chapitre est de travailler par simulation numérique sur une configuration plus proche de l'échangeur réel. Pour simplifier l'étude et afin de limiter l'effet de chaque paramètre thermo-physique et géométrique séparément, un seul rang de tubes dans le sens de l'écoulement (l'effet du multi-rangs de tubes est abordé dans un autre chapitre) est étudié. En revanche, les paramètres géométriques des configurations sont modifiés dans le but de mieux comprendre l'évolution des performances lors de l'utilisation des ailettes en polymère et de trouver des configurations intensifiées permettant de concevoir des géométries conservant des performances thermo-aérauliques comparables à celles des échangeurs métalliques. Des techniques d'intensification simples sont considérées dans cette étude. Elles sont basées sur la variation des paramètres géométriques tout en conservant les caractéristiques principales de la géométrie à fabriquer. Cette contrainte fait partie du cahier des charges de notre étude et il sera donc possible par la suite d'imaginer des techniques plus élaborées d'intensification passives (déjà présentées dans la bibliographie) qui ne font pas partie de notre étude.

---

### 2.2. Description de la géométrie

L'échangeur tubes-ailettes est une configuration classique utilisée comme aéro-réfrigérant dans de nombreux domaines. Suivant l'application et la demande de performance, la compacité

de l'appareil peut être augmentée en jouant sur les paramètres géométriques<sup>12</sup>. La géométrie considérée ici est constituée de tubes cylindriques disposés sur des ailettes continues (Figure IV-10) avec une surface frontale fixe. Ce chapitre s'intéresse au premier rang de tubes afin de quantifier l'effet de chaque paramètre géométrique et thermo-physique sur la performance de l'échangeur. La Figure IV-10 montre les différents paramètres géométriques considérés :

- Diamètre des tubes ' $D_{int}$ ' et ' $D_{ext}$ ' ;
- Pas inter-tube ' $P_t$ ' ;
- Epaisseur des ailettes ' $e_f$ ' ;
- Pas inter ailettes ' $P_f$ '.

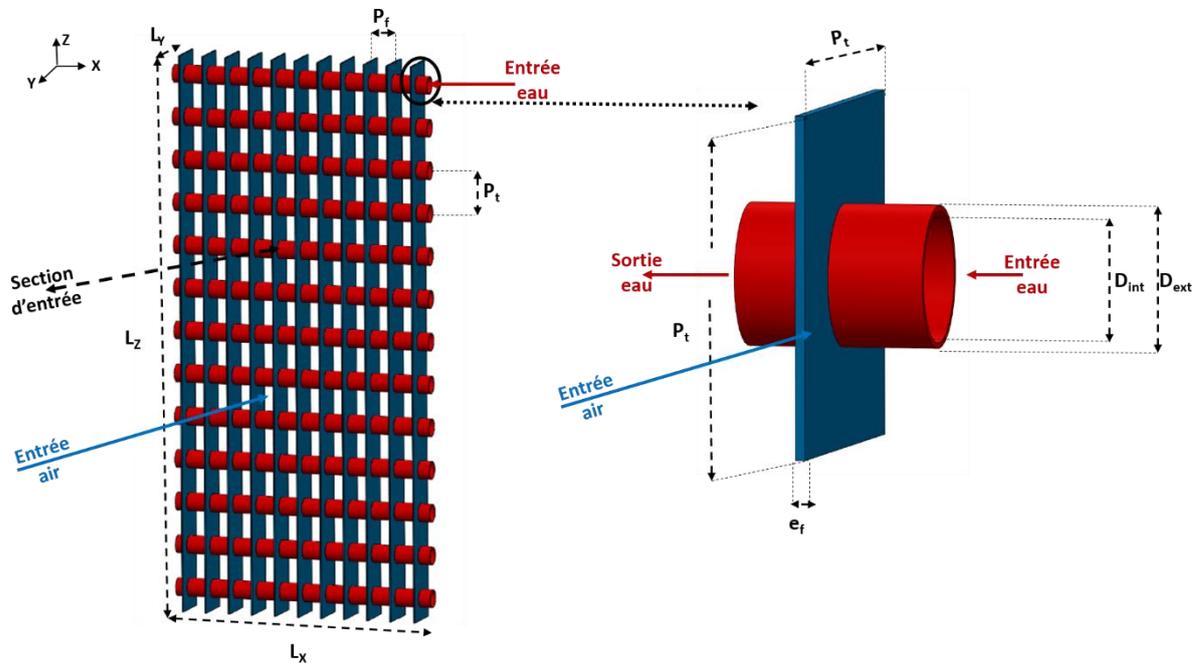


Figure IV-10: Paramètres géométriques d'une géométrie typique tube-ailette

Toute procédure d'optimisation nécessite en premier lieu l'identification des paramètres d'entrée et de sortie du système étudié. Ici, les paramètres d'entrée sont : ' $D_{ext}$ ', ' $P_t$ ', ' $P_f$ ' et ' $e_f$ ', et les paramètres de sortie sont : la performance thermique, la puissance de ventilation, la puissance de pompage et la masse de l'échangeur. Dans un second temps, il convient de définir les bornes encadrant les paramètres d'entrée. Le point de départ est alors une géométrie de

<sup>12</sup> Les paramètres géométriques identifient le nombre de tubes et des ailettes dans une batterie

référence notée ' $C_{refI}$ ' en aluminium (ayant les paramètres suivants :  $D_{ext}=7,5$  mm;  $P_t=18$  mm;  $e_f=0,1$  mm et  $P_f=1,3$  mm). Cette géométrie présente des dimensions caractéristiques de ce type d'échangeur compact<sup>13</sup> utilisé notamment pour des applications de chauffage et de climatisation avec une puissance thermique exigée importante. En revanche, la deuxième borne est déterminée par les limites techniques de mise en forme des polymères (cf. Tableau IV-7). Finalement, la dernière étape consiste à trouver les meilleures combinaisons possibles entre ces paramètres.

Paramètres d'entrée	Paramètres de sortie
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Diamètre de tube extérieur '<math>D_{ext}</math>' : 7,5 → 2,5 mm</li> <li>• Pas inter-tube '<math>P_t</math>' : 18→9 mm</li> <li>• Epaisseur des ailettes '<math>e_f</math>' : 0,5→0,1 mm</li> <li>• Pas inter ailettes '<math>P_f</math>' : 2,25→1,3 mm</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Puissance thermique (W)</li> <li>• Puissance de ventilation (W)</li> <li>• Puissance de pompage (W)</li> <li>• Masse (Kg)</li> </ul>

Tableau IV-5:Les paramètres d'entrée et de sortie du système d'optimisation

Pour une première sélection, la comparaison est ici limitée à la puissance thermique et à la puissance de ventilation. La puissance de pompage (intérieur tube) et la masse des échangeurs interviendront ultérieurement, lors de l'étude d'un échangeur à multi-rangs de tubes (§ [Partie V](#)).

### 2.3. Modèle numérique

Les simulations numériques développées ici sont basées sur la méthode des volumes finis, et utilisent toujours le même code de CFD (Computational Fluid Dynamic) StarCCM+. Dans ce paragraphe, seul l'écoulement de l'air est considéré en supposant que la température des parois des tubes est fixe.

#### 2.3.1. Conditions aux limites

L'échangeur étudié est formé de motifs identiques qui se répètent régulièrement dans les deux directions 'OX' et 'OZ' (Figure IV-11). L'application des conditions de périodicité et de

<sup>13</sup> Ces paramètres résultent un échangeur à haut compacité qui est rarement trouvé dans la bibliographie et qui présente des performances thermique élevés

symétrie sur un seul motif aboutit donc à des résultats précis et permet de simplifier le calcul. Ainsi, un seul motif représentatif est simulé avec les conditions aux limites suivantes (Figure IV-11-b) :

- Plan de symétrie horizontal côté inférieur de l'ailette : demi-épaisseur d'ailette,
- Plan de symétrie horizontal côté supérieur du tube : demi pas inter-ailette,
- Condition de périodicité sur les surfaces latérales.

La géométrie comprend deux zones, en amont et en aval de l'ailette pour:

- Imposer un flux d'air uniforme à l'entrée en amont de l'ailette ( $1,5 Dh$ ),
- Stabiliser le flux d'air dans la zone de sillage en aval du tube ( $3 Dh$ ).

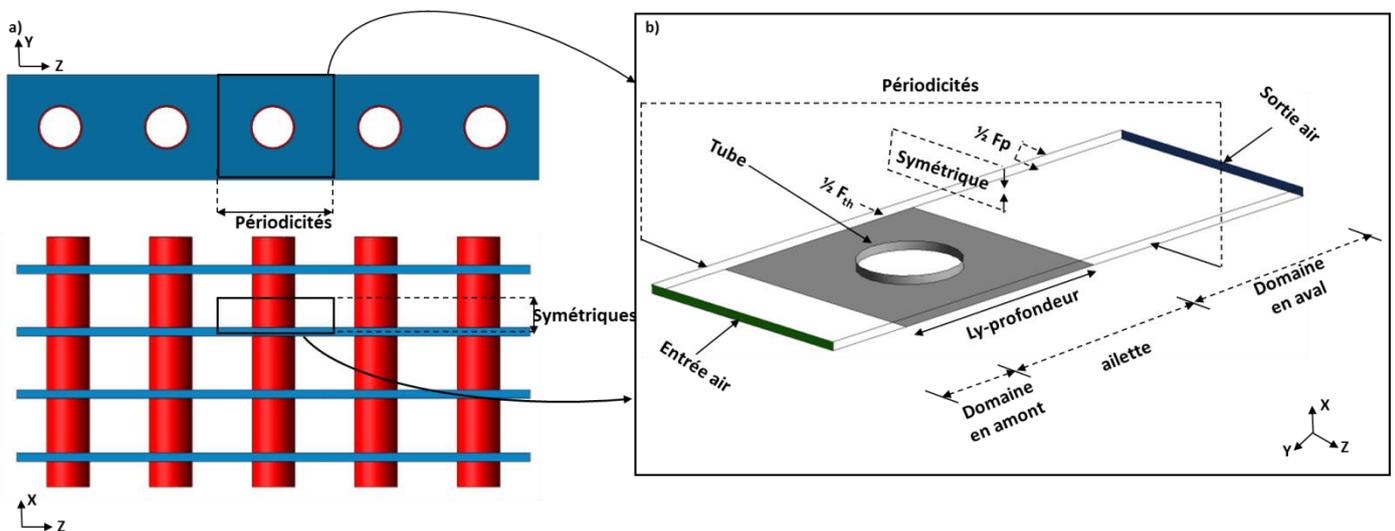


Figure IV-11: Echangeur de chaleur tube-ailette à un rang de tubes a-Motif représentatif b-Conditions aux limites

### 2.3.2. Paramètres thermo-physiques

Les équations de transport modélisant la dynamique de l'écoulement de l'air sont résolues en considérant que la température de la paroi intérieure du tube est constante et égale à 350 K et la température d'entrée de l'air est fixée à 300 K. Le calcul est réalisé pour trois vitesses d'air 0,5 1 et 2  $m.s^{-1}$  correspondant à des nombres de Reynolds compris entre 83 et 1280. L'écoulement est tridimensionnel, incompressible, laminaire, stationnaire ou instationnaire selon le cas (stationnaire pour  $v=0,5$  et 1  $m.s^{-1}$  et instationnaire pour  $v=2 m.s^{-1}$ ).

Les propriétés thermo-physiques de l'air sont constantes, la masse volumique ' $\rho_{air}$ ' est égale à 1,18  $kg.m^{-3}$ , la chaleur massique ' $Cp_{air}$ ' est égale à 1007,62  $J.Kg^{-1}$ , la viscosité dynamique est égale à 1,85x10<sup>-5</sup> Pa.s et la conductivité thermique ' $\lambda_{air}$ ' est égale à 0,026  $W.m^{-1}.K^{-1}$ .

Le tube et l'ailette sont en aluminium pour le cas de référence et en polymère pour les autres cas dont la conductivité thermique ' $\lambda_{poly}$ ' est égale à 2,5 ; 5 ; 10 et 15 W.m<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>. La masse volumique ' $\rho_{poly}$ ' est égale à 1609 kg.m<sup>-3</sup> et la chaleur massique est égale à 1700 J.Kg<sup>-1</sup>.

### 2.3.3. Etude de la sensibilité au maillage

La même procédure d'étude de maillage que dans le chapitre précédent est reprise ici. Le domaine de calcul est divisé en un nombre fini de cellules. La géométrie de ces cellules diffère selon la nature de la partie discrétisée. Ici, trois géométries de cellules sont retenues (Figure IV-12) :

- ailette: maillage type polyhedral- surface remesher avec un facteur de raffinement de 1,3,
- fluide : maillage type polyhedral- prisme layer meshes -surface remesher avec un facteur de raffinement de 1,3,
- tube : maillage type polyhedral – surface remesher – prisme layer mesher- avec un facteur de raffinement de 1,3.

Afin de réduire le temps de calcul tout en respectant les critères cités § III-2.3, plusieurs tailles de maillage sont considérées:

	Dimension cellules ailettes (mm)	Dimension cellules fluides (mm)	Nombre de cellules (10 <sup>6</sup> millions)	Erreur relative q <sub>paroi</sub> (%)	Erreur relative ΔP (%)
<b>Mesh 1</b>	1	1	0,11	2,16	5,1
<b>Mesh 2</b>	1	0,5	0,42	1,26	4,07
<b>Mesh 3</b>	1	0,375	1	0,37	1,3
<b>Mesh 4</b>	1	0,25	2,8	-	-

Tableau IV-6: Etude de la sensibilité aux maillages

En considérant que la configuration de maillage 4 est celle de référence et s'approche le plus de la solution réelle (comme elle présente le plus grand nombre de cellules), une réduction du nombre de cellules d'un facteur 2,8 n'entraîne qu'une erreur relative de 0,37% en termes de transfert thermique (q) et de 1,3% en termes de perte de charge, avec un temps de calcul divisé par 2.8 (voir tableau IV-7). Une augmentation plus importante de la taille des cellules, se traduit, certes par une réduction proportionnelle du temps de calcul, mais l'erreur relative sur le transfert thermique (1,26 et 2,16% respectivement pour les maillages 1 et 2) et la perte de charge (4,07 et 5,1% respectivement pour les maillages 1 et 2) devient alors nettement plus importante

(Tableau IV-6). Le maillage 3 (1 million de cellules) présente ainsi un compromis acceptable entre précision et temps de calcul<sup>14</sup>. Cette configuration de maillage sera ainsi retenue pour la suite de l'étude.

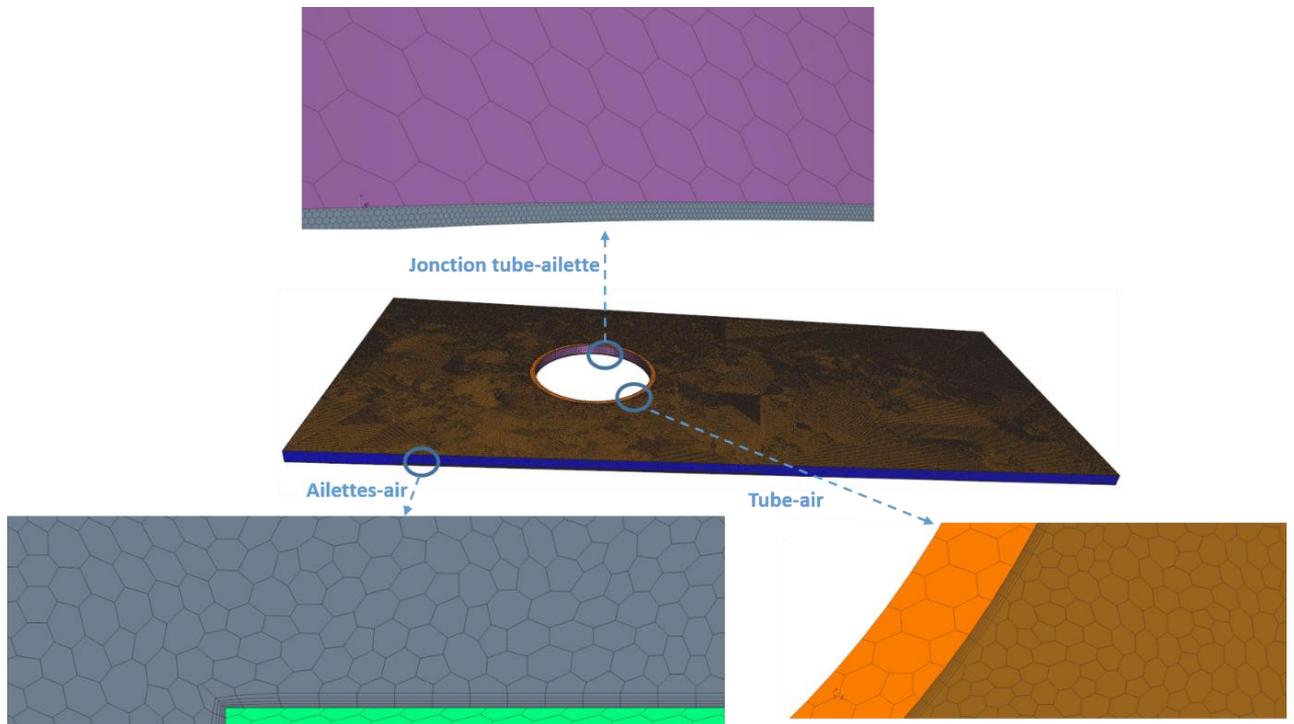


Figure IV-12: Raffinement du maillage proche des parois

#### 2.3.4. Validation du modèle numérique

Après avoir satisfait aux critères de convergence décrits (§ II-2.2), les résultats obtenus sur un échangeur type ( $C_{refI}$ ) sont comparés avec les corrélations de Wang basées sur des essais expérimentaux [125]. Les paramètres géométriques de cette configuration sont inclus dans le domaine de validité de ces corrélations ( $D_{ext}=6,5$  mm ;  $P_f=1,3$  mm). La comparaison est alors limitée à 3 cas correspondant à des nombres de Reynolds variant entre 320 et 1278. Les résultats (Figure IV-13) montrent que les valeurs du facteur de Colburn ( $j$ ) issus du calcul numérique et de la corrélation de Wang sont similaires. Les facteurs de frottement ( $f$ ) issus du calcul numérique (20 ; 30 % pour  $Re$  entre 420 et 1278) sont supérieurs à l'incertitude de Wang (15%). Néanmoins, les tendances sont respectées.

<sup>14</sup> A noter que le temps de calcul de la 4<sup>ème</sup> configuration est 3 fois plus long que la 3<sup>ème</sup>

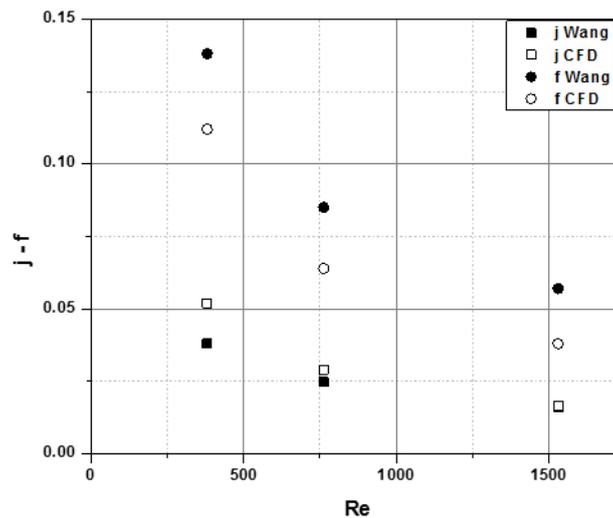


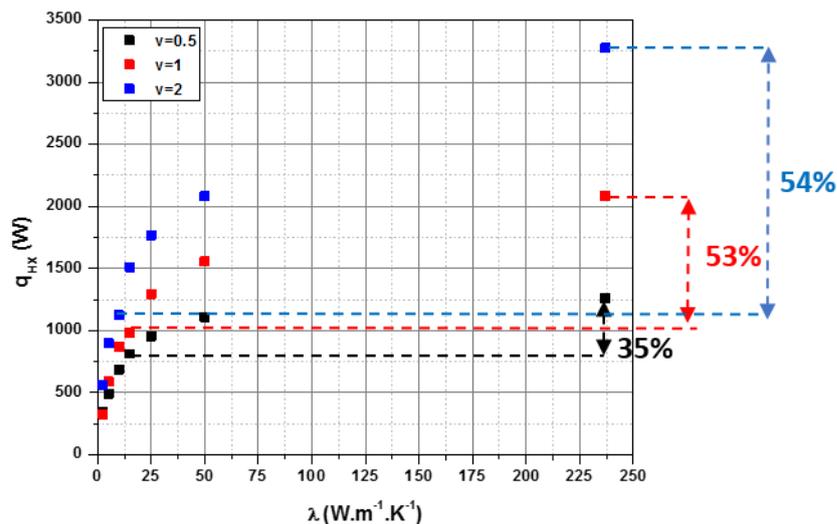
Figure IV-13: Comparaison des facteurs  $j$  et  $f$  des simulations numériques et des corrélations de Wang

## 2.4. Résultats et interprétation

Il s'agit maintenant d'étudier l'effet des paramètres thermo-physiques du matériau (aluminium ou polymère), de la géométrie et de la vitesse de l'air sur la performance de l'échangeur (à un seul rang de tubes). Une surface frontale de  $240 \times 200 \text{ mm}^2$  est considérée pour identifier l'influence de la conductivité thermique des matériaux et des paramètres géométriques ( $D$ ,  $P_t$  et  $P_f$  et  $e_f$ ) sur la compacité, la performance thermique et la puissance de ventilation de l'échangeur. L'objectif est alors de déterminer les configurations polymères ayant des performances compétitives vis-à-vis de celles de l'aluminium.

### 2.4.1. Effet de la conductivité thermique ' $\lambda$ '

Dans le but de quantifier l'effet de la conductivité thermique du matériau de construction de l'échangeur sur la performance globale, la conductivité thermique ' $\lambda$ ' des tubes et des ailettes varie entre  $2,5 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  et  $237 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  (la conductivité de l'aluminium), l'échangeur étudié a comme dimensions celle du cas de référence  $C_{refI}$  (cf § IV-2.2) avec des vitesses d'air variant de  $0,5$  ;  $1$  et  $2 \text{ m.s}^{-1}$ , l'épaisseur de tube est fixé à  $0,3 \text{ mm}$ .

Figure IV-14: Variation de la puissance thermique en fonction de  $\lambda$ 

La puissance thermique de l'échangeur augmente de façon logarithmique avec la conductivité du matériau de construction (Figure IV-14). Pour une géométrie donnée et quelle que soit la vitesse de l'air (entre 0,5 et 2 m.s<sup>-1</sup>) une conductivité thermique du matériau de construction de 15 à 20 W.m<sup>-1</sup>. K<sup>-1</sup> permet d'obtenir des puissances thermiques de même ordre de grandeur que les matériaux métallique conducteur (comme l'aluminium). En conséquence, l'atteinte des performances équivalentes à l'aluminium nécessite de jouer sur d'autres paramètres tels que la partie convective de l'écoulement. Cette tendance est à mettre en parallèle avec la répartition de l'échange thermique sur la surface de l'ailette, variable en fonction de sa conductivité thermique. Pour une vitesse d'air et une géométrie données, la conductivité thermique élevée de l'aluminium entraîne une très forte concentration de l'échange au bord d'attaque de celle-ci (conduction dans l'ailette forte, entraînant une température au bord d'attaque de l'ailette élevée et donc un échange thermique important concentré dans cette zone). Le reste de cette ailette n'a, en termes d'échange thermique, qu'une influence moindre. Dans le cas d'une ailette en polymère, avec une conductivité thermique 20 fois plus faible environ, la température au bord d'attaque est plus faible d'où l'échange thermique nécessite une surface plus grande. Néanmoins, cette surface est disponible, autrement dit l'échange sera réparti sur toute l'ailette au lieu d'être localisé dans une zone. (Figure IV-15).

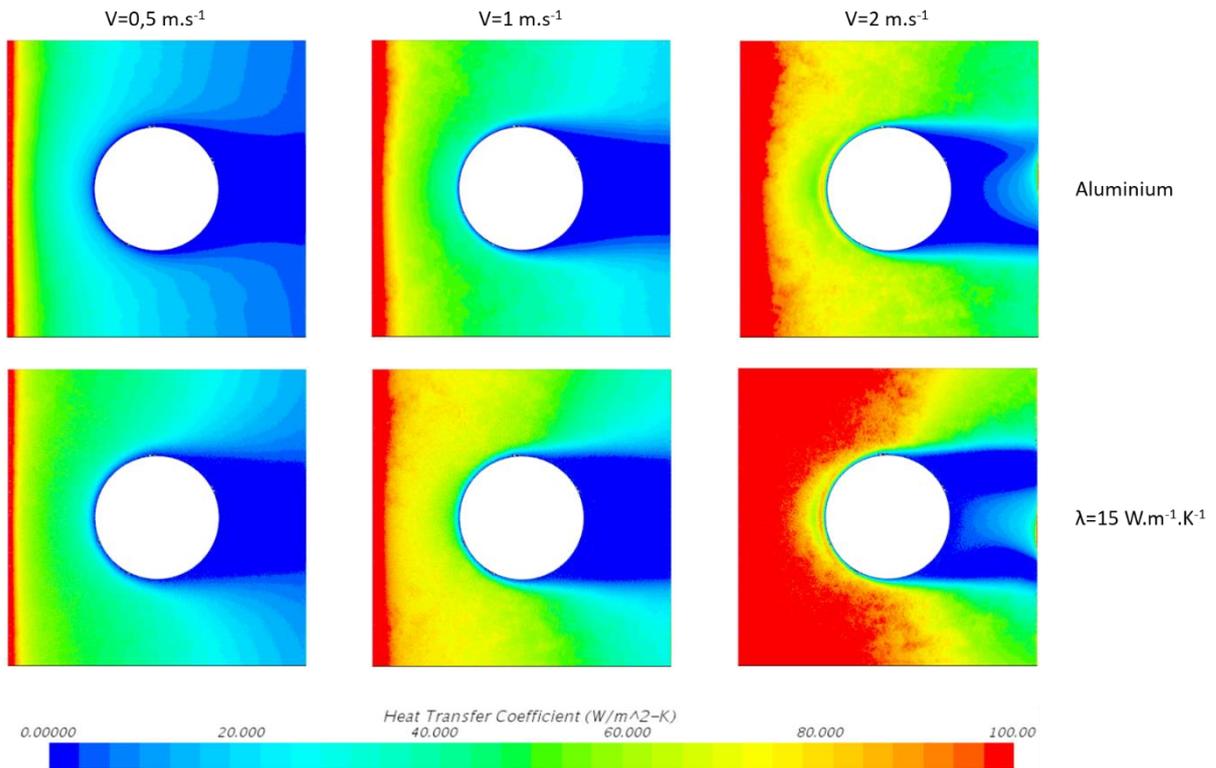


Figure IV-15: Effet de la conductivité thermique de l'ailette sur la répartition surfacique de l'échange thermique

De façon plus quantitative, la Figure IV-16 montre la contribution de chacune des trois zones (bord d'attaque, autour du tube et sillage) à l'échange thermique, pour trois vitesses d'air. Quelle que soit cette vitesse (entre  $0,5$  à  $2 \text{ m.s}^{-1}$ ), la zone du bord d'attaque de l'ailette contribue pour 58 et 73% à l'échange total dans le cas d'un échangeur en aluminium.

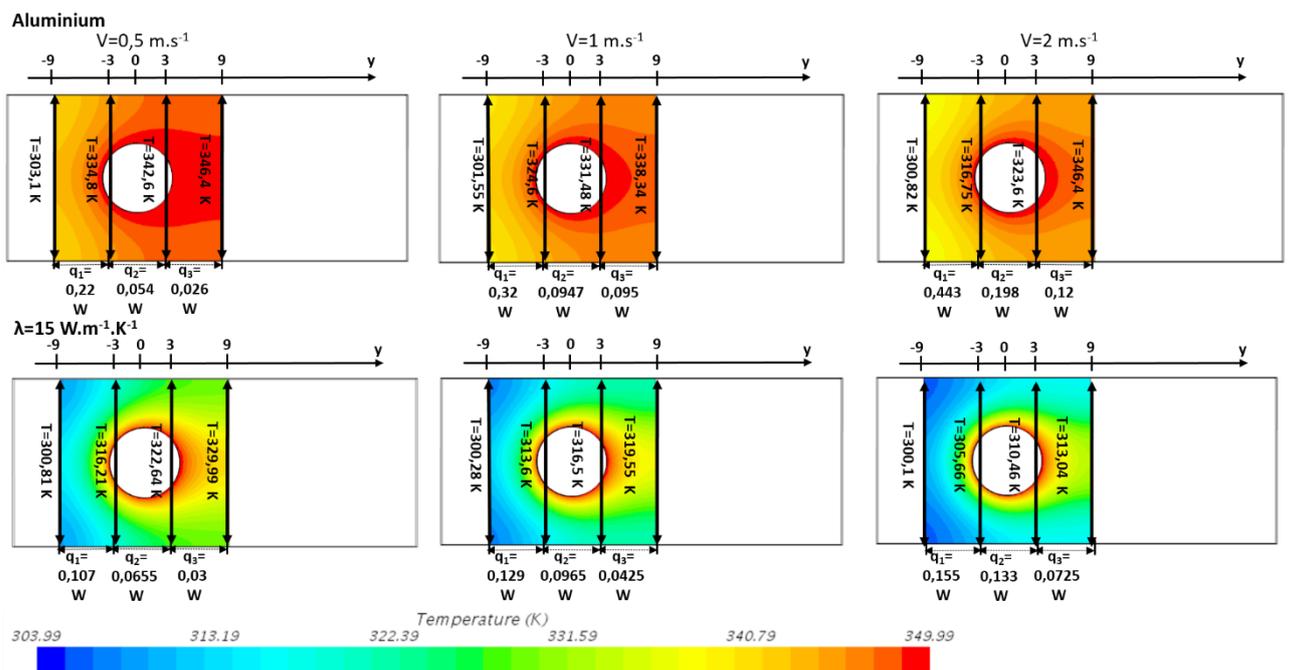


Figure IV-16: Définition de zones sur l'ailette pour analyse du transfert thermique

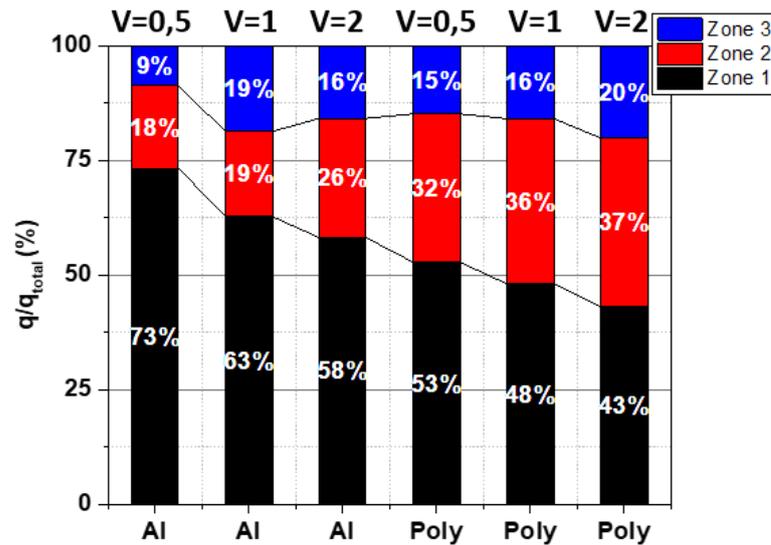


Figure IV-17: Distribution de l'échange thermique sur la surface d'échange pour une ailette en Al et une autre en polymère ( $\lambda=15 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ )

Cette contribution n'est plus que de 43 à 53% dans le cas de l'échangeur en polymère, l'échange étant alors plus homogène sur la totalité de la surface de l'ailette. Par ailleurs, il est remarquable que la puissance thermique soit faible, dans les deux cas, dans la zone de sillage. Finalement, ces résultats sont similaires avec ceux présentés dans le chapitre précédent, sur l'efficacité d'ailette, mais cette fois en termes de performance globale. Globalement, malgré la différence de conductivité thermique importante (dans un rapport de 20 environ), l'écart en termes de performance thermique reste acceptable et pourrait être en partie compensé par une optimisation géométrique et un gain de compacité, justifiant ainsi la suite de l'étude.

#### 2.4.2. Effet de l'épaisseur de tube :

Dans le cas des échangeurs métalliques, la résistance thermique des tubes est négligeable par rapport à celle de l'air. En conséquence, l'épaisseur des tubes n'a que très peu d'effet sur la résistance thermique globale de l'échangeur et n'est pas prise en compte. En revanche, l'utilisation d'un polymère, c'est-à-dire d'un matériau de faible conductivité thermique, entraîne une augmentation de la résistance thermique côté tubes et il convient d'évaluer l'effet potentiel de leur épaisseur sur la performance globale de l'échangeur. Les dimensions de l'échangeur sont identiques à celles utilisées précédemment, sauf en ce qui concerne le diamètre intérieur des tubes (variable entre 6,5 et 7,5 mm) et donc leur épaisseur (variable entre 0,5 et 0 mm). La vitesse de l'air varie entre 0,5 et 2  $\text{m.s}^{-1}$  (Figure IV-18).

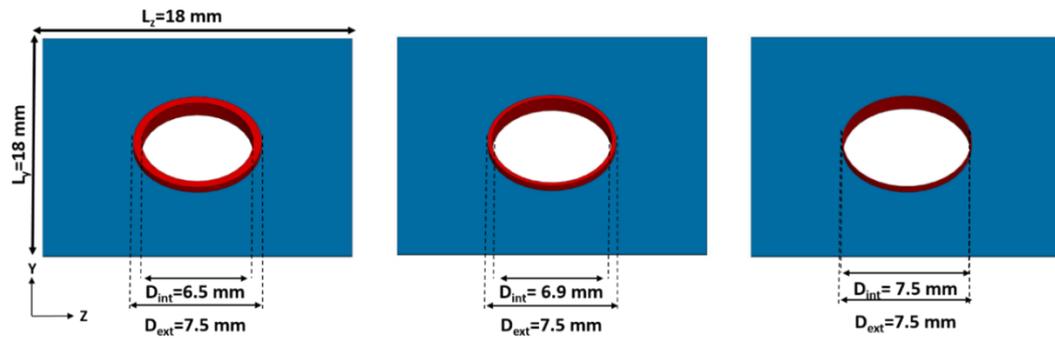
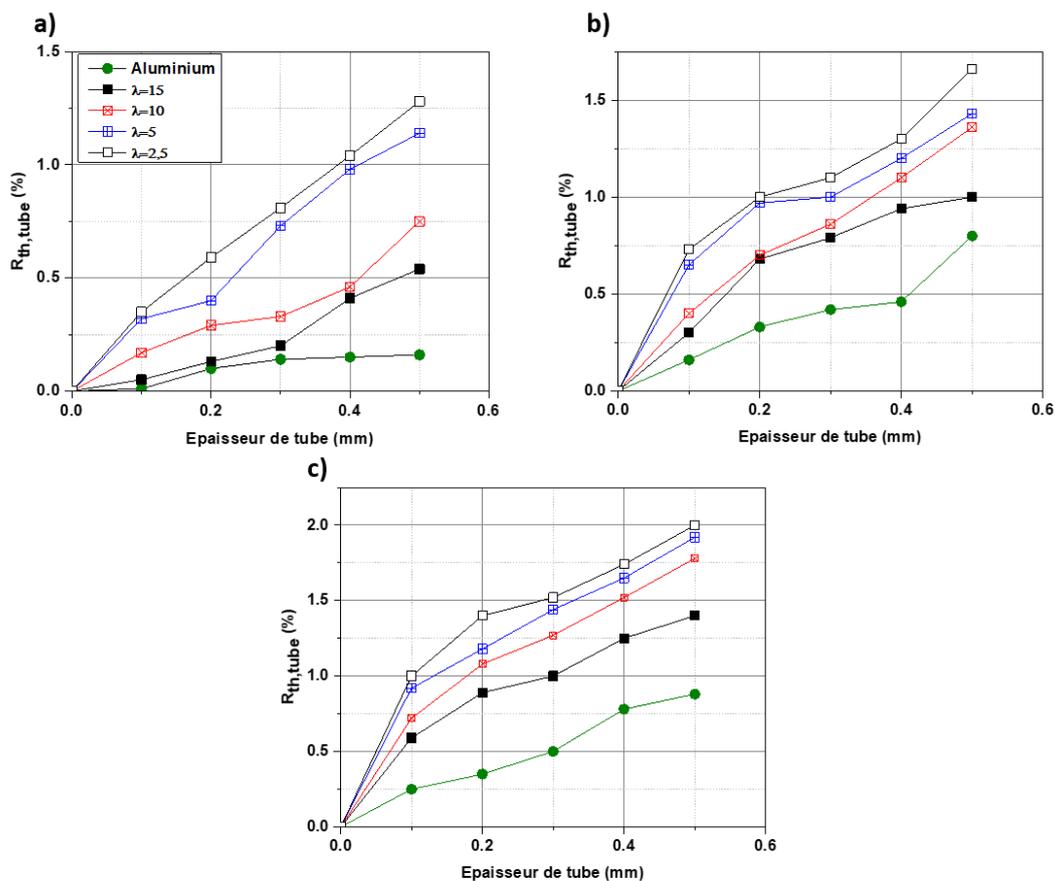


Figure IV-18: variation de l'épaisseur des tubes (vue en perspective)

La Figure IV-19 montre la contribution des tubes ( $R_{th,tube}$ ) à la résistance thermique totale de l'échangeur, pour différentes épaisseurs de tubes et vitesses d'écoulement de l'air. Elle confirme tout d'abord que cette contribution est effectivement plus importante dans le cas des polymères que dans le cas de l'aluminium et d'autant plus importante que la conductivité du matériau est faible. Cette contribution reste néanmoins très limitée (inférieure à 2% dans tous les cas considérés). En conséquence, dans la suite, l'épaisseur des tubes ne sera pas un paramètre pris en compte.


 Figure IV-19: Variation de la résistance thermique des tubes en fonction de leur épaisseur pour a-  $v_{air}=0,5 \text{ m.s}^{-1}$  b-  $v_{air}=1 \text{ m.s}^{-1}$  et c-  $v_{air}=2 \text{ m.s}^{-1}$  (valeurs de  $\lambda$  en  $\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ )

### 2.4.3. Effet du diamètre des tubes :

Une modification du diamètre des tubes entraîne une variation de la section de passage de l'écoulement d'air (et donc des pertes de charges) et une contribution de la longueur de l'échange conductif dans l'ailette, donc de l'efficacité de l'échange dans l'ailette (Figure IV-20). Augmenter le nombre de tubes sans avoir un effet négatif sur les pertes de charge<sup>15</sup> impose une étude supplémentaire du rapport diamètre de tube – pas inter-tube ( $D/P_t$ ). En effet ce rapport avait une influence directe sur :

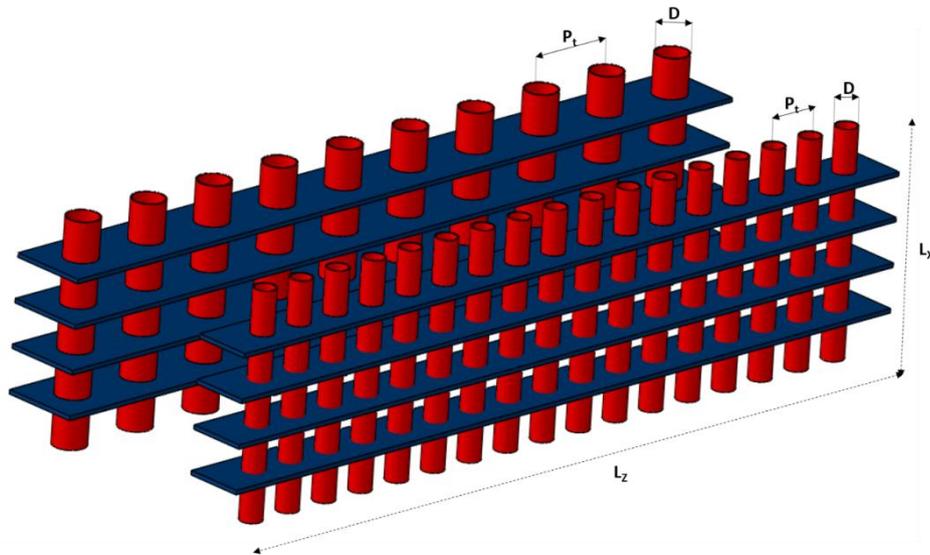


Figure IV-20: Vue schématique de l'augmentation du nombre de tubes dans une surface frontale fixe

- L'efficacité des ailettes : la chaleur transmise par conduction dans l'ailette est en relation directe avec la distance entre les tubes, la conductivité thermique de l'ailette et son épaisseur.
- Les pertes de charge côté air : la diminution de la section de passage minimum de l'air entre les tubes est la cause principale de l'augmentation des pertes de charge engendrées du côté de l'air (Figure IV-21).

<sup>15</sup> L'augmentation du nombre de tubes dans un volume d'encombrement donné entraîne une augmentation significative des pertes de charges.

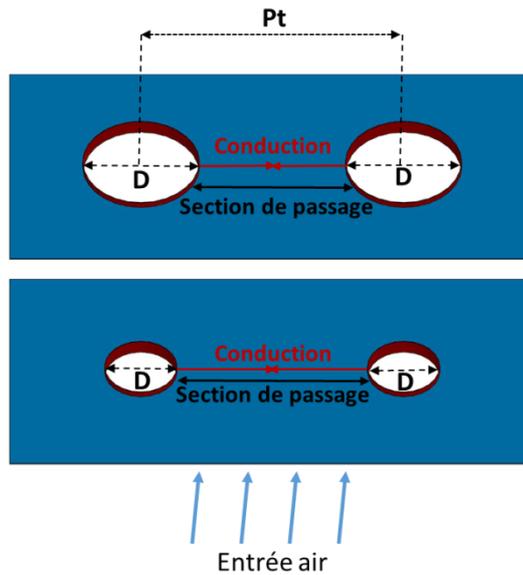
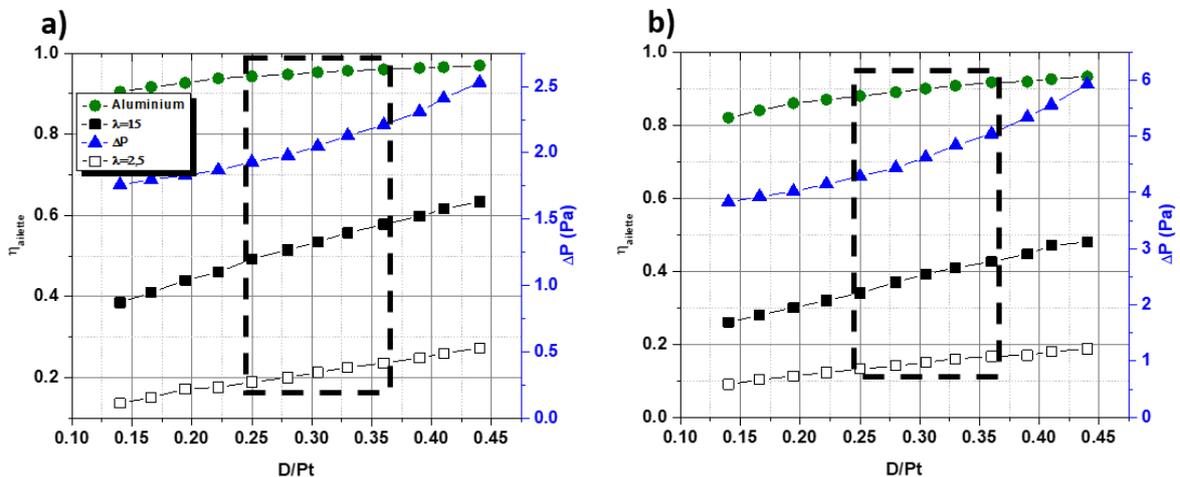


Figure IV-21: Rapport entre la chaleur transmise par conduction entre les tubes et la section de passage minimale de l'air

Le but de cette analyse est de trouver les rapports optimaux  $D/P_t$  assurant une efficacité des ailettes et pertes de charge raisonnables. Le pas inter-tube est fixé à 18 mm et le diamètre des tubes varie entre 2,5 mm et 8 mm, le pas inter-ailette est fixé à 1,3 mm et la vitesse d'air est de 0,5 m/s, 1 et 2 m/s. Dans les calculs, l'efficacité des ailettes est déterminée à partir d'un calcul supplémentaire avec une conductivité des ailettes très grande (même calcul que le chapitre précédent).



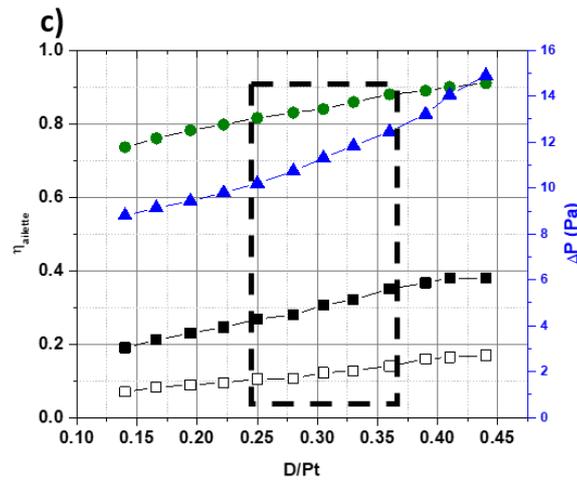


Figure IV-22: Variation de l'efficacité des ailettes et des pertes de charges en fonction du rapport  $D/P_t$  avec a-  $v_{air}=0,5 \text{ m.s}^{-1}$  b-  $v_{air}=1 \text{ m.s}^{-1}$  et c-  $v_{air}=2 \text{ m.s}^{-1}$

La Figure IV-22 montre qu'à partir de certains diamètres, l'amélioration de l'efficacité de l'ailette devient négligeable, et que d'autre part les pertes de charge engendrées côté air sont de plus en plus importantes. Cela conduit à déduire quelques valeurs de ' $D/P_t$ ' représentant un compromis intéressant entre des valeurs importantes de ' $\eta$ ' et des faibles valeurs de ' $\Delta p$ '. Ce rapport est compris entre 0,25 et 0,37 qui correspond à un diamètres de tube de l'ordre de 5,5 à 6,5 mm, pour le pas intertubes de 18 mm considéré ici. On notera que l'efficacité des ailettes pour les polymères ne dépasse pas 70% et 30% pour  $\lambda$  égales à 15 et 2,5  $\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  respectivement avec une vitesse d'air de 0,5  $\text{m.s}^{-1}$ . Pour des vitesses d'air plus élevées, de 1 et 2  $\text{m.s}^{-1}$ , la même tendance est obtenue mais avec des efficacités des ailettes plus faibles et des pertes de charges plus importantes.

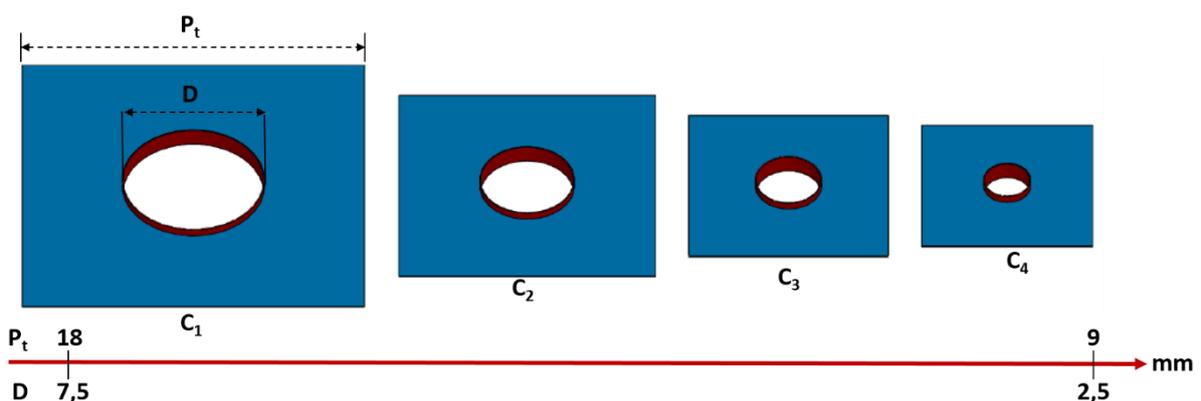


Figure IV-23: Augmentation du nombre de tubes par réduction de  $D$  et de  $P_t$

L'augmentation du nombre de tubes des échangeurs thermiques apporte deux avantages importants : l'accroissement de la surface d'échange dans un volume donné et l'intensification de l'échange (augmentation de l'échange thermique par une unité de surface). Le calcul

présenté ci-après montre la capacité de cette technique à compenser l'effet négatif de la faible conductivité thermique des matériaux polymères ainsi que son effet sur la puissance de ventilation. Pour cela, plusieurs configurations sont étudiées et comparées à celle de référence ' $C_{refl}$ '. Le Tableau IV-7 indique les paramètres géométriques et la compacité de chaque géométrie. Pour passer d'une géométrie à une autre, le diamètre et le pas inter-tubes sont toujours réduits en respectant les rapports  $D/Pt$  déjà obtenus.

La Figure IV-24 présente l'échange thermique par unité de volume pour les différentes géométries et matériaux utilisés. Les résultats montrent que la performance thermique augmente avec le nombre de tubes, et diminue pour des conductivités thermiques faibles. En prenant la performance de  $C_{refl}$  comme référence, ces résultats permettent de déterminer, pour chaque matériau polymère, le nombre des tubes nécessaires pour obtenir des performances thermiques similaires à celles de l'échangeur aluminium de référence, pour une même surface frontale. Par exemple, pour une vitesse d'air de  $0.5 \text{ m.s}^{-1}$ , et  $\lambda=15 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  18 tubes sont suffisants pour atteindre des performances thermiques similaires à celles du cas de référence, sachant que pour  $\lambda=5 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  23 tubes étaient nécessaires.

géométrie	D (mm)	Pt (mm)	D/Pt	Pf (mm)	er (mm)	Nombre de tubes	Compacité ( $\text{m}^2.\text{m}^{-3}$ )
C <sub>1</sub>	7.5	18	0.41	1.3	0.1	13	1404
C <sub>2</sub>	5	13.5	0.37			18	1463
C <sub>3</sub>	3.5	10.5	0.33			23	1510
C <sub>4</sub>	2.5	9	0.28			26	1552

Tableau IV-7: Paramètre géométrique et compacité des géométries étudiées

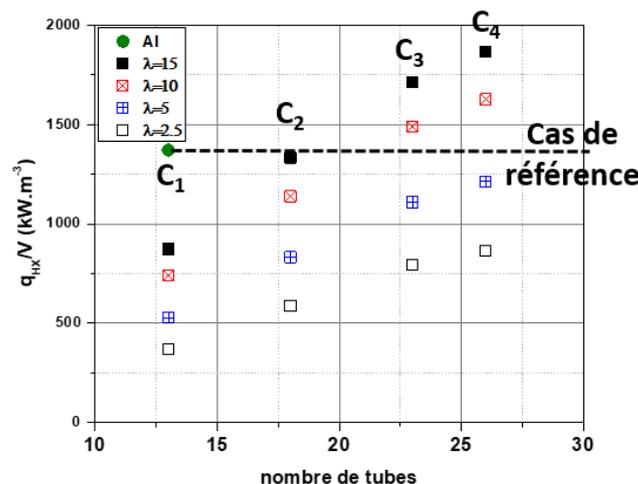


Figure IV-24: Puissance thermique par unité de volume en fonction du nombre de tube et du matériau de construction

Cette amélioration est due en premier lieu à l'augmentation de la compacité de l'échangeur (Tableau IV-7). La Figure IV-25 montre ainsi que la puissance thermique par unité de surface des géométries compactes en polymère chargé est plus importante que celle de la référence. Ce résultat découle des techniques d'intensification d'échange utilisées, la réduction du diamètre de tube entraîne une réduction des zones de sillage derrière les tubes Figure IV-27 et une amélioration du coefficient de convection de l'air.

En régime de convection forcée, le coefficient de convection thermique de l'air ' $h_{air}$ ' est lié à la variation des dimensions géométriques selon les relations suivantes (IV-7) - (IV-10) :

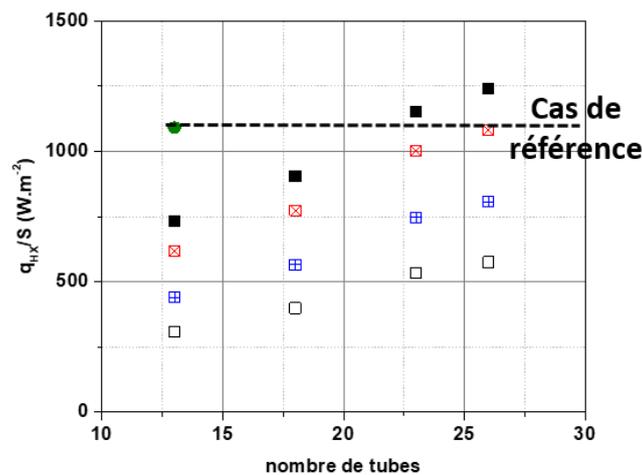


Figure IV-25: Puissance thermique par unité de surface en fonction du nombre de tubes et du matériau de construction

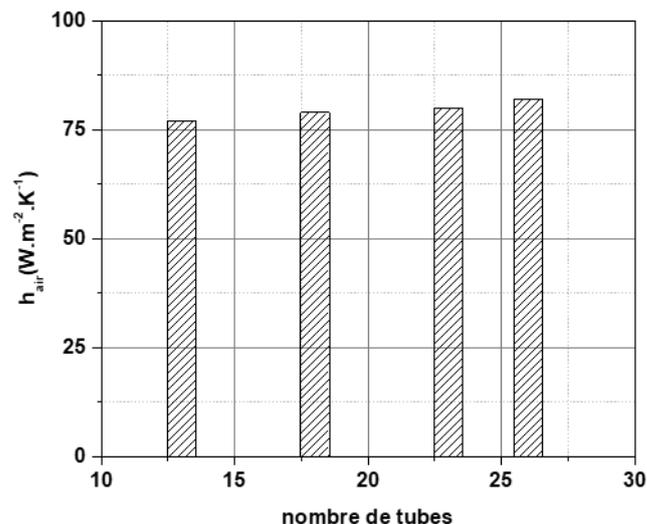


Figure IV-26: Coefficient de convection de l'air en fonction des géométries étudiées

En effet les relations paramètres classiques en convection forcée sont :

$$Nu \sim Re^n \text{ avec } n < 1$$

(IV-7)

$Re \sim L$  avec  $L$  dimension caractéristique (IV-8)

$$h = \frac{\lambda Nu}{L} \quad (IV-9)$$

Ces trois relations conduisent à déduire la relation de proportionnalité pour le coefficient d'échange par convection :

$$h \sim \frac{L^n}{L} \sim \frac{1}{L^{1-n}} \quad (IV-10)$$

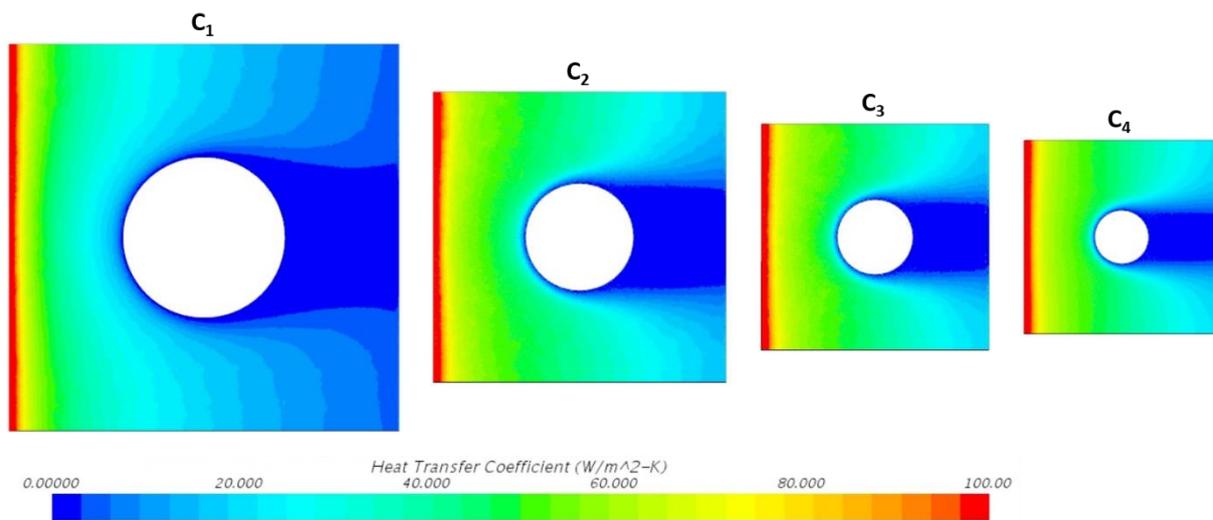


Figure IV-27: Flux thermique pour les quatre géométries étudiées

Ce coefficient peut être calculé à l'aide des simulations numériques en fixant la température à la surface des parois et par la suite le problème devient un problème de convection pure. La Figure IV-26 confirme que ce coefficient est effectivement plus important pour les configurations où les dimensions sont plus faibles.

En parallèle, les pertes de charge et la puissance de ventilation, constituent évidemment un point crucial dans l'étude des géométries. La Figure IV-28 présente la variation de la puissance de ventilation en fonction du nombre des tubes ( $P_v$  dépend uniquement de la géométrie quel que soit le matériau utilisé). Les résultats montrent que la puissance de ventilation est pratiquement constante (11 % comme variation maximale) en fonction du nombre des tubes dans une surface frontale fixe, à cause du choix de maintenir le rapport  $D/Pt$  dans une gamme fixe.

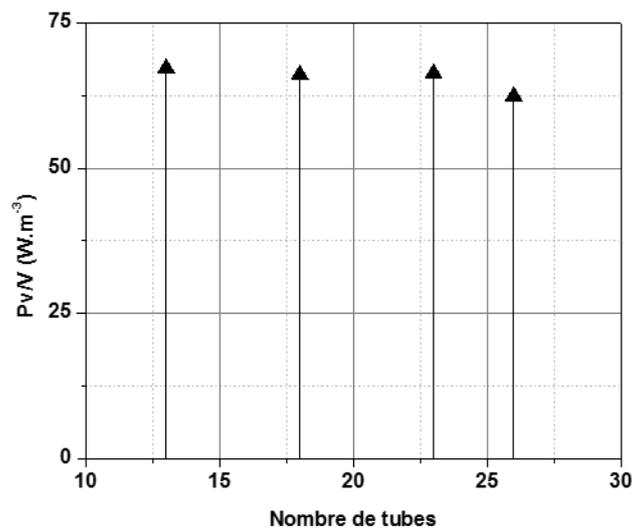


Figure IV-28 : Puissance de ventilation en fonction du nombre de tubes

#### 2.4.4. Effet des ailettes :

Une autre méthode pour améliorer la puissance thermique échangée est la modification des 'pas inter-ailettes' et de l'épaisseur des ailettes. L'optimisation de ces paramètres est une procédure complexe, à cause du double effet de chacun de ces paramètres. Autrement dit, chaque modification d'un paramètre peut avoir un effet positif et négatif en même temps. Par exemple, l'augmentation du pas inter-ailettes est favorable pour la formation des tourbillons en fer-à-cheval [129], ce qui entraîne une amélioration du flux thermique (échange par unité de surface). Cependant, cette modification entraîne également une réduction du nombre des ailettes et par la suite de la surface d'échange, causant finalement une réduction de la puissance thermique globale. En revanche, la réduction du pas inter-ailettes augmente le nombre des ailettes (cf. Figure IV-29) et par la suite la surface d'échange (la surface frontale de l'échangeur est maintenue constante), mais elle cause des pertes de charge assez élevées et n'aboutit pas au développement des tourbillons en fer-à-cheval. De même, l'épaisseur des ailettes présente un double effet. D'une part, elle améliore l'efficacité des ailettes<sup>16</sup> [56], mais d'autre part l'utilisation d'ailettes épaisses conduit à une augmentation significative de la masse de l'échangeur.

<sup>16</sup> D'après les relations de Gardner, toute augmentation de l'épaisseur des ailettes augmente le flux thermique traversant les ailettes et par suite son efficacité

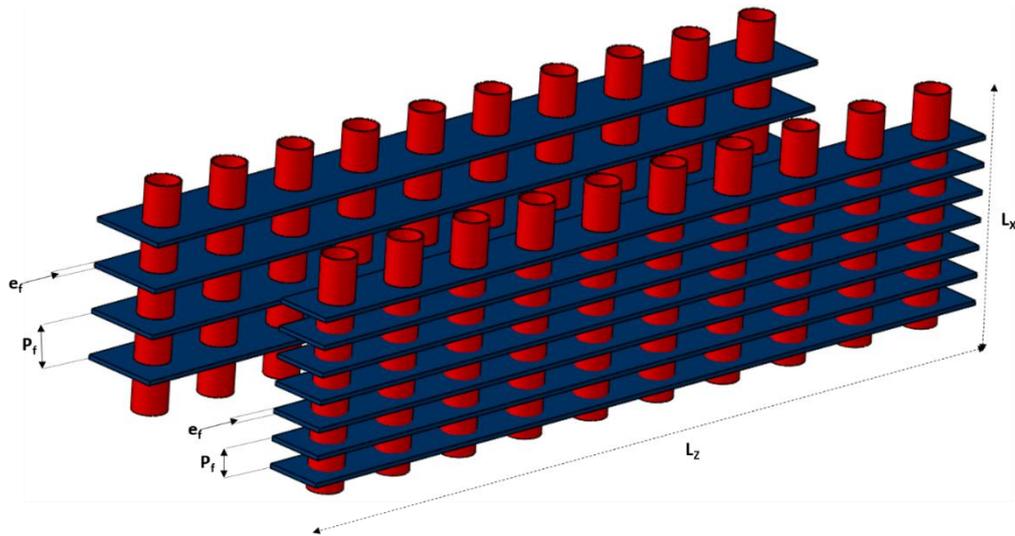


Figure IV-29: Modification du nombre d'ailette dans une surface frontale fixe

Dans l'étude présentée ci-dessous, la masse de l'échangeur n'est pas prise en considération, elle sera étudiée dans le chapitre suivant. Trois épaisseurs d'ailettes sont considérées avec deux pas inter-ailettes chacune (cf. Figure IV-30 et Tableau IV-8). La section ' $P_f - e_f$ ' est comprise entre 0,8 et 1,75 mm. l'échangeur étudié a les dimensions du cas de référence ' $C_{refl}$ ' ( $D=7,5$  mm,  $P_t=18$  mm), les mêmes matériaux sont utilisés dans cette partie, avec  $\lambda$  égale à : 2,5 ; 5 ; 10 et 15  $W.m^{-1}.K^{-1}$  et comparés avec l'aluminium.

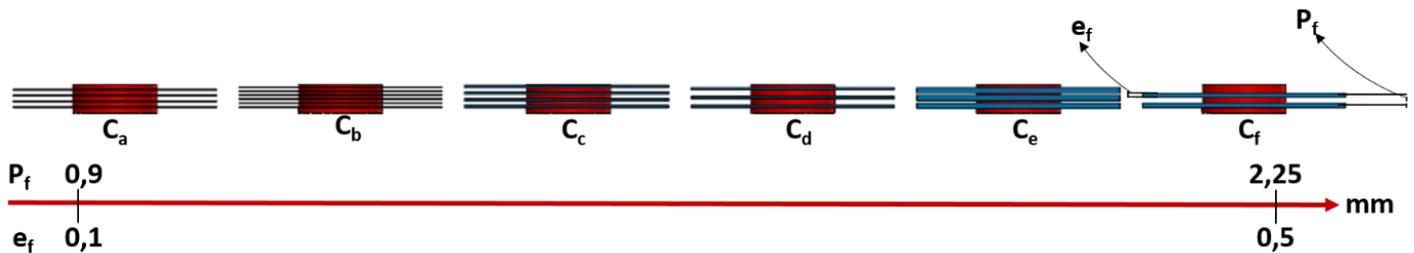


Figure IV-30: Variation des dimensions des ailettes

Configuration	Ca	Cb	Cc	Cd	Ce	Cf
$P_f$ (mm)	1,3	0,9	1,5	2	1,75	2,25
$e_f$ (mm)	0,1		0,25		0,5	
$P_f - e_f$ (mm)	1,2	0,8	1,25	1,75	1,25	1,75
$D$ (mm)	7,5					
$P_t$ (mm)	18					
Compacité ( $m^2.m^{-3}$ )	1404	1996	1267	1075	1261	1273

Tableau IV-8: Paramètres géométriques des configurations étudiées

La Figure IV-32 montre la puissance thermique de la configuration de référence et des différentes configurations en polymère chargé. La puissance thermique de la configuration de base en aluminium est toujours supérieure à celle des autres configurations. Il est notable que la configuration b présente une puissance thermique importante par rapport aux autres bien que sa puissance thermique par unité de surface soit relativement faible (Figure IV-33). La puissance thermique élevée est liée à la compacité élevée de cette configuration (Tableau IV-8) et le flux thermique faible lié au non-développement de tourbillons en fer à cheval (Figure IV-31).

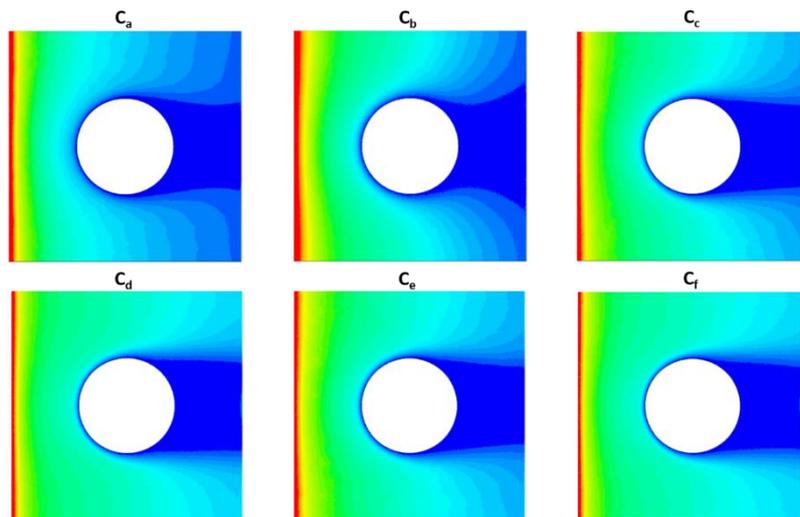


Figure IV-31: Répartition du flux thermique sur les ailettes pour différentes combinaison pas inter-ailette/épaisseurs des ailettes

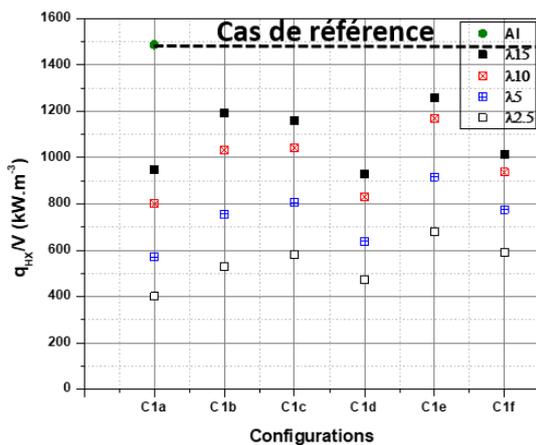


Figure IV-32: Puissance thermique par unité de volume pour les différentes configurations étudiées

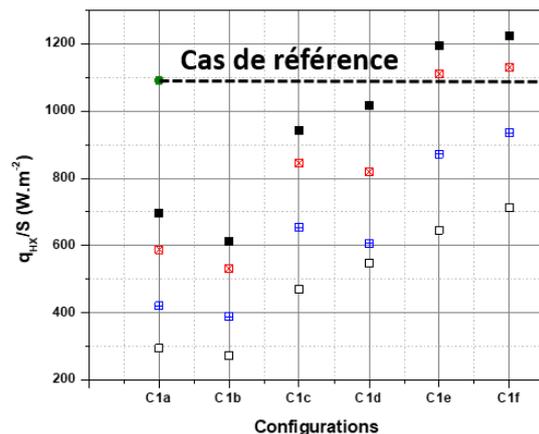


Figure IV-33: Puissance thermique par unité de surface pour les différentes configurations étudiées

En général, l'augmentation du pas inter-ailettes et de l'épaisseur des ailettes est bénéfique au niveau flux thermique (Figure IV-33) et au niveau des pertes de charge (Figure IV-34),

sachant que la faible compacité de ces configurations (c, d, e et f) entraîne des désavantages au niveau de la puissance thermique ' $q_{HX}/V$ ' (Figure IV-32). Finalement, la Figure IV-35 présente le facteur de performance ' $q_{HX}/P_v$ ' des différentes configurations, et montre que  $C_{1d}$  en polymère chargé dont  $\lambda$  est égale à  $15 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  est la configuration présentant la meilleure performance thermo-aéraulique (supérieure à celle de la configuration de base en aluminium).

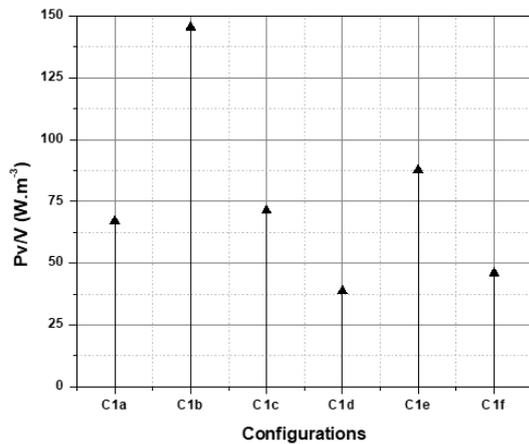


Figure IV-34: Puissance de ventilation en fonction de nombre des ailettes

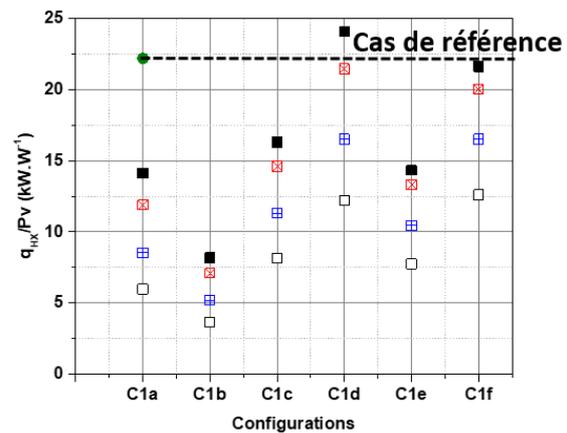


Figure IV-35: Facteur de performance des différentes configurations

#### 2.4.5. Effet de la compacité

Les méthodes d'intensification d'échange présentées dans les paragraphes précédents montrent l'intérêt de chacune d'elle prise individuellement, sachant que la combinaison de ces deux techniques peut apporter des avantages intéressants (Figure IV-36). Le présent paragraphe étudie l'effet de la limitation simultanée du nombre de tubes et d'ailettes sur la performance thermo-aéraulique. Les combinaisons étudiées sont détaillées Tableau IV-9.

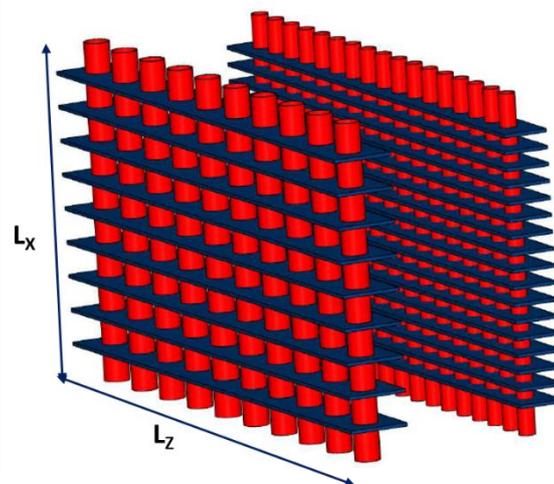


Figure IV-36: Echangeur de chaleur tube-ailette classique et compact avec une surface frontale fixe

Géométrie		D (mm)	P <sub>t</sub> (mm)	P <sub>r</sub> (mm)	e <sub>r</sub> (mm)	S/V (m <sup>2</sup> .m <sup>-3</sup> )	Géométrie		D (mm)	P <sub>t</sub> (mm)	P <sub>r</sub> (mm)	e <sub>r</sub> (mm)	S/V (m <sup>2</sup> .m <sup>-3</sup> )
C <sub>1</sub>	C <sub>1a</sub>	7,5	18	1,3	0,1	1404	C <sub>3</sub>	C <sub>3a</sub>	3,5	10,5	1,3	0,1	1510
	C <sub>1b</sub>			0,9		1996		C <sub>3b</sub>			0,9		2138
	C <sub>1c</sub>			1,5	0,25	1230		C <sub>3c</sub>			1,5	0,25	1332
	C <sub>1d</sub>			2		941		C <sub>3d</sub>			2		1024
	C <sub>1e</sub>			1,75	0,5	1070		C <sub>3e</sub>			1,75	0,5	1169
	C <sub>1f</sub>			2,25		849		C <sub>3f</sub>			2,25		931
C <sub>2</sub>	C <sub>2a</sub>	5	13,5	1,3	0,1	1463.67	C <sub>4</sub>	C <sub>4a</sub>	2,5	9	1,3	0,1	1552
	C <sub>2b</sub>			0,9		2075.9		C <sub>4b</sub>			0,9		2198
	C <sub>2c</sub>			1,5	0,25	1286.2		C <sub>4c</sub>			1,5	0,25	1370
	C <sub>2d</sub>			2		986.2		C <sub>4d</sub>			2		1052
	C <sub>2e</sub>			1,75	0,5	1123.6		C <sub>4e</sub>			1,75	0,5	1206
	C <sub>2f</sub>			2,25		893.1		C <sub>4f</sub>			2,25		959

Tableau IV-9: Paramètres géométriques et compacités de toutes les combinaisons possibles

La Figure IV-37 présente alors la puissance thermique de toutes les configurations en fonction de la puissance de ventilation pour une vitesse de l'air de 0,5 m.s<sup>-1</sup>. Les géométries intéressantes sont celles présentant une puissance thermique supérieure à celle de la référence avec une puissance de ventilation plus faible. Elles sont situées en haut et à gauche de la référence (Figure IV-37). Les configurations les plus intéressantes sont alors C<sub>3a</sub>, C<sub>3c</sub>, C<sub>3d</sub>, C<sub>3f</sub>, C<sub>4a</sub>, C<sub>4c</sub>, C<sub>4d</sub> et C<sub>4f</sub>. Concernant les configurations de la géométrie C<sub>2</sub> ces résultats montrent que leur performance n'est pas éloignée de celle du cas de référence (pour un échangeur à multi rangs de tubes cette différence pourra vraisemblablement être compensée).

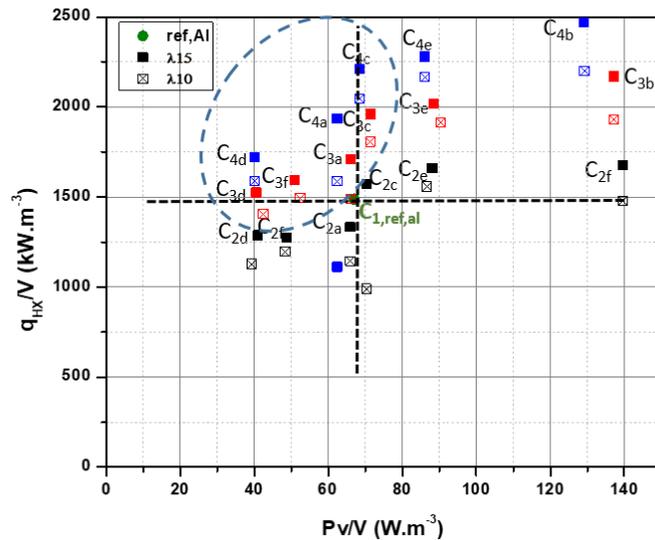


Figure IV-37: Puissance thermique volumique en fonction de la puissance de ventilation pour une vitesse d'air de  $0,5 \text{ m.s}^{-1}$

Pour élargir le domaine de l'étude, les mêmes cas sont étudiés pour des vitesses d'air plus élevées ( $v=1$  et  $2 \text{ m.s}^{-1}$ ) (Figure IV-38). Il est remarquable que les géométries présentant une puissance thermique plus importante avec une puissance de ventilation plus faible sont moins nombreuses qu'avec une vitesse de  $0,5 \text{ m.s}^{-1}$  (comparaison des géométries  $C_{4b}$ , et  $C_{4f}$ , pour une vitesse d'air de  $1 \text{ m.s}^{-1}$  et  $C_{ref1}$  pour une vitesse d'air de  $2 \text{ m.s}^{-1}$  qui montre une puissance thermique similaire avec des puissances de ventilations inférieures à la référence).

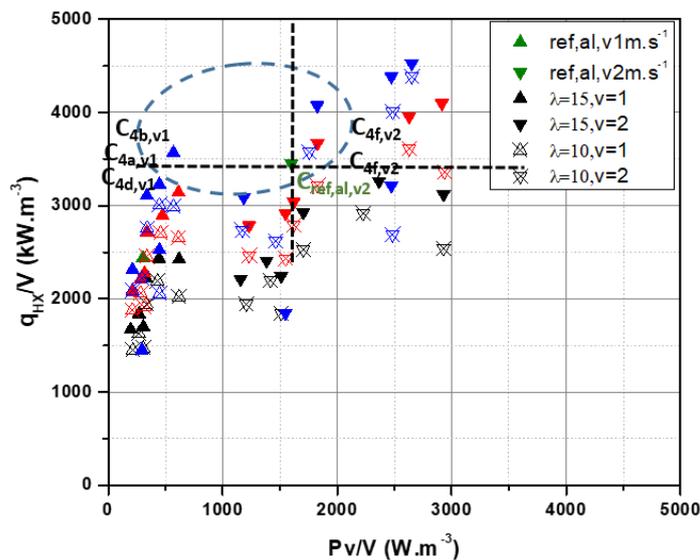


Figure IV-38: Puissance thermique volumique en fonction de la puissance de ventilation pour des vitesses d'air 1 et  $2 \text{ m.s}^{-1}$

## 2.5. Conclusion

La présente étude avait comme objectif de montrer l'effet de chaque paramètre thermo-physique et géométrique sur l'efficacité de l'échangeur. Les résultats montrent l'influence de la conductivité thermique de matériau sur la puissance thermique totale pour un échangeur de géométrie donnée. Pour une conductivité de  $15 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  (20 fois plus faible que celle de l'aluminium) la différence de puissance thermique est comprise entre 35 et 50 % (en fonction de la vitesse de l'air). En revanche, l'augmentation du nombre de tubes permet de compenser cette différence pour une vitesse de l'air de  $0,5 \text{ m.s}^{-1}$ . Cette technique entraîne un double effet, l'augmentation de la compacité et l'amélioration du flux thermique ( $\text{W.m}^{-2}$ ). L'effet de la modification du pas inter-ailettes et de l'épaisseur des ailettes est plus complexe à cause de leur effet mixte sur la masse, le flux thermique et les pertes de charges. Cette modification apporte des avantages surtout au niveau de facteur de performance ( $q_{HX}/P_v$ ). La modification simultanée du nombre des tubes et des ailettes dans une surface frontale fixe conduit à des résultats prometteurs, plusieurs géométries montrant des puissances thermiques supérieures à celle de l'échangeur de référence en aluminium avec des puissances de ventilation plus faibles. Ces résultats restent toutefois préliminaires, car l'estimation de la performance totale d'un échangeur de chaleur impose l'étude d'un motif illustrant tous les tubes dans la direction de propagation de l'air (échangeur multi-rangs de tube).



## Partie V. Etude d'échangeur tube-ailette multi-rangs de tubes

---

Partie V.	Etude d'échangeurs tube-ailette multi-rangs de tube.....	161
1.	Etude du multi-rang de tube.....	161
1.1.	Introduction.....	162
1.2.	Masse de l'échangeur.....	164
1.3.	Modèle Numérique .....	166
1.4.	Modèle nodal .....	169
1.5.	Résultats et interprétation .....	176
1.6.	Conclusion .....	182

*L'identification de la géométrie finale du prototype impose une étude détaillée des géométries tubes-ailettes à multi-rangs de tubes. Ce choix se fait par étape. Premièrement une comparaison entre la masse des échangeurs en polymère et les géométries métalliques est établie afin d'accomplir la première sélection. Une deuxième étape consiste à évaluer la performance globale de ces échangeurs. Cette procédure se fait en couplant un modèle numérique avec un modèle nodal afin de modéliser la globalité de l'échangeur (globalité des transferts thermiques). Ces modèles sont comparés avec des corrélations ou des tests expérimentaux afin de valider la fiabilité de ces méthodes.*

## 1. Introduction

Dans la majorité des cas réels, l'exigence en puissance thermique impose l'utilisation des échangeurs de chaleur tubes-ailettes à multi-rang de tubes. Ainsi le chapitre suivant considère une géométrie avec une surface frontale fixe<sup>17</sup>  $(L_x; L_z) = (240; 200)$  mm<sup>2</sup> et une profondeur  $L_y$  comprise entre 110 et 180 mm. Un arrangement en quinconce des tubes est considéré avec un pas inter-tubes constant dans les deux directions (y et z) (Figure V-1). Les mêmes paramètres géométriques étudiés dans le chapitre précédent sont utilisés sur ces échangeurs. En revanche deux géométries de références sont considérées, fabriquées avec des matériaux métalliques :

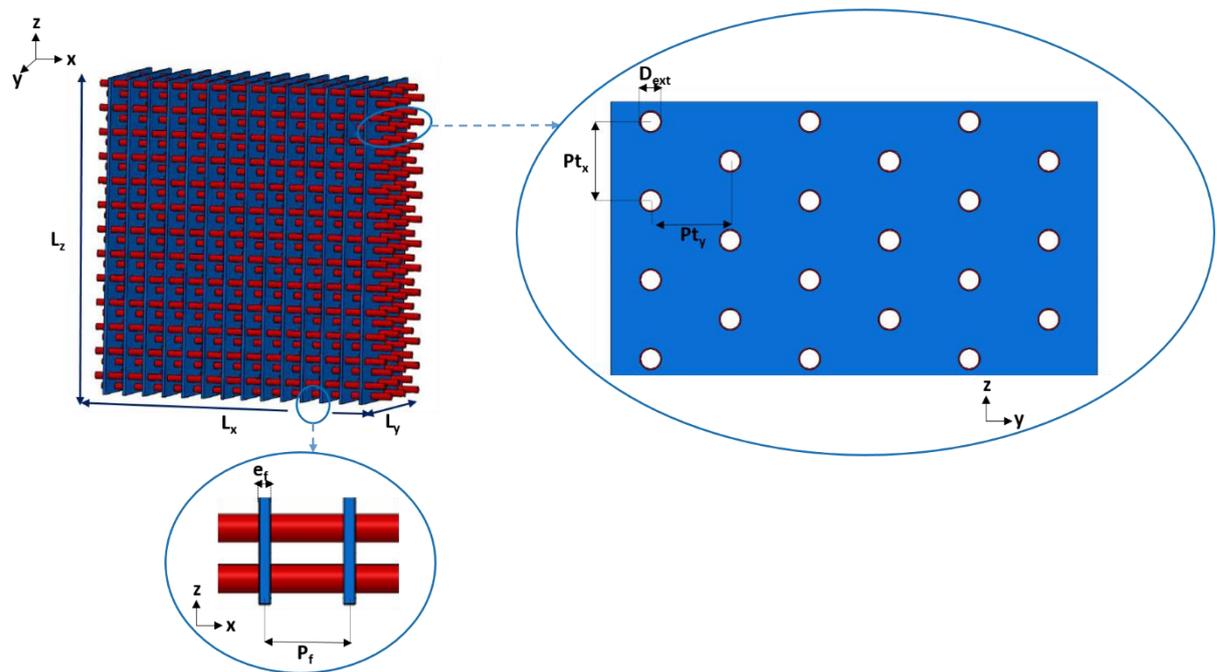


Figure V-1: Echangeur de chaleur à multi-rang de tubes

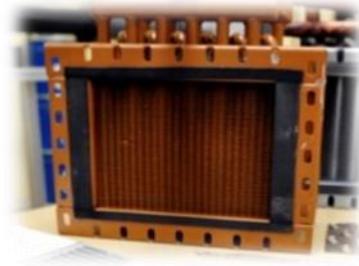
Le Tableau V-1 présente les paramètres géométriques, le nombre de tubes et des ailettes ainsi que la compacité de chacun des échangeurs étudiés.

- $C_{ref1}$  est un échangeur ayant des paramètres géométriques de faibles dimensions, avec une compacité élevée et construit en aluminium. Ce type d'échangeur est normalement utilisé pour des applications HVAC avec des exigences de performance thermique élevées.

<sup>17</sup> Correspondant au banc d'essai dans notre département

Géométrie		D (mm)	P <sub>t</sub> (mm)	P <sub>f</sub> (mm)	e <sub>r</sub> (mm)	V (mm <sup>3</sup> )	N <sub>rang</sub>	N <sub>tube</sub>	N <sub>ailette</sub>	S <sub>tube</sub>	S <sub>ailette</sub>	S <sub>total</sub>	S/V (m <sup>2</sup> .m <sup>-3</sup> )
C <sub>réf</sub>	C <sub>réf1</sub>	7,5	18	1,3	0,1	0,00528	6	80	154	0,348	7,043	7,391	1400
	C <sub>réf2</sub>	11,7	30	3	0,135	0,00864	5	40	67	0,281	2,95	3,23	374
C <sub>1</sub>	C <sub>1a</sub>	7,5	18	1,3	0,1	0,00528	6	80	154	0,348	7,043	7,391	1400
	C <sub>1b</sub>			0,9					222	0,335	10,173	10,508	1990
	C <sub>1c</sub>			1,5	0,25				133	0,314	6,114	6,428	1217
	C <sub>1d</sub>			2					100	0,33	4,585	4,9	930
	C <sub>1e</sub>			1,75	0,5				114	0,269	5,25	5,52	1046
	C <sub>1f</sub>			2,25					89	0,293	4,08	4,38	829
C <sub>2</sub>	C <sub>2a</sub>	5	13,5	1,3	0,1	0,00528	8	142	154	0,412	7,27	7,68	1455
	C <sub>2b</sub>			0,9					222	0,397	10,5	10,9	2064
	C <sub>2c</sub>			1,5	0,25				133	0,372	6,3	6,68	1265
	C <sub>2d</sub>			2					100	0,390	4,73	5,12	970
	C <sub>2e</sub>			1,75	0,5				114	0,319	5,42	5,7	1087
	C <sub>2f</sub>			2,25					89	0,347	4,2	4,56	864
C <sub>3</sub>	C <sub>3a</sub>	3,5	10,5	1,3	0,1	0,00528	10	228	154	0,463	7,45	7,92	1500
	C <sub>3b</sub>			0,9					222	0,446	10,77	11,21	2124
	C <sub>3c</sub>			1,5	0,25				133	0,418	6,47	6,89	1304
	C <sub>3d</sub>			2					100	0,439	4,85	5,29	1002
	C <sub>3e</sub>			1,75	0,5				114	0,358	5,56	5,92	1120
	C <sub>3f</sub>			2,25					89	0,39	4,32	4,7	893
C <sub>4</sub>	C <sub>4a</sub>	2,5	9	1,3	0,1	0,00528	12	320	154	0,464	7,64	8,1	1536
	C <sub>4b</sub>			0,9					222	0,447	11,04	11,5	2176
	C <sub>4c</sub>			1,5	0,25				133	0,419	6,63	7,05	1336
	C <sub>4d</sub>			2					100	0,44	4,98	5,42	1026
	C <sub>4e</sub>			1,75	0,5				114	0,359	5,7	6,06	1148
	C <sub>4f</sub>			2,25					89	0,391	4,4	4,83	914

Tableau V-1: Description des configurations des échangeurs étudiées

Figure V-2: Echangeur de chaleur métallique classique 'C<sub>ref2</sub>'

- $C_{ref2}$  est une batterie classique qui est fréquemment utilisée dans le commerce, pour des applications de chauffage et de climatisation ou de récupération de chaleur avec une exigence moyenne en terme de performances thermo-aérauliques (Figure V-2). Elle présente des paramètres géométriques et une compacité moyenns. Les tubes sont réalisés en cuivre et les ailettes en aluminium.

Le choix de la géométrie optimale est réalisé par étape. Une première sélection est effectuée en fonction de la masse des échangeurs étudiés et une deuxième en fonction de leur performance thermo-aéraulique du côté de l'air et de l'eau. Ces critères sont comparés à ceux obtenus avec les cas de référence (métalliques).

## 2. Masse de l'échangeur

Le fait d'augmenter la compacité de l'échangeur et de modifier ses paramètres géométriques (surtout l'épaisseur des ailettes), augmente la quantité de la matière utilisée et donc leur masse. Les références métalliques prises dans cette étude sont fabriquées totalement en aluminium ( $C_{ref1}$ ) ou en aluminium pour les ailettes et en cuivre pour les tubes ( $C_{ref2}$ ). La masse volumique ' $\rho$ ' des matériaux de constructions utilisés est :  $\rho_{Al} = 2,75$  ;  $\rho_{Cu} = 8,92$  et  $\rho_{PA6650\%} = 1,6 \text{ kg.m}^{-3}$ . La masse des échangeurs est calculée à partir des relations suivantes ((V-1)-(V-5)) :

Masse des ailettes :

$$V_{ailette} = (L_y L_z - \pi 0,5 D_{ext}^2 N_{tube}) e_f N_{ailette} \quad (V-1)$$

$$m_{ailette} = V_{ailette} \cdot \rho_{ailette} \quad (V-2)$$

Masse des tubes :

$$V_{tube} = \left( \frac{D_{ext}^2 - D_{int}^2}{4} \right) L_x \cdot \pi \cdot N_{tube} \quad (V-3)$$

$$m_{tube} = V_{tube} \cdot \rho_{tube} \tag{V-4}$$

Masse de l'échangeur

$$m_{H.X} = m_{ailette} + m_{tube} \tag{V-5}$$

Géométrie		m <sub>ailette</sub> (Kg)	m <sub>tube</sub> (Kg)	m <sub>H.X</sub> (Kg)	m <sub>H.X</sub> /m <sub>ref1</sub>	m <sub>H.X</sub> /m <sub>ref2</sub>	Géométrie		m <sub>ailette</sub> (Kg)	m <sub>tube</sub> (Kg)	m <sub>H.X</sub> (Kg)	m <sub>H.X</sub> /m <sub>ref1</sub>	m <sub>H.X</sub> /m <sub>ref2</sub>
C <sub>ref</sub>	C <sub>ref1</sub>	0,97	0,15	1,12			C <sub>2</sub>	C <sub>2r</sub>	1,69	0,1	1,8	1,6	0,96
	C <sub>ref2</sub>	0,78	1,08	1,86				C <sub>3</sub>	C <sub>3a</sub>	0,6	0,11	0,7	0,63
C <sub>1</sub>	C <sub>1a</sub>	0,09	0,65	0,58	0,35	C <sub>3b</sub>	0,86		0,98	0,87		0,52	
	C <sub>1b</sub>		0,9	0,8	0,49	C <sub>3c</sub>	1,3		1,4	1,26		0,76	
	C <sub>1c</sub>		1,23	1,31	1,17	0,7	C <sub>3d</sub>		0,97	1,09		0,97	0,58
	C <sub>1d</sub>		9,2	1	0,9	0,5	C <sub>3e</sub>		2,23	2,34		2,1	1,25
	C <sub>1e</sub>		2,1	2,2	1,9	1,17	C <sub>3f</sub>		1,73	1,84		1,65	1
	C <sub>1f</sub>		1,64	1,72	1,5	0,9	C <sub>4</sub>	C <sub>4a</sub>	0,615	0,11	0,72	0,65	0,4
C <sub>2</sub>	C <sub>2a</sub>	0,1	0,68	0,6	0,37	C <sub>4b</sub>		0,88	1		0,9	0,53	
	C <sub>2b</sub>		0,44	0,94	0,84	0,5		C <sub>4c</sub>	1,33		1,44	1,3	0,6
	C <sub>2c</sub>		1,27	1,37	1,2	0,7		C <sub>4d</sub>	0,99		1,11	1	0,6
	C <sub>2d</sub>		0,95	1,05	0,94	0,56		C <sub>4e</sub>	2,28		2,4	2,14	1,3
	C <sub>2e</sub>		2,17	2,27	2,03	1,22		C <sub>4f</sub>	1,78		1,88	1,68	1,01

Tableau V-2: Masse des échangeurs étudiés

Le Tableau V-2 présente la masse de toutes les géométries étudiées ainsi que le rapport entre la masse des échangeurs en polymère et celle des échangeurs de référence.

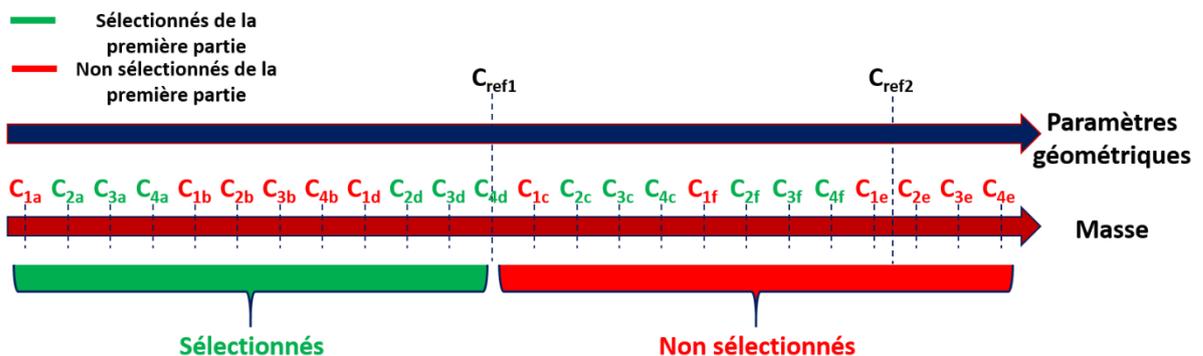


Figure V-3: Géométries sélectionnées suivant le critère de masse

D'après les résultats montrés ci-dessous, les géométries multi-rangs de tubes présentant une masse inférieure à celle de C<sub>ref1</sub> sont sélectionnées : C<sub>2a</sub> ; C<sub>2d</sub> ; C<sub>3a</sub> ; C<sub>3d</sub> ; C<sub>4a</sub> et C<sub>4d</sub>

(Figure V-3). L'analyse des performances thermo-aérauliques est donc limitée à ces six géométries ayant une masse inférieure à la référence.

### 3. Modèle numérique

La détermination de la performance d'un échangeur de chaleur complet nécessite le passage premièrement par un calcul numérique CFD tridimensionnel sur un motif représentatif contenant tous les rangs de tubes, puis une modélisation de la totalité de l'échangeur à partir d'un modèle nodal unidimensionnel permettant de déterminer la totalité des échanges (intérieur et extérieur tubes). Le calcul CFD sert donc à déterminer le coefficient d'échange et les pertes de charge du côté de l'air. Aussi, un modèle semblable à celui utilisé dans le chapitre précédent est développé mais en modélisant des motifs à multi-rangs de tubes.

#### 3.1. Motif représentatif et conditions aux limites

La géométrie considérée est constituée des tubes arrangés en quinconce fixés sur des ailettes continues. La Figure V-4 montre que l'étude d'un motif élémentaire représentatif est suffisante pour visualiser les phénomènes physiques, assurer la fiabilité des résultats et réduire le temps du calcul. Ce motif est répété suivant les axes OX et OZ, d'où la présence des conditions aux limites suivantes :

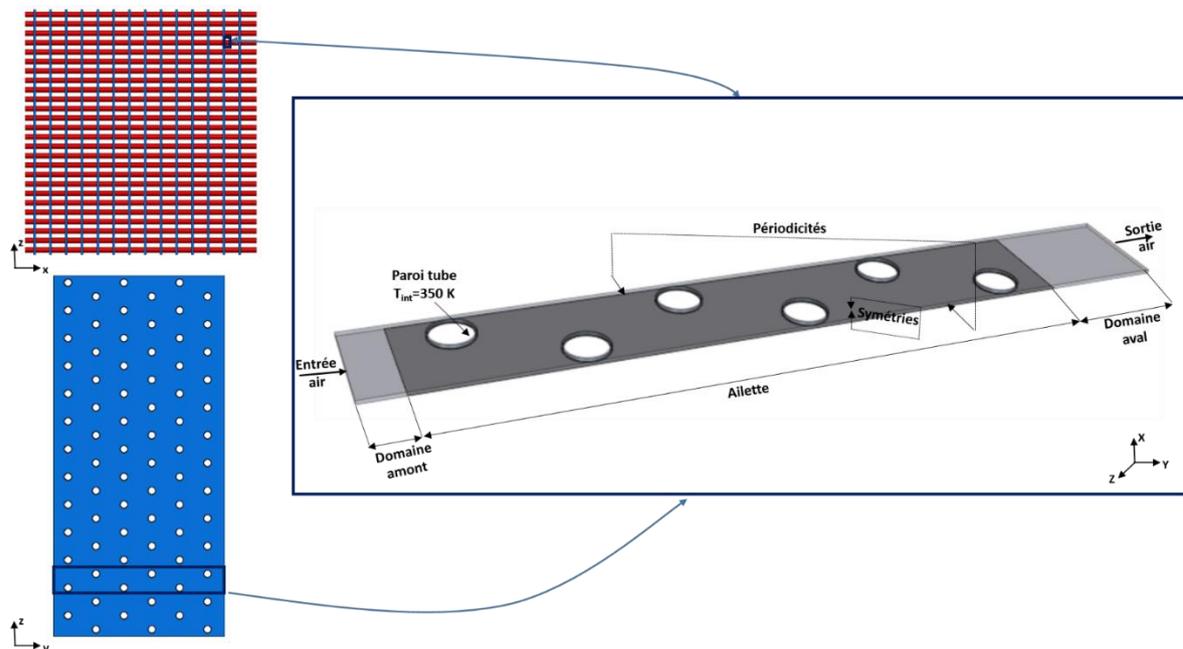


Figure V-4: Conditions aux limites

- plan de symétrie horizontal côté inférieur de l'ailette : demi-épaisseur d'ailette,
- plan de symétrie horizontal côté supérieur du tube : demi pas inter-ailettes,

- condition de périodicité sur les surfaces latérales: le développement des instationnarités en aval des tubes impose l'étude d'un tube entier sans condition de symétrie latérale.

### 3.2. Propriétés thermo-physiques

Le coefficient d'échange de l'air ' $U_{air}$ ' est calculé à partir de ce modèle numérique où les équations de conservation sont résolues en prenant les hypothèses suivantes : la température d'entrée de l'air est 300 K et celle des parois intérieures des tubes est considérée constante à 350 K ; l'écoulement est considéré tridimensionnel ' $3D$ ', incompressible, laminaire pour des Reynolds inférieurs à 1800 et turbulent pour des Reynolds plus élevés. Dans les cas turbulents, les équations de conservation de la masse, de l'énergie et de la quantité de mouvement sont résolues en utilisant le modèle  $k\omega$ - $SST$  de Menter [123]. Ce choix est validé par les travaux antérieurs qui montrent la fiabilité de ce modèle pour ce type d'écoulement [63] [1], [122]. En outre, l'écoulement est stationnaire sauf pour certaines valeurs du nombre de Reynolds et de pas inter-ailettes ( $Re \geq 750$  et  $P_f \geq 2$  mm). Les propriétés thermo-physiques de l'air sont constantes, la densité ' $d$ ' est de  $1,18 \text{ kg.m}^{-3}$ , la chaleur massique ' $C_p$ ' est égale à  $1007,62 \text{ J.Kg}^{-1}$ , la viscosité dynamique est égale à ' $1,85 \times 10^{-5} \text{ Pa.s}$  et la conductivité thermique ' $\lambda_{air}$ ' est égale à  $0,026 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ .

Les ailettes sont en aluminium dans les deux cas de références  $C_{ref1}$  et  $C_{ref2}$  sachant que les tubes sont en aluminium pour  $C_{ref1}$  et en cuivre pour  $C_{ref2}$  avec  $\lambda_{Al}$  est égale à  $237 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  et  $\lambda_{cu}$  est égale à  $400 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ . Les échangeurs sont en polymère dans les autres cas. Le polymère utilisé possède une conductivité anisotrope, d'où la conductivité radiale des ailettes est considérée égale à ' $\lambda_{rad}$ ' de  $17,2 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  et axiale ' $\lambda_{axi}$ ' de  $2,5 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  et celle des tubes à  $2,5 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ , la densité du polymère utilisé est égale à ' $d_{poly}$ '  $1.609 \text{ g.cm}^{-3}$ .

### 3.3. Sensibilité au maillage

L'étude d'un motif à multi-rangs de tubes requiert des capacités de mémoire plus importantes et un nombre de cellules plus élevé que l'étude d'un seul rang de tubes (chapitre IV, 2). Une étude similaire à celle présentée dans le [paragraphe IV-2-3](#) est réalisée avec le motif considéré dans cette partie Figure V-5, représentant la géométrie de référence  $C_{ref1}$ . Les dimensions des cellules sont présentées dans le Tableau V-3. Le facteur de raffinement est préservé, égal à 1,3 [130].

	Dimensions maximale des cellules			Nombre total des cellules $10^6$	Erreur relative (%)		
	Dimension cellules ailette (mm)	Dimension cellules air (mm)	Dimension cellules tube (mm)		$q_{air}$	$U_{air}$	$\Delta P$
<b>Mesh 1</b>	1,25	0,75	0,075	1,4	0,15	16,3	4,8
<b>Mesh 2</b>	1	0,5	0,06	2,4	0,09	5	3,3
<b>Mesh 3</b>	0,9	0,425	0,055	3,5	0,06	3,8	2,8
<b>Mesh 4</b>	0,875	0,375	0,05	4,5	-	-	-

Tableau V-3: analyse de la sensibilité aux maillages

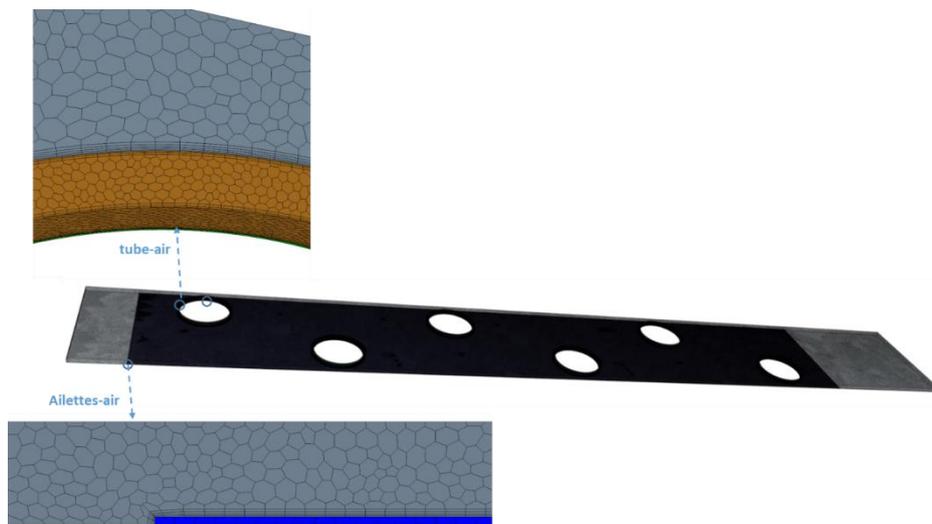


Figure V-5: Raffinement des cellules dans les zones critiques

Les résultats montrent que les écarts relatifs entre les 4 configurations et celle dont le nombre de cellules est maximal (4,6 millions) est négligeable en terme de puissance thermique (toujours inférieure à 0,16 %) mais pourrait être plus importante en calculant le coefficient d'échange de l'air et les pertes de charge. Le Tableau V-3 montre qu'à partir de la configuration 3, les écarts relatifs seront acceptables, d'où le choix de cette configurations pour la suite de l'étude.

### 3.4. Validation du modèle numérique

Afin de valider le modèle numérique utilisé, des comparaisons sont faites pour les facteurs de Colburn  $j$  et de frottement  $f$ , avec les corrélations de Wang. [125] spécifiques pour des échangeurs à multi rangs de tubes (cf. II-2.2), ces corrélations étant valides au-delà de certaines dimensions minimales ( $D=6,5$  mm et  $Fp=1.3$  mm) et un nombre de rangs de tubes maximal (6 rangs de tube). Pour cela, la géométrie de référence ( $C_{ref1}$ ) est considérée parce qu'elle présente des paramètres géométriques moyens entre les configurations compactes des polymères ( $C_2$ ,  $C_3$  et  $C_4$ ) et la configuration classique ( $C_{ref2}$ ). Les facteurs  $j$  et  $f$  sont évalués en utilisant le modèle

numérique élaboré, avec le maillage choisi dans le paragraphe précédent. Les résultats obtenus comparés aux corrélations sont présentés Figure V-6. Les valeurs obtenues par les corrélations et les simulations CFD évoluent de façon similaire, avec une différence entre 5% et 15 % pour des nombres de Reynolds compris entre 573 et 2292, ce qui valide le modèle numérique utilisé.

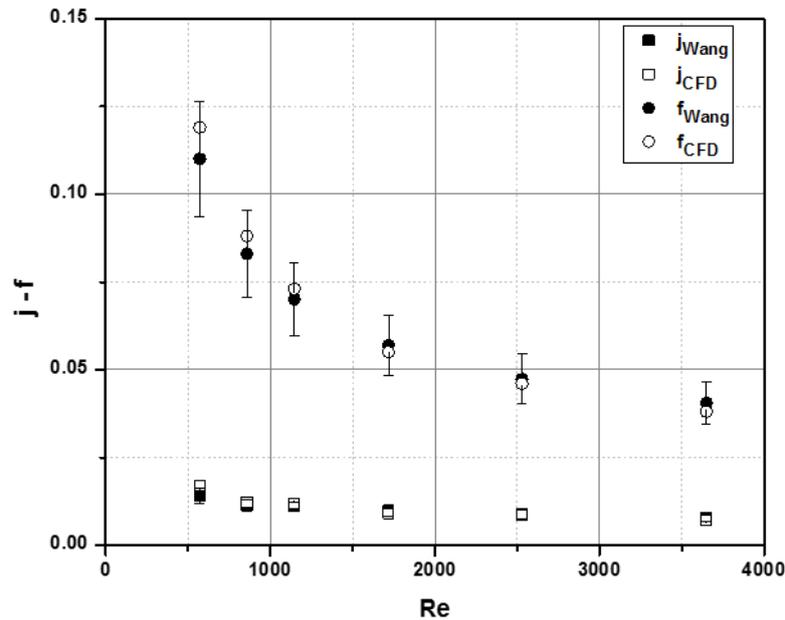


Figure V-6: Variation des facteurs  $j$  et  $f$  obtenus les corrélations de Wang et les simulations CFD

#### 4. Modèle nodal

L'identification de la performance thermique globale d'un échangeur de chaleur impose l'utilisation d'un modèle nodal illustrant la globalité de la géométrie et toutes les résistances thermiques entrant en jeu. En général, dans les cas des échangeurs métalliques, la puissance thermique globale dépend essentiellement de la résistance thermique de l'air (87 à 90 %) et de la résistance thermique de contact (8 à 10 %) [48][131]. Cette dernière ne peut pas être négligée dans les calculs, elle est directement liée aux méthodes de fabrication et de fixation des éléments constitutifs de ces échangeurs. Ces méthodes sont basées sur l'assemblage (mécanique ou par soudage) des ailettes et des tubes, avec la création d'une interface imparfaite causant le développement d'une résistance de contact. Dans le cas des échangeurs en polymère, cette résistance dépend également de la méthode de fabrication. Dans ce chapitre elle est considérée nulle (ce point sera détaillé dans le chapitre suivant 'fabrication des prototypes'). D'autre part, la résistance thermique des parois sera plus importante dans ce cas, le calcul de la puissance thermique globale des échangeurs impose alors la résolution d'une équation prenant en compte toutes les résistances thermiques existantes (V-6) :

$$U_g S = \frac{1}{\frac{1}{S_{air} U_{air}} + \frac{1}{S_{eau} U_{eau}} + \frac{\ln\left(\frac{R_{ext}}{R_{int}}\right)}{2\pi\lambda L}} \quad (V-6)$$

Le coefficient d'échange du côté air ' $U_{air}$ ' est calculé à partir du modèle numérique décrit précédemment. La résistance de contact est prise en considération dans les simulations numériques pour les échangeurs métalliques et est considérée nulle pour les échangeurs en polymère. Du côté eau (intérieur tube), la géométrie est simple et le coefficient d'échange est estimé en utilisant les corrélations classiques gouvernant un écoulement à l'intérieur des canaux cylindriques. La performance thermique globale est alors calculée en combinant le modèle numérique et analytique dans un système nodal où la performance est déterminée pour chaque nœud puis pour l'échangeur complet.

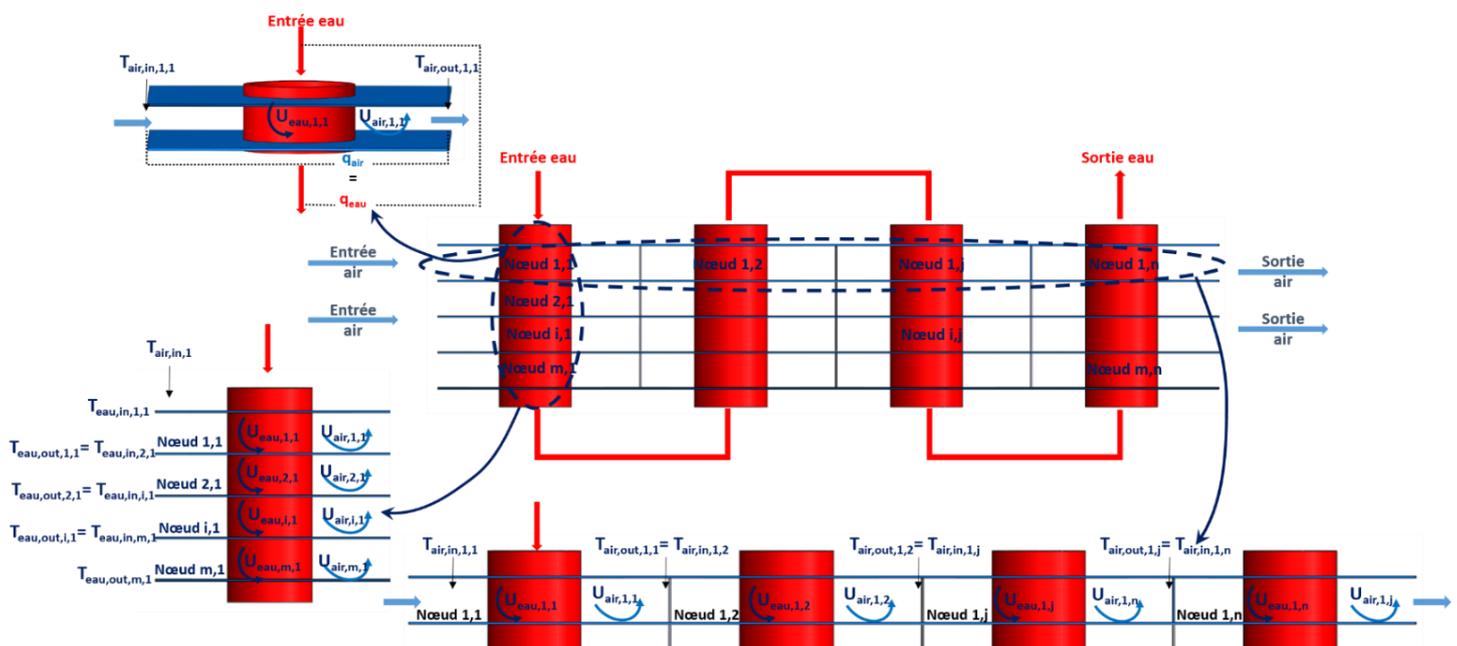


Figure V-7: Modèle nodal

Dans un échangeur de chaleur, la chaleur évacuée par le fluide chaud est totalement (ou éventuellement partiellement) récupérée par le fluide froid. Dans cette étude, la globalité du système est considérée adiabatique, et la puissance thermique est donc calculée à partir des systèmes des équations suivant (V-7)-(V-9) :

#### 4.1. Evaluation de la performance thermique globale

Sur un motif élémentaire (nœud), les relations suivantes s'appliquent :

$$\begin{cases} q_{air} = \dot{m}_{air} C_{p_{air}} (T_{air,out} - T_{air,in}) & (a) \\ q_{eau} = \dot{m}_{air} C_{p_{air}} (T_{eau,in} - T_{eau,out}) & (b) \\ q_{HX} = U_g S \Delta T_{LM} & (c) \end{cases} \quad (V-7)$$

Où :

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{eau,in} - T_{air,in}) - (T_{eau,out} - T_{air,out})}{\ln\left(\frac{T_{eau,in} - T_{air,in}}{T_{eau,out} - T_{air,out}}\right)} \quad (V-8)$$

Avec

$$\begin{cases} q_{HX} = q_{air} & (a) \\ q_{HX} = q_{eau} & (b) \\ q_{air} = q_{eau} & (c) \end{cases} \quad (V-9)$$

Le problème devient alors un système à trois équations et trois inconnues : ' $q_{HX}$ ', ' $T_{air,out}$ ' et ' $T_{eau,out}$ '. Les équations (V-7 a et b) sont écrites sous la forme suivantes (V-10 a et b):

$$\begin{cases} T_{air,out} = \frac{q_{HX}}{\dot{m}_{air} C_{p_{air}}} + T_{air,in} & (a) \\ T_{eau,in} = T_{eau,in} - \frac{q_{HX}}{\dot{m}_{eau} C_{p_{eau}}} & (b) \end{cases} \quad (V-10)$$

En remplaçant les équations(V-8), (V-10) dans l'équation (V-7 c) ' $q_{HX}$ ' est alors égale à (V-11) :

$$q_{HX} = U_g S \frac{\frac{q_{HX}}{\dot{m}_{eau} C_{p_{eau}}} + \frac{q_{HX}}{\dot{m}_{air} C_{p_{air}}}}{\ln\left(\frac{T_{eau,in} - T_{air,in}}{T_{eau,in} - \frac{q_{HX}}{\dot{m}_{eau} C_{p_{eau}}} - T_{air,in} - \frac{q_{HX}}{\dot{m}_{air} C_{p_{air}}}}\right)} \quad (V-11)$$

La solution de l'équation (V-11) est (V-12):

$$q_{HX} = \frac{T_{eau,in} - T_{air,in}}{C} - \frac{T_{eau,in} - T_{air,in}}{C e^{U_g S C}} \quad (V-12)$$

Avec

$$C = \frac{1}{\dot{m}_{eau} C_{p_{eau}}} + \frac{1}{\dot{m}_{air} C_{p_{air}}}$$

Ce système est résolu successivement à chaque, l'échangeur est divisé en éléments simples (nœuds) constitués du canal d'air entre deux ailettes consécutives et de la partie de tube interceptant dans ce canal. Pour un nœud donné, les températures d'entrées de l'eau et de l'air

sont les températures de sorties du nœud précédent. Pour le premier nœud ces conditions sont imposées manuellement.

#### 4.1.1. Calcul de 'U<sub>eau</sub>' :

La circulation de l'eau se fait à multi-passes à l'intérieur tube : l'eau circule dans tous les tubes de chaque rang. Par exemple, pour 'C<sub>ref2</sub>' l'eau fait 5 passages dans les tubes avec une vitesse de l'eau constante égale à 1,5 m.s<sup>-1</sup>. Le coefficient d'échange de l'eau 'U<sub>eau</sub>' est supposé uniforme quel que soient le rang et le nombre du nœud étudiés :

$$U_{eau,1,1} = U_{eau,i,j} = U_{eau,n,m} = U_{eau} \quad (V-13)$$

'U<sub>eau</sub>' est calculé à partir des corrélations d'écoulement de l'eau à l'intérieur d'un tube cylindrique. (cf. I-2.3)

#### 4.1.2. Calcul de 'U<sub>air</sub>'

Le coefficient d'échange de l'air est déterminé en se basant sur les simulations numériques, il varie d'un nœud à un autre avec le sens de l'écoulement de l'air et il est constant dans le sens de l'écoulement de l'eau (équations (V-14)) en effet:

$$\begin{cases} U_{air,i,j} \neq U_{air,i,j+1} \neq \dots \neq U_{air,i,n} \\ U_{air,i,j} = U_{air,i+1,j} = \dots = U_{air,m,j} \end{cases} \quad (V-14)$$

L'application des relations (V-15), (V-16) et (V-17) sur chaque nœud permet d'obtenir le coefficient d'échange de l'air. La température de sortie de chaque nœud est calculée par la simulation numérique en supposant que la température intérieure du tube est uniforme :

$$q_{air,1,1,sim} = \dot{m}_{air} C_{p,air} (T_{air,out,1,1,sim} - T_{air,in,1,1}) \quad (V-15)$$

$$q_{air,1,1,sim} = U_{air,1,1} S_{air} \Delta T_{LM,1,1,sim} \quad (V-16)$$

$$U_{air,1,1} = \frac{q_{air,1,1,sim}}{S_{air} \Delta T_{LM,1,1,sim}} \quad (V-17)$$

$$\text{Avec } \Delta T_{LM,1,1,sim} = \frac{(T_{tube} - T_{air,in}) - (T_{tube} - T_{air,out,sim})}{\ln\left(\frac{T_{tube} - T_{air,in}}{T_{tube} - T_{air,out,sim}}\right)}$$

$$U_{air,i,1} = \frac{q_{air,sim,i,1}}{s_{air}\Delta T_{LM,sim,i,1}} \quad (V-18)$$

$$U_{air,n,1} = \frac{q_{air,sim,n,1}}{s_{air}\Delta T_{LM,sim,n,1}} \quad (V-19)$$

*Remarque:* A noter que la température de sortie de l'air de chaque nœud utilisée pour le calcul de ' $U_{air}$ ' est déterminée par les simulations numériques en considérant que la température intérieure des tubes est fixe. En revanche, pour le calcul de ' $q_{HX}$ ' cette température est recalculée et corrigée en prenant en considération la variation de la température de l'eau.

#### 4.1.3. Calcul de ' $q_{HX}$ '

Pour calculer la puissance thermique du premier nœud ' $q_{HX,1,1}$ ', il suffit de remplacer les températures initiales de l'eau et de l'air dans l'équation et les coefficient d'échanges ' $U_{air,1,1}$ ' et ' $U_{eau}$ ' dans l'équation (V-12).

$$q_{HX,1,1} = \frac{T_{eau,in,1,1} - T_{air,in,1,1}}{C} - \frac{T_{eau,in,1,1} - T_{air,in,1,1}}{C e^{U_g S_{1,1} C}} \quad (V-20)$$

$$U_g S_{1,1} = \frac{1}{\frac{1}{s_{air} U_{air,1,1}} + \frac{1}{s_w U_w} + \frac{\ln(R_{ext}/R_{int})}{k 2\pi \times l}} \quad (V-21)$$

Par la suite, les températures de sortie de l'eau et de l'air (la température corrigée de l'air) sont calculées à partir des équations (V-22) à (V-25)

$$q_{HX,1,1} = q_{air,1,1} \quad (V-22)$$

$$T_{air,out,1,1} = \frac{q_{air,1,1}}{\dot{m}_{air} C_{p_{air}}} + T_{air,in,1,1} \quad (V-23)$$

$$q_{HX,1,1} = q_{w,1,1} \quad (V-24)$$

$$T_{w,out,1,1} = T_{w,in,1,1} - \frac{q_{w,1,1}}{\dot{m}_w C_{p_w}} \quad (V-25)$$

La température de sortie de l'air et de l'eau est égale aux températures d'entrée dans le nœud précédent selon les équations suivantes (V-26) :

$$\begin{cases} T_{air,out,1,j}=T_{air,in,2,j}; \dots T_{air,out,i-1,j} = T_{air,in,i,j} \\ T_{eau,out,i,1} = T_{eau,in,i,2}; \dots; T_{eau,out,i,j-1} = T_{eau,in,i,j} \end{cases} \quad (V-26)$$

D'où la puissance thermique des nœuds  $i,j$   $q_{HX,i,j}$  :

$$q_{HX,i,j} = \frac{T_{eau,in,i,j} - T_{air,in,i,j}}{C} - \frac{T_{eau,in,i,j} - T_{air,in,i,j}}{C e^{U_g S_{i,j} C}} \quad (V-27)$$

$$U_g S_{i,j} = \frac{1}{\frac{1}{s_{air} U_{air,i,j}} + \frac{1}{s_w U_w} + \frac{\ln(R_{ext}/R_{int})}{k 2\pi \times l}} \quad (V-28)$$

La puissance thermique totale de l'échangeur est alors :

$$q_{HX} = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m q_{HX,i,j} \quad (V-29)$$

#### 4.1.4. Pertes de charges

Le choix de la géométrie optimale est limitée par trois contraintes, la puissance thermique échangée, la puissance de ventilation de l'air et la puissance de pompage de l'eau. Cette dernière est une fonction des pertes de charge engendrées à l'intérieur des tubes, qui varient avec la vitesse de l'eau et le diamètre des tubes, elle peut être déterminée à partir des relations (V-30) - (V-32) :

$$\Delta P_{tube} = \frac{\alpha L_{tube} \rho_w v_w^2}{2 D_{tube}} \quad (V-30)$$

$$\Delta P_{coude} = \frac{\alpha K_s \rho_w v_w^2}{2 D_{tube}} \quad (V-31)$$

$$\Delta P_{eau} = \Delta P_{tube} + \Delta P_{coude} \quad (V-32)$$

Et  $\alpha$  est le coefficient de frottement, il peut être assimilé à :

$$\alpha = 64/Re \text{ pour } 0 < Re < 2300$$

$$\alpha = 0,3164 Re^{-0,25} \text{ Re} > 4000$$

Et pour  $2300 < Re < 4000$   $\alpha$  est la moyenne des deux valeurs ; la longueur de tube  $L$ ;  $K_s$  est un coefficient sans dimension dépendant de la nature du coude.

## 4.2. Validation du modèle nodal

La validation de ce modèle est réalisée à l'aide d'un test expérimental spécifique (cf. Figure V-8) existant au Département Energétique Industrielle. Ce banc d'essai est capable d'évaluer la performance thermique globale ( $q_{HX}$ ) d'échangeurs de chaleur ayant une surface frontale de  $0,24 \times 0,2 \text{ m}^2$ . Ces évaluations sont basées sur les mesures des caractéristiques de flux entrant et sortant de l'air et de l'eau. En effet, des débitmètres et des thermocouples sont placés à l'entrée et à la sortie des fluides afin de déterminer les débits et les différences de température de chacun d'eux. Ce banc comprend trois zones (c.f. Figure V-8) :

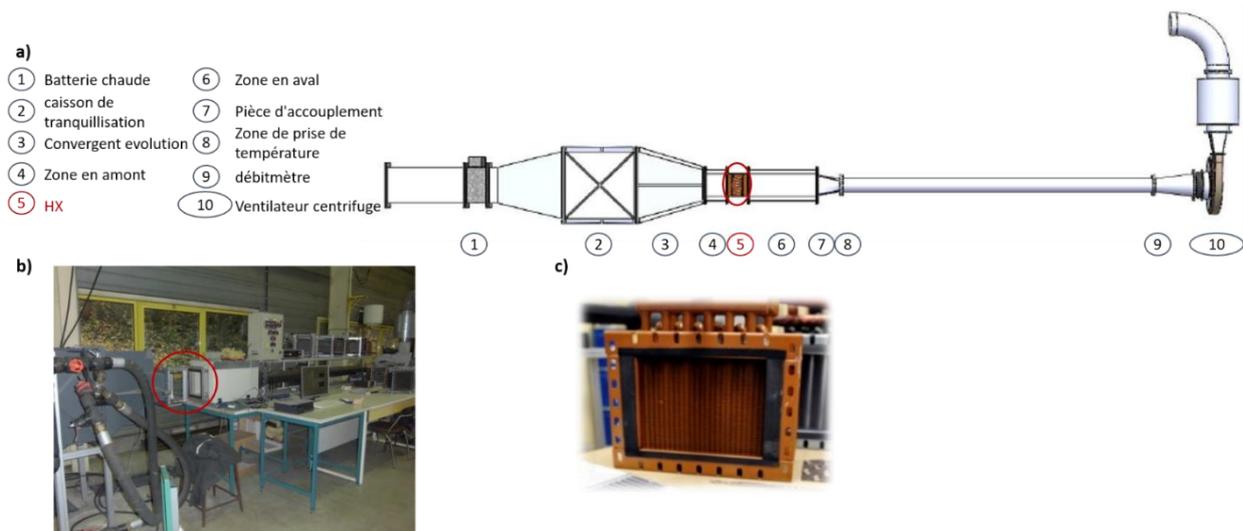


Figure V-8: Banc d'essai pour les mesures des performances thermiques des échangeurs

- Une zone de tranquillisation de l'écoulement contenant une batterie chaude servant à maintenir l'air aspiré à une température constante, un caisson de tranquillisation, servant à guider et à ralentir l'air par des structures de type « nid d'abeille » et un convergent destiné à accélérer l'écoulement en limitant le décollement avant son entrée dans l'échangeur.
- Une zone de test, où est placé l'échangeur. Dans cette partie des mesures de la pression statique et de la température sont réalisées dans un conduit en amont et en aval de l'échangeur afin de déterminer les performances thermo-aéraulique.
- Une zone d'aspiration, contenant un débitmètre et le ventilateur monté en aspiration.

Des mesures de performance sont réalisées à l'aide de ce banc d'essai sur une batterie similaire au cas de référence ' $C_{ref2}$ ' (Figure V-8). Les paramètres d'entrée ainsi que les résultats expérimentaux sont présentés (Tableau V-4). Les mêmes conditions sont reprises avec le modèle numérique et nodal, sur le même échangeur. La vitesse de circulation de l'eau est fixée à  $1.5 \text{ m.s}^{-1}$  avec 5 passages dans les tubes. Dans ce type d'échangeur, l'assemblage mécanique

des tubes et des ailettes cause le développement d'une résistance thermique de contact, cette dernière est prise en considération dans les simulations numériques avec une valeur estimée de  $1,5 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$  [52]. Les résultats obtenus sont présentés dans la Figure V-9. La différence entre ce modèle et les valeurs expérimentales sont inférieures à 5% pour des nombres de Reynolds compris entre 1200 et 3600. Le modèle nodal est donc considéré comme validé pour la suite de l'étude et peut donc être utilisé pour déterminer numériquement les performances thermiques au niveau global d'un échangeur complet.

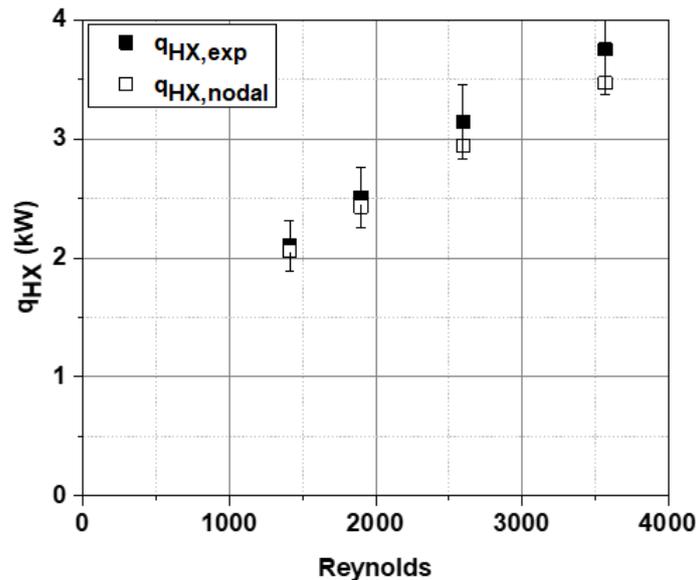


Figure V-9: Validation du modèle nodal avec des mesures expérimentales

$V_{air}$ (m/s)	$T_{air,in}$ (K)	$T_{eau,in}$ (K)	$q_{HX}$ (kW)
1,61	2,1	297,67	338,39
2,13	2,5	295,22	338,39
2,96	3,14	297,15	338,35
4,07	3,75	296,13	338,33

Tableau V-4: Paramètres d'entrée et puissances thermiques expérimentaux de  $C_{ref2}$

## 5. Résultats et interprétation

Les échangeurs polymères compacts sont comparés avec les batteries métalliques présentées dans les paragraphes précédents. La puissance thermique est déterminée à partir du couplage entre le modèle numérique et nodale, et les pertes de charge côté air (puissance de ventilation) sont déterminées à partir des simulations numériques. La résistance thermique de contact est prise en considération pour les échangeurs métalliques, elle est égale à  $1,1 \times 10^{-4}$  et  $1,5 \times 10^{-4}$

$m^2.K.W^{-1}$  [52][51] pour  $C_{ref1}$  et  $C_{ref2}$  respectivement. Concernant les échangeurs en polymères cette résistance est nulle comme expliqué précédemment.

Géométrie		$C_{ref}$		$C_2$		$C_3$		$C_4$	
Coefficient	$v_{air} (m.s^{-1})$	$C_{ref1}$	$C_{ref2}$	$C_{2a}$	$C_{2d}$	$C_{3a}$	$C_{3d}$	$C_{4a}$	$C_{4d}$
$U_g (W.m^{-2}.K^{-1})$	1	26,1	20	24,9	28,5	34,3	30,7	34,6	33
	2	27,5	27,6	28,3	33,2	28,4	38,7	38,3	37
	3	29,3	28,8	29,5	36,6	31,5	44,7	42,3	46
	4	31,7	30,2	31,5	39,4	33,6	45,8	44,6	46,2
$q_{HX/S} (W.m^{-2})$	1	357	594	363	517,5	362	527	354	507
	2	602	953	639	867,2	656	939	658	876
	3	755	1108	820	111,3	869	1261	947	1157
	4	877	1226	976	1310	1038	1474	1145	1345
$q_{HX/V} (W.m^{-3})$	1	500	222	528	510	543	528	543	521
	2	842	356	930	841	985	941	1009	890
	3	1056	414	1193	1079	1305	1263	1451	1187
	4	1227	458	1420	1271	1557	1477	1757	1390
$q_{HX/m} (kW.Kg)$	1	2,3	1	4,1	2,5	4,1	2,6	4	2,4
	2	3,7	1,6	7,2	4,2	7,4	4,6	7,4	4,3
	3	5	1,9	9,2	5,4	9,8	6,1	10,6	5,6
	4	5,8	2,1	11	6,4	11,7	7,1	12,9	6,6

Tableau V-5: Performances thermiques des échangeurs métalliques et celles des échangeurs en polyamide chargé

### 5.1. Performance thermique

Les résultats du Tableau V-5 et de la Figure V-10 montrent que malgré leur faible conductivité thermique (20 fois plus faible que celle de l'aluminium), les échangeurs compacts en polymère présentent des puissances thermiques supérieures à celles des batteries métalliques : la comparaison entre  $C_{2d}$  (la géométrie ayant la plus faible puissance thermique parmi les échangeurs compacts polymère) et les deux références métalliques montre que ' $C_{2d}$ ' présente une puissance thermique ' $q_{HX}$ ' 7,6 et 76 % supérieure à  $C_{ref1}$  et  $C_{ref2}$  respectivement.  $C_{4a}$  (la géométrie présentant la puissance thermique la plus élevée) offre un gain de 43 % et de 134 % par rapport à  $C_{ref1}$  et  $C_{ref2}$  respectivement, pour une vitesse de l'air de  $4 m.s^{-1}$ .

Ces résultats peuvent s'expliquer par :

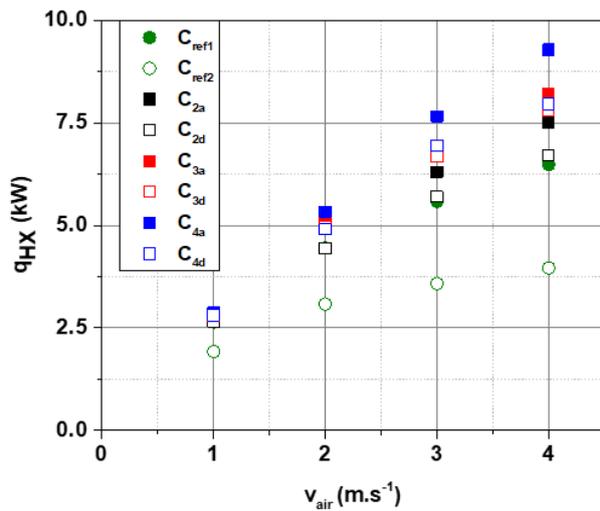


Figure V-10 : Puissance thermique en fonction de la vitesse de l'air de toutes les configurations étudiées

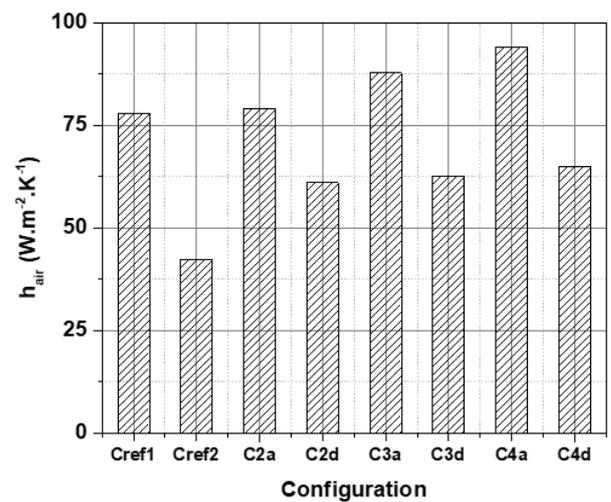


Figure V-11 : Coefficient de convection pour toutes les configurations étudiées avec une  $v_{air}=2 \text{ m.s}^{-1}$

- la grande différence entre les échangeurs polymères et  $C_{ref2}$  (géométrie métallique classique) est essentiellement due à la surface d'échange des échangeurs compacts qui est de 51,7 et 145 % supérieure à celle de  $C_{ref2}$ .
- $C_{ref1}$ ,  $C_{2a}$ ,  $C_{3a}$  et  $C_{4a}$  présentent des surfaces d'échange similaires (différence de 3,9 à 9,6 %) alors que l'amélioration en puissance thermique provient de l'utilisation de tubes de petits diamètres. En effet, la réduction des diamètres réduit les zones de sillage derrière les tubes (dans cette zone l'échange local est presque nul à cause de la faible circulation de l'air) et donc améliore l'échange thermique global (Figure V-12). De plus la réduction des dimensions géométriques améliore le coefficient de convection de l'air. Dans le cas de la convection forcée ce coefficient est lié aux paramètres géométriques selon les relations montrées dans le paragraphe [IV.2.4](#). Ce coefficient est calculé par les simulations numériques en fixant la température de toutes les parois extérieures à 350 K, et par la suite le problème dépend alors uniquement de la convection. La Figure V-11 montre que plus les paramètres géométriques sont faibles plus ' $h_{air}$ ' est importante (94,1 et 78  $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$  pour  $C_{4a}$  et  $C_{ref1}$  respectivement).
- Les géométries  $C_{2d}$ ,  $C_{3d}$  et  $C_{4d}$  présentent une surface d'échange inférieure à celle de  $C_{ref1}$ , mais une puissance thermique plus importante, ceci est dû au coefficient d'échange global ' $Ug$ ' 9,2 à 45,8 % supérieur à celui de  $C_{ref1}$  (Tableau V-5). Cette amélioration est due premièrement à l'utilisation des tubes plus petits, deuxièmement à l'utilisation des ailettes plus épaisses [56] (l'efficacité des ailettes étant directement liée à leur épaisseur, augmentation du flux thermique traversant les ailettes) et à l'utilisation de pas inter-ailettes

plus importants, ce qui favorise le développement des tourbillons en fer-a-cheval (Figure V-12) connus pour être favorables à l'échange thermique [129].

- La fabrication des échangeurs en polymère par fabrication additive permet de construire des échangeurs sans résistance thermique de contact entre les tubes et les ailettes ce qui apporte un avantage thermique de l'ordre de 10 %.

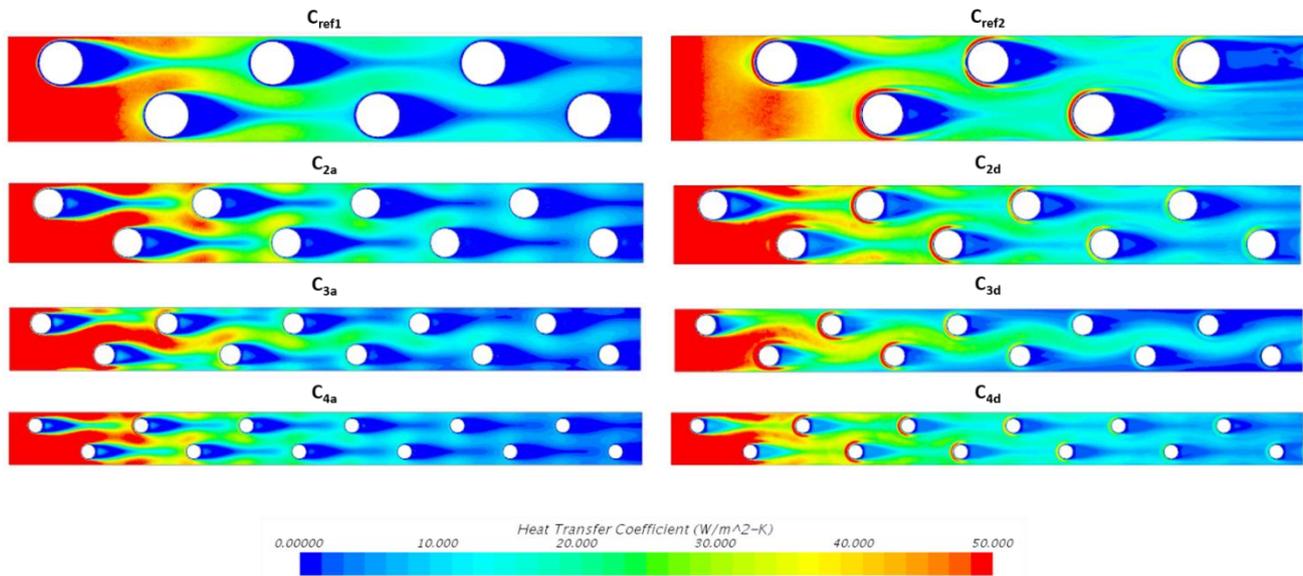


Figure V-12: Distribution de flux thermiques dans tous les cas étudiés

## 5.2. Perte de charges

La Figure V-13 montre que les pertes de charge par unité de longueur (en fonction de ' $L_y$ ' la profondeur de l'échangeur) sont plus faibles pour  $C_{ref2}$  car cette configuration présente la compacité la plus faible.  $C_{ref1}$ ,  $C_{2a}$ ,  $C_{3a}$  et  $C_{4a}$  présentent des pertes de charge par unité de longueur élevées à cause de leurs compacités élevées. Ce problème est résolu par la réduction de la profondeur de l'échangeur ( $L_y$  est réduit de 180 mm dans  $C_{ref2}$  à 110 mm dans les géométries compacts) ou par réduction de la vitesse de l'air. A noter que les configurations  $C_{2d}$ ,  $C_{3d}$  et  $C_{4d}$  présentent  $\Delta P/L_y$  plus faibles que les autres configurations compactes à cause d'une section de passage plus importante.

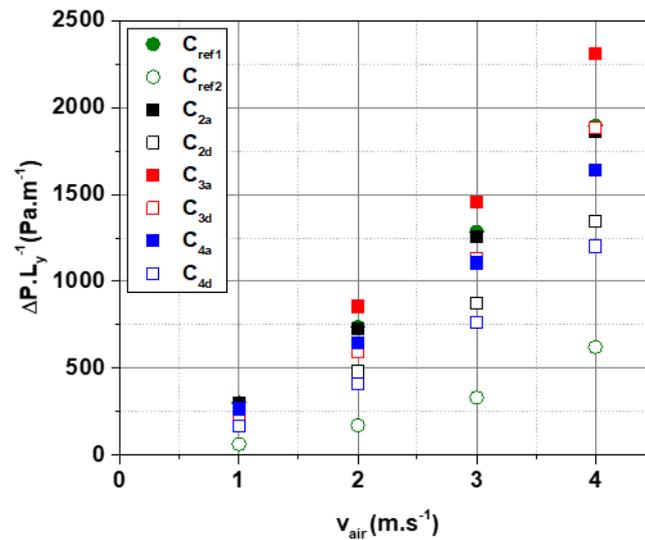


Figure V-13 : Pertes de charge par unité de longueurs en fonction des vitesses de l'air

### 5.3. Performance globale

La géométrie optimale est celle présentant un compromis entre une puissance thermique élevée et une puissance de fonctionnement (la puissance de ventilation côté air, mais également avec une importance cependant plus faible pour la puissance de pompage) raisonnable. Dans ce sens, la figure Figure V-14 montre la puissance thermique des échangeurs en fonction de la puissance de ventilation. En focalisant sur la puissance thermique la plus élevée atteinte par  $C_{ref1}$  (6,46 kW, 40W), on peut noter que les échangeurs en polymère présentent des puissances thermiques plus élevées avec des puissances de ventilation plus faibles. La comparaison entre  $C_{2a}$  et  $C_{2d}$  et  $C_{ref1}$  montre que pour une puissance de ventilation similaire à  $C_{ref1}$ ,  $C_{2a}$  présente une puissance thermique 20 % plus importante.  $C_{2d}$  montre une puissance thermique de 7.5 % plus importante avec une puissance de ventilation 40 % plus faible que  $C_{ref1}$ . Les géométries  $C_{4a}$  et  $C_{4d}$  présentent le meilleur compromis entre performance thermique et puissance de ventilation. En introduisant la puissance de pompage dans le calcul, le facteur de performance est défini comme étant le rapport entre la puissance thermique et la somme des puissances de ventilation et de pompage ' $q_{HX}/(Pv+Pp)$ '. La Figure V-15 représente ce facteur pour tous les cas étudiés, et montre que  $C_{ref2}$  présente un facteur de performance plus élevé pour des vitesses d'air faible (1 et 2 m.s<sup>-1</sup>) mais pour des vitesses plus importantes (3 et 4 m.s<sup>-1</sup>) les échangeurs en polymère seront les plus performants. En effet pour des vitesses faibles, la différence en puissance thermique entre  $C_{ref2}$  et les échangeurs en polymère est de 50 % sachant que la puissance de fonctionnement ( $Pv+Pp$ ) est 65 % (moyennes de tous les cas) plus faible pour  $C_{ref2}$ . Au-delà de  $v_{air}$  égale à 3 m.s<sup>-1</sup> la puissance thermique est suffisamment élevée pour avoir des facteurs de performance supérieurs à  $C_{ref2}$ . Les pertes de charge du côté de l'eau pourraient

être réduites par des techniques très simples comme la réduction de la vitesse de circulation de l'eau et/ou la réduction du trajet de leur circulation (circulation à 1 passe-tube par exemple) sans avoir d'effet significatif sur la puissance thermique échangée.

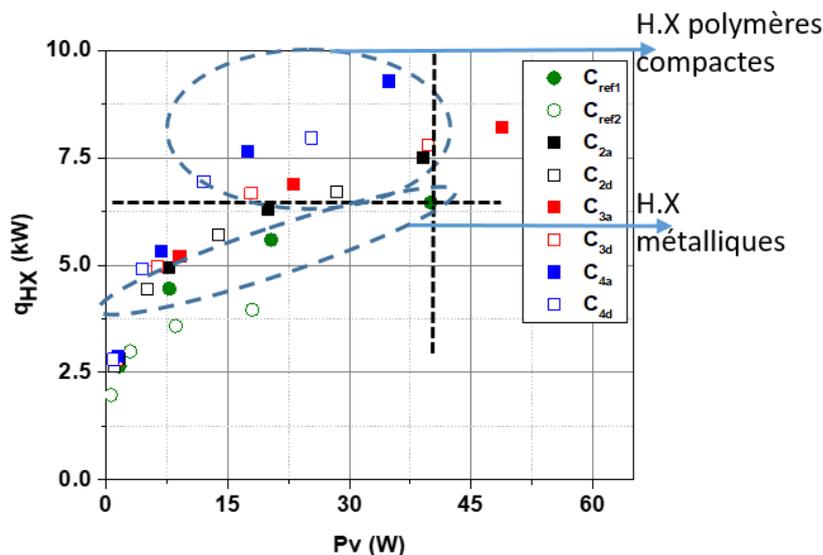


Figure V-14 : Puissance thermique en fonction de la puissance de ventilation de toutes les configurations étudiées

Ces résultats sont couplés avec une réduction de la puissance thermique échangée par unité de masse et unité de volume. En effet les échangeurs en polymère présentent un ratio  $q_{HX}/m$  de 8,5 jusqu'à 111 % supérieur à  $C_{ref1}$ , et de 136 à 476 % plus importante que  $C_{ref2}$  selon la géométrie et la vitesse de l'air. De même  $q_{HX}/V$  est supérieure de 2 % à 35,8 % par rapport à  $C_{ref1}$  et de 128 à 263 % par rapport à  $C_{ref2}$  (cf. Tableau V-5).

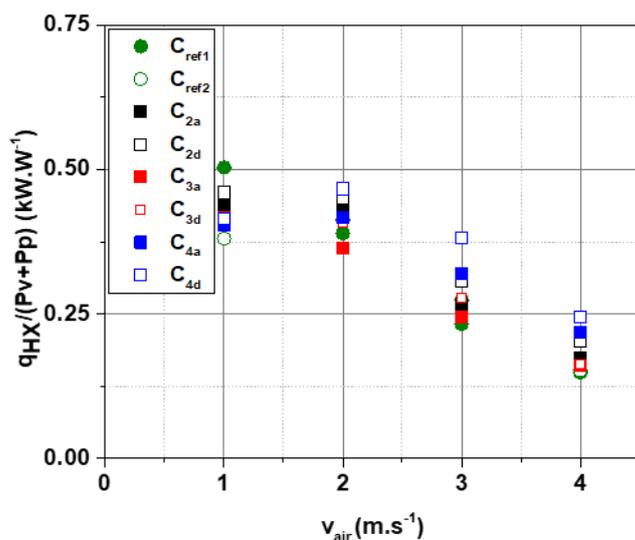


Figure V-15: Facteur de performance en fonction de la vitesse de l'air

## 6. Conclusion

Ce chapitre a présenté une étude numérique des échangeurs de chaleur tubes ailettes construits en polymère chargé. Le matériau choisi est un polymère chargé avec des fibres de carbone dont la conductivité effective est anisotrope ( $\lambda_x=17,2$ ,  $\lambda_y=2,5$  et  $\lambda_z=17,2$  W.m<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>). Une comparaison est établie avec deux types de batteries métalliques (une à compacité moyenne et une autre à haute compacité) et des échangeurs polymères compacts dont les dimensions géométriques sont réduites. Les résultats montrent que la technique d'intensification d'échanges basée sur l'optimisation des paramètres géométriques permet de compenser la faible conductivité thermique des matériaux de construction en polymère. Cette étude montre qu'une conductivité de 17,2 W.m.K avec des tubes de diamètres inférieurs ou égaux à 5 mm est suffisante pour obtenir des performances thermiques supérieures à celles obtenues avec des échangeurs métalliques compacts. Deux types de configurations sont pris en considération, la première ( $C_{2a}$ ,  $C_{3a}$  et  $C_{4a}$ ) dont la compacité est très élevée (1463 – 1552 m<sup>2</sup>.m<sup>-3</sup>), offre un gain significatif de masse et de puissance thermique, sachant que la puissance de ventilation est presque similaire au cas de référence. La seconde catégorie de configurations ( $C_{2d}$ ,  $C_{3d}$  et  $C_{4d}$ ) présente une compacité inférieure au cas de référence mais des masses à peu près similaires (10% moins) et offre un gain en puissance thermique (jusqu'à 50 %) et une réduction significative de puissance de ventilation (jusqu'à 50 %).

La sélection de la géométrie optimale dépend alors en premier lieu des performances exigées ainsi que de technique de fabrication à mettre en place. Dans le cadre de ce projet, le but est de fabriquer un échangeur en polymère dont les performances sont compétitives par rapport aux échangeurs métalliques, d'où le choix de commencer par la géométrie dont la mise en forme est la plus simple ( $C_{2d}$ ) afin de maîtriser les techniques de fabrication de ce type d'échangeurs. Aussi, la partie suivante s'intéresse à la construction des prototypes par plusieurs méthodes de fabrication en montrant les dimensions minimales atteintes par chacune de ces techniques.

---



## Partie VI. Fabrication des prototypes

---

Partie VI.	Fabrication des prototypes .....	184
1.	Fabrication des échangeurs de chaleurs à base de polymères chargés .....	185
1.1.	Introduction.....	185
1.2.	Méthode classique.....	185
1.3.	Fabrication additive par dépôt de polymère ‘FreeFormer’ .....	190
1.4.	Fabrication additive par frittage laser ‘SLS’ .....	193
1.5.	Conclusion .....	194
2.	Comparaison globale: HX-Polymère vs HX-Métallique.....	196

*Pour accomplir l'étude présentée précédemment, il est indispensable de montrer la processabilité des échangeurs de chaleur compacts à base de polymère chargé. Cette partie s'intéresse alors à expliquer la construction des prototypes par différentes méthodes de fabrication. En premier temps, une explication des étapes suivies pour accomplir la mise en forme est présentée ainsi que les limites et les contraintes identifiées durant ce processus.*

*Ensuite une comparaison est établie entre les différents prototypes fabriqués, leur compacité, leur masse et la performance attendue de ces échangeurs ainsi que leur positionnement par rapport aux échangeurs métalliques.*

## 1. Fabrication d'échangeurs de chaleur à base de polymères chargés

### 1.1. Introduction

La valorisation de l'ensemble de notre étude nécessite le passage à un aspect applicatif par la fabrication de prototypes confirmant la faisabilité de ce type d'échangeur. Pour cela et devant la complexité de la géométrie tubes-ailettes, plusieurs méthodes de fabrication sont testées afin de conclure sur les avantages et les inconvénients de chacune. En effet, chaque méthode de fabrication présente des contraintes au niveau des dimensions minimales et maximales des pièces et au niveau des composites compatibles avec ces méthodes. Ces deux éléments influent directement sur la performance thermo-aéroulque des échangeurs de chaleur ainsi que leur masse. La conception des échangeurs compacts imposent l'utilisation des plaques (ailettes) fines (épaisseur entre 0,1 et 0,5 mm) sachant que cette épaisseur n'est pas facilement accessible avec des techniques de mise en forme traditionnelles. En revanche l'utilisation des méthodes modernes comme la fabrication additive offre une liberté de design plus importante sachant qu'elle est cependant limitée par le taux de charges élevé des composites. Dans ce sens, trois prototypes fabriqués par trois processus de fabrication différents et des matériaux compatibles à chacun sont présentés:

- Méthode de mise en forme classique, injection, presse avec un assemblage des tubes et des ailettes, le matériau utilisé avec cette technique est le **PA66<sub>50%</sub>** ;
- Fabrication additive 'freeformer' avec l'**ABS<sub>5%</sub>** comme matériau de construction ;
- Fabrication additive par frittage laser 'LSL', avec le **PA66<sub>35%</sub>**.

Ces échangeurs diffèrent par leur dimension, leurs paramètres géométriques, leur compacité et la conductivité thermique des matériaux de construction.

---

### 1.2. Méthode classique

Cette méthode de fabrication est basée sur les techniques de mise en forme traditionnelles des plaques, des tubes et un assemblage du prototype en utilisant des méthodes de fixation classiques (collage).

#### 1.2.1. Fabrication des plaques

En pratique la fabrication des plaques en polymère ou polymère chargé est souvent une tâche très simple, sachant que dans notre application de nombreuses contraintes entrent en jeu

et rendent cette étape plus ou moins complexe. La fabrication d'un échangeur compact et performant nécessite l'utilisation d'ailettes à faible épaisseur pour accroître le nombre des ailettes et par suite la surface d'échange sans augmenter sa masse. Le matériau utilisé doit contenir ainsi un taux de charge suffisant pour préserver une conductivité thermique des ailettes de l'ordre de  $15 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ . De plus, ces plaques doivent présenter une rigidité suffisante afin de résister à la procédure d'assemblage et aux contraintes de fonctionnement de l'échangeur. Pour accomplir cette étape, des plaques avec différentes épaisseurs sont préparées en utilisant la thermocompression. La Figure VI-1 montre que pour des épaisseurs inférieures à 0,5 mm les plaques sont très fragiles et se cassent rapidement.

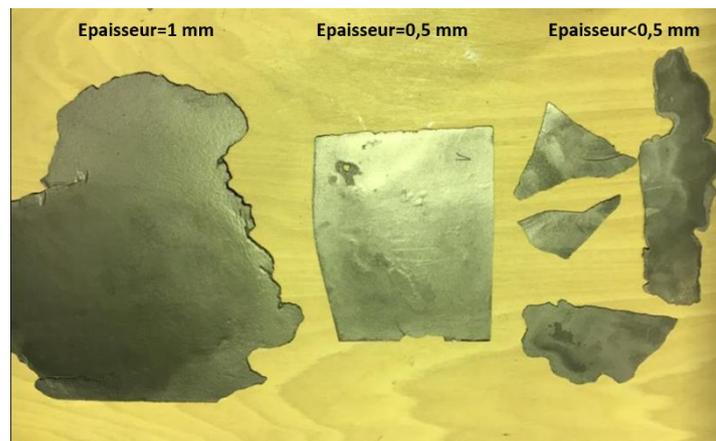


Figure VI-1 : Différentes épaisseurs des plaques fabriquées par thermocompression

La quantité de matière est alors dosée afin de fabriquer des plaques dont l'épaisseur est de 0,5 mm. A noter que l'utilisation des granules aboutit à la formation de pièces rugueuses. Pour cette raison, ces granules ont ensuite été broyés sous forme de poudre avec une taille moyenne des grains de  $25 \mu\text{m}$ , puis thermocompressés à l'intérieur d'un cadre en sandwich entre deux plaques métalliques pour éviter le collage de la matière sur le support. Les paramètres de compression sont présentés dans le Tableau VI-1. Finalement une dizaine de plaques sont formées puis découpées en plusieurs petites plaques de  $84 \times 110 \text{ mm}^2$  pour être utilisées dans l'assemblage de l'échangeur de chaleur (cf Figure VI-2).

$T_{\text{press}} \text{ (}^\circ\text{C)}$	$t_{\text{press}} \text{ (min)}$	Quantité de matière (g)	$t_{\text{refroidissement}} \text{ (min)}$
275	50	10	40

Tableau VI-1 : Paramètres de pression des plaques

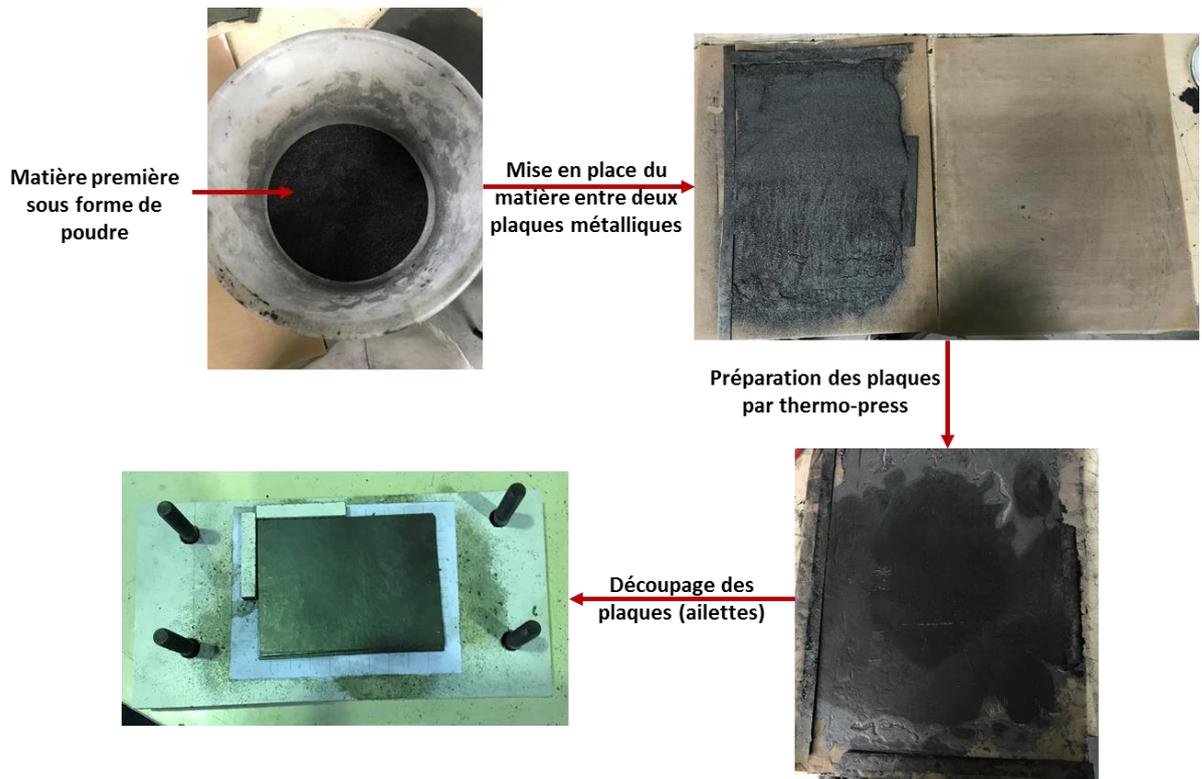


Figure VI-2 : Préparation des plaques

### 1.2.2. Préparation des tubes

La fabrication des tubes est une procédure plus complexe que celle des plaques. En général, les cylindres en polymères sont fabriqués par extrusion, sachant que pour des cylindres creux avec des petits diamètres et une épaisseur très fine cette procédure devient de plus en plus difficile. En plus, il est extrêmement difficile de faire passer le PA66<sub>50%</sub> (avec des micro-charges) dans des filières de quelques millimètres de diamètres (Figure VI-3).

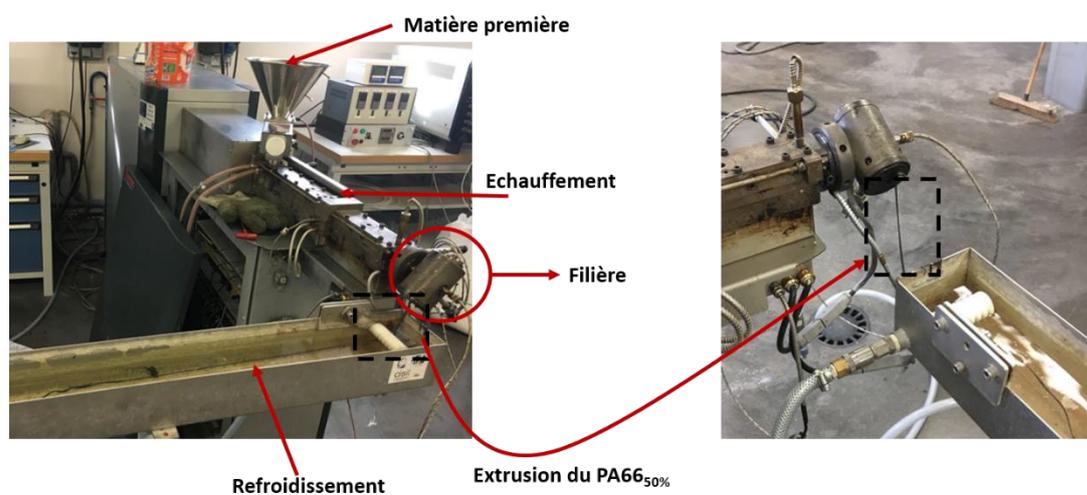
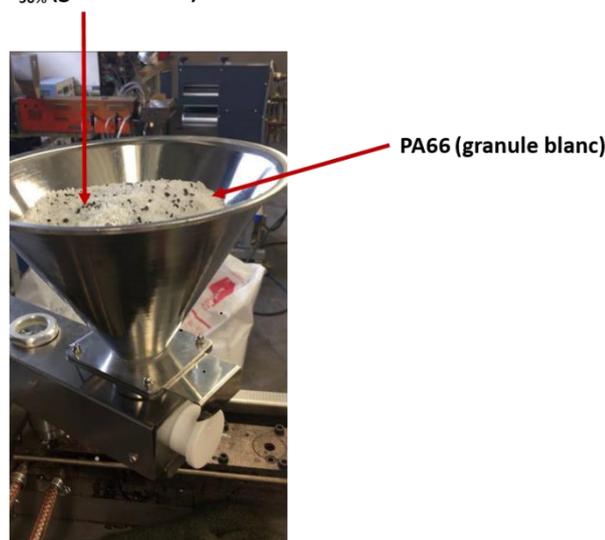


Figure VI-3 : Extrusion du PA66<sub>50%</sub> (PolyOne)

Après plusieurs essais et malgré la dilution du matériau par du polyamide non-chargé (Figure VI-4) l'extrusion des tubes avec d'aussi petits diamètres reste toujours infaisable. Devant cette problématique, la décision est prise d'utiliser des tubes avec du polyamide non-chargé (cf. Tableau VI-2) malgré un effet négatif probable sur la performance thermique de l'échangeur.

$D_{int}$ (mm)	$D_{ext}$ (mm)	$T_{max}$ (°C)	$\lambda$ (W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )
2.7	4	80	0.25

Tableau VI-2 : Propriétés des tubes utilisés

PA66<sub>50%</sub> (granule noirs)Figure VI-4 : PolyOne-PA66<sub>50%</sub> dilué 90% non chargé-10% chargé

### 1.2.3. Assemblage

La fabrication des tubes et des ailettes n'est que la première étape pour la construction d'un échangeur de chaleur tube-ailette. L'assemblage et la fixation de ses composants constitue ainsi une étape cruciale pour la mise en place du prototype. Cette étape contient trois tâches successives. La première consiste à percer les plaques avec des trous de 4 mm de diamètre (correspondant au diamètre des tubes) avec un pas inter-trous (inter-tubes) bien déterminé. Le pas inter-tubes retenu est égal à 12 mm (cf. Figure VI-5) Correspondant à  $D_{ext}/Pt$  égal à 0,33 (rapport  $D_{ext}/Pt$  entre 0,25 et 0,37-[Paragraphe IV-2.4](#)).

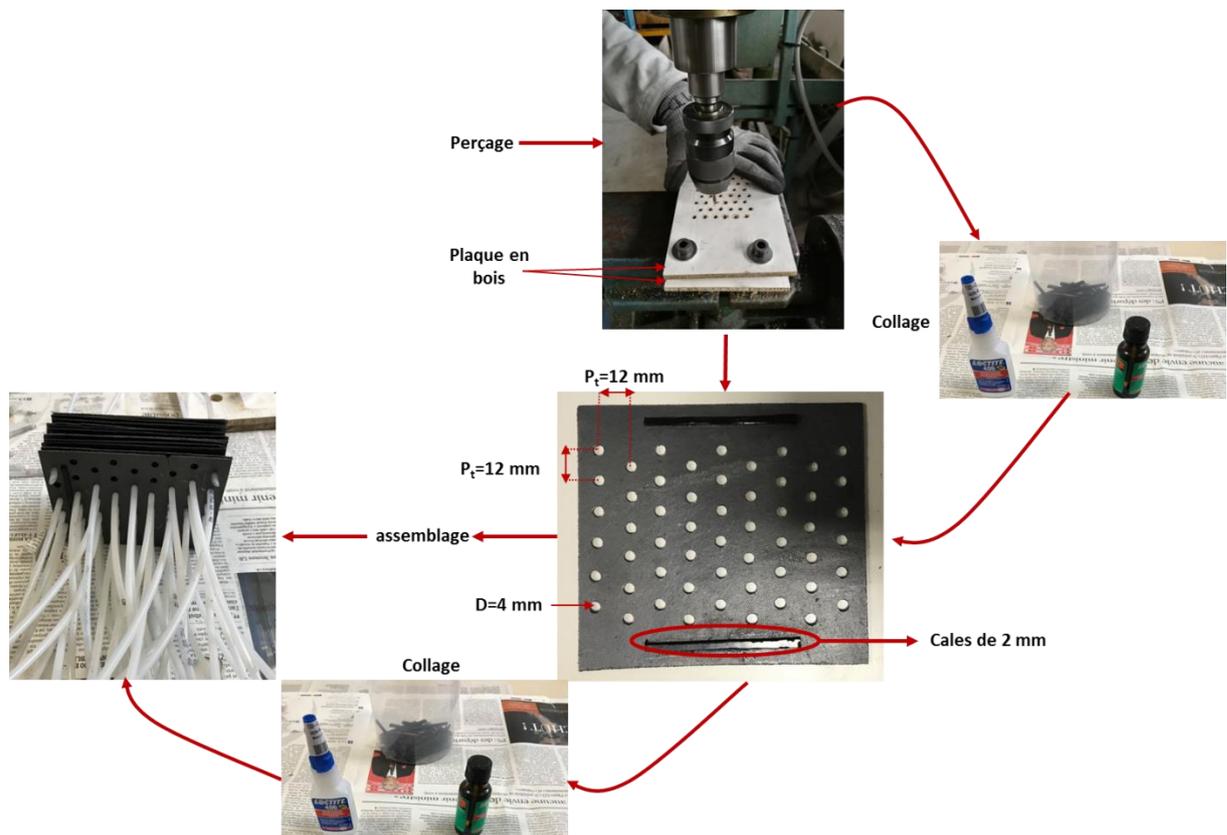


Figure VI-5 : Assemblage des tubes et des ailettes par perçage puis collage

Pour percer ces trous sans casser les plaques un système de fixation est utilisé en mettant une plaque entre deux plaques en bois ce qui donne plus de rigidité à l'ensemble. Cette opération est répétée plusieurs fois (dizaine de fois) afin de finaliser le perçage de cinquante ailettes. La deuxième tâche comprend la fixation des tubes et le décalage des ailettes d'un espacement inter-ailettes bien déterminé. Ces deux tâches sont accomplies simultanément, les tubes sont introduits dans les trous de la première ailette, ils sont fixés par une colle conductrice (LOCTITE 406). À l'extrémité de la plaque des cales de 2 mm sont collées afin de fixer un pas inter-ailette de 2,5 mm. Cette tâche est répétée pour chaque nœud (chaque intersection entre un tube et une ailette).

#### 1.2.4. Caractéristiques du prototype

L'échangeur fabriqué par cette méthode présente des dimensions extérieures ( $L_x$ ;  $L_y$ ;  $L_z$ ) égales à  $(100; 84; 110) \text{ mm}^3$  ces dimensions ne sont pas imposées par la méthode de construction, mais c'était une décision prise compte tenu du temps nécessaire pour le découpage et l'assemblage des pièces. Les paramètres géométriques et les caractéristiques de cet échangeur sont présentés dans le Tableau VI-3.

D <sub>int</sub> (mm)	D <sub>ext</sub> (mm)	P <sub>t</sub> (mm)	Nbr de rang de tube	Nbr de tube	F <sub>t</sub> (mm)	P <sub>r</sub> (mm)	Nbr d'ailette	S <sub>air</sub> (m <sup>2</sup> )	S <sub>eau</sub> (m <sup>2</sup> )	S/V (m <sup>2</sup> .m <sup>-3</sup> )	Mass e (kg)
2.7	4	12	9	54	0,5	2,5	44	0,82	3,1x10 <sup>-5</sup>	885	0,27

Tableau VI-3 : Caractéristiques du prototype 1

En détaillant ces caractéristiques, l'avantage essentiel de ce prototype réside dans une conductivité thermique des ailettes relativement importante (de  $17 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ). En revanche, leur épaisseur minimale est de 0,5 mm, ce qui cause une réduction de la compacité ou une augmentation de la masse. La configuration choisie présente alors un compromis entre ces deux paramètres tout en préservant une compacité supérieure à l'échangeur métallique classique et une masse plus petite. La comparaison avec l'échangeur métallique performant ' $C_{ref1}$ ' montre que ce dernier ( $C_{ref1}$ ) présente une compacité plus grande et une masse plus petite. D'autre par les points faibles de ce prototype résident dans l'utilisation des tubes avec du polymère non-chargé ce qui augmente la résistance thermique des parois. De plus, la mise en forme basée sur l'assemblage permet le développement d'une résistance thermique de contact ce qui limite ainsi la performance thermique globale. Finalement la précision des pièces peut être améliorée par plusieurs techniques qui seront détaillées dans le paragraphe VI-2.2.

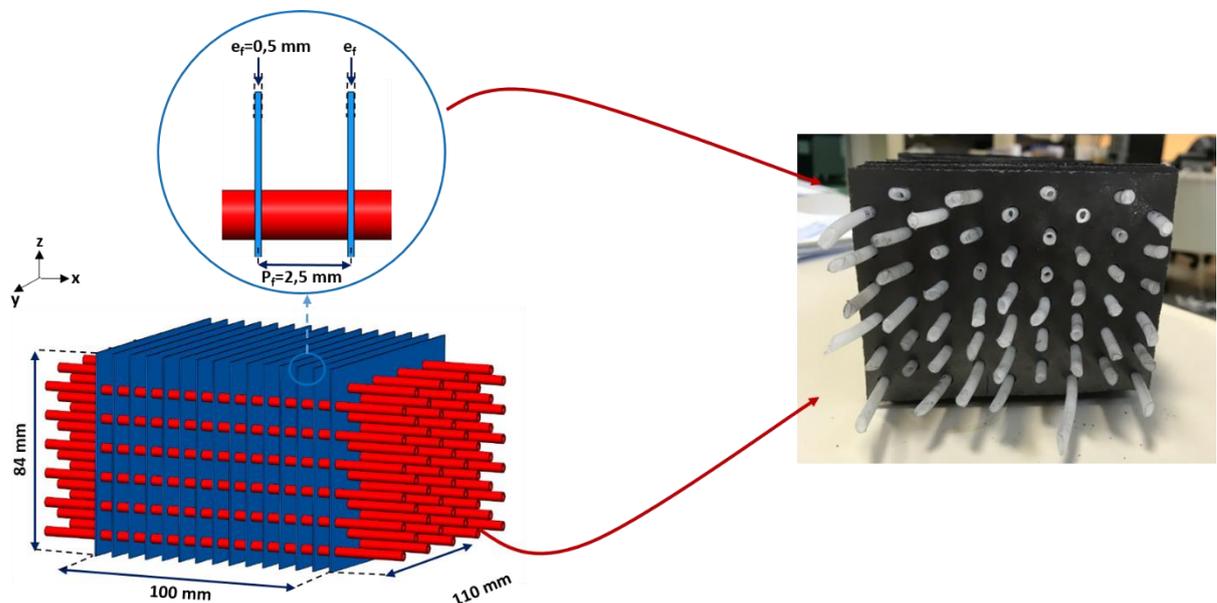


Figure VI-6 : Vue schématique du prototype 1

### 1.3. Fabrication additive par dépôt de polymère 'FreeFormer'

Les investissements dans les techniques de fabrication additive connaissent un développement permanent dans diverses applications. Cet essor revient à la base aux propriétés physiques des polymères pouvant être utilisés dans deux secteurs contradictoires comme

l'isolation thermique et l'échange thermique. De plus, la liberté de design offert par cette méthode permet le prototypage des composants thermiques (échangeurs de chaleur) avec des géométries compactes et complexes.

### 1.3.1. Impression

La fabrication d'un échangeur de chaleur tubes-ailettes par fabrication additive est une procédure relativement simple. Le point de départ est l'identification du matériau de construction et la dimension de la buse utilisée. Trois buses sont disponibles avec des diamètres de 0,15 ; 0,2 et 0,25 mm. L'épaisseur minimale des pièces (ailette ou tube) est définie par le diamètre de la buse. En effet la fabrication additive est basée sur le dépôt de matière polymère couche par couche, d'où l'épaisseur minimale des pièces doit être supérieure au diamètre de la buse. Dans ce sens, pour le prototypage d'un échangeur avec des ailettes d'épaisseur de 0.25 mm la buse de diamètre 0.2 mm et le **ABS<sub>5%</sub>** sont retenus. Le choix de ce matériau est guidé par les dimensions des charges (10  $\mu\text{m}$ ) compatibles avec la buse utilisée. La conductivité thermique radiale ' $\lambda_{rad}$ ' de ce composite est de 0,7  $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$  et axiale ' $\lambda_{axi}$ ' de 0,2  $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ . La seconde étape de l'impression consiste à préparer un schéma de la géométrie visée sur SolidWorks avec des dimensions maximales de (200, 180 et 150)  $\text{mm}^3$ . L'imprimante contient un système informatique permettant le passage du schéma solidWorks à l'impression réelle du prototype, ceci nécessite ainsi le réglage des paramètres d'impression présentés dans le Tableau VI-4.

Paramètre d'impression <b>ABS<sub>5%</sub></b>	Profil de température (°C)			Epaisseur de couche (mm)	Epaisseur de première couche (mm)	Rapport de décharge (%)	T <sub>chambre</sub> (°C)
	T <sub>1</sub> (T <sub>buse</sub> )	T <sub>2</sub>	T <sub>3</sub>				
	250	230	210	0,25	0,25	100	90

Tableau VI-4 : Paramètres d'impression du prototype 2

Le temps nécessaire pour l'impression d'un prototype de 100x110x60  $\text{mm}^3$  est d'environ 100 heures.

### 1.3.2. Matériau support

L'impression des pièces relativement compliquées nécessite l'intervention d'une deuxième buse avec un système d'injection secondaire. Ce principe est utilisé pour remplir les volumes 'vides' à l'intérieur des cylindres creux (les tubes) et entre les ailettes par un matériau secondaire (cf. Figure VI-7). Après impression de la pièce, cette dernière sera mise dans de l'eau chaude afin de dissoudre ce matériau support. Pour le prototype réalisé, le temps nécessaire pour enlever toute la quantité de matériau de support est à peu près d'une semaine.

Le système d'injection secondaire nécessite lui aussi un réglage des paramètres d'injection (Tableau VI-5) et l'identification du diamètre de la buse utilisée selon les dimensions des intervalles. Le choix a été fait de considérer le même diamètre de buse ( $D_{buse}=0,2$  mm) pour simplifier la procédure d'impression.

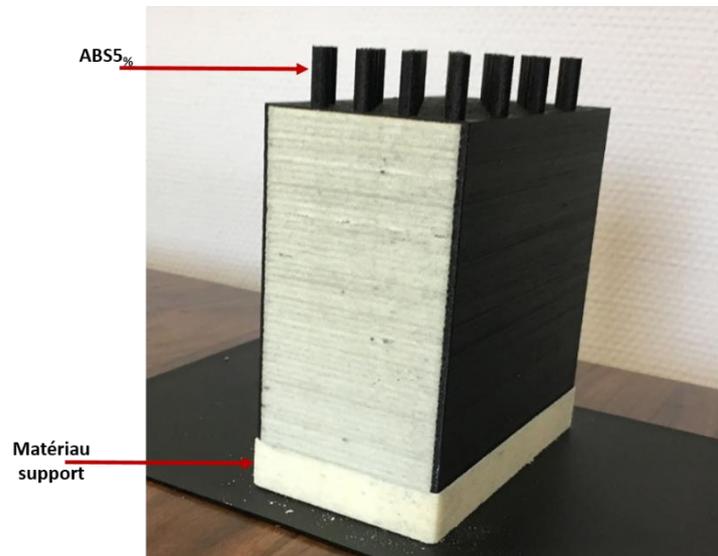


Figure VI-7 : prototype 2 avant de dissoudre du matériau du support

Paramètre d'impression matériau support	Profil de température (°C)			Épaisseur de couche (mm)	Épaisseur de première couche (mm)	Rapport de décharge (%)	$T_{chambre}$ (°C)
	$T_1$ ( $T_{buse}$ )	$T_2$	$T_3$				
		210	190	170	0,25	0,25	80

Tableau VI-5 : Paramètres d'impression du matériau du support

### 1.3.3. Caractéristiques du prototype

Les paramètres géométriques du prototype fabriqué finalement sont similaires à ceux de la géométrie 'C2d' développée dans la [partie V](#) avec une petite modification au niveau de l'épaisseur de tube (0.5 mm au lieu de 0.3 mm). Cet échangeur présente des dimensions extérieures ( $L_x$ ;  $L_y$   $L_z$ ) égales à (100 ; 110 ; 60) mm<sup>3</sup>. Pour préparer un prototype avec la même surface frontale que ceux étudiés dans la partie précédente, il suffit d'imprimer huit pièces identiques. Les caractéristiques de cette pièce sont présentées dans le Tableau VI-6 : caractéristiques du prototype 2.

$D_{int}$ (mm)	$D_{ext}$ (mm)	$P_t$ (mm)	Nbr de rang de tubes	Nbr de tubes	$e_r$ (mm)	$P_r$ (mm)	Nbr d'ailettes	$S_{air}$ (m <sup>2</sup> )	$S_{eau}$ (m <sup>2</sup> )	$S/V$ (m <sup>2</sup> .m <sup>-3</sup> )	Masse (kg)
4	5	13,5	8	32	0,25	2	50	0,65	0,04	986	0,54

Tableau VI-6 : caractéristiques du prototype 2

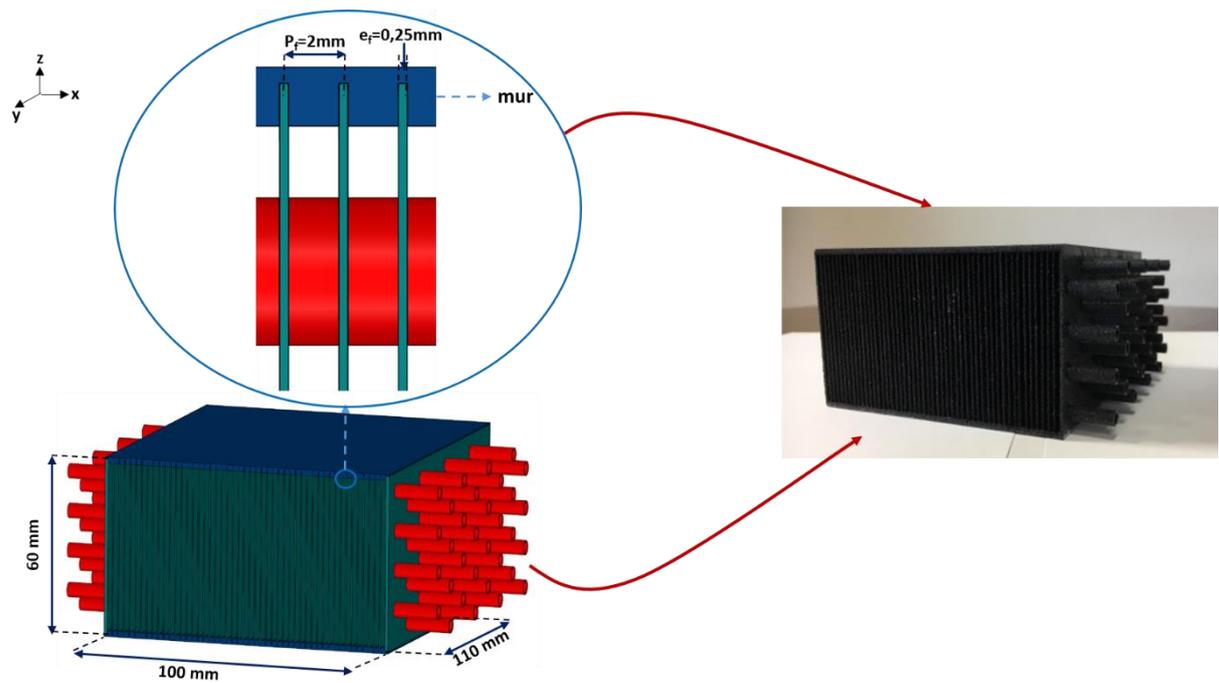


Figure VI-8: Echangeur de chaleur fabriqué par fabrication additive

L'avantage essentiel de ce prototype est qu'il est fabriqué avec une précision élevée. En plus il présente une compacité importante avec des paramètres géométriques suffisamment petits. Sa masse est nettement inférieure à celle des échangeurs métalliques  $C_{ref1}$  et  $C_{ref2}$ . Son handicap essentiel réside dans la faible conductivité thermique du matériau ( $\lambda=0,7 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ). Par contre cette méthode de fabrication limite le développement d'une résistance thermique de contact.

#### 1.4.Fabrication additive par frittage laser 'SLS'

Les deux techniques utilisées précédemment présentent chacune un inconvénient au niveau des dimensions comme les techniques traditionnelles ou au niveau de la géométrie et du taux des charges des composites comme la fabrication additive par dépôt de polymère. Par contre, les techniques de fabrication additives modernes basées sur le frittage sélectif par laser 'SLS' (Selective Laser Sintering) présentent des avantages intéressants au niveau du matériau utilisé ainsi qu'au niveau de la liberté de design.

##### 1.4.1.Impression

Cette technique de fabrication est basée sur la fusion des particules de polymère par un faisceau de laser, ceci impose l'utilisation de la matière première spécifique pour cette méthode. Le diamètre des particules utilisé ne doit dépasser  $30 \mu\text{m}$ . La taille des charges utilisées est alors compatible avec ce genre de matière premières : des petites fibres de carbone avec une fraction volumique entre 35 et 50 %. La conductivité thermique correspondant est relativement isotrope

et égale à  $10 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ . L'absence de buse ainsi que la petite taille des poudres offre une liberté de design très vaste. Par contre les dimensions maximales faisables par cette technique sont  $100 \times 100 \times 100 \text{ mm}^3$ . Dans ce sens, un prototype ayant les dimensions suivantes est fabriqué (70 ; 96 ; 84).

#### 1.4.2. Caractéristiques du prototype

La taille maximale de la profondeur des pièces de 100 mm, impose une réduction de la profondeur de l'échangeur et par conséquent une diminution du nombre de rang de tubes. Par contre, les dimensions de la surface frontale, peuvent être résolues en imprimant neuf pièces ayant les dimensions du  $P_3$ . Les caractéristiques de cet échangeur sont montrés dans le Tableau VI-7

$D_{\text{int}}$ (mm)	$D_{\text{ext}}$ (mm)	Pt (mm)	Nbr de rang de tube	Nbr de tube	$e_r$ (mm)	$P_r$ (mm)	Nbr d'ailette	$S_{\text{air}}$ (m <sup>2</sup> )	$S_{\text{eau}}$ (m <sup>2</sup> )	S/V (m <sup>2</sup> .m <sup>-3</sup> )	Masse (kg)
3	4	12	8	56	0,15	1,35	52	0,76	0,05	1425	0,1

Tableau VI-7 : Caractéristiques du prototype 3

Ce prototype montre des caractéristiques intéressantes, il combine les avantages des deux prototypes précédents. Premièrement le matériau de construction utilisé est suffisamment conducteur pour garantir des performances thermiques intéressantes (conductivité de l'ordre de  $10 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ). De plus, cette méthode de fabrication permet la conception des échangeurs avec des tubes et des ailettes en polymère chargé tout en négligeant la résistance thermique de contact à l'interface tube-ailette. Les inconvénients essentiels résident dans la difficulté à maîtriser tous les paramètres d'impression (assez nombreux) ainsi que la complexité due à l'utilisation des particules fines. Brièvement, il reste des travaux intéressants à effectuer afin d'optimiser la mise en œuvre et la maîtrise paramètre de mise en forme de cette technique.

#### 1.5. Conclusion

Les essais réalisés dans cette partie montrent que la construction des échangeurs compacts tubes-ailettes est un processus assez complexe. Trois techniques de fabrication sont utilisées. La première est basée sur les techniques de mise en forme traditionnelles comme la thermo-pression et l'extrusion. Les tests montrent que l'épaisseur minimale des plaques faisables par ces techniques est de 0,5 mm. Cette épaisseur est largement supérieure à celles des ailettes en aluminium (0,1 mm) ce qui cause une augmentation de la masse ou une réduction de la

compacité. De plus, l'extrusion classique ne permet pas la fabrication des tubes de petites dimensions avec des polymères chargés. Aussi, les deux inconvénients essentiels de cette technique résident dans la taille des ailettes et l'utilisation des tubes non-chargés (conductivité des tubes faibles) sachant que l'avantage est la conductivité thermique importante des ailettes. La fabrication additive est une procédure plus simple, malgré le temps d'impression assez long pour une pièce de 60x 100x 110 mm<sup>3</sup>. Le handicap essentiel de cette méthode est lié au type de matériaux compatibles avec les buses de l'imprimante. Ces matériaux ne possèdent pas normalement des conductivités thermiques importantes, l'ABS utilisé dans ce projet a une conductivité de 0,7 W.m<sup>-1</sup>K<sup>-1</sup>. A noter qu'un taux de charge plus important peut être utilisé avec ce genre de fabrication additive, mais que l'amélioration de la conductivité n'atteint pas un seuil beaucoup plus important (une conductivité maximale de 2 W.m<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup> peut être atteinte). Finalement la fabrication additive par frittage laser permet d'éliminer plusieurs contraintes de fabrication. Elle offre la possibilité de fabriquer des pièces avec de petites dimensions (épaisseurs) en utilisant des matériaux chargés (environ 35 à 50 %). L'inconvénient essentiel de ces techniques réside dans la taille de poudres utilisées. En effet, cette dernière impose l'utilisation des petites dimensions de fibre de carbone ce qui diminue un peu la conductivité thermique du matériau, et nécessite l'utilisation de mesures de sécurité importantes pour éviter l'inspiration de ces poudres par les opérateurs lors des étapes de la fabrication.

## 2. Comparaison des performances globales: échangeur-Polymère vs échangeur-Métallique

Le challenge de cette étude est de concevoir et développer des échangeurs de chaleur tubes-ailettes, avec des performances thermo-aérauliques compétitives par rapport aux échangeurs métalliques. Les tous premiers prototypes fabriqués et les échangeurs métalliques étudiés dans la partie précédente ne possèdent pas la même surface frontale. Ainsi, pour établir une comparaison de la performance globale des échangeurs, la même procédure utilisée dans la [partie V](#) est répétée mais en se basant sur des motifs élémentaires représentatifs des prototypes fabriqués, en supposant une surface frontale fixe de  $200 \times 240 \text{ mm}^2$ . A noter que pour obtenir cette surface avec les prototypes fabriqués en polymère, il suffit de construire plusieurs prototypes et de les coller ensemble. La circulation de l'eau est multi-passes tubes (le nombre de passes-tubes correspond au nombre de rangs de tubes) avec une vitesse d'eau fixe de  $1,5 \text{ m.s}^{-1}$ . La température d'entrée de l'air est prise égale à  $300 \text{ K}$  et celle de l'eau égale à  $350 \text{ K}$ . L'étude est faite pour quatre vitesses d'air ( $1, 2, 3$  et  $4 \text{ m.s}^{-1}$ ). Le Tableau VI-8 montre les performances des prototypes en polymères calculées numériquement par notre procédure ainsi que celles des batteries métalliques ' $C_{ref1}$ ' et ' $C_{ref2}$ '.

Les performances prédites des prototypes en polymère, confirment que ce type d'échangeur est compétitif par rapport aux échangeurs métalliques classiques. En effet la comparaison entre les prototypes en polymère et l'échangeur métallique classique ' $C_{ref2}$ ' prouve par exemple que l'échangeur en polymère ' $P_1$ ' est meilleur au niveau thermique qu'un échangeur métallique classique ' $C_{ref2}$ '. Sa puissance thermique est de  $6,7 \%$  plus importante pour des vitesses d'air entre  $1$  et  $4 \text{ m.s}^{-1}$ . De plus ' $P_1$ ' présente une puissance thermique par unité de volume et unité de masse entre  $75 \%$  et  $113 \%$  plus important que ' $C_{ref2}$ '.

Le prototype fabriqué par impression 3D ' $P_2$ ' présente des puissances thermiques légèrement inférieures à ' $C_{ref2}$ ', entre  $20$  et  $28 \%$  malgré l'énorme différence en conductivité thermique ( $330$  fois plus petite). Par contre, ' $P_2$ ' offre une puissance thermique par unité de volume de  $28$  à  $54\%$  plus important que ' $C_{ref2}$ ' et une puissance thermique par unité de masse de  $91.2$  à  $103 \%$  plus importante.

Au niveau des pertes de charge (puissance de ventilation et pompage) les échangeurs en polymères ' $P_1$ ' et ' $P_2$ ' demandent des puissances de fonctionnement plus importantes que ' $C_{ref2}$ ', ceci est dû à la grande compacité de ces échangeurs. En revanche, cet inconvénient peut être résolu en modifiant la vitesse de circulation des fluides.

Prototype	Vair (m.s <sup>-1</sup> )	Masse (Kg)	q <sub>HX</sub> (kW)	U <sub>g</sub> (W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> )	q <sub>HX</sub> /V (kW.m <sup>-3</sup> )	q <sub>HX</sub> /m (kW.kg)	P <sub>v</sub> (W)	P <sub>p</sub> (W)	q <sub>HX</sub> /(P <sub>v</sub> +P <sub>p</sub> ) (kW.W <sup>-1</sup> )
P <sub>1</sub>	1	1,8	2,05	14,3	388,25	1,13	1,04	4,1	0,3
	2		3,2	18,9	607,95	1,77	5,75		0,28
	3		3,8	20,4	719,7	2,1	16,11		0,17
	4		4,2	21,6	797,34	2,32	34		0,1
P <sub>2</sub>	1	0,76	1,5	9,17	284,1	1,97	0,96	4,4	0,22
	2		2,3	12,5	492,5	3,02	5,06		0,21
	3		2,7	14	578,1	3,55	13,79		0,14
	4		3,3	16,5	706,6	4,34	28,44		0,1
P <sub>3</sub>	1	0,8	2,7	31,2	511,3	3,55	1,6	3,94	0,37
	2		4,91	36,1	929,9	6,4	7,9		0,36
	3		6,38	38,8	1208	8,4	21,2		0,23
	4		7,8	41,7	1479,1	10,2	41,1		0,16
C <sub>ref1</sub>	1	1,12	2,64	26,09	500	2,35	1,58	1,96	0,74
	2		4,45	27,51	842	3,97	7,77		0,45
	3		5,58	29,28	1056	4,98	20,35		0,25
	4		6,48	31,72	1227	5,78	40,032		0,15
C <sub>ref2</sub>	1	1,82	1,92	17,94	222	1,03	0,53	1,65	0,87
	2		3,08	24,77	356	1,65	2,95		0,66
	3		3,58	25,9	414	1,92	8,56		0,35
	4		3,96	27,11	458	2,13	21,48		0,17

Tableau VI-8 : Performances globales des prototypes en polymère et des échangeurs métalliques

En revanche la performance de ces prototypes reste éloignée de celle de l'échangeur métallique compact 'C<sub>ref1</sub>'. La puissance thermique de 'P<sub>1</sub>' est de 28,7 à 54% inférieure à 'C<sub>ref1</sub>' et celle de 'P<sub>2</sub>' est de 76 à 96 % plus petite que 'C<sub>ref1</sub>'. La différence de performance entre 'P<sub>1</sub>' et 'C<sub>ref1</sub>' provient de l'utilisation des tubes non-chargés ainsi que de la réduction du nombre des ailettes (88 pour 'P<sub>1</sub>' et 154 pour 'C<sub>ref1</sub>'). Dans le cas de 'P<sub>2</sub>' cette différence est due essentiellement à l'utilisation d'un matériau dont la conductivité est faible (0,7 W.m<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>).

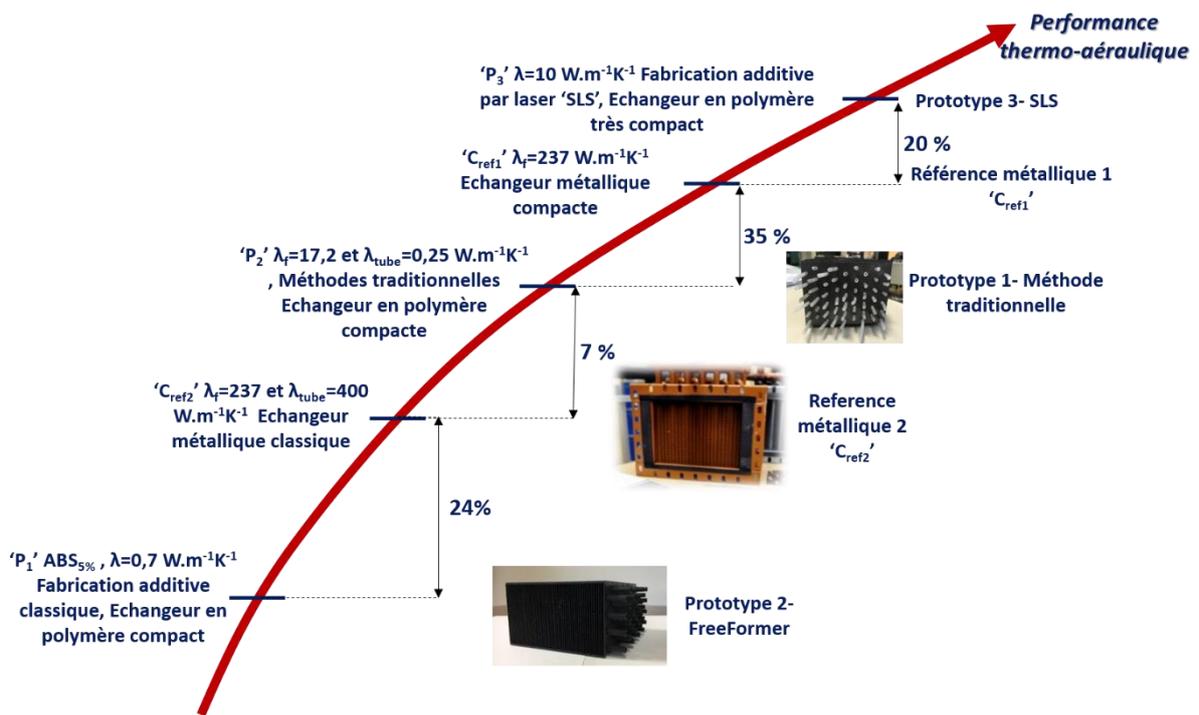


Figure VI-9 : Classement des échangeurs en polymère par rapport aux échangeurs métalliques

Par contre, le prototype ' $P_3$ ', fabriqué par SLS, montre des performances élevées, elles sont largement supérieures à ' $C_{ref2}$ '. En comparant la puissance thermique maximale de  $C_{ref2}$  (pour  $v=4 \text{ m.s}^{-1}$ ) avec celle obtenue pour une vitesse d'air égale à  $2 \text{ m.s}^{-1}$ , il est remarquable que  $P_3$  offre une puissance thermique 24 % plus importante avec une réduction de 63 % en puissance de ventilation. Ces résultats sont couplés avec une réduction de masse de 57 % et une réduction de volume d'encombrement de 50 %. La comparaison entre les performances de ' $P_3$ ' et celle de ' $C_{ref1}$ ' montre également que ' $P_3$ ' est plus performant. Pour obtenir une puissance thermique similaire de 6.4 kW, la puissance de ventilation de ' $P_3$ ' est 47 % inférieure à celles de ' $C_{ref1}$ ', sachant que pour une même puissance de ventilation de 40 W, la puissance thermique de ' $P_3$ ' est 20 % plus grande. Ces résultats s'accompagnent d'une réduction de masse de 28 % (cf. Figure VI-10).

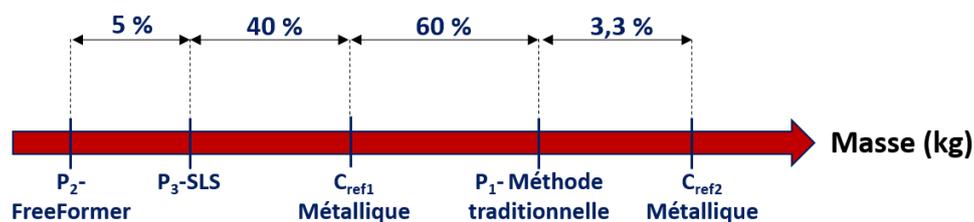


Figure VI-10 : Classement des échangeurs selon leur masse

### 3. Comparaison des méthodes de fabrication et techniques d'amélioration

Ce paragraphe vise à comparer les avantages et les inconvénients de chacune des méthodes de mise en forme utilisées. Le Tableau VI-9 montre une brève comparaison entre ces méthodes sachant que de nombreux autres inconvénients devront surmontés dans des travaux futurs.

Caractéristique	Méthodes classiques	Fabrication additive 'FreeFormer'	Fabrication additive 'SLS'
Compacité	+	++	+++
$\lambda$ du matériau	++	-	+
Contact tube-ailette	-	+	+
Performance thermique	+	-	++
Liberté de design	-	+	++
Temps	Peut être acceptable	--	acceptable
Tenue mécanique	acceptable	acceptable	acceptable
Prix	acceptable	acceptable	acceptable
Facilité	-	++	+

Tableau VI-9 : Comparaison entre les différentes techniques de mise en forme

#### 3.1. Evaluation des méthodes traditionnelles

Les techniques de mise en forme classiques sont limitées pour la fabrication d'un échangeur de chaleur tubes-ailette. Les contraintes essentielles se trouvent au niveau de l'épaisseur des ailettes minimales atteintes par la méthode de thermocompression, ce qui cause une augmentation de la masse de l'échangeur et/ou une réduction de la surface d'échange. De plus, les essais montrent une difficulté dans la mise en forme des tubes chargés, ce qui a conduit à utiliser des tubes non-chargés causant ainsi une réduction de la performance globale. Le temps de fabrication est également un désavantage majeur dans cette méthode, la préparation des plaques ainsi que le découpage et l'assemblage du système nécessitent des travaux de plusieurs semaines à temps complet (bien sur une méthode de fabrication plus industrielle permettrait d'éliminer ce problème). Finalement tout procédé d'assemblage cause l'existence d'une résistance thermique de contact entre les tubes et les ailettes ce qui réduit la performance de l'échangeur. D'autre part les avantages offerts par cette technique résident surtout par l'utilisation des matériaux 'conducteurs thermiques' quels que soient le taux et la taille des

charges. Cette méthode permet ainsi la fabrication de pièces avec des dimensions relativement importantes et par suite la construction d'un échangeur de chaleur avec des puissances élevées pour des applications bien déterminées (niveau industriel). En effet, les inconvénients cités ne forment pas un obstacle majeur devant l'amélioration de la fabrication des échangeurs de chaleur par des méthodes classiques. Cette évolution nécessite le développement de nouvelles techniques ainsi que des investissements conséquents surtout au niveau de techniques de fabrication industrielle. Par exemple la mise en place d'une presse d'injection avec des moules spécifiques, permettant la fabrication d'une série des plaques avec des épaisseurs de l'ordre de 0,2 mm. Ce développement permettrait de résoudre deux problèmes simultanément : l'épaisseur de plaques et le temps de fabrication. En revanche le problème de la fabrication des tubes peut être ainsi résolu en usinant des filières spécifiques pour l'extrusion des cylindres et par optimisation du taux et de la taille des charges pour être compatible avec l'extrusion. L'expérience cumulée durant ce projet, permet de déduire qu'une conductivité environ 1,5 à 2,5  $W.m^{-1}.K^{-1}$  permet de limiter les pertes en performance due à la conductivité des tubes. Cette conductivité est accessible pour un taux de charge de 15 % avec des dimensions de charges relativement petites. Ces deux corrections permettraient d'obtenir des performances très proches que celles obtenues dans la partie V. Finalement, le défi essentiel réside dans l'assemblage des échangeurs. Le perçage des trous peut être automatisé avec des machines spécifiques en réglant les dimensions désirées (comme le jet d'eau ou le découpage laser). Concernant la fixation du tube sur les ailettes, c'est l'étape la plus compliquée, elle peut être réalisée en fixant les tubes nœud par nœud, c'est à dire en collant les tubes sur chaque intersection tube-ailette. Cette technique consomme un temps de travail conséquent mais elle est relativement efficace. Par contre d'autres techniques peuvent être plus faciles comme la fixation mécanique ou par dilatation thermique. A noter également qu'il est indispensable de prévoir un encadrement de l'échangeur afin d'assurer sa tenue mécanique.

### **3.2.Evaluation de la méthode de fabrication additive par dépôt de polymère**

Le principal handicap de la fabrication additive 'FreeFormer' réside dans le système d'injection et les dimensions des buses, ce qui impose l'utilisation des matériaux avec un taux de charge réduit et par la suite une conductivité thermique faible. Par contre, l'avantage essentiel consiste dans la facilité et la liberté de design offertes par cette technique. L'amélioration de la performance attendue des prototypes se focaliserait sur deux points essentiels :

- Le taux de charge utilisé peut être augmenté de 5 à 15 % ce qui aboutirait à une conductivité thermique voisine de  $2 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ . Cette augmentation permettrait une amélioration de 30 à 40 % au niveau des performances thermiques de l'échangeur (pour la même géométrie) et d'obtenir des performances supérieures à celles d'un échangeur métallique classique.
- La liberté de design offerte par cette techniques permettrait de modifier la géométrie des tubes et des ailettes ce qui augmenterait les performances attendues de ces échangeurs. La bibliographie (partie I) confirme que l'utilisation de ces techniques d'intensification d'échange apporte une amélioration importante de la puissance thermique de l'échangeur.

D'autre part malgré la facilité de cette technique, le temps d'impression reste long. La fabrication d'un échangeur de chaleur avec les dimensions étudiées nécessite l'utilisation du FreeFormer un mois et demi à temps complet (24/7).

### **3.3.Fabrication additive par laser 'SLS'**

Finalement, cette étude présente une petite introduction à l'utilisation de la technique SLS. D'une manière générale, elle permet de limiter les inconvénients présentés par les deux techniques précédentes. D'une part elle permet d'utiliser des matériaux de construction avec un taux de charge élevé et d'autre part elle assure une liberté de design et une précision des pièces très importantes. Par contre, la maîtrise des paramètres d'impression reste un point crucial pour réaliser le prototypage. Brièvement, le potentiel de cette technique est très prometteur, l'optimisation de ses paramètres mériterait d'être poursuivie.



## Conclusion générale et perspectives

---

Ce travail a été réalisé à l'institut Mines-Télécom Lille-Douai en codirection entre le département de Technologie des Polymères et Composites & Ingénierie Mécanique TPCIM et le Département Énergétique Industrielle DEI. L'objectif visé était l'étude et la construction d'échangeurs de chaleur performants à base de polymère chargé. L'obstacle majeur était la faible conductivité thermique des polymères, 1 000 fois plus faible que celle des métaux utilisés normalement dans ces domaines. La méthodologie suivie a consisté à augmenter la conductivité thermique des polymères en introduisant des charges spécifiques à la matrice afin d'atteindre des seuils de conductivité acceptables. En parallèle le handicap causé par cette faible conductivité thermique peut être, pour partie, compensé par la conception de nouvelles configurations des échangeurs de chaleur en profitant des techniques d'intensification d'échange et en augmentant la compacité des géométries.

Les conclusions tirées de ce projet peuvent être regroupées sous trois points essentiels : propriété des systèmes polymère-charge, effet de la conductivité thermique sur les échangeurs de chaleur tube-ailette et fabrication des échangeurs à base de polymère chargé.

Concernant le premier point, la conductivité thermique des polymères classiques non-chargés est de l'ordre de  $0,2 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ . Ils sont considérés comme des isolants thermiques car leur capacité à transmettre la chaleur est 1 000 fois plus faible que celle des métaux. En revanche, cette étude a montré qu'un dopage optimisé par des fibres de carbone avec une conductivité de  $100 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  améliore significativement la conductivité thermique effective des polymères. Les charges unidirectionnelles (1-D fibre de carbone) sont les plus adéquates pour obtenir une conductivité de  $15 \text{ à } 20 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  comparable à celle des céramiques avec une fraction volumique d'environ 40 %. Cette étape réduit alors l'écart entre les polymères et l'aluminium à un facteur de 20 (au lieu de mille). L'étude a montré ainsi que pour atteindre des taux d'amélioration intéressants, il est indispensable de bien disperser les charges dans la matrice. En revanche, les composites surchargés (taux de charge élevé d'environ 50%) sont limités en terme de processabilité sachant que des composites avec des nano-charges dispersées et un taux de charge relativement faible présentent une liberté de design intéressante, mais ils sont limités par une faible conductivité thermique (environ  $1 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ).

Au niveau énergétique, cette étude confirme que pour des échangeurs tubes-ailettes, une conductivité thermique de  $10 \text{ à } 20 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  est suffisante pour obtenir des performances thermo-aérauliques comparables à celles obtenues avec des échangeurs métalliques.

Ces performances peuvent toutefois dépasser celles des échangeurs métalliques en réalisant une optimisation paramétrique des configurations possibles. Nos résultats ont montré qu'à partir de certaines dimensions des tubes et des ailettes, et donc une certaine compacité, les échangeurs en polymère présentent des gains significatifs en puissance thermique (peuvent aboutir à une amélioration de 78%) avec des puissances de fonctionnement (puissance de ventilation côté air et de pompage côté eau) plus faibles par rapport à un échangeur métalliques **compact et performant**. Ces résultats s'accompagnent de plus d'une réduction de la masse et de l'encombrement.

En passant à l'aspect applicatif, plusieurs obstacles ont été identifiés pour la fabrication de ces échangeurs. Pour une méthode traditionnelle (injection et extrusion) la fabrication des échangeurs impose la mise en place de moule d'injection et des filières spécifiques. Le défi essentiel réside toujours dans l'assemblage de ces éléments. La fabrication additive reste une solution intéressante pour résoudre la problématique de mise en forme, mais elle est limitée par le taux de charge compatible avec les dimensions des outils. En résumé, ces techniques présentent chacune des avantages et des inconvénients mais pour un aspect industriel l'utilisation des techniques traditionnelles restent toujours plus rapide et plus rentable. A noter qu'un mixage entre ces deux techniques pourrait apporter des résultats intéressants.

Enfin, cette étude prouve l'intérêt thermo-aéraulique de ce type d'échangeur, elle montre ainsi des résultats originaux qui peuvent conduire à remplacer les échangeurs métalliques par des échangeurs en polymère chargé dans certaines applications.

En outre, des travaux intéressants restent à faire, des mesures expérimentales de la performance de ces échangeurs étant une étape clé afin de confirmer les résultats obtenus dans cette étude. Par ailleurs la tenue mécanique est également un point crucial pour la mise en place de ces batteries. Finalement, les futurs travaux pourraient être dirigés vers trois axes :

- amélioration des propriétés mécaniques des polymères chargés et des prototypes,
- introduction des techniques d'intensification tout en modifiant la forme des tubes et des ailettes
- Développement de nouvelles techniques de fabrication des échangeurs.



## Bibliographiques

---

- [1] X. Chen, Y. Su, D. Reay, and S. Riffat, "Recent research developments in polymer heat exchangers – A review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 60, pp. 1367–1386, 2016.
- [2] C. T'Joen, Y. Park, Q. Wang, A. Sommers, X. Han, and A. Jacobi, "A review on polymer heat exchangers for HVAC&R applications," *Int. J. Refrig.*, vol. 32, no. 5, pp. 763–779, 2009.
- [3] L. Zaheed and R. J. J. Jachuck, "Review of polymer compact heat exchangers, with special emphasis on a polymer film unit," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 24, no. 16, pp. 2323–2358, 2004.
- [4] S. Shen, A. Henry, J. Tong, R. Zheng, and G. Chen, "Polyethylene nanofibres with very high thermal conductivities.," *Nat. Nanotechnol.*, vol. 5, no. 4, pp. 251–5, 2010.
- [5] M.-S. H. Pugh S, Hewitt GF, "Fouling during the use of seawater as coolant.," *Heat Transf Eng*, vol. 43, p. 26:35, 2005.
- [6] E. Mamunya, Y., Davydenko, V., Pissis, P., Lebedev, "Electrical and thermal conductivity of polymers filled with metal powders.," *Eur. Polym. J.*, vol. 38, pp. 1887–1897, 2002.
- [7] L. E. Mamunya YP, Davydenko VV, Pissis P, "Electrical and thermal conductivity of polymers filled with metal powders.," *Eur Polym J*, vol. 38, pp. 1887–97, 2002.
- [8] C. I. Krupa I, "Physical properties of thermoplastic/graphite composites," *Eur Polym J*, vol. 37, pp. 2159–68, 2001.
- [9] E. al Leung SN, "Analytical modeling and characterization of heat transfer in thermally conductive polymer composites filled with spherical particulates," *Compos Part B Eng*, vol. 45, pp. 43–9, 2013.
- [10] I. Serkan Tekce, H., Kumlutas, D., Tavman, "Effect of particle shape on thermal conductivity of copper reinforced polymer composites.," *J. Reinf. Plast. Compos.*, vol. 26, pp. 113–121, 2007.
- [11] J. A. Weber, E.H., Clingerman, M.L., King, "Thermally conductive nylon 6.6 and polycarbonate based resins. synergistic effects of carbon fillers.," *J. Appl. Polym. Sci.*, vol. 88, pp. 112–122, 2003.
- [12] J.-P. Nysten, B., Issi, "Composites based on thermally hyperconductive carbon fibres," *Composites*, vol. 21, pp. 339–343, 1990.
- [13] J. Norley, "Graphite heatsinks: Like copper without the weight.," *Power Electron. Technol.*, vol. 31, p. 76.
- [14] B. Norley, J., Tzeng, J.J.-W., Getz, G., Klug, J., Fedor, "The development of a natural graphite heat-spreader.," *Seventeenth Annu. IEEE Semicond. Therm. Meas. Manag. Symp.*, pp. 107–110, 2001.
- [15] J. Sun *et al.*, "Thermal dissipation performance of metal-polymer composite heat exchanger with V-shape microgrooves : A numerical and experimental study," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 121, pp. 492–500, 2017.
- [16] L. M. Ting J-M, Guth JR, "Light weight, highly thermally conductive composites for space radiators," *Ceram Eng Sci Proc*, vol. 16, pp. 279–88, 1995.
- [17] T. J.-M. Chen Y-M, "Ultra high thermal conductivity polymer composites," *Carbon N. Y.*, vol. 40, pp. 359–62, 2002.
- [18] J.-M. Chen, Y.-M., Ting, "Ultra high thermal conductivity polymer composites," *Carbon N. Y.*, vol. 40, pp. 359–362, 2002.
- [19] G. D. Zhi C, Bando Y, Terao T, Tang C, Kuwahara H, "Towards thermoconductive,

- electrically insulating polymeric composites with boron nitride nanotubes as fillers.," *Adv Funct Mater*, vol. 19, pp. 1857–62, 2009.
- [20] C. T. Thostenson EK, Li C, "Nanocomposites in context," *Compos Sci Technol*, vol. 65, pp. 491–516, 2005.
- [21] L. K. Elgafy A, "Effect of carbon nanofiber additives on thermal behavior of phase change materials," *Carbon N. Y.*, vol. 43, pp. 3067–74, 2005.
- [22] R. C. Jachuck R, "Process intensification-polymer film compact heat- exchanger (Pfche).," *Chem Eng Res Des*, vol. 72, pp. 255–62, 1994.
- [23] S. R. Kumar AP, Depan D, Tomer NS, "Nanoscale particles for polymer degradation and stabilization—trends and future perspectives.," *Prog Polym Sci*, vol. 34, pp. 479–515, 2009.
- [24] U. C. Sui G, Jana S, Zhong WH, Fuqua MA, "Dielectric properties and conductivity of carbon nanofiber/semi-crystalline polymer composites.," *Acta Mater*, vol. 56, pp. 2381–8, 2008.
- [25] L. Mamunya Ye, Boudenne A, Lebovka N, Ibos L, Candau Y, "Electrical and thermophysical behaviour of PVC–MWCNT nanocomposites.," *Compos Sci Technol*, vol. 68, pp. 1981–8, 2008.
- [26] B. Xu, Y., Ray, G., Abdel-Magid, "Thermal behavior of singlewalled carbon nanotube polymer–matrix composites.," *Compos. Part A*, vol. 37, pp. 114–121, 2006.
- [27] S. S. Hong J, Lee J, Hong CK, "Effect of dispersion state of carbon nanotube on the thermal conductivity of poly(dimethyl siloxane) composites.," *Curr Appl Phys*, vol. 10, pp. 359–63, 2010.
- [28] T. N. Hong WT, "Investigations on the thermal conductivity of composites reinforced with carbon nanotubes," *Diam Relat Mater*, vol. 17, pp. 577–81, 2008.
- [29] Y. J. Song YS, "Evaluation of effective thermal conductivity for carbon nanotube/polymer composites using control volume finite element method.," *Carbon N. Y.*, vol. 44, pp. 710–7, 2006.
- [30] J. C. Boudenne, A., Ibos, L., Fois, M., Gehin, E., Majeste, "Thermophysical properties of polypropylene-aluminum composites.," *J. Polym. Sci.*, vol. part B 42, pp. 722–732, 2004.
- [31] T. Thostenson, E., Ren, Z., Chou, "Advances in the science and technology of carbon nanotubes and their composites: a review," *Compos. Sci. Technol.*, vol. 61, pp. 1899–1912, 2001.
- [32] J. Strutt (Lord Rayleigh), "On the influence of obstacles arranged in rectangular order upon the properties of a medium," *Phil. Mag.*, vol. 34, p. 481, 1892.
- [33] J. C. Maxwell, "A treatise on electricity and magnetism," *Oxford Univ. Press*, vol. I, p. 481, 1904.
- [34] K. Pietrak and T. S. Wi, "A review of models for effective thermal conductivity of composite materials," vol. 95, no. 1, pp. 14–24, 2015.
- [35] R. S. P. A. Devpura, P. E. Phelan, "Size effects on the thermal conductivity of polymers laden with highly conductive filler particles," *Microscale Thermophys. Eng.*, vol. 5, p. 177, 2001.
- [36] B. Reine, "Étude et simulation de la conductivité thermique de matériaux composites à matrice organique chargée et renforcée de fibres de carbone PITCH," 2014.
- [37] KULKARNI., "A model of global thermal conductivity in laminated carbon/carbon composites," *Compos. Sci. Technol.*, vol. 57, pp. 227–285, 1997.
- [38] B. Cosson, M. Deléglise, and W. Knapp, "Composites : Part B Numerical analysis of thermoplastic composites laser welding using ray tracing method," *Compos. PART B*, vol. 68, pp. 85–91, 2015.
- [39] D.M. Bigg and R.G. Barry, "Thermal conductivity of heterophase polymer

- compositions,” *Adv. Polym. Sci.*, vol. 119, pp. 1–30, 1995.
- [40] and A. B. M. Chikhi, B. Agoudjil, M. Haddadi, “Numerical modelling of the effective thermal conductivity of heterogeneous materials.,” *J. Thermoplast. Compos. Mater.*, vol. 39(5), pp. 718–726, 2011.
- [41] E. N. L. R. B. Bird, W. E. Stewart, “Transport phenomena,” *John Wiley Sons*, 2007.
- [42] The electrical resistance of binary metallic mixtures, “No Title,” *Appl. Phys.*, vol. 23, p. 779, 1952.
- [43] B. verschiedener Physikalischer and konstanten von heterogenen Ssubstanzen, “No Title,” *Ann. Phys*, vol. 24, p. 636, 1935.
- [44] Y. Benveniste and T. Miloh, “The effective conductivity of composites with imperfect thermal contact at constituent interfaces,” *Int. J. Eng. Sci.*, vol. 24, no. 9, pp. 1537–1552, 1986.
- [45] Y. Benveniste, “Effective thermal conductivity of composites with a thermal contact resistance between the constituents: Nondilute case,” *J. Appl. Phys.*, vol. 61, no. 8, pp. 2840–2843, 1987.
- [46] D. P. H. Hasselman and L. F. Johnson, “Effective Thermal Conductivity of Composites with Interfacial Thermal Barrier Resistance,” *J. Compos. Mater.*, vol. 21, no. 6, pp. 508–515, 1987.
- [47] J. V. S. TALA, “Analyse des structures tourbillonnaires et des mécanismes de transfert thermique dans les échangeurs de chaleur multi-rangs de tubes ailetés : Amélioration et optimisation des performances thermoaérouliques Version provisoire,” 2012.
- [48] J.-Y. J. Jin-Sheng Leu, Ying-Hao Wu, “Heat transfer and fluid flow analysis in plate-fin and tube heat exchangers with a pair of block shape vortex generators,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 47, pp. 4327–4338, 2004.
- [49] F. Kreith and R.F. Boehm et. al, *Mechanical Engineering Handbook*. 1999.
- [50] Y. L. He and Y. Zhang, “Advances and Outlooks of Heat Transfer Enhancement by Longitudinal Vortex Generators,” *Adv. Heat Transf.*, vol. 44, pp. 119–185, 2012.
- [51] J. Jeong, C. N. Kim, and B. Youn, “A study on the thermal contact conductance in fin – tube heat exchangers with 7 mm tube,” vol. 49, pp. 1547–1555, 2006.
- [52] J. Jeong, C. N. Kim, B. Youn, and Y. S. Kim, “A study on the correlation between the thermal contact conductance and effective factors in fin-tube heat exchangers with 9.52 mm tube,” *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 25, no. 6, pp. 1006–1014, 2004.
- [53] C. Nyung, J. Jeong, and B. Youn, “Evaluation of thermal contact conductance using a new experimental-numerical method in fin-tube heat exchangers ` tubes a ` ailettes : e ` valuation de la Echangeurs de chaleur a ` thermique lors du contact a ` l ` aide d ` une nouvelle conductivite ` tho,” vol. 26, pp. 900–908, 2003.
- [54] P. Jannick, “Potential Of Brazed Finned Tube Heat Exchangers In Comparison To Mechanical Produced Finned Tube Heat Exchangers,” 2002.
- [55] D. Taler, “International Journal of Thermal Sciences Thermal contact resistance in plate fin-and-tube heat exchangers , determined by experimental data and CFD simulations,” vol. 84, 2014.
- [56] H. C. Ünal, “Determination of the temperature distribution in an extended surface with a non-uniform heat transfer coefficient,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 28, no. 12, pp. 2279–2284, 1985.
- [57] C. M. Yves Jannot, *Transferts thermiques Cours et 55 exercices corrigés*. EDILIVRE, 2012.
- [58] J. Tourreuil, “Etude des performances thermiques d’un échangeur de chaleur compact muni de promoteurs de tourbillons-Développement de techniques de mesures locales,” Université de Valenciennes et du Hainaut Cambresis, Douai, 2002.
- [59] H. Chen and W. Hsu, “Estimation of heat transfer coefficient on the fin of annular-finned

- tube heat exchangers in natural convection for various fin spacings,” vol. 50, pp. 1750–1761, 2007.
- [60] H. Chen and J. Chou, “Investigation of natural-convection heat transfer coefficient on a vertical square fin of finned-tube heat exchangers,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 49, pp. 3034–3044, 2006.
- [61] R. L. Webb, “Air-Side Heat Transfer in Finned Tube Heat Exchangers,” *Heat Transf. Eng.*, no. September 2012, pp. 37–41, 2010.
- [62] A. M. Jacobi and R. K. Shah, “Heat transfer surface enhancement through the use of longitudinal vortices: A review of recent progress,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 11, no. 3, pp. 295–309, 1995.
- [63] B. B. K. Khallaki, S. Russeil, “Numerical study of the horseshoe vortex structure upstream a single plate-finned tube,” *Int. J. Heat Technol.*, pp. 31–36, 2005.
- [64] B. L. Erek, A., Ozerdem, B., “Effect of geometrical parameters on heat transfer and pressure drop characteristics of plate fin and tube heat exchangers,” *Appl. Therm. Eng. Therm. Eng.*, vol. 25, pp. 2425–2431, 2005.
- [65] A. Behbahaninia, “Comparison between In-line and Staggered Arrangements in Heat Recovery Steam Generators Comparison between In-line and Staggered Arrangements in Heat,” in *Proceedings of the Fourth International Exergy, Energy and Environment Symposium April 19-23, 2009, AUS, Sharjah, UAE, 2009*, no. July 2014, pp. 3–8.
- [66] S. T. S. Jayavel, “Numerical study of heat transfer and pressure drop for flow past inline and staggered tube bundles,” *Int. J. Numer. Methods Heat Fluid Flow*, 2009.
- [67] L. A. O. Rocha, “A comparative study of elliptical and circular sections in one- and two-row tubes and plate fin heat exchangers,” *Int. J. Heat Fluid Flow*, no. 96, pp. 247–252, 1997.
- [68] R. Deepakkumar and S. Jayavel, “Air side performance of finned-tube heat exchanger with combination of circular and elliptical tubes,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 119, pp. 360–372, 2017.
- [69] M. Zeeshan, S. Nath, and D. Bhanja, “Numerical study to predict optimal configuration of fin and tube compact heat exchanger with various tube shapes and spatial arrangements,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 148, pp. 737–752, 2017.
- [70] A. Morales-Fuentes and Y. A. Loredó-Sáenz, “Identifying the geometry parameters and fin type that lead to enhanced performance in tube-and-fin geometries,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 131, pp. 793–805, 2018.
- [71] M. Bošnjaković, A. Čikić, S. Muhić, and M. Stojkov, “Development of new type of finned head exchanger,” *Tech. Gaz. (Tehnički Vjesn.)*, vol. 3651, pp. 1785–1796, 2017.
- [72] T. J. C. Shobhana Singh, Kim Sorensen, Anders Schou Simonsen, “Implications of fin profiles on overall performance and weight reduction of a fin and tube heat exchanger,” *Appl. Therm. Eng.*, pp. 962–976, 2017.
- [73] T. C. Shobhana Singh, Kim Sorensen, “Investigation of material efficient fin patterns for cost-effective operation of fin and tube heat exchanger,” *Appl. Therm. Eng.*, pp. 903–914, 2017.
- [74] P. S. Sinaga Nazaruddin, A. Suwono, Sularoso, “Simulation of Fin Arrangement Effect on Performance of Staggered Circular Finned- Tube Heat Exchanger Simulation of Fin Arrangement Effect on Performance of Staggered Circular Finned-Tube Heat Exchanger,” in *Proceedings of the International Conference on Fluid and Thermal Energy Conversion*, 2003.
- [75] G. Lozza and U. Merlo, “An experimental investigation of heat transfer and friction losses of interrupted and wavy fins for fin-and-tube heat exchangers,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 24, pp. 409–416, 1996.
- [76] J. Jang and M. Engineering, “Numerical analysis of heat transfer and fluid flow in a

- three-dimensional wavy-fin and tube heat exchanger,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 40, no. 16, pp. 3981–3990, 1997.
- [77] Jiin-Yuh Jang Li-Kwen Chen, “A numerical investigation on heat transfer and pressure drop performance of typical wavy fin-and-tube heat exchanger,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, no. September, pp. 27–29, 2010.
- [78] W. Li and H. Z. Li, “Experimental Study on Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Four Types of Plate Fin-and-Tube Heat Exchanger Surfaces,” *J. Therm. Sci.*, vol. 3, no. 1, 1994.
- [79] A. Valencia and N. K. Mitra, “Local Heat Transfer and Flow Losses in Fin-and-Tube Heat Exchangers with Vortex Generators : A Comparison of Round and Flat Tubes Liquid i ~ Tube ~ Uy,” pp. 35–45, 1994.
- [80] A. Sinha, H. Chattopadhyay, A. Kannan, and G. Biswas, “Enhancement of heat transfer in a fin-tube heat exchanger using rectangular winglet type vortex generators,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 101, pp. 667–681, 2016.
- [81] W. Dang, J. Nugud, Z. Lin, Y. Zhang, S. Liu, and L. Wang, “The performances of circular tube bank fi n heat exchangers with fi ns punched with quadrilateral vortex generators and fl ow re-distributors,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 134, no. January, pp. 437–449, 2018.
- [82] B. Gong, L. Wang, and Z. Lin, “Heat transfer characteristics of a circular tube bank fi n heat exchanger with fi ns punched curve rectangular vortex generators in the wake regions of the tubes,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 75, pp. 224–238, 2015.
- [83] Q. Wang, B. Lot, M. Zeng, and B. Sund, “3D numerical investigation of fl ow and heat transfer characteristics in smooth wavy fi n-and-elliptical tube heat exchangers using new type vortex generators,” vol. 73, 2014.
- [84] Scheffler, T.B., and Leao, A.J., “Fabrication of Polymer Film Heat Transfer Elements for Energy Efficient Multi- Effect Distillation,” *Desalination*, vol. 222, no. 1–3, p. 696–710, 2008.
- [85] H. T. E-dessouky and H. M. Ettouney, “Plastic / compact heat exchangers for single-effect desalination systems,” vol. 122, pp. 271–289, 1999.
- [86] DuPont-News, “New Renewably-Sourced Polymer Debuts in Radiator End Tank Program, Jointly Developed with DuPont Engineering Polymers,” *DENSO*, [http://www2.dupont.com/Automotive/en\\_US/news\\_events/article20090309.html](http://www2.dupont.com/Automotive/en_US/news_events/article20090309.html).
- [87] J. Cevallos, A. Bar-cohen, and D. C. Deisenroth, “International Journal of Heat and Mass Transfer Thermal performance of a polymer composite webbed-tube heat exchanger,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 98, pp. 845–856, 2016.
- [88] J. Zhao, B. Li, X. Li, Y. Qin, C. Li, and S. Wang, “Numerical simulation of novel polypropylene hollow fiber heat exchanger and analysis of its characteristics,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 59, no. 1–2, pp. 134–141, 2013.
- [89] L. Song, B. Li, D. Zarkadas, S. Christian, and K. K. Sirkar, “Polymeric Hollow-Fiber Heat Exchangers for Thermal Desalination Processes,” pp. 11961–11977, 2010.
- [90] D. Y. Ma. D.R. Rouse, “heat recovery in greenhouses: a pratctical solution,” *Appl. Therm. Eng.*, pp. 687–706, 2000.
- [91] C. T. ia L, Peng X, Sun J, “An experimental study on vapor condensation of wet flue gas in a plastic heat exchanger,” *Heat Transf-asian Res*, vol. 30, p. 571– 80., 2001.
- [92] and M. Harris, C., Kelly, K., Tao, W., McCandless, A. and F. S., “Modeling, and Testing of Micro- Cross-Flow Heat Exchangers,” *J. Microelectromechanical Syst.*, vol. 11, no. 6, pp. 726–735, 2002.
- [93] K. Harris, C., Despa, M., and Kelly, “Design and Fabrication of a Cross FlowMicro Heat Exchanger,” *J. Microelectromechanical Syst.*, vol. 9, no. 4, p. pp.502-508, 2000.
- [94] R. J. J. J. J.R. Burns, “Condensation studies using cross-corrugated polymer film

- compact heat exchanger,” *Appl. Therm. Eng.*, pp. 495–510, 2001.
- [95] L. Zaheed and R. J. J. Jachuck, “Performance of a square, cross-corrugated, polymer film, compact, heat-exchanger with potential application in fuel cells,” *J. Power Sources*, vol. 140, no. 2, pp. 304–310, 2005.
- [96] R. Felber, G. Nellis, and N. Rudolph, “Design and Modeling of 3D Printed Air-Cooled Heat Exchangers Department of Mechanical Engineering , \* Corresponding Author,” *Int. Compress. Eng. Refrig. Air Cond. High Perform. Build. Conf.*, pp. 1–8, 2016.
- [97] J. H. K. Haertel and G. F. Nellis, “A fully developed flow thermofluid model for topology optimization of 3D-printed air-cooled heat exchangers,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 119, pp. 10–24, 2017.
- [98] M. A. Arie, A. H. Shooshtari, R. Tiwari, S. V. Dessiatoun, M. M. Ohadi, and J. M. Pearce, “Experimental characterization of heat transfer in an additively manufactured polymer heat exchanger,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 113, pp. 575–584, 2017.
- [99] A. S. Saman WY, “Modelling and performance analysis of a cross-flow type plate heat exchanger for dehumidification/cooling,” *Sol Energy*, vol. 70, pp. 61–72, 2001.
- [100] A. S. Saman W, “An experimental study of a cross-flow type plate exchanger for dehumidification/cooling,” *Sol Energy*, vol. 73, pp. 59–71, 2002.
- [101] E.-Ş. A. Tatlier M, “Polymeric heat exchangers to increase the COP values of adsorption heat pumps utilizing zeolite coatings,” *Appl. Therm. Eng.*, no. 24, pp. 69–79, 2004.
- [102] L. Chen, Z. Li, and Z. Y. Guo, “Experimental investigation of plastic finned-tube heat exchangers, with emphasis on material thermal conductivity,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 33, no. 5, pp. 922–928, 2009.
- [103] D. WuC, MantellSC, “Polymers for solar domestic hot water:long-term performance of PB and nylon6,6 tubing in hot water,” *Sol Energy Eng Trans ASME*, no. 126, pp. 581–6, 2004.
- [104] I. O. for Standardization, “Transient plane heat source (hot disc) method,” 2008.
- [105] N. F. E. N. Iso and B. Ta, “Plastiques Détermination des propriétés en traction,” no. 1, 1996.
- [106] S. Usuki, “The application of a variational finite element method to problems in fluid dynamics,” *Int. J. Numer. Methods Eng.*, vol. 11, no. 3, pp. 563–577, 1977.
- [107] I. Tsekmes, R. Kochetov, P. Morshuis, and J. Smit, “Modeling the thermal conductivity of polymeric composites based on experimental observations,” *IEEE Trans. Dielectr. Electr. Insul.*, vol. 21, no. 2, pp. 412–423, 2014.
- [108] S. Zhai, P. Zhang, Y. Xian, J. Zeng, and B. Shi, “Effective thermal conductivity of polymer composites: Theoretical models and simulation models,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 117, pp. 358–374, 2018.
- [109] R. B. Barello and M. Lévesque, “Comparison between the relaxation spectra obtained from homogenization models and finite elements simulation for the same composite,” *Int. J. Solids Struct.*, vol. 45, no. 3–4, pp. 850–867, 2008.
- [110] MARK D. RINTOUL and Salvatore Torquato, “Reconstruction of the Structure of Dispersions.pdf,” vol. 476, no. 186, pp. 467–476, 1997.
- [111] J. S. and J. Llorca., “A numerical approximation to the elastic properties pf spherereinforced composites,” *J. Mech. Phys. Solids*, vol. 50, pp. 2107–2121, 2002.
- [112] S. Kari, H. Berger, R. Rodriguez-Ramos, and U. Gabbert, “Computational evaluation of effective material properties of composites reinforced by randomly distributed spherical particles,” *Compos. Struct.*, vol. 77, no. 2, pp. 223–231, 2007.
- [113] B. D. Lubachevsky and F. H. Stillinger, “Geometric properties of random disk packings,” *J. Stat. Phys.*, vol. 60, no. 5–6, pp. 561–583, 1990.
- [114] B. D. Lubachevsky, F. H. Stillinger, and E. N. Pinson, “Disks vs. spheres: Contrasting properties of random packings,” *J. Stat. Phys.*, vol. 64, no. 3–4, pp. 501–524, 1991.

- [115] K. Kikuchi, Y. Kang, A. Kawasaki, S. Nishida, and A. Ichida, "Microstructural Modeling and Thermal Property Simulation of Unidirectional Composite Image processing Monochrome," vol. 45, no. 2, pp. 542–549, 2004.
- [116] M. Karkri, "Effective thermal conductivity of composite : Numerical and experimental study," *COMSOL Conf.*, 2010.
- [117] G. Droval<sup>1,2</sup>, J.-F. Feller<sup>1\*</sup>, "Thermal conductivity enhancement of electrically insulating syndiotactic poly(styrene) matrix for diphasic conductive polymer composites," *Polym. Adv. Technol.*, vol. 17, no. April, pp. 395–418, 2006.
- [118] S. Patankar., "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow," *Hemisph. Publ. Corp.*, 1980.
- [119] J. Blazek., *Computational Fluid Dynamics : Principles and Applications.* .
- [120] User guide, "CD-Adapco. Starccm+ v5." 2010.
- [121] S. R. B. B. K. Khallaki, "Numerical study of the horseshoe vortex structure upstream a single plate-finned tube," *int. J. heat technol*, pp. 31–36, 2005.
- [122] U. O. Ünal, M. Atlar, and Ö. Gören, "Effect of turbulence modelling on the computation of the near-wake flow of a circular cylinder," *Ocean Eng.*, vol. 37, no. 4, pp. 387–399, 2010.
- [123] F. R. Menter, "Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications," *AIAA J.*, vol. 32, no. 8, pp. 1598–1605, 1994.
- [124] E. T. L. Université and D. E. V. Et, "Analyse des structures tourbillonnaires et des mécanismes de transfert thermique dans les échangeurs de chaleur multi-rangs de tubes ailetés : Amélioration et optimisation des performances thermoaérouliques Version provisoire," 2012.
- [125] W. C.-C. Wang C.-C., Chi K.Y., "Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: Correlation," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 43, no. 7, pp. 1136–1154, 2000.
- [126] Y. S. Song and J. R. Youn, "Evaluation of effective thermal conductivity for carbon nanotube/polymer composites using control volume finite element method," *Carbon N. Y.*, vol. 44, no. 4, pp. 710–717, 2006.
- [127] T. Morel, "Design of two-dimensional wind tunnel contractions," *J. Fluids Eng.*, pp. 371–378, 1977.
- [128] R.J. Moffat, "Describing the uncertainties in experimental result," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 188, pp. 3–17, 1988.
- [129] J. Voguelin, S. Tala, S. Russeil, D. Bougeard, and J. Harion, "Numerical analysis of the fin spacing effect on the horseshoe vortex system evolution in a heat exchanger," *Int. J. Numer. Methods Heat Fluid Flow*, vol. 23, no. 7, pp. 1136–1154, 2012.
- [130] F. E. Division *et al.*, "Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications," *J. Fluids Eng.*, vol. 130, pp. 1–4, 2008.
- [131] C. N. Kim, J. Jeong, and B. Youn, "Evaluation of thermal contact conductance using a new experimental-numerical method in fin-tube heat exchangers," *Int. J. Refrig.*, vol. 26, no. 8, pp. 900–908, 2003.

## **Résumé**

L'originalité de cette étude consiste dans l'analyse et la fabrication d'échangeurs de chaleur munis d'extensions de surface (ailettes) à base de polymères chargés, compacts et à hautes performances. Ce projet pluridisciplinaire se compose d'une étude numérique et expérimentale du comportement thermomécanique des matériaux (polymères chargés) et s'intéresse à l'analyse numérique et expérimentale des échangeurs de chaleur à tube-ailette en polymère. En effet, il vise principalement au : (i) développement de systèmes polymères chargés à conductivité thermique améliorée. (ii) L'étude de nouvelles architectures et conceptions d'échangeurs utilisant des polymères à conductivité améliorée.

Le premier point est atteint par une étude numérique, élaboration et caractérisations expérimentales des formulations polymère-charge montrant une conductivité thermique intéressantes.

Le deuxième point est traité par une optimisation des paramètres géométriques de configurations classiques d'échangeurs de chaleur tube-ailettes par voie de simulations numériques. Une première étude réalisée sur un échangeur à un rang de tubes permet de montrer la pertinence du point de vue énergétique d'un échangeur tube-ailettes en matériau polymère. Une seconde partie est consacrée à l'étude de plusieurs configurations d'échangeurs multi-tubulaires à plusieurs rangs de tubes définies à partir des résultats de la précédente étape. Les performances thermo-aérauliques de ces configurations sont favorablement comparées à celles d'échangeurs métalliques traditionnels.

La dernière partie confirme la processabilité de ce type d'échangeurs par la construction des prototypes à partir des techniques d'élaboration traditionnelles (injection et extrusion) ou modernes (fabrication additive) afin de déterminer les avantages et les inconvénients de chacune.

## **Abstract**

The originality of this study consists in the analysis and the manufacturing of finned-tube heat exchangers (with extension surface) based on filled polymers, compact and with high performances. This multidisciplinary project contains a numerical and experimental study of the thermomechanical properties of filled polymers and is interested in the numerical and experimental analysis of polymer finned-tube heat exchangers. Indeed, it aims mainly to: (i) develop filled polymer systems with improved thermal conductivity. (ii) Study of new architectures and configurations of heat exchanger using filled polymers.

The first point is reached by a numerical study, elaboration and experimental characterizations of polymer/filler formulations showing interesting thermal conductivity.

The second point is treated by an optimization of the geometric parameters of classic tube-fin heat exchanger configurations by numerical simulations. A first study carried out a single row of tube shows the effect of geometric and thermos-physical parameters on thermos-aeraulic performances of a tube-fin heat exchanger made of filled polymer material. A second part is devoted to the study of several configurations of multi-tubular heat exchangers with several rows of tubes defined from the results of the previous stage. The thermo-aeraulic performances of these configurations are favorably compared with those of traditional metal heat exchangers.

The last part confirms the processability of this type of heat exchangers by the construction of prototypes with traditional techniques (injection and extrusion) or modern (additive manufacturing) methods to determine the advantages and disadvantages of each one.

**Mots clés** : polymères chargés, conductivité thermique, échangeurs de chaleur, extension de surface, simulation numérique, mécanique des fluides