



HAL
open science

Stockage d'énergie thermique par changement de phase – Application aux réseaux de chaleur

Matthieu Martinelli

► **To cite this version:**

Matthieu Martinelli. Stockage d'énergie thermique par changement de phase – Application aux réseaux de chaleur. Thermique [physics.class-ph]. Université Grenoble Alpes, 2016. Français. NNT : . tel-01412771v1

HAL Id: tel-01412771

<https://theses.hal.science/tel-01412771v1>

Submitted on 8 Dec 2016 (v1), last revised 22 Jan 2018 (v3)

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

Pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE LA COMMUNAUTÉ UNIVERSITÉ GRENOBLE ALPES

Spécialité : **Mécanique des fluides, Energétique et Procédés**

Arrêté ministériel : 7 août 2006

Présentée par

Matthieu MARTINELLI

Thèse dirigée par **Philippe MARTY**

et encadrée par **Fabrice BENTIVOGLIO**

préparée au sein du **CEA / LITEN à Grenoble**

dans l'**École Doctorale I-MEP²**

Stockage d'énergie thermique par changement de phase – Application aux réseaux de chaleur

Thèse soutenue publiquement le 05 décembre 2016,

devant le jury composé de :

M. Jean-Pierre BEDECARRATS

Professeur (LATEP, Pau), Président

M. Didier DELAUNAY

Directeur de Recherche CNRS (LTN, Nantes), Rapporteur

M. Christophe PRADERE

Chargé de Recherche CNRS (TREFLE, Bordeaux), Rapporteur

M. Vittorio VERDA

Professeur (Polito, Turin), Examineur

M. Philippe MARTY

Professeur (LEGI-Université Grenoble Alpes, Grenoble), Directeur de Recherche

M. Fabrice BENTIVOGLIO

Ingénieur (CEA, Grenoble), Encadrant

M. Jean-François FOURMIGUÉ

Ingénieur (CEA, Grenoble), Co-Encadrant

Me. Elise LE GOFF

Ingénieure (CCIAG), Invitée



Remerciements



Il s'est passé beaucoup de choses ces trois dernières années. De nombreux évènements nous ont touchés, ma famille, mes amis et moi-même. La plupart de ces évènements, les heureux comme les malheureux, sont à mon sens au moins tout aussi important qu'un doctorat. Loin de moi l'idée de ne pas rendre justice à ces trois années de thèse, mais je voudrais insister sur le fait que plus qu'un projet ou un travail de trois ans, ce doctorat aura été, pour moi, avant tout, trois années de vie. Aussi voudrais-je remercier, non seulement ceux qui m'ont aidé et accompagné, de quelque manière que ce soit, au cours de ce projet de recherche doctoral, mais également tous ceux qui ont partagé ces trois années avec moi.

Merci d'abord à ceux sans qui ce projet n'aurait pas eu lieu et à mes encadrants : Philippe, pour avoir accepté de diriger ces travaux et pour ton apport sur la partie analytique ; Fabrice pour m'avoir encadré et recadré scientifiquement, et pour avoir pris de ton temps pour relire chaque phrase de cette thèse ; Jean-François pour m'avoir aidé à présenter les choses le plus clairement possible, à chaque présentation et dans chaque document ; et enfin Raphaël pour tous tes conseils et ton encadrement. Merci à la CCIAG d'avoir financé ce projet et à Elise Le Goff d'avoir répondu à toutes mes questions sur les réseaux de chaleur.

Je voudrais également remercier les membres du jury de cette thèse, pour avoir accepté de poser un regard critique sur mon travail : M. Jean-Pierre Bédécarrats qui m'a fait l'honneur de présider le jury de thèse ; MM. Didier Delaunay et Christophe Pradere pour leur travail de rapporteur, d'autant plus intense que ledit rapport est volumineux ; enfin M. Vittorio Verda dont les travaux précurseurs sur le sujet ont accompagné mes trois années de doctorat.

Merci à tous ceux qui reconnaissent ce couloir, qui l'ont arpenté et qui ont pu le voir s'illuminer de cette façon si... spéciale !

Merci à Sophie, Clément M., Davy, Rasmey, Clément J. ce fut un réel plaisir de me faire battre régulièrement par vous tous au badminton. Merci Davy pour tous tes bons plans gastronomiques. Tu vaux le Dahu à toi tout seul. Merci Arnaud, pour ta bêtise légendaire et pour ton sérieux qui peut l'être tout autant. Merci Cristina, grâce à toi j'ai pu perfectionner mon espagnol pendant presque 6 mois avant d'abandonner. Merci Thibaut, compagnon de randonnées, de restos et de cuisine, de ski, de midis Minatec, d'EER, et j'en passe. Merci Jérôme P. pour ton soutien informatique, je regrette de ne pas avoir plus de temps pour pousser ces travaux numériques un peu plus loin. Merci Rémi pour ton aide sur Fluent®, même après ton départ tes UDF m'ont aidé.



Un grand merci tout particulier à Adèle, co-permanente dans le « bureau des blonds » pendant mes deux premières années de thèse. Du fauve dans la plante, au vent, en passant par « c'est bon ! bon ! », ce bureau devrait être renommé « le bureau du craquage ».

Merci Anthony, digne successeur d'Adèle dans ce même bureau. Tu restes plutôt calme pour le moment et je regrette déjà de ne pas te voir au jour le jour pendant la rédaction (qui approche !). Ton bureau est beaucoup trop rangé par rapport au mien !



Merci Oliver S. et Franck C. pour votre soutien technique pendant les campagnes d'essais. Je n'oublierai jamais que l'éthanol et le PMMA ne font pas bon ménage. Merci Gregory, responsable en titre de la boucle hydraulique « SLEEP », dont j'ai essayé de cacher le nom tout au long de la thèse. Merci Maxime et Valentin, stagiaires plus ou moins heureux d'avoir eu à subir mon encadrement. Merci Pierre C. et Franck P. pour votre compréhension concernant mon utilisation sporadique mais intense des licences Fluent®. Merci à tous ceux avec qui j'ai partagé la vie du D4, du G1 et parfois du 10.24. : Pierre G., Sébastien, Benjamin, Léo, Arthur, Amélie, Jérôme B., Laura, Philippe, Zoé, Sylvie, Nadia, Fred, Stéphane, Francesc, Nicolas, Gilles, Anton, Alain, Roland, Mathieu...

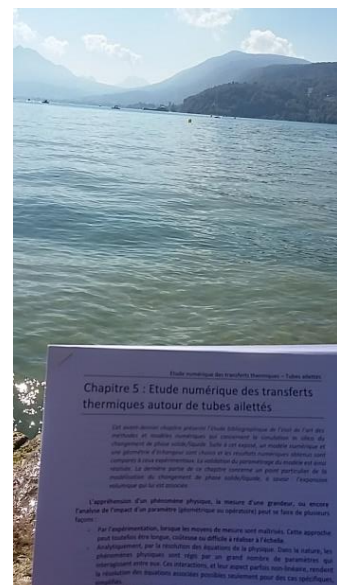


Merci les copains de « Gregre », Cécé, Tomtom, Vivi, Tomtom², avec qui il fait toujours bon boire un coup, faire un après-midi jeux ou aller en week-end dans le sud.

Merci à tous ceux que je n'ai pas assez vu pendant mon exil à Grenoble, les potes de « Paris » et d'ailleurs : Yohan, Dgé, Astrid, Quentin & Carole, Jérôme & Marion, Margot & Raphaël,... et surtout Julien-Lapin et Hélène-Base, malgré la distance nous restons et resterons le trio dit « du vélo jaune ».

Bien sûr, merci à ma famille : ma grand-mère, mes parents et mes frères et sœurs : Thierry, David, Hélène, Carole, Elise, Laure.

Merci Audrey, mon amour, pour tout (et c'est un doux euphémisme !) et bien sûr, merci à Louchlouch aussi !



Enfin, je tiens à remercier les milliers de générations qui nous ont précédés et les 3,9 milliards d'années d'évolution qui m'ont permis d'être là. J'en profite au passage pour m'excuser auprès des générations futures pour le monde que nous nous préparons à leur laisser.

Merci aux auteurs des travaux que je cite, qui m'ont aidé à y voir plus clair sur le sujet et à mieux appréhender les différents phénomènes, ainsi que de m'avoir préparé le travail.

Je remercie enfin tous les futurs lecteurs et je les prie de m'excuser pour mes choix de couleurs. Ayez pitié d'un daltonien.

*« Nous n'héritons pas la terre de nos ancêtres,
nous l'empruntons à nos enfants »*

Table des matières

Remerciements	i
Table des matières	v
Nomenclature.....	ix
Chapitre 1 : Introduction & Contexte.....	1
1 Les réseaux de chaleur	2
1.1 Présentation générale [7-9].....	2
1.2 Les réseaux de chaleur en France, en Europe et dans le Monde	7
1.3 Les perspectives d'évolution des réseaux de chaleur	9
2 Le stockage thermique	11
2.1 L'intégration d'un système de stockage sur un réseau de chaleur	11
2.2 Les différents types de stockage.....	14
2.3 Les systèmes existants	20
2.4 Schémas d'intégration	22
3 Le stockage thermique par MCP pour les réseaux de chaleur	25
3.1 Les matériaux à changement de phase	25
3.2 Les technologies d'échangeurs	37
3.3 L'amélioration des transferts thermiques dans les MCP.....	52
4 Problématique de la thèse	67
Chapitre 2 : Etat de l'art – les échangeurs à tubes et calandre	69
1 Les tubes lisses	69
2 Les tubes ailetés	75
3 Les mousses métalliques	84
4 Conclusion et choix expérimentaux	89
5 Approche analytique	91
5.1 Problème de Stefan	91
5.2 Régime d'écoulement dans le fluide caloporteur	94
5.3 Convection naturelle entre les ailettes.....	102
Chapitre 3 : Etude expérimentale des transferts thermiques et des écoulements dans un échangeur à tube ailetté	103
1 Dispositif expérimental.....	103
1.1 La boucle hydraulique.....	104
1.2 Les sections d'essais.....	106
1.3 L'instrumentation de la section d'essais.....	108
1.4 La précision des mesures	110
1.5 Les propriétés physiques et thermodynamiques	111

Table des Matières

1.6 Les inserts.....	113
1.7 Les régimes d'écoulement du fluide caloporteur.....	116
1.8 Le bilan d'énergie.....	117
1.9 Discussion autour de la méthode d'estimation du temps caractéristique.	120
2 Campagnes d'essais.....	122
2.1 Introduction	122
2.2 Le cas de référence	123
2.3 Bilan des résultats avec insert	137
2.4 Résultats sans les inserts	141
2.5 Etudes complémentaires	154
2.6 Conclusion et perspectives	154
Chapitre 4 : Etude expérimentale des transferts thermiques dans des mousses métalliques à cellules ouvertes.....	157
1 La mousse de cuivre stochastique.....	158
1.1 Présentation de la section d'essais.....	158
1.2 Résultats.....	161
1.3 Comparaison avec les autres échangeurs.....	169
1.4 Conclusion.....	173
2 La mousse d'aluminium régulière	174
2.1 Présentation de la section d'essais.....	174
2.2 Résultats.....	178
3 Conclusion générale sur les campagnes d'essais	184
Chapitre 5 : Etude numérique des transferts thermiques autour de tubes ailetés	185
1 Bibliographie.....	185
1.1 Les modèles à domaine et maillage fixes	186
1.2 Les modèles avec suivi de l'interface.....	191
1.3 Prise en considération du changement de densité lors du changement de phase. ..	193
1.4 Conclusion.....	196
2 Modèle numérique.....	196
2.1 Domaine de calcul.....	196
2.2 Discrétisation spatio-temporelle	198
2.3 Conditions aux limites.....	198
2.4 Propriétés physiques des matériaux constituants.....	198
2.5 Paramétrage du modèle	199
2.6 Mise en équations.....	200
3 Etudes préliminaires.....	201
3.1 Modèle purement conductif dans le MCP.....	201

3.2	Modèle avec approximation de Boussinesq dans le MCP	202
3.3	Influence de la méthode de résolution	203
4	Résultats	203
4.1	Tube « 7 fpi » - Décharges	203
4.2	Tube « 7 fpi » - Charges	216
4.3	Conclusion.....	229
5	Modélisation du changement de volume	231
5.1	Géométries étudiées.....	231
5.2	Réglage du modèle	232
5.3	Résultats avec la géométrie sans ailette	236
5.4	Résultats avec la géométrie avec ailettes.....	238
5.5	Conclusion et perspectives	240
Chapitre 6 : Etude d'un cas concret		241
1	Conditions opératoires	241
2	Approche numérique.....	242
2.1	CFD en 2D-axisymétrique	242
2.2	Modèle semi-analytique	244
3	Conclusion	249
Chapitre 7 : Conclusion & Perspectives		251
1	Conclusion	251
2	Perspectives.....	254
Annexes		257
1	Annexe 1 : Comparaison de la RT35HC et de l'eicosane	257
2	Annexe 2 : La méthode d'étalonnage des thermocouples	258
3	Annexe 3 : Vieillessement de la paraffine	260
4	Annexe 4 : Supplément à la campagne d'essais avec les tubes ailettés	262
4.1	Influence du débit sur le temps caractéristique	262
4.2	Influence du débit sur l'énergie récupérable, sous contrainte de température.....	263
5	Annexe 5 : Pertes thermiques	264
5.1	Calcul avec le refroidissement naturel	264
5.2	Calcul avec la température du fluide caloporteur	265
5.3	Calcul pour le modèle numérique	267
6	Annexe 6 : Influence de l'historique expérimental	269
7	Annexe 7 : Complément à la validation du modèle numérique	270
Références.....		272

Nomenclature

Alphabet Latin

A_{mush}	Constante d'amortissement de la vitesse	[kg/s/m ³]
C_f	Facteur de capacité	[-]
c_p	Capacité thermique massique, à pression constante	[J/kg/K]
C_p	Capacité thermique, à pression constante	[J/K]
$\mathcal{D}(\dots)$	Distribution de Dirac	[-]
D	Diamètre	[m]
e	Epaisseur	[m]
E	Energie	[J]
f	Fraction liquide	[-]
F_1	Rapport du nombre de Nusselt calculé avec une moyenne arithmétique sur celui calculée avec une moyenne logarithmique de la température : $F_1 = 2 (T_{out} - T_{in}) / (2T_p - T_{out} - T_{in})$	[-]
F_2	Facteur correctif pour le calcul du nombre de Rayleigh, pour corriger l'erreur liée à l'usage de la température d'entrée plutôt qu'une moyenne intégrée : $F_2 = \frac{5}{4} \int_0^1 \zeta^{1/4} \exp(-\Psi \zeta^{2/3}) d\zeta$ Où : $\Psi = (3\pi Nu) / (4F_1 Gz)$	[-]
g	Accélération de la pesanteur	[m/s ²]
h	Coefficient d'échange thermique convectif surfacique	[W/m ² /K]
h^*	Coefficient d'échange thermique convectif total	[W/K]
h_m	Enthalpie massique	[J/kg]
h_v	Enthalpie volumique	[J/m ³]
$h_{\Delta T}$	Enthalpie 'sensible' massique	[J/kg]
h_φ	Enthalpie 'latente' massique	[J/kg]
H	Hauteur	[m]
L	Longueur	[m]
m	Masse	[kg]
\dot{m}	Débit massique	[kg/s]
N	Nombre de tubes	[-]
p_{fpi}	Pas d'ailette	[m]
r	Coordonnée radiale ou Position du front de solidification	[m]
r^*	Coordonnée radiale adimensionnelle	[-]

Nomenclature

R	Rayon	[m]
R_{th}	Résistance thermique par unité de longueur	[W/K/m]
s	Position de l'interface solide/liquide	[m]
S	Surface	[m ²]
S^*	Surface spécifique	[m ² /m ³]
S_b	Terme source (approximation de Boussinesq)	[kg/m ² /s ²]
S_h	Terme source (modèle d'enthalpie-porosité)	[J/s/m ³]
S_u	Terme source (modèle d'enthalpie-porosité)	[kg/m ² /s ²]
t	Temps	[s]
T	Température	[°C] ou [K]
\mathbf{u}	Vecteur vitesse	[m/s]
\mathbf{u}_x	Projection du vecteur vitesse selon l'axe x	[m/s]
\mathbf{u}_y	Projection du vecteur vitesse selon l'axe y	[m/s]
v	Vitesse	[m/s]
\bar{v}	Vitesse moyenne ou Vitesse débitante	[m/s]
V	Volume	[m ³]
x	Coordonnée axiale	[m]
X	Rapport du diamètre interne d'une conduite annulaire sur le diamètre externe de cette conduite	[-]
y	Coordonnées radiale (sous ANSYS® Fluent®)	[m]

Alphabet Grec

α	Diffusivité thermique ; $\alpha = \lambda / (\rho \cdot c_p)$	[-]
β	Coefficient de dilatation thermique isobare	[K ⁻¹]
γ	Angle de l'écoulement par rapport à la verticale	[-] / °
δ	Indique une faible variation de la grandeur à laquelle il est associé.	[-]
$\Delta[\dots]$	Indique une variation de la grandeur à laquelle il est associé.	[-]
ϵ	Porosité	[-]
ζ	Variable d'intégration	[-]
ι	Différence de température	[°C]
ξ	Rapport du volume utile occupé par les tubes ailetés sur le volume du réservoir	[-]
λ	Conductivité thermique	[W/m/K]
Λ	Enthalpie de changement de phase/d'état	[J/kg]
μ	Viscosité dynamique	[kg/m/s]
ν	Viscosité cinématique ; $\nu = \mu / \rho$	[m ² /s]
$\Pi(\dots)$	Fonction de Heaviside	[-]

ρ	Masse volumique	[kg/m ³]
σ	Fraction surfacique de la section de passage du tube qui est occupée par l'insert	
τ	Temps de solidification	[s]
Φ	Flux d'énergie thermique	[W]
χ	Rapport du diamètre des ailettes sur celui, interne, du tube	[-]
ψ	Rapport des surfaces d'échange du tube ailetté avec le MCP et le fluide caloporteur respectivement.	[-]

Indices et exposants (latins et grecs)

amb	Ambiant(e)
c	Caractéristique
éch	Echange
eff	Effectif(ve)
éq	Equivalent(e)
ext	Extérieur(e)
f	Fibre
fin	Final(e) (renvoie à l'état final)
F	Forcé(e)
FC	Fluide caloporteur
h	Hydraulique
in	Entré(e)
init	Initial(e) (renvoie à l'état initial)
int	Intérieur(e)
liq	Liquidus
L	Laminaire
max	Maximal(e)
min	Minimal(e)
M	Mixte
MCP	Matériau à changement de phase
new	Nouvelle valeur
N	Naturel(le)
old	Ancienne valeur
out	Sortie
p	Parois
pp	Plaque plane
ref	Référence
φ	Changement de phase

Nomenclature

s	Solide
SE	Section d'essais
sol	Solidus
supp	Supplémentaire
tot	Total(e)
T	Turbulent(e)
X ₀	Variable relative à un cas sans insert.

Nombres adimensionnels

Fo	Nombre de Fourier :	$Fo = \frac{\alpha t}{L_c^2}$
Gz	Nombre de Grashof :	$Gr = \frac{g\beta\Delta T L_c^3 \rho^2}{\mu^2}$
Gr	Nombre de Graetz :	$Gr = \frac{\dot{m}c_p}{\lambda L_c}$
Nu	Nombre de Nusselt :	$Nu = \frac{hL_c}{\lambda_{fluide}}$
Pe	Nombre de Pecletl :	$Pe = \frac{v L_c}{\alpha}$
Pr	Nombre de Prandtl :	$Pr = \frac{\nu}{\alpha}$
Ra	Nombre de Rayleigh :	$Ra = \frac{g\beta\Delta T L_c^3}{\nu\alpha}$
Re	Nombre de Reynolds :	$Re = \frac{\rho V L_c}{\mu}$
Ste	Nombre de Stefan :	$Ste = \frac{c_p \Delta T}{\Lambda}$

Sigles

ADEME	Agence de l'environnement et de la maîtrise de l'énergie
ATG	Analyse thermogravimétrique
BBC	Bâtiment basse consommation
BT	Basse température
CAO	Conception assistée par ordinateur
CF	Convection forcée
CFD	Mécanique des fluides dynamique
CM	Convection mixte
CT	Convection turbulente
CTIF	Centre technique des industries de la fonderie
DJU	Degrés jour unifiés
DLR	Agence aérospatiale allemande

DSC/ μ DSC	Calorimétrie/Microcalorimétrie différentielle à balayage
EG	Graphite expansé
EnR/EnR&R	Energies renouvelables / Energies renouvelables et de récupération
fpi	Ailettes par pouce
GES	Gaz à effet de serre
HDPE	Polyéthylène haute densité
ISE	Institut allemand des systèmes énergétiques solaires
MCP	Matériau à changement de phase
MCPss	Matériau à changement de phase « solide/solide »
PAC	Pompe à chaleur
ppm	Parties par million
PMMA	Poly(méthacrylate de méthyle)
PTFE	Polytétrafluoroéthylène
PVD	Dépôt physique en phase vapeur
RdC	Réseau(x) de chaleur
SNCU	Syndicat national du chauffage urbain et de la climatisation urbaine
SSET	Système de stockage d'énergie thermique
UDF	Fonction définie par l'utilisateur

Chapitre 1 : Introduction & Contexte

Après une introduction sur le contexte énergétique et environnemental actuel, ce chapitre aborde le sujet des réseaux de chaleur et ce que peut apporter le stockage d'énergie thermique à ces réseaux. Trois grandes technologies de stockage d'énergie thermique sont présentées et une seule est retenue dans le cadre de cette étude : celle par changement de phase. Les mises en œuvre possibles ainsi que les pistes d'amélioration sont proposées. De cet état de l'art découle la problématique à l'origine de la thèse.

L'existence du réchauffement climatique est maintenant sans équivoque [1]. Les observations réalisées depuis les années 1950 ont permis d'observer des changements qui sont sans précédents sur les derniers millénaires : la température des océans et de l'atmosphère augmente, la quantité de neige et de glace diminue, le niveau de la mer monte, et la concentration en gaz à effet de serre (GES) augmente fortement. L'année 2015, qui vient de s'écouler, est la plus chaude depuis le début des relevés contemporains en 1880, avec un réchauffement global moyen supérieur au seuil symbolique de $1,0^{\circ}\text{C}^1$. Le pic, tout autant symbolique, des 400 ppm de CO_2 dans l'atmosphère a également été dépassé. La tendance se précise d'année en année. En parallèle, l'influence anthropique sur le changement climatique mondial est maintenant clairement établie [1].

Pour appréhender l'absolue nécessité d'agir, il faut comprendre que ces changements n'affectent pas seulement le climat, la faune et la flore, mais aussi la population humaine à l'échelle de la Terre. En effet, le réchauffement climatique se fait d'ores et déjà sentir dans certaines zones sensibles du globe et y joue le rôle de multiplicateur de menaces dans ces zones de tensions sociales, politiques, religieuses, ethniques,... [2] Ce sont, par exemple, 250 millions de réfugiés climatiques qui sont prévus par l'ONU d'ici 2050 [3]. La nécessité de mettre en place des solutions technologiques permettant d'inverser ces tendances se fait de plus en plus sentir.

Le contexte énergétique est intimement lié au contexte climatique. La question ne concerne plus la quantité de combustibles fossiles restante, mais les conséquences qu'aurait la combustion de ces derniers. Le gaz de schiste est un exemple parfait : présente en quantités dans les sous-sols, cette réserve représente un délai supplémentaire avant la fin annoncée (et inévitable) des ressources et réserves d'hydrocarbures fossiles. Mais l'extraction et la combustion de celles-ci auraient des conséquences désastreuses sur le climat et l'environnement.

Faute de meilleures technologies à disposition pour l'exploitation d'autres sources d'énergie, il est certain que les réserves d'hydrocarbures seront exploitées et ce, quelle que soit leur origine. C'est pourquoi il devient primordial d'optimiser les systèmes énergétiques et d'améliorer leur efficacité, de valoriser et récupérer l'énergie fatale et d'avoir recours aux énergies renouvelables. En d'autres termes, il convient de consommer moins et de produire mieux, afin de limiter l'émission de GES dans l'atmosphère.

Le facteur commun à toutes les réussites industrielles est la viabilité économique. C'est la condition *sine qua non* à l'intégration d'un nouveau produit, système ou concept sur le marché existant. A titre d'exemple, encore récemment, en 2014, 62 % des français reconnaissent que le prix de l'énergie prime sur l'origine de celle-ci, contre 6 % pour lesquels

¹ Par rapport à la température globale moyenne de l'ère préindustrielle (période de référence 1861-1880)

le caractère écologique et le respect de l'environnement sont les critères principaux [4]. Le critère économique est d'ailleurs le premier critère de choix d'un système, avant même la sécurité.

Le secteur de l'habitat résidentiel et tertiaire représente presque un tiers de la consommation mondiale d'énergie finale et presque autant en termes d'émission de GES. Au sein de ce secteur la part du chauffage² et du refroidissement est supérieure à 50 % [5;6]. Dans un pays comme la France, les besoins en chaleur (industrie & chauffage) représentent la moitié de la consommation nationale d'énergie finale et la chaleur est produite à 85 % à partir d'énergies non renouvelables dont 73 % sont fortement émettrices de gaz à effet de serre [7]. Autrement dit, le potentiel des économies réalisables dans ces domaines est considérable.

1 Les réseaux de chaleur

Après une description des réseaux de chaleur, un aperçu de l'état des lieux actuel et des perspectives d'évolution est donné. Des réponses sont apportées aux questions suivantes : qu'est-ce qu'un réseau de chaleur ? Y-a-t-il beaucoup de réseaux de chaleur dans le monde ? Les réseaux de chaleur ont-ils de l'avenir dans un contexte de réduction des consommations ?

1.1 Présentation générale [7-9]

Un réseau de chaleur regroupe au moins trois organes principaux : une unité de production de la chaleur, un réseau de distribution de la chaleur et des centres de livraison de la chaleur (les sous-stations).³

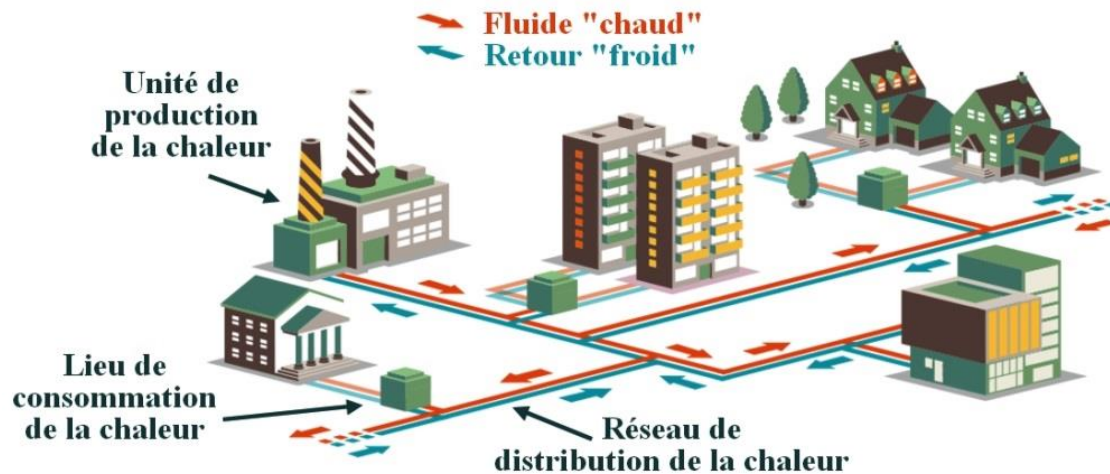


Figure 1 : Schéma de principe d'un réseau de chaleur. © 2014 ADEME Ile-de-France - www.enrchoix.idf.ademe.fr

Les sous-stations sont les points de livraison de la chaleur à l'abonné. Concrètement, il s'agit d'un échangeur de chaleur qui assure le transfert d'énergie entre le réseau primaire (distributeur) et le réseau secondaire (usager). Usuellement, la chaleur est utilisée pour le chauffage des locaux, pour la production d'eau chaude sanitaire ou pour des usages industriels.

² Chauffage des locaux et de l'eau chaude sanitaire (ECS).

³ Dans la suite, le terme « Réseau de Chaleur » fera référence à un réseau dont les échangeurs thermiques, dans les sous-stations, ont un bilan énergétique négatif : de l'énergie thermique est cédée par le réseau aux usagers. A l'inverse, un réseau dont le fluide caloporteur est à une température plus basse que la température des installations raccordées et pour lesquels le bilan énergétique est positif (de l'énergie thermique est récupérée par le réseau), sera alors appelé « Réseau de Froid ». Le travail présenté porte essentiellement sur les réseaux de chaleur, bien que certains résultats qualitatifs soient extrapolables à des Réseaux de Froid.

1.1.1 Les réseaux de distribution

Le réseau de distribution primaire est composé de canalisations dans lesquelles circule un fluide caloporteur qui permet l'acheminement de la chaleur. Il est presque toujours composé d'un circuit « aller », parallèle à un circuit « retour ». ⁴

Les réseaux peuvent être ramifiés (Figure 2, a) ou ramifiés avec mailles (Figure 2, b). La majorité des réseaux (les plus petits) sont simplement ramifiés, ce qui implique que les sous-stations sont alimentées selon un trajet unique. En cas d'incident ou de maintenance en un point, ce sont toutes les sous-stations en aval qui sont privées de chaleur. En pratique, les réseaux entièrement maillés sont rares : ce sont généralement des réseaux mixtes, avec plusieurs mailles principales au centre et ramifiés autour. Les réseaux avec mailles sont nécessairement plus coûteux à la construction que les réseaux ramifiés, du fait des longueurs de canalisations supplémentaires [8]. En France, les plus grands réseaux comptent plusieurs centaines de kilomètres de canalisations.



Figure 2 : Schéma général d'un réseau a) ramifié b) ramifié avec mailles [8].

1.1.2 Les fluides caloporteurs

Il existe trois vecteurs distincts pour le transport de la chaleur (Tableau 1). L'eau chaude est généralement utilisée pour les habitations ou les bureaux, tandis que la vapeur répond en général à des besoins industriels. L'eau surchauffée, quant à elle, est principalement utilisée pour les réseaux de grande envergure, pour lesquels un fonctionnement en eau chaude ne permet pas d'avoir des différences de température suffisante, entre le circuit aller et le circuit retour, pour assurer le passage de la puissance dans les sous-stations éloignées.

Type	Température départ [°C]	Pression (bar)	Proportion des réseaux [10]
Eau tiède	35-60	<3-4 bars (pression de circulation)	80 % en nombre ; 38 % en énergie livrée
Eau chaude	60-100	<3-4 bars (pression de circulation)	
Eau surchauffée	100 à 210	18 à 20 bars max	13 % en nombre ; 26 % en énergie livrée
Vapeur [11]	190-235	12 à 20 bars	7 % en nombre ; 36 % en énergie livrée

Tableau 1 : Fluides caloporteurs utilisés sur les réseaux de chaleur.

⁴ Dans certains cas, rares, où le fluide caloporteur est de la vapeur, il arrive que les condensats en bout de ligne ne soient pas récupérés.

Il faut distinguer la température « départ », qui est la température du fluide caloporteur en sortie des unités de production (au départ du réseau) et la température « retour », qui est la température du fluide caloporteur en entrée des unités de production (au retour du réseau).

La température « retour » des réseaux est la plus basse possible afin de limiter les pertes thermiques liées au transport. Cependant, il est souvent impossible de descendre en dessous de 70°C sans risquer de corroder les canalisations, selon les technologies de conduites.

Pour les plus grands réseaux, la tendance est de raccorder des boucles en eau chaude sur le réseau principal en eau surchauffée ou vapeur. Ce faisant, les pertes thermiques sont réduites sur le circuit « départ ».

Le choix du fluide caloporteur est le fruit d'une optimisation entre puissance, pertes de charge et pertes thermiques. Plus le réseau est chaud plus les pertes thermiques sont importantes. Mais, à puissance thermique livrée constante, les fluides caloporteurs présentant les plus faibles différences de température, nécessitent un débit plus important et donc des pertes de charges et des puissances de pompage accrues. Ceci n'est pas vrai pour la vapeur, qui subit un changement de phase à température presque constante.

Les pertes thermiques sont difficilement quantifiables et les gestionnaires de réseaux ne communiquent pas beaucoup sur le sujet. Elles sont de l'ordre de 12-15 % sur l'année [9;12], avec une forte disparité selon les saisons et les réseaux (entre 8 et 20 %). Effectivement, les pertes absolues sont quasiment les mêmes en été et en hiver, mais comme la demande varie considérablement sur l'année, les pertes relatives, elles, sont très variables. Aux pertes thermiques sur le réseau s'ajoutent les rendements des unités de production. *In fine*, le rapport de l'énergie effectivement vendue sur l'estimation de ce qui a été consommé⁵ varie entre 61 et 65 %, en France, entre les années 2005 et 2013 [10].

1.1.3 Les unités de production de la chaleur

La source de chaleur est usuellement une chaudière alimentée par un combustible (charbon, fioul, gaz naturel, bois,...), une Unité de Valorisation Énergétique des déchets (UVE) ou une centrale à cogénération⁶. Plus rarement, il s'agit d'une centrale de géothermie, d'une centrale solaire thermique, de la chaleur fatale issue des rejets thermiques d'un procédé industriel (autre que la combustion des déchets ménagers),...

Trois catégories principales sont distinguées :

1. Les énergies conventionnelles (fossiles), c'est-à-dire le gaz naturel, le fioul, le charbon.
2. Les énergies renouvelables comme la biomasse, la géothermie profonde et le solaire.
3. Les énergies de récupération. En particulier, l'énergie fatale des procédés industriels ou l'incinération des déchets dans les UVE (anciennement UIOM).

La majorité des réseaux de chaleur utilise plusieurs sources de chaleur (73 % [10]) et les plus grands réseaux sont composés de plusieurs unités de production (30 % [10]), pouvant chacune utiliser une ou plusieurs sources de chaleur différentes.

En France, par arrêté, les réseaux de chaleur dont le mix énergétique comprend 50 % ou plus d'EnR&R (énergies renouvelables et de récupération) bénéficient d'avantages fiscaux.

⁵ Estimation à partir des équivalents PCI (Pouvoir Calorifique Inférieur) des combustibles.

⁶ Les centrales à cogénération électricité-chaleur sont peu répandues en France, en comparaison des autres pays de l'Union Européenne.

1.1.4 Le fonctionnement

La charge (demande de chaleur) d'un réseau de chaleur est fluctuante (Figure 3) selon :

- La saison (demande forte en hiver, faible en été) ;
- Le jour de la semaine (chaque type de bâtiment a ses spécificités : les bureaux, par exemple, diminuent leur demande en week-end, quand les employés sont absents) ;
- L'heure de la journée (trois pics de consommation sont observés dans une journée : deux importants, le matin et le soir, et le troisième de moindre ampleur, à midi).

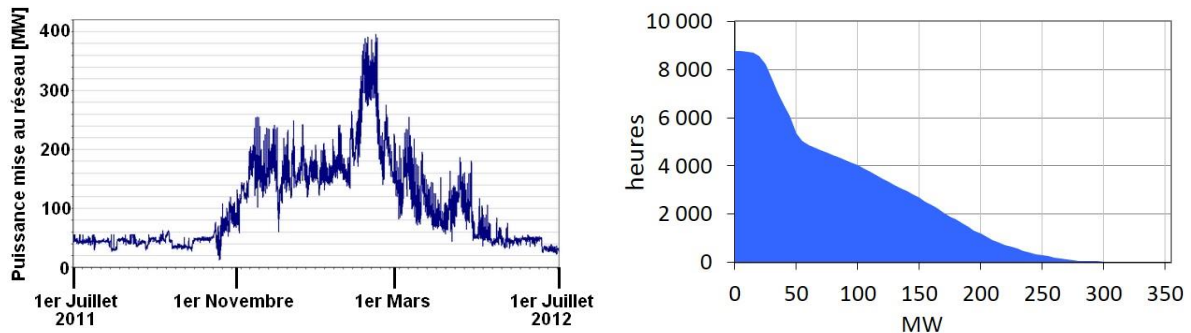


Figure 3 : Courbe de charge 2011-12 sur le réseau de chauffage de la ville de Grenoble (à gauche) et courbe du nombre d'heures de fonctionnement cumulées à un régime supérieure ou égale à une puissance donnée, pour l'année 2013-14 sur le même réseau (à droite).

Les pics de consommation annuels sont dimensionnants ; la puissance installée sur le réseau doit permettre d'assurer la fourniture pendant ceux-ci. Il en résulte que la durée de fonctionnement en équivalent pleine puissance d'un réseau de chaleur varie usuellement entre 2 000 et 2 500 h par an (<30 %) [7;8;13]. Cet inconvénient est commun à tous les réseaux de chaleur. A Göteborg, en Suède, la charge journalière hivernale oscille entre 1 et 1,5 GW, alors que le fonctionnement d'été nécessite une puissance de l'ordre de 150-300 MW [14].

Par ailleurs, l'anticipation de la production est difficile du fait :

- Des conditions météorologiques (température, ensoleillement, vent, précipitations) ;
- Du temps de parcours du fluide caloporteur des unités de production jusqu'aux sous-stations ;
- Du comportement potentiellement unique de chaque usager (la température de chauffe et la durée des douches n'étant pas définies par défaut pour chacun)⁷.

Il en résulte que les réseaux sont généralement surdimensionnés et fonctionnent continuellement en surrégime afin de pouvoir assurer un régime dit « de fourniture obligatoire ». Pratiquement, la prédiction de la demande est basée sur une loi d'eau empirique qui donne, en fonction de la température extérieure prédite, une température de sortie de chaufferie prévisionnelle. Des ajustements sont réalisés « à la main » selon le moment de la journée, les conditions météorologiques, etc. Une marge de sécurité est conservée en temps réel : dès que certaines sous-stations considérées comme critiques et représentatives du réseau arrivent à saturation, la température « départ » du fluide caloporteur ou le débit dans le réseau est augmentée. Finalement, la température de production est contrainte par quelques sous-stations critiques. Une surconsommation dans une seule de ces sous-stations peut être à l'origine d'une montée en température de l'ensemble du réseau.

Toutefois, si les réseaux de chaleur se sont développés c'est parce qu'ils présentent également de nombreux avantages :

- L'utilisation massive des ressources renouvelables [15] ;

⁷ Bien que le phénomène de foisonnement qui sera expliqué par la suite limite l'influence des usagers sur la demande.

- L'efficacité énergétique et le traitement des effluents ne sont pas égalés par les systèmes individuels⁸ [7;15;16] ;
- La ressource multi-énergie apporte de la flexibilité et se traduit par une potentielle optimisation économique et/ou énergétique ;
- La consommation de ressources locales ;
- La tarification est peu sensible aux prix des énergies (réseau multi-énergies, ressources locales) ;
- Le prix de l'énergie est relativement faible en comparaison des autres moyens de chauffage (Figure 4)
- Le foisonnement permet aux réseaux de chaleur d'installer moins de puissance de production qu'une multitude de systèmes individuels.

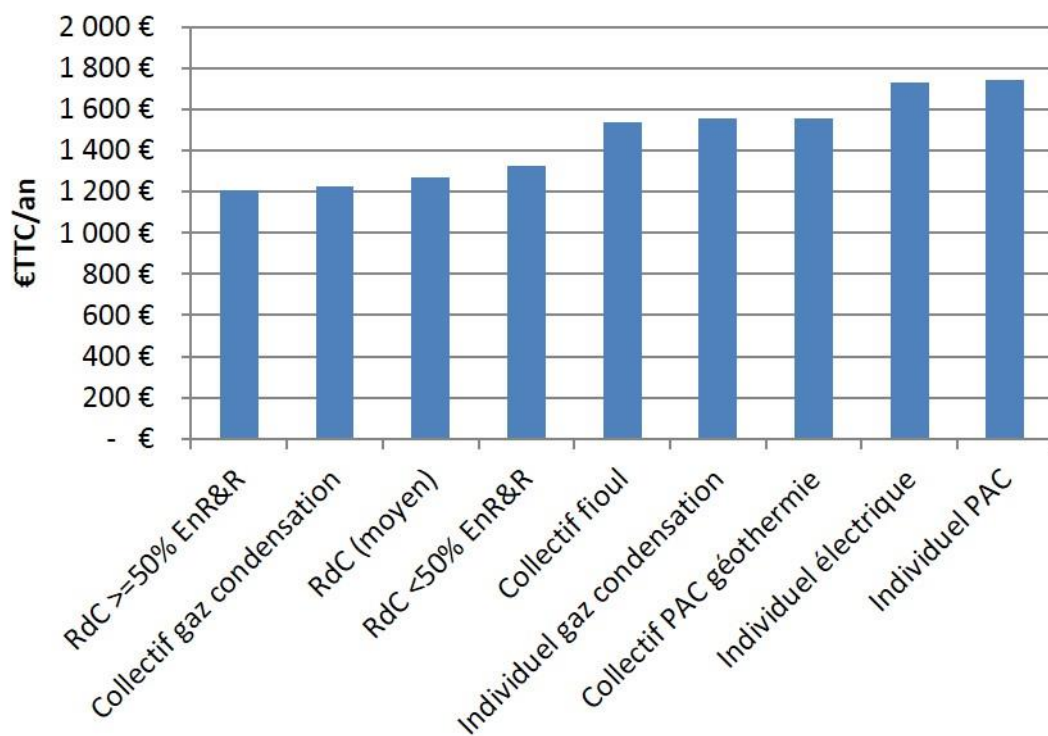


Figure 4 : Coût annuel moyen de chauffage, en France, selon le moyen de production, pour une consommation moyenne de 170 kWh/m²/an (parc social moyen), subventions non prises en compte [17].

C'est la diversité des sources de chaleur et le fait qu'elles puissent être bon marché ou de récupération, ajoutés à l'efficacité des générateurs, qui permettent aux réseaux de chaleur d'être compétitifs sur le marché de la chaleur.

En résumé, les réseaux de chaleur sont des entités complexes, dynamiques et transitoires. Les conditions opératoires sont variables et la prédiction de la consommation difficile. Il n'existe pas un modèle « type » de réseau de chaleur mais une multitude, chacun étant unique de par le profil de consommation des usagers, le mix énergétique utilisé, le fluide caloporteur sélectionné ou encore les conditions météorologiques. Par essence, un réseau de chaleur a vocation à relier des producteurs et des consommateurs de chaleur. L'idée principale est de centraliser la production et les coûts pour réduire les impacts écologique, énergétique et économique. Ces réseaux permettent également de valoriser des sources qui sont éloignés du

⁸ Cette affirmation est valable à condition que les bâtiments soient suffisamment densément répartis, sans quoi les pertes énergétiques dans les réseaux deviennent trop importantes. Par ailleurs, même si l'efficacité thermique des chaudières individuelles les plus récentes est proche de celle obtenue dans les chaudières de chaufferie, le traitement des effluents est bien meilleur dans les chaudières de chaufferie récentes que dans les systèmes individuels.

lieu de consommation et qui sont donc perdues en l'absence d'un tel réseau. Pour des raisons écologiques et économiques, les réseaux de chaleur ont tout intérêt à augmenter la part des EnR&R dans leur mix énergétique (au moins jusqu'à plus de 50 %).

1.2 Les réseaux de chaleur en France, en Europe et dans le Monde

1.2.1 En France

Les réseaux de chaleur ont commencé à apparaître avant 1950 dans les grandes villes comme Paris, Grenoble, Strasbourg,... A partir de 1950, ils font partie intégrante des plans d'urbanisation. A partir de 1970 la croissance ralentit, principalement parce que le chauffage électrique fait son apparition (1971). Puis, comme de nombreux projets de R&D ou industriels liés à l'efficacité énergétique et à l'essor des énergies renouvelables, les réseaux de chaleur se développent beaucoup dans les années 80, après le premier choc pétrolier. S'en suit une période de stagnation, pendant une vingtaine d'années le nombre de logements raccordés au réseau reste constant. C'est à la fin des années 2000 que les réseaux de chaleur connaissent un regain d'intérêt, particulièrement parce qu'ils apparaissent comme un outil de mobilisation des énergies renouvelables [7].

Le parc national appartient très majoritairement à quatre entités qui sont : Dalkia (EDF), Cofely (Engie⁹), IDEX et Coriance. Les statistiques et les principaux chiffres nationaux sont rassemblés par le SNCU (Syndicat National du Chauffage Urbain et de la Climatisation Urbaine).

En France, ce sont 1,2 millions de logements qui sont alimentés par 501 réseaux de chaleur [10] représentant 6 % du marché national de la chaleur [7]. Les réseaux de chaleur alimentent pour 2/3 du résidentiel et pour 1/3 du tertiaire. En tout, le parc raccordé est d'environ 2,2 millions d'équivalents logements [10]¹⁰.

Les deux plus grands réseaux de chaleur français sont celui de Paris (CPCU : Compagnie Parisienne de Chauffage Urbain) qui fait 475 km et celui de Grenoble (CCIAG : Compagnie de Chauffage Intercommunale de l'Agglomération de Grenoble) qui fait 160 km. A Paris, le réseau se compose d'une boucle principale où circule de la vapeur et de boucles secondaires, en eau chaude, alimentées par la boucle principale. A Grenoble, le réseau est en eau chaude surchauffée.

Malgré leurs intérêts économiques et écologiques [12;16], les réseaux de chaleur sont majoritairement inconnus du grand public : quatre Français sur cinq ne connaissent pas leur existence. Paradoxalement, 90 % des Français interrogés et renseignés sur le sujet souhaiteraient que leur logement soit raccordé à un réseau de chaleur [4]. Le marché de la chaleur est fortement concurrentiel, ce qui fait qu'une solution est privilégiée par rapport à une autre, du point de vue de l'utilisateur final, est la viabilité économique [12]. Il faut que cette solution soit compétitive sur le marché de l'énergie, c'est une condition nécessaire, bien que non suffisante.

⁹ Anciennement GDF-Suez (jusqu'au 26 avril 2015)

¹⁰ Par définition, l'équivalent logement d'un réseau de chaleur est un calcul de consommation effectué pour un logement de 70 m², dont les besoins énergétiques sont d'environ 12,2 MWh/an pour une rigueur climatique de 2500 DJU (Degré Jour Unifié). Le nombre de DJU est la somme jour après jour de la différence entre une température moyenne sur la journée et une référence fixée à 18 °C. Par exemple, si la température moyenne de la journée est de 15 °C, il faut compter 3 DJU. Les DJU pour le chauffage et la climatisation sont distingués. Pour le chauffage, on ne compte que les journées où la température moyenne est inférieure à la référence. Les besoins en chaleur utile du logement de référence sont de 10 MWh (dont 30 % pour l'ECS) pour 2 500 DJU. La valeur de 12,2 MWh/an/log. tient compte des rendements de chaudières, du réseau de distribution et des pertes de régulation. Ainsi, l'équivalent logement dépend du type de chauffage. Les valeurs sont : 12,5 et 14,5 MWh/an/log pour de l'individuel et du collectif respectivement, au GN ou au fioul.

1.2.2 En Europe

Euroheat & Power est l'équivalent européen du SNCU, il publie annuellement une enquête de branche rassemblant des statistiques concernant les réseaux de chaleur à travers tous les pays d'Europe et même certaines données concernant des pays en dehors de celle-ci (Corée, Chine, USA,...).

Il y a environ dix fois plus de réseaux en Europe qu'en France. C'est-à-dire entre 4 500 et 5 000 réseaux qui chauffent 100 millions d'habitant (10 % des individus), dans 32 pays. La répartition est extrêmement inégale d'un pays à l'autre. Les réseaux de chaleur sont quasi-inexistants aux Royaume-Uni ou en Norvège alors qu'ils chauffent presque tout le monde en Islande¹¹. Cette diversification s'explique par les politiques nationales ainsi que par les ressources à disposition : l'électricité est bon marché en Norvège grâce aux nombreux barrages hydrauliques (et à l'abondance de pétrole et de gaz naturel) ; les ressources géothermiques sont importantes en Islande ; le raccordement à un réseau de chaleur est obligatoire dans certains quartiers de Copenhague (98 % de taux de raccordement dans la ville). En Suède, toutes les communes de plus de 10 000 habitants sont équipées d'un réseau de chaleur détenu et exploité par des organismes entièrement publics.

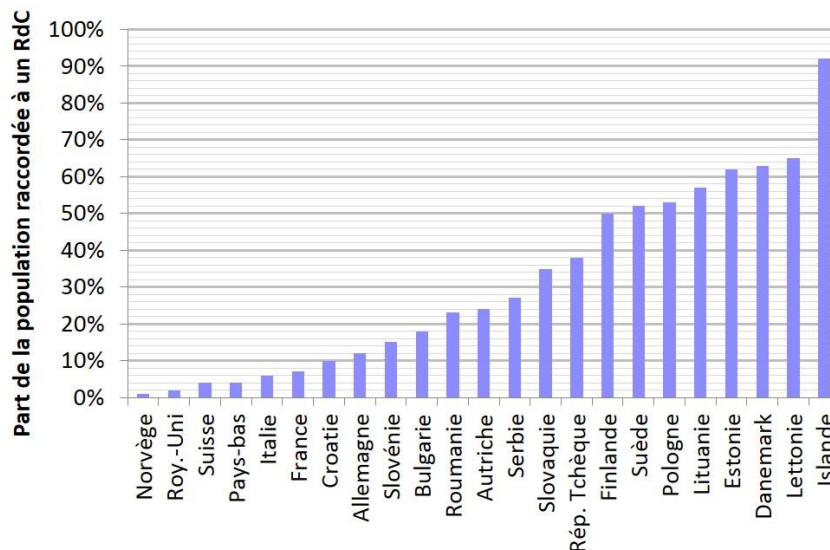


Figure 5 : Part de la population raccordée à un réseau de chaleur[20].

1.2.3 Dans le reste du monde

L'*International District Energy Association* (IDEA) est le lobby international qui promeut le développement des réseaux de chaleur et de froid, ainsi que l'intégration dans ces réseaux d'unités de cogénération.

En comparaison de l'Europe où 10 % des besoins de chauffage sont assurés par les réseaux de chaleur, ceux-ci ne couvrent que 3 à 4 % de la demande aux USA, bien que les premiers réseaux de chaleur « modernes » soient nés là-bas. A l'autre extrême, se trouve la Russie, qui concentre à elle seule 55 % de la puissance mondiale de chauffage urbain (Figure 6) [7].

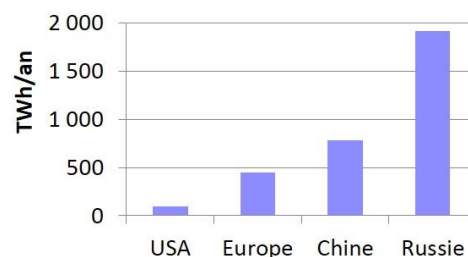


Figure 6 : Energie livrée par les réseaux de chaleur, dans le monde, en 2011 [20].

¹¹ En Islande, où la ressource géothermique est abondante, ce sont 90 % du chauffage urbain et 30 % de la production électrique nationale qui sont assurés par la géothermie [18]. Le prix de la chaleur y est, en conséquent, 5 fois moins élevé que partout ailleurs [19].

Les quelques 17 000 réseaux de chaleur russes alimentent à peu près 44 millions de logements, soit les 3/4 d'une population de plus de 140 millions de personnes. C'est le réseau le plus vaste et le plus ancien du monde. La Russie étant un grand producteur de gaz naturel, le réseau est alimenté à 75 % par celui-ci [7]. Le cas, particulier, de la Russie s'explique d'une part par les hivers très rigoureux et d'autre part par l'héritage soviétique : le chauffage y est, comme la santé ou l'éducation, un besoin de base [21]. Néanmoins, le réseau est vétuste (aucun aménagement majeur depuis 1980) et est globalement inefficace [21].

Il est à noter qu'il n'existe quasiment aucun réseau de chaleur dans l'hémisphère sud du globe. Deux raisons principales à cela : la température y est, en moyenne, plus élevée et les pays concernés présentent un retard technologique par rapport aux pays dits « développés » et industrialisés.

Cet état des lieux permet de rendre compte de l'inégale répartition des réseaux de chaleur dans le monde. Par ailleurs, il montre que les réseaux de chaleur ont déjà fait leurs preuves dans certains pays et sous certaines conditions. Il apparaît qu'il est tout à fait possible d'atteindre, localement, des taux de couvertures importants. La question qui vient naturellement concerne les perspectives d'évolution des réseaux de chaleur : est-il ambitieux ou raisonnable de parier sur le futur développement des réseaux de chaleur dans le contexte actuel ?

1.3 Les perspectives d'évolution des réseaux de chaleur

Selon l'Agence Internationale de l'Énergie (AIE), les réseaux de chaleur sont amenés à prendre une part de plus en plus importante parmi les moyens de chauffages existants [22]. D'après Lund et al. [16], cette part peut atteindre jusqu'à 60 % du marché de la chaleur dans les pays d'Europe occidentale d'ici à quelques décennies (contre 10 % en moyenne aujourd'hui) [7].

Dans le cadre du Grenelle de l'environnement, la France s'est fixé un objectif de 23 % de l'énergie finale consommée d'origine renouvelable, d'ici à 2020¹². Il y est prévu qu'un quart de l'augmentation absolue de la consommation d'EnR&R soit supportée par les réseaux de chaleur. Le scénario privilégié pour atteindre cet objectif est de tripler la taille du réseau (par rapport à 2006) et de transformer le réseau afin d'arriver à 76 % d'EnR&R dans le mix énergétique. Avec 2,2 millions d'équivalent logement raccordés en 2013, cet objectif ambitieux est loin d'être atteint (Figure 7).¹³

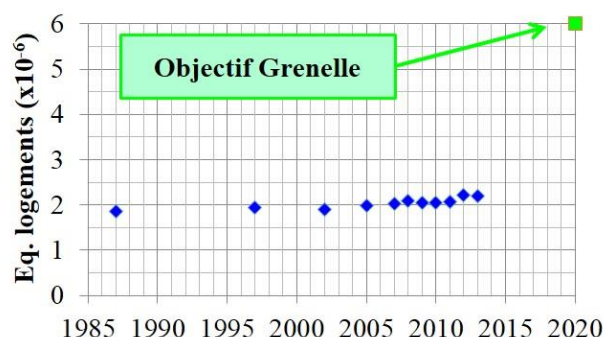


Figure 7 : Énergie livrée annuellement, en France, en nombre d'équivalent-logements et objectif 2020 [10;12;23].

¹² En 2012, la consommation brute d'énergie finale comprenait 13,7 % d'EnR&R.

¹³ Dans le cadre de la loi de transition énergétique, à l'horizon 2030, les objectifs sont de porter à 32 % la part d'énergie d'origine renouvelable dans la consommation d'énergie finale. Pour ce faire, la quantité d'énergie renouvelable et de récupération livrée par les réseaux de chaleur et de froid doit être multipliée par 5 par rapport à 2006.

Concrètement, les perspectives d'évolution et la future compétitivité des réseaux de chaleur reposent sur trois facteurs qui ont été identifiés à l'issue d'une étude réalisée sur 1 700 quartiers, dans 83 villes, à travers quatre pays [24]. Il s'agit de la forme urbaine (densité), de la concurrence sur le marché de la chaleur et de l'évolution des réseaux d'aujourd'hui (le choix d'un mode de chauffage engage pour plusieurs décennies). Un réseau de chaleur a tout intérêt à se densifier et à raccorder un maximum d'usagers au réseau existant afin de répartir les coûts fixes et de fournir plus pour des pertes thermiques égales.

Pour répondre aux besoins d'extension, de modernisation et d'amélioration des réseaux de chaleur, en France, le fond chaleur a été créé en 2009. Son objectif est de subventionner ou financer des projets de « chaleur renouvelable », que ce soit pour l'habitat collectif, le tertiaire ou l'industrie. Sa gestion locale est assurée par le biais de l'ADEME.

Par ailleurs, en France, depuis 1974, la réglementation thermique dicte la conduite à tenir en matière de construction et de rénovation dans le bâtiment. En particulier, une consommation limite d'énergie primaire est imposée. La réglementation la plus récente, la RT-2012, impose une consommation limite d'énergie primaire de 50 kWh/m²/an (modulée selon la localisation géographique, entre autres) pour la norme BBC (Bâtiment basse consommation). La RT-2012 impose également, pour les maisons individuelles, une exigence de moyens sur l'utilisation d'EnR. Parmi les moyens envisageables se trouve le raccordement à un réseau de chaleur alimenté à plus de 50 % par de l'EnR [13].

La question qui se pose alors est la suivante : quel avenir pour les réseaux de chaleur dans les quartiers de BBC ? En effet, une consommation d'énergie en diminution se traduit par des ventes d'énergie proportionnellement moindres ; ce qui entraîne invariablement une réduction de la viabilité économique des réseaux de chaleur. La réponse se trouve peut-être dans le développement des réseaux à basse température (BT). Effectivement, à débit constant, si la puissance diminue, alors la différence de température entre les circuits de départ et de retour va diminuer également ; ce qui peut permettre de fonctionner à plus basse température.

Du fait de leur température de fonctionnement peu élevée (<60 °C), les réseaux « basse température » présentent de plus faibles pertes thermiques et permettent de valoriser l'énergie issue des sources d'énergies à très basse température : les eaux usées (10-20 °C), la géothermie superficielle (20-30°C) ou la chaleur fatale issue des centrales électriques nucléaires (40 °C) par exemple. La température est ensuite rehaussée avec une pompe à chaleur. C'est le cas du réseau de chaleur du campus de Paris-Saclay, actuellement en projet, qui va récupérer de l'énergie dans la nappe de l'Albien (géothermique profonde ~700 m) pour alimenter des pompes à chaleur.

Les réseaux de chaleur sont amenés à prendre une place de plus en plus importante dans les grandes agglomérations. Ce développement est contraint par la nécessité de s'adapter aux nouvelles énergies et aux nouveaux profils de consommation. En particulier, les profils de consommation thermique des BBC se distinguent par une demande de chaleur plus faible pour le chauffage, mais des pics de consommation pour l'alimentation en ECS qui, eux, sont inchangés. En définitive, il en résulte que les pics de consommation sont relativement plus marqués.

Le stockage de l'énergie est un moyen judicieux pour améliorer la viabilité économique et écologique des réseaux de chaleur, comme cela va être présenté par la suite.

2 Le stockage thermique

Cette partie traite des systèmes de stockage de l'énergie thermique sous toutes leurs formes : « sensible », « latente » et thermochimique ; journalière et intersaisonnière ; localisée et délocalisée. Une fois cette présentation réalisée, des exemples de réalisations sont donnés. Un premier constat est que les systèmes existants sont tous à énergie « sensible ». La question de l'intégration d'un système de stockage d'énergie thermique par changement de phase sur un réseau de chaleur est alors soulevée.

Le stockage de l'énergie est pressenti comme un enjeu majeur du XXI^e siècle [25-27]. C'est, selon Jeremy Rifkin, le 3^e des cinq piliers de la troisième révolution industrielle. En outre le développement du stockage de l'énergie sous sa forme « thermique » apparaît comme étant un outil pouvant participer à la compétitivité de nombreux domaines et technologies : les réseaux de chaleur et de froid, mais aussi les centrales solaires thermiques à concentration, l'industrie agroalimentaire, l'habitat, l'électronique, etc.

Le stockage d'énergie thermique a connu ses premières heures de gloire dans les années 80, suite au premier pic pétrolier de 1973. Après ce premier engouement, et tandis que le pétrole redevient bon marché, l'intérêt porté au stockage d'énergie thermique s'estompe. Enfin, depuis le début du millénaire, le nombre de travaux publiés relatifs à ce domaine d'étude augmente exponentiellement (Figure 8).

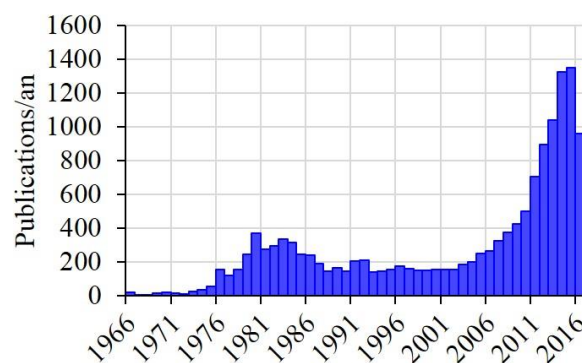


Figure 8 : Nombre de documents publiés annuellement concernant le stockage d'énergie thermique¹⁴.

Sur le graphique ci-dessus, le nombre de publications recensées, entre 2000 et 2014, a octuplé. Néanmoins, pour remettre ce graphique dans le contexte, il faut noter que le nombre total d'articles scientifiques publiés annuellement et recensé par SCOPUS a doublé entre 2000 et 2014. En conséquence, l'augmentation du nombre de publications sur le thème du stockage thermique ne peut pas être attribuée seulement à l'augmentation du volume de publications à l'échelle du globe.

2.1 L'intégration d'un système de stockage sur un réseau de chaleur

2.1.1 Les intérêts du stockage

Un réseau de chaleur est caractéristique en ce que son fonctionnement est soumis à de fortes variations de la charge au cours de la journée, de la semaine et de la saison. En conséquence, les avantages liés à l'intégration d'un système de stockage sur un réseau de chaleur sont multiples [28-30], il s'agit de gains énergétiques (valorisation & récupération

¹⁴ Stratégie de recherche sur SCOPUS : TITLE-ABS-KEY(("thermal energy storage" OR "heat energy storage" OR "heat storage" OR "latent storage" OR "thermal storage")) et en excluant tous les journaux non directement liés (02 septembre 2016).

d'énergie fatale, fonctionnement au nominal) et économiques (meilleurs rendements, optimisation de la tarification horaire), mais cela permet aussi de limiter les séquences d'arrêt/redémarrage des centrales auxiliaires et de diminuer la puissance d'appoint installée [31]. En définitive, cela permet des réductions globales du prix de l'énergie, tout en diminuant les consommations d'énergies primaires et les émissions de GES.

Les principales possibilités qui s'ouvrent aux gestionnaires de réseau via l'intégration d'un système de stockage thermique sont les suivantes :

- **L'arbitrage énergétique** : c'est la possibilité de choisir quelle source d'énergie utiliser parmi plusieurs disponibles, en fonction de leur prix par exemple, et ce indépendamment de la disponibilité immédiate de ces sources. Le stockage permet alors d'augmenter le taux d'utilisation d'une ressource ou d'optimiser le rapport des prix de vente et de production.
- **Le lissage de la courbe de production** : les moyens de production ont un fonctionnement au plus proche de la demande pour éviter les pertes, ce qui entraîne des fluctuations du régime de fonctionnement. Si les surplus de production sont stockables et que les pointes de consommation sont garantissables en déchargeant l'énergie stockée, alors il est possible de faire fonctionner les moyens de productions à leur point de fonctionnement nominal : la courbe de production est ainsi lissée. La centrale de production fonctionne alors à son régime nominal où le rendement de l'installation est optimisé et sa durée de vie prolongée car le fonctionnement est stable et régulier.
- **L'intégration d'énergies renouvelables intermittentes** est facilitée, c'est en particulier le cas pour le solaire thermique, extrêmement intermittent, avec des variations aussi bien journalières (jour/nuit) qu'annuelles (saisons). Les systèmes de stockage permettent de pallier ce problème de déphasage entre la disponibilité et la demande en énergie.
- **La valorisation d'énergies fatales**. Une quantité d'énergie est dite « fatale » si elle est inutilisable au cours ou à l'issue du procédé qui est à l'origine de sa formation. Dans le cas des réseaux de chaleur, les énergies fatales récupérables sous forme de chaleur sont issues de procédés industriels, de l'incinération des ordures ménagères, du refroidissement de centre de données,... Ces énergies fatales thermiques sont, par définition, générées par un procédé dont le but n'est pas la production de chaleur. Par conséquent, les rejets thermiques induits par ledit procédé ne sont pas forcément en phase avec une demande d'énergie. Le système de stockage permet de pallier ce problème de déphasage entre la disponibilité et la demande en énergie.
- **La garantie capacitaire** pour assurer le secours ou les pointes de consommation, voire pour la maintenance. Il a été dit que les réseaux de chaleur subissent de fortes variations de charge au cours de la journée, ce qui nécessite au moins une chaudière pour assurer la base et une seconde pour les pointes. En couplant un système de stockage à une chaudière unique le même résultat peut être obtenu. Le système de stockage peut donc être installé à la place d'une chaudière : il apparaît alors que l'investissement pour l'intégration du système de stockage n'est pas un surplus puisqu'il vient en lieu et place de la chaudière secondaire.
- **L'aide au traitement des congestions du réseau**. Un réseau de chaleur est continuellement amené à évoluer. De ce fait, certaines conduites initialement dimensionnées pour le passage d'une puissance donnée peuvent s'avérer insuffisante à la suite de l'agrandissement du réseau en aval d'un point donné. Ce

point devient donc un goulot d'étranglement. En particulier, en aval d'un goulot d'étranglement, les sous-stations ne sont pas suffisamment alimentées, ce qui entraîne une modification de la température de production (la régulation est réalisée de telle sorte que la fourniture d'énergie est toujours assurée aux sous-stations les plus critiques, cf. Chapitre 1, §1.1.4, p.2). Il en résulte que la température du réseau entier est augmentée, alors que le problème est local. Un système de stockage en aval de la zone de congestion peut suffire à désengorger localement le réseau.

- **Le couplage à une centrale de cogénération.** Parmi les nombreux atouts d'un système de stockage thermique, son couplage à une unité de cogénération est prometteur [32]. En effet, les unités de cogénération sont contraintes par la production, soit d'électricité soit de chaleur, selon ce pour quoi elles ont été installées. Il en résulte que l'un des deux vecteurs énergétiques est dépendant de l'autre. Or les prix *spot* des deux vecteurs ne sont pas nécessairement élevés au même instant. Les systèmes de stockage thermique prennent alors tout leur sens dans ce contexte. Effectivement, l'énergie électrique peut être produite au moment opportun pendant que l'énergie thermique est stockée et valorisée ultérieurement, quand elle sera plus intéressante économiquement. Bien que la combinaison « stockage thermique & cogénération » soit de plus en plus étudiée dans le monde [32-37], ce n'est pas le cas de la France. En effet, en France, peu de systèmes de cogénération existent du fait des faibles coûts de l'électricité.

2.1.2 Journalier ou intersaisonnier

Il est nécessaire de distinguer deux besoins différents de stockage thermique :

- Le stockage intra-saisonnier, ou journalier (stockage la nuit et déstockage le jour par exemple) ;
- Le stockage intersaisonnier (charge en été et décharge en hiver).

Dans le premier cas le système va être beaucoup sollicité, parfois plusieurs fois par jour. Ce qui signifie qu'il doit être conçu pour résister à un très grand nombre de cycles de charge et de décharge. Par ailleurs, le système doit être réactif et son dimensionnement en puissance est essentiel. En effet, ce type de réservoir de stockage va servir pendant les pics de consommation qui sont caractérisés par une forte intensité sur un temps très court.

Concernant les systèmes de stockage intersaisonnier, la problématique est différente. L'énergie récupérée et stockée en été est généralement bon marché, voire gratuite (solaire, chaleur fatale,...). L'isolation du système est un paramètre clé, qui va permettre d'assurer la pérennité du système d'une saison à l'autre. En tout état de cause, la viabilité économique d'un système ne subissant qu'une seule charge et décharge par un an est difficile à obtenir. Pratiquement, ces systèmes fonctionnent sur des cycles plus courts durant les mi-saisons. Les énergies mises en jeu sont alors relativement faibles en regard de la capacité du système.

Le stockage d'énergie à l'échelle de l'heure se fait en surchauffant le réseau à un instant donné en prévision d'une consommation accrue dans les heures qui suivent. Le matériau de stockage, dans ce cas, est le réseau de chaleur lui-même. De même, le contexte des SmartGrids et la mise en place de l'effacement consiste à utiliser les bâtiments des usagers comme milieu de stockage. La température de consigne est alors sciemment dépassée, quelques heures avant le pic de consommation attendu. L'inertie du bâtiment va être utilisée comme appoint pour diminuer le chauffage dans les heures qui suivent sans pour autant que la température du bâtiment descende en dessous de la température de consigne.

2.1.3 Centralisé ou délocalisé

Le réservoir de stockage peut être délocalisé, c'est-à-dire situé au niveau d'une ou de plusieurs sous-stations, ou alors centralisé et installé en proximité de la centrale de chauffe.

Dans le cas d'un système de stockage thermique délocalisé, la contrainte principale est la taille. Le réservoir doit pouvoir s'intégrer au décor urbain ou être installé en local technique, dans les deux cas il faut qu'il soit compact. Au contraire, à proximité des centrales thermiques la place n'est généralement pas un facteur limitant. Qui plus est, les gammes de puissance et d'énergie ne seront pas du tout les mêmes qu'il s'agisse d'un système centralisé ou délocalisé. En effet, les systèmes centralisés doivent être significatifs à l'échelle de la chaufferie à côté de laquelle ils sont installés. Les puissances et les énergies mises en jeux sont de l'ordre de la dizaine de mégawatt et de plusieurs dizaines de mégawattheures respectivement. En ce qui concerne les systèmes délocalisés au niveau des sous-stations, la puissance est de l'ordre du mégawatt et l'énergie stockée de quelques mégawattheures.

Du fait de la longueur des réseaux, il a été dit que le temps de parcours du fluide caloporteur, de la centrale de chauffe jusqu'à l'usager, peut atteindre plusieurs heures [38]. L'intégration d'un système de stockage en proximité des sous-stations (délocalisé) permet une plus grande flexibilité et une meilleure réactivité. Colella et al. [28] ont comparé différentes implantations et différents systèmes de stockage d'énergie. Il apparaît que les meilleures densités de stockage et efficacités sont obtenues par des systèmes de stockage par changement de phase¹⁵, implantés en proximité des sous-stations.

En résumé, les systèmes de stockage d'énergie thermique présentent de nombreux intérêts : économique, écologique, énergétique,... Un système est défini par un besoin : il peut donc être journalier ou intersaisonnier, centralisé ou décentralisé. Pour chacun de ces cas de figures, les conditions opératoires sont différentes. Dans la prochaine partie, les différentes technologies de stockage de l'énergie thermique sont présentées. Chaque technologie apparaît être plus ou moins intéressante pour un cas de figure donné.

2.2 Les différents types de stockage

Trois phénomènes physiques sont distingués et permettent de classifier les systèmes de stockage : l'échauffement (énergie « sensible »¹⁶), le changement de phase ou d'état (énergie « latente ») et les réactions chimiques endo/exothermiques. Le stockage thermique peut donc se présenter sous trois formes différentes :

- Stockage par variation d'enthalpie sensible
- Stockage par enthalpie de changement de phase
- Stockage thermochimique

2.2.1 Le stockage d'énergie par variation d'enthalpie sensible

Le stockage le plus employé actuellement est le stockage par chaleur sensible. Ce type de stockage se présente sous deux formes.

La première consiste en une augmentation de la température du milieu de stockage (liquide ou solide) par contact direct ou indirect avec un fluide caloporteur. Il s'agit d'un

¹⁵ Ces systèmes sont présentés dans la partie suivante.

¹⁶ L'énergie « sensible », par opposition à l'énergie « latente » est l'énergie que nous pouvons sentir : un échauffement ou un refroidissement. L'énergie « latente » est, par définition, une énergie qui est cachée. C'est l'adjectif qui a été donné à l'enthalpie de changement de phase car celle-ci n'était pas ressentie par l'expérimentateur du fait que le changement de phase d'un corps pur se fait à température constante.

procédé non isotherme dans lequel l'énergie absorbée/libérée par le milieu de stockage est proportionnelle à la diminution/l'augmentation de température du fluide caloporteur.

Dans la seconde forme, le fluide caloporteur est à la fois le fluide de travail et le matériau de stockage. C'est le cas, par exemple, des ballons d'eau chaude dans les habitations.

La quantité d'énergie thermique stockée s'exprime avec la relation suivante :

$$\Delta E = m \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (1)$$

Où,

m est la masse [kg], c_p la capacité calorifique massique à pression constante [J/(kg K)] et ΔT la différence de température [K] entre un état initial et un état final.

2.2.1.1 Solutions technologiques

Trois solutions principales coexistent : le stockage dans les fluides, le stockage dans les solides et le stockage dans un système composé partiellement de l'un et de l'autre.

2.2.1.1.1 Stockage dans les fluides



Figure 9 : PTES (200 000 m³) de Vojens, au Danemark. ©GSE Lining Technology GmbH.

Le fonctionnement s'appuie sur la stratification thermique dans le fluide. Pratiquement, le réservoir est composé d'un piquage haut et d'un piquage bas. En injectant le fluide chaud par le haut, le fluide froid situé en partie basse du réservoir est évacué. A l'inverse, en réinjectant du fluide froid par en bas, le fluide chaud situé en partie haute va être récupéré en sortie. La complexité de l'installation consiste à ne pas briser, en injectant du fluide, la stratification thermique qui se met naturellement en place entre le fluide chaud et le fluide froid. Ces systèmes de stockage sont appelés « stockage thermocline ».



Figure 10 : TTES aux USA, à Houston : 45 m de haut, 30 m de diamètre. ©Paul Howell et Burns & McDonnell (burnsmcd.com).



Figure 11 : Système de stockage d'énergie à deux réservoirs de la centrale solaire Andasol, en Espagne. Chaque réservoir fait 36 m de haut et 14 m de diamètre. ©Andy Skumanich [39].

Deux conceptions différentes sont distinguées : les PTES (*Pit Thermal Energy Storage*) et les TTES (*Tank Thermal Energy Storage*). Les TTES peuvent être utilisés pour du stockage journalier (Figure 10). Pour le stockage intersaisonnier, les PTES sont préférés au TTES. Le plus grand PTES actuel a été construit au Danemark, à Vojens en 2015 (Figure 9). D'un volume de 200 000 m³, cette fosse enterrée permet, grâce à une centrale solaire thermique qui s'étend sur 7 ha, d'approvisionner le réseau de chaleur en énergie solaire à hauteur de 50 % des besoins. Ces systèmes présentent l'inconvénient d'être sujets à d'importantes pertes thermiques. Le retour d'expérience sur l'installation Friedrichshafen, en Allemagne, indique que l'énergie récupérée est environ 60 % de l'énergie stockée [40].

Une façon similaire de procéder, plus efficace thermiquement mais deux fois plus coûteuse et encombrante que le stockage thermocline, consiste à utiliser deux réservoirs : un pour le fluide chaud et un pour le fluide froid (Figure 11). Lors de la charge le fluide est pompé dans le réservoir froid, il est chauffé, puis est injecté dans le réservoir chaud. Pour la décharge, le procédé inverse est réalisé.

Les ATES (*Aquifer Thermal Energy Storage*) sont une alternative aux TTES et PTES. Ils ne reposent pas sur le principe de la thermocline, mais profitent de l'étendue importante d'une nappe d'eau pour puiser en un point et réinjecter dans un autre. Typiquement, il s'agit de stocker durant l'été et de déstocker au cours de l'hiver (stockage intersaisonnier). Ces systèmes utilisent un échangeur de chaleur : le fluide de travail est différent de celui de stockage.



Figure 12 : ATES réversible, principe de fonctionnement été (à gauche) et hiver (à droite).
© LfV

Pratiquement, les ATES ont des rendements relativement faibles. Il arrive que la nappe d'eau se déplace et que l'eau chaude préalablement injectée ne soit pas récupérable.

2.2.1.1.2 Stockage dans les solides

Pour le stockage à basse température, une solution consiste à stocker directement dans le sol, c'est le principe des sondes géothermales ou BTES (*Borehole Thermal Energy Storage*) (Figure 13).

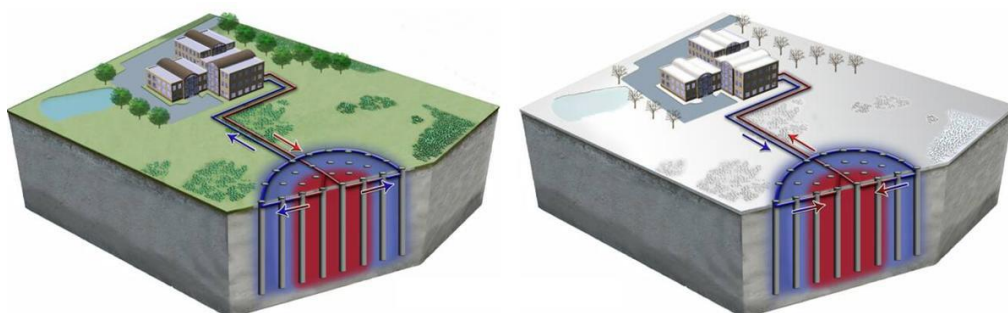


Figure 13 : BTES réversible, principe de fonctionnement été (à gauche) et hiver (à droite).
© 2009, Underground Energy, LLC.

D'autres systèmes privilégient le stockage dans des réservoirs de roche ou de déchets vitrifiés. Le principe est le suivant : le fluide caloporteur, chaud, passe autour/entre/à travers le matériau solide et cède de l'énergie à celui-ci. Pour récupérer l'énergie stockée, il suffit de faire passer le fluide caloporteur, froid, dans l'autre sens.

2.2.1.1.3 Technologie mixte

Des technologies mixtes existent, elles utilisent à la fois des matériaux solides et liquides comme moyens de stockage. C'est le cas, par exemple, du stockage en huile et roche pour les centrales solaires thermodynamiques [41]. L'huile étant coûteuse, le réservoir est rempli de roches qui présentent une même densité volumique de stockage que l'huile¹⁷. Une fois les roches intégrées dans la cuve, le mode opératoire est le même que celui des TES : l'huile chaude est injectée en partie haute pendant la charge et l'injection d'huile froide en partie basse pendant la décharge va pousser l'huile chaude en sortie tout en permettant à l'huile froide de se réchauffer au contact des roches chaudes. C'est la technologie mise au point et proposée par Alsolen (Groupe Alcen) [42], dite à contact direct huile/roche et qui repose sur le phénomène physique de la thermocline.



Figure 14 : Système de stockage d'énergie thermique sensible à contact direct huile/roche développé au CEA de Grenoble. Vue de l'extérieur (en haut) et vue du lit de roche intérieur (en bas). ©Arnaud Bruch.

2.2.1.2 Matériaux

L'eau est le fluide le plus utilisé, en raison de sa très bonne capacité thermique massique (4 180 J/kg/K) et surtout de son faible prix. Pour une température supérieure à 100°C, plutôt que de pressuriser une cuve d'eau, il est possible d'avoir recours à des huiles thermiques (Therminol® 66, Caloria-HT®, ou Jarytherm® DBT). Dans le cas des réseaux de chaleur, cette technologie nécessite de rajouter un échangeur entre l'huile et le fluide caloporteur de travail. Lorsque le système de stockage a pour vocation de stocker de l'énergie à une température encore supérieure, et que les huiles ne sont plus adaptées, des sels fondus (NaNO₃,...), voire des métaux fondus, sont utilisés. Ces derniers, bien que coûteux et souvent toxiques, ont une très bonne conductivité thermique, ce qui fait d'eux des matériaux attractifs.



Figure 15 : Morceau de Cofalit présenté à Milan par Gaëlle Gabillet et Stéphane Villard. © Studio GGSV.

Concernant les matériaux de stockage solides, le plus courant est de stocker dans de la roche. La cofalit (Figure 15), la plasmalit et d'autres déchets ou matériaux vitrifiés, sont également étudiés.

¹⁷ Produit de la capacité thermique massique par la masse volumique

Dans le cas des sondes géothermiques, le matériau de stockage est le sol lui-même. L'emplacement du système de stockage est donc choisi en fonction des propriétés géothermiques de son sol.

2.2.2 Le stockage d'énergie par changement de phase

Ces dernières années, plus de 40 % de la recherche dans le stockage thermique concernait le stockage dans les MCP. Entre 2000 et 2014, le nombre de papiers publiés annuellement a été multiplié par plus de 17 (Figure 16).

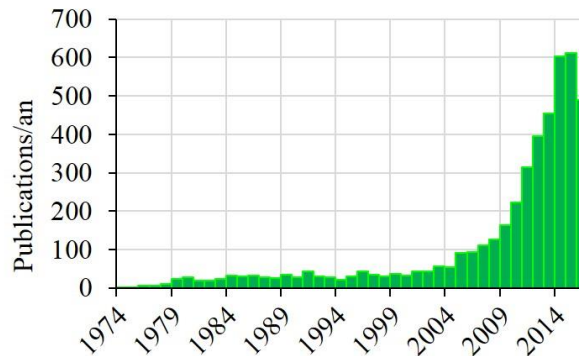


Figure 16 : Nombre de documents publiés annuellement concernant le stockage d'énergie thermique par MCP¹⁸.

Dans le cas du stockage dans un matériau à changement de phase (MCP), c'est l'enthalpie de changement de phase, le plus souvent lors du changement d'état solide/liquide, qui est valorisée¹⁹. Cette énergie, qui est absorbée lors de la fusion et libérée lors de la solidification, résulte de l'établissement, ou de la rupture, de liaisons interatomiques ou intermoléculaires. Ce changement d'état s'accompagne d'une variation de volume. Pour un corps pur, il se fait à température constante. La transition liquide/gaz met en jeu des quantités d'énergie par unité de masse bien plus importantes que la transition solide/liquide. Elle est toutefois complexe à mettre en œuvre industriellement en raison de la gestion du volume et/ou de la pression du gaz.

A titre d'illustration, l'enthalpie de fusion de l'eau à pression atmosphérique est de l'ordre de 330 J/g, tandis que l'enthalpie de vaporisation de l'eau à la même pression avoisine les 2 250 J/g. L'enthalpie massique de vaporisation est donc sept fois plus élevée que l'enthalpie de fusion. Cependant, les volumes spécifiques de l'eau et de la glace sont du même ordre de grandeur relativement à celui de la vapeur d'eau qui est 1 600 fois plus grand. A pression atmosphérique, il faut un volume de stockage 240 fois plus important si c'est le changement d'état liquide/vapeur qui est valorisé.

Pratiquement, la charge du système de stockage va s'accompagner de la fusion du matériau de stockage, tandis que la décharge est réalisée par la solidification dudit matériau²⁰.

¹⁸ Stratégie de recherche sur SCOPUS : TITLE-ABS-KEY(("MCP" OR "Phase change material" OR "PCM") AND ("TES" OR "thermal energy storage" OR "heat storage" OR "latent heat storage" OR "latent storage" OR "LHTES" OR "energy storage")) et en excluant tous les journaux non directement liés (2 septembre 2016).

¹⁹ Les notions de phase et d'état sont distinctes, en cela qu'un état de la matière peut exister sous différentes phases (allotropie). C'est, par exemple, le cas du fer pur qui, à l'état solide, existe sous forme de ferrite et d'austénite.

²⁰ Dans la suite, et sauf mention contraire, il sera implicitement question de fusion lorsqu'il sera fait mention d'une charge ou du processus de stockage. De même, toute référence à la décharge ou au déstockage, signifiera implicitement qu'il s'agit d'une solidification. La position est prise de ne considérer ainsi que le stockage « chaud ». En effet, bien que les deux types de stockage (« chaud » et « froid ») fonctionnent de manière similaire et avec des technologies proches, les changements de phase sont inversés dans le cas du stockage froid. Il est alors d'usage de dire que des frigories sont stockées au cours de la charge du système, qui se traduit par la solidification, au contraire, les frigories sont récupérées lors de la décharge, ou déstockage, qui s'accompagne de la fusion du MCP. D'un point de vue purement thermodynamique, les frigories n'existent pas, il s'agit d'un outil mathématique de quantification d'une potentielle récupération d'énergie future par rapport à une température de référence. Le stockage froid regroupe toutes les applications de stockage d'énergie thermique pour lesquels la phase de charge s'accompagne d'une diminution de l'énergie interne du système, par opposition aux systèmes de stockage chaud

Le matériau doit être judicieusement choisi en fonction de la température cible du système de stockage, afin que sa température de fusion soit dans la plage de température d'utilisation.

La quantité d'énergie thermique stockée via le changement d'état s'exprime avec la relation suivante :

$$\Delta E = m \cdot \Lambda$$

avec Λ l'enthalpie massique de changement de phase [J/kg].

L'enthalpie de changement de phase est relativement importante en comparaison de la variation d'énergie sensible d'un matériau. Par exemple, l'énergie nécessaire à la fusion d'un bloc de glace (passage de 0 à 1 °C) est 80 fois plus importante que l'énergie nécessaire à l'échauffement de l'eau sur le même intervalle de température. Par conséquent, les systèmes de stockage par changement de phase sont intéressants car la quantité d'énergie stockée par unité de volume (densité de stockage) peut être supérieure à celle obtenue par un système sensible. Dans les faits, tout dépend de la différence de température à laquelle est soumis le système entre un état déchargé et un état chargé. Plus la variation de température est importante plus les systèmes de stockage à enthalpie sensible sont compétitifs en termes de densité énergétique. De ce fait les volumes de stockage et de matériaux sont réduits. La compacité du système de stockage est recherchée dans de nombreux domaines comme le management thermique de processeur ou de batteries en électronique, et les réseaux de chaleur, où l'espace dans les sous-stations est limité.

En quelques mots, le changement de phase met en jeu des quantités d'énergie importantes sur une plage de température réduite. Ce changement de phase s'accompagne d'une variation du volume spécifique du matériau.

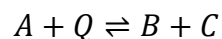
2.2.3 Le stockage thermochimique

Le stockage thermochimique repose sur deux types de réactions : les réactions chimiques endothermiques réversibles et les réactions de sorption.

2.2.3.1 Réactions chimiques endothermiques réversibles

De par sa nature endothermique la réaction va permettre de stocker de la chaleur, et étant donné que cette réaction est réversible, cette chaleur sera restituée lorsque la réaction inverse (exothermique) sera réalisée.

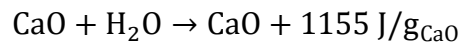
Soient A , B et C trois composés chimiques distincts et Q une quantité d'énergie thermique, la réaction s'écrit :



Les produits de la réaction peuvent être conservés à température ambiante et, s'ils sont isolés, ils ne subiront pas ou peu de détérioration chimique. Dans le cas du stockage « sensible » et « latent », les pertes thermiques ramènent invariablement le système dans son état initial, déchargé. Le stockage sous forme thermochimique est peu contraint par la durée de stockage, c'est pourquoi il est essentiellement destinée à du stockage longue durée (intersaisonnier).

Un exemple de matériau utilisé est la chaux. Lors du stockage, la chaux éteinte est séchée par de l'air sec chaud. La phase de déstockage se traduit par l'extinction de la chaux vive par arrosage. La réaction d'extinction s'écrit :

pour lesquels la charge se traduit par une élévation de la quantité d'énergie dans le système. Par extension, et de manière plus générale, le stockage froid regroupe les applications pour lesquels les MCP utilisés ont une température de changement de phase inférieure à la température ambiante dite « normale » (~16 à 20°C).



2.2.3.2 Réactions de sorption

La sorption comprend l'adsorption (en surface) et l'absorption (dans le volume) qui vont consommer de l'énergie. La transformation inverse, la désorption, résulte en la libération des molécules précédemment sorbées. Alors que la désorption est endothermique (stockage), la sorption est exothermique (déstockage).

2.2.3.3 Comparaison et conclusion

En première approche, l'ordre de grandeur de la densité énergétique des systèmes thermochimiques est cinq fois plus important que les systèmes par changement de phase qui ont eux-mêmes une densité de stockage de deux à trois fois plus élevé que les systèmes sensibles.

Le potentiel des systèmes de stockage par voie thermochimique est important du fait de ses multiples avantages : un temps de stockage infini, un transport simplifié et une densité de stockage supérieure aux autres technologies présentées. La difficulté principale réside dans la réalisation d'un procédé continu pour le stockage ou le déstockage. Aujourd'hui, il faut travailler « par paquet ». Seuls les systèmes par enthalpie « sensible » sont matures industriellement. Ces derniers prennent leur sens dès lors que la différence entre les températures de travail (chaude/froide) est conséquente. Pour limiter les pertes thermiques, ces systèmes vont être massifs (faible rapport surface/volume). Le stockage par changement de phase n'est pas encore mature mais le développement à l'échelle « laboratoire » est dépassé et les premiers prototypes ont vu le jour. En comparaison avec un système par énergie « sensible », le recours à un système de stockage par changement de phase est d'autant plus intéressant que la différence entre les températures de travail est faible.

L'intégration d'un système de stockage thermique sur un réseau de chaleur présente de nombreux avantages potentiels qu'il faut savoir exploiter. Pour ce faire, le type de stockage et son implantation sont cruciaux : ils vont déterminer à la fois le rôle du système ainsi que les conditions opératoires de celui-ci. Les conditions opératoires du futur système de stockage thermique sont les premières pierres de l'édifice. C'est pourquoi elles font l'objet des deux prochaines sous-parties. Après un état des lieux des systèmes de stockage d'énergie thermique existants, les différentes implantations du système de stockage au réseau seront discutées.

2.3 Les systèmes existants

Aucun système de stockage d'énergie par changement de phase n'est recensé sur un réseau de chaleur, seuls des systèmes « sensibles » en eau ont été testés et développés à une échelle industrielle.

Pour le stockage journalier, les systèmes les plus usités sont les TTES (*tank thermal energy storage*). Le plus grand réservoir recensé à l'heure actuelle a un volume de 96 000 m³ et est installé sur le réseau de chaleur de Reykjavik en Islande. Pour le stockage intersaisonnier, il s'agit généralement de PTES (*pit thermal energy storage*) (jusqu'à 200 000 m³). Toutefois, pour satisfaire la variation de charge saisonnière, il faut non seulement que le système soit volumineux dans l'absolu, mais aussi qu'il le soit relativement à la taille du réseau (Figure 17). De ce point de vue, ce sont les systèmes de stockage du réseau de chaleur de Marstal (85 000 m³) qui sont les plus proches d'atteindre cet objectif avec 740 m³/TJ (rapport du volume de stockage sur l'énergie injectée sur le réseau annuellement). Selon Gadd et Werner,

il faut environ 1 430 m³ de matériau de stockage par térajoule mis au réseau pour assurer le stockage d'énergie nécessaire à la variation saisonnière²¹.

La Figure 17 représente graphiquement le volume relatif de stockage installé pour 209 réseaux de chaleur installés dans les cinq pays nordiques (Suède, Finlande, Islande, Norvège, Danemark) en fonction de la quantité d'énergie injectée sur le réseau. Ce graphique nous montre qu'il n'existe pas de franche corrélation entre les deux. Au contraire la tendance est plutôt à la dispersion : des systèmes de toutes tailles sont installés sur des réseaux de toutes tailles. Le point le plus haut du graphique représente le réseau de chaleur de Marstal, dont il a été question précédemment.

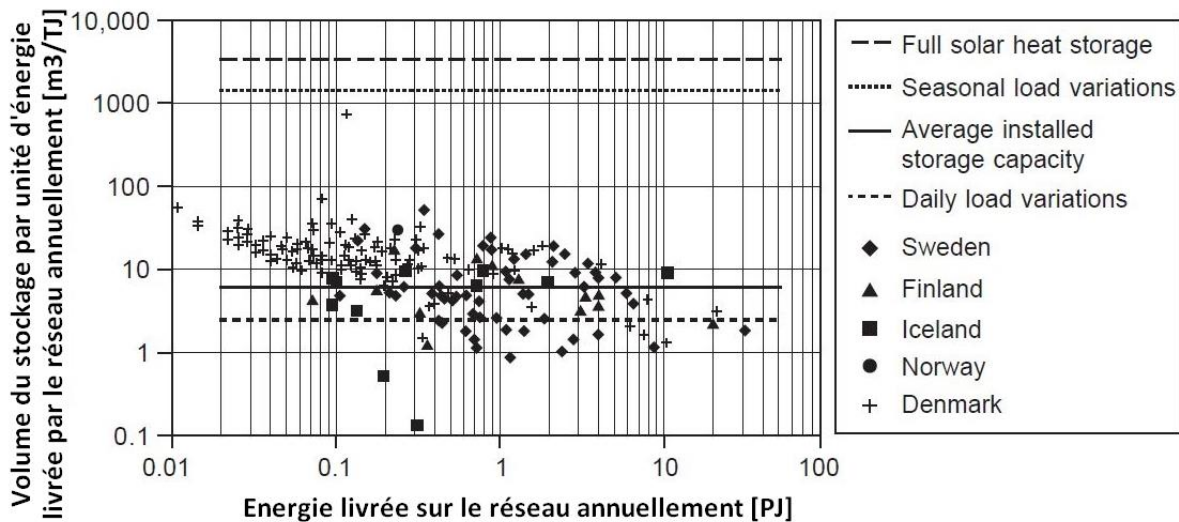


Figure 17 : Taille relative de 209 systèmes de stockage thermique par énergie sensible, installés dans les cinq pays nordiques, par rapport à la taille du réseau (en termes d'énergie mise au réseau) [19].

Un autre graphique (Figure 18, page suivante), concernant les systèmes de stockage allemands, donne le prix de revient d'un système de stockage en fonction de son volume. L'effet d'échelle apparaît clairement ici. Qui plus est, il n'y a pas de système de moins de 300 m³ : les systèmes de stockage « sensibles » utilisés sont des systèmes massifs.

Ces graphiques montrent, entre autre, qu'il existe de multiples retours d'expérience sur ces systèmes. Il apparaît donc que le stockage par enthalpie sensible est une technologie mature. Toutefois, il n'existe aucun système connu utilisant un matériau à changement de phase et qui soit intégré à un réseau de chaleur. Le recours à de tels systèmes permet d'atteindre de fortes densités énergétiques de stockage et résulte par conséquent en des systèmes plus compacts, adaptés à un positionnement délocalisé au pied des habitations. La proximité de ces installations avec les lieux de consommation accroît la flexibilité du réseau.

²¹ Ces données sont à nuancer en fonction du climat propre au lieu d'installation du système.

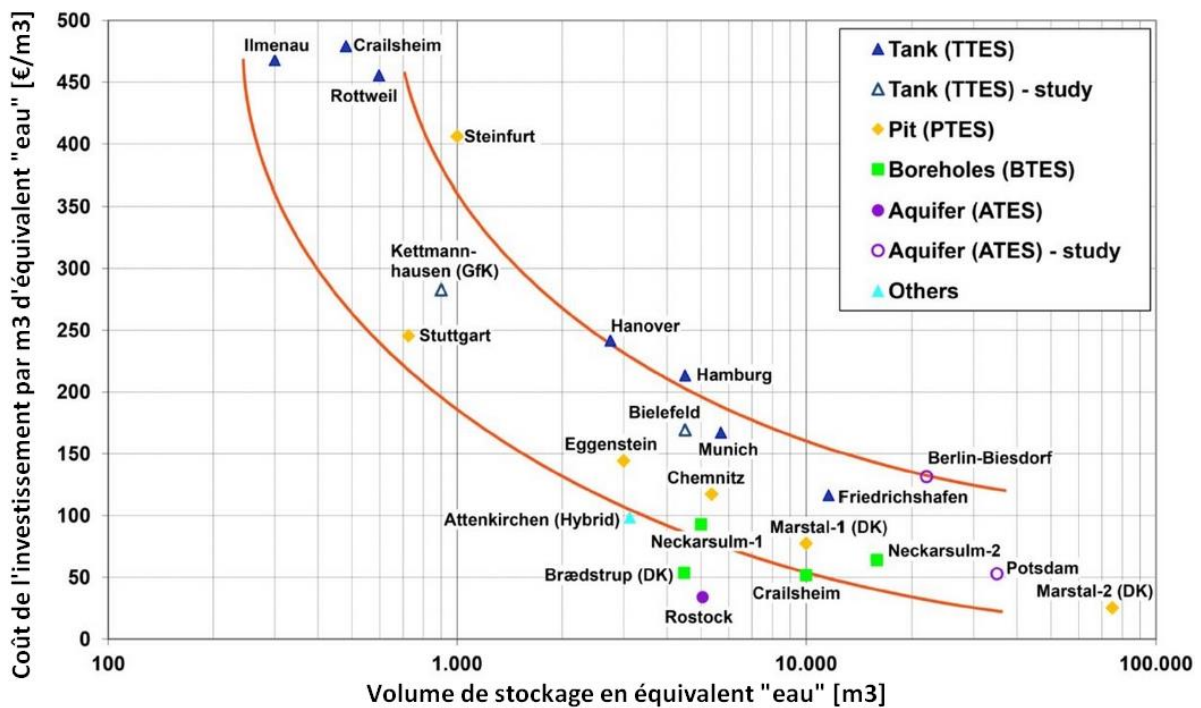


Figure 18 : Coût d'investissement des systèmes de stockage thermique intersaisonniers en Allemagne. ©Solites.

2.4 Schémas d'intégration

La Figure 19 représente schématiquement un réseau de chaleur en eau chaude surchauffée²². Les trois organes principaux y sont représentés : la chaufferie, le réseau primaire et les sous-stations, qui relient le réseau primaire (raccordé à la centrale de chauffe) et le réseau secondaire (raccordé au quartier).

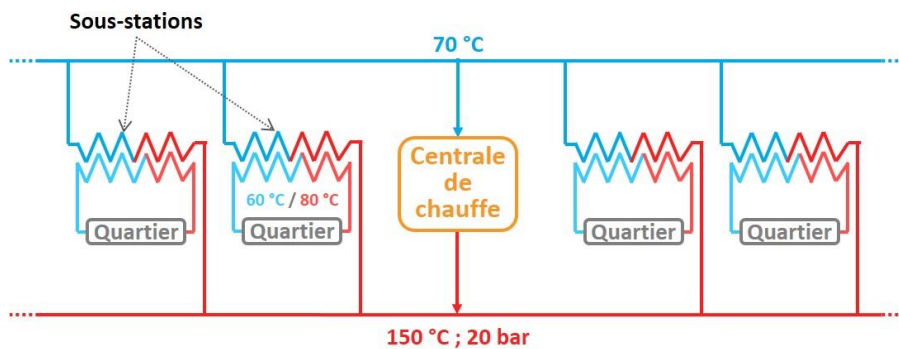


Figure 19 : Représentation schématique d'un réseau de chaleur.

Les systèmes de stockage, s'ils sont localisés, se trouvent à proximité de la centrale de production. S'ils sont délocalisés, alors ils se trouvent à proximité des sous-stations.

En ce qui concerne la charge du système de stockage, elle se fait, indépendamment, en raccordement « Départ/Retour » ou « Départ/Départ ». Un raccordement « Départ/Retour » (Figure 20) signifie que l'entrée dans le système de stockage se fait via le circuit Départ (circuit chaud), tandis que la sortie se fait sur le circuit Retour (circuit froid). De même, « Départ/Départ » (Figure 21) signifie que l'entrée et la sortie du système de stockage sont raccordées sur le circuit Départ (circuit chaud). Si le système de stockage est efficace et si la

²² Le parti a été pris de représenter, sur les schémas, un réseau en eau chaude surchauffée. Ce choix a été fait car le réseau de chaleur de la ville de Grenoble (acteurs du projet-cadre de la thèse) fonctionne avec de l'eau chaude surchauffée. Les schémas d'implantation sont similaires peu importe la température du fluide caloporteur et sont généralisables à un réseau en eau chaude ou en vapeur. Les températures indiquées ici ne sont données que pour faciliter la compréhension et ne représentent pas la stricte vérité.

température en sortie est faible, alors le raccordement en « Départ/Retour » est à privilégier. Si le système est peu efficace et que la température en sortie est élevée, alors il est préférable de valoriser l'énergie rémanente en réinjectant le fluide en entrée de l'échangeur de la sous-station.

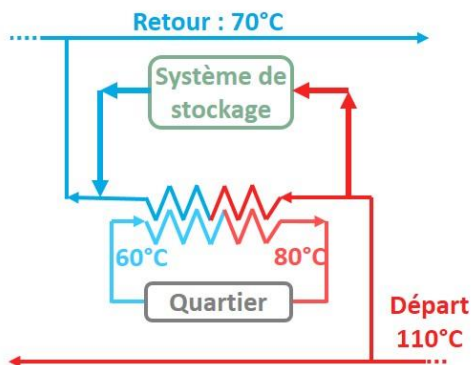


Figure 20 : Système délocalisé raccordé en Départ-Retour (en parallèle), en charge.

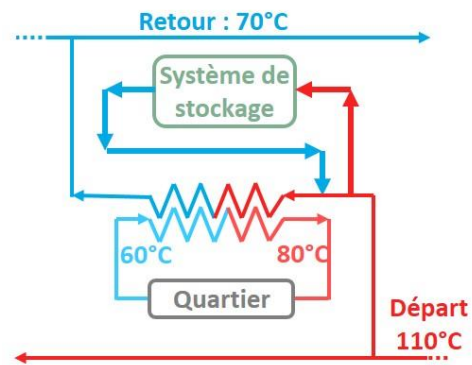


Figure 21 : Système délocalisé raccordé en Départ-Départ (en série), en charge.

Pour la décharge, différents cas de figure sont envisageables : ou bien la décharge du système de stockage se fait sur le primaire (Figure 22), ou bien elle se fait sur le secondaire (Figure 23). Dans le premier cas, le système de stockage a une contrainte de température en sortie. Une température trop faible va dégrader les performances de l'échangeur. Ce n'est pas le cas de la seconde configuration où la puissance délivrée par le système de stockage, même si elle est minime, sera valorisée.

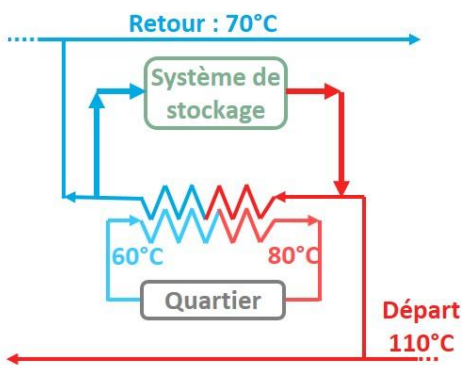


Figure 22 : Système délocalisé raccordé sur le réseau primaire (en parallèle), en décharge.

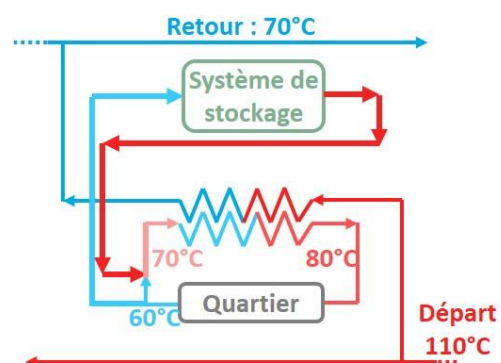


Figure 23 : Système délocalisé raccordé sur le réseau secondaire (en série), en décharge.

Deux typologies de système existent donc : soit la réponse du système est contrainte en température, soit elle ne l'est pas. Dans le premier cas, le système de chauffage doit assurer une température de sortie minimale. Ce sera le cas si le système est raccordé au circuit primaire, du côté « fournisseur » de la sous-station (Figure 22). Le système de stockage se substitue au réseau primaire pour assurer le passage de puissance, il faut donc que la température du fluide caloporteur en sortie du système soit supérieure à la température demandée par l'utilisateur. Il va être possible de jouer sur le débit de l'installation pour assurer que la température en sortie soit supérieure à la valeur seuil. Dans le second cas, le système doit assurer le passage d'une puissance, sans contrainte sur la température de sortie. Ce sera le cas s'il est raccordé au réseau secondaire, du côté « usager » de la sous-station (Figure 23). Sa fonction n'est alors plus de se substituer au réseau primaire, mais de réduire la charge sur celui-ci en préchauffant le fluide caloporteur du circuit secondaire, avant que celui-ci ne pénètre dans l'échangeur de la sous-station. L'avantage principal de cette configuration est

l'absence de contrainte sur la température ; l'inconvénient majeur est que le système n'est alors pas autonome.

A mi-chemin entre les systèmes localisés et délocalisés, les systèmes de stockage peuvent également être installés entre deux boucles du réseau primaire : à l'interface entre une boucle primaire principale en eau surchauffée et une boucle primaire auxiliaire en eau chaude, par exemple. Les schémas d'intégration sont globalement les mêmes que pour le système de stockage délocalisé en sous-station. Le système peut, là encore, être utilisé en substitution de la boucle primaire principale ou en préchauffage sur la boucle primaire auxiliaire.

Les seules contraintes sur les possibilités de raccordement concernent la gestion des pressions. Il ne faut pas, par exemple, que le réseau en eau surchauffée, à haute température et haute pression, soit directement raccordé au réseau en eau chaude, à basses pressions et température. Il peut être nécessaire d'utiliser un échangeur supplémentaire.

Les deux fonctionnements possibles d'un système de stockage d'énergie thermique sont à garder en mémoire : ou bien le système doit pouvoir être autonome et est contraint en température pendant la décharge (Figure 22); ou alors le système est utilisé pour réaliser une préchauffe et n'est contraint, au dimensionnement, qu'en puissance (Figure 23).

Du fait de la forte variabilité du fonctionnement d'un réseau et des différences structurelles qui existent d'un réseau à un autre, chaque réseau est unique. En conséquence, il n'est pas envisageable de concevoir un système de stockage thermique (structure, taille, types de matériaux, etc.) qui soit exactement reproductible à tous les réseaux de chaleur. Il faut comprendre la phénoménologie du changement de phase et l'influence des paramètres structurels du système pour appréhender le lien entre les conditions opératoires (l'implantation du système) et la réponse du système de stockage. C'est cet aspect qui est développé dans la prochaine partie.

La suite du travail va se focaliser sur l'intégration d'un système de stockage d'énergie thermique par changement de phase qui est délocalisé en sous-station. Le fluide caloporteur ciblé est l'eau liquide, la vapeur étant de moins en moins utilisée.

3 Le stockage thermique par MCP pour les réseaux de chaleur

Un système de stockage d'énergie par changement de phase est composé d'un échangeur de chaleur et d'un MCP. Ce sont les deux éléments principaux qui constituent le système. Chacun va faire l'objet d'une description détaillée. Dans un premier temps, les familles de MCP ainsi que les propriétés qui distinguent un MCP d'un autre sont présentées. Ensuite les différentes technologies d'échangeurs sont décrites. Enfin, les nombreux systèmes qui permettent d'améliorer les performances thermiques de l'ensemble « échangeur + MCP » sont listés.

Le travail qui fait l'objet de la thèse et qui est présenté par la suite ne concerne, ni la caractérisation de matériaux, ni le choix d'un matériau spécifique. L'ensemble de ce qui traite des MCP est approché d'un point de vue qui se veut complet mais non-approfondi. L'objectif est de présenter les différentes familles de matériaux ainsi que de définir ce qui fait qu'un matériau est un bon candidat, ou non. Au contraire, l'accent sera mis sur les différentes technologies d'échangeurs de chaleur et sur les méthodes d'amélioration des performances thermiques dans le MCP. Car c'est sur ce dernier point que le travail de thèse est focalisé.

D'autres travaux de recherches sont spécifiques au MCP lui-même et seront présentés par la suite.

3.1 Les matériaux à changement de phase

3.1.1 Les propriétés recherchées

Les différents critères de sélection d'un MCP sont à la fois thermophysiques, chimiques et cinétiques, mais aussi économiques et écologiques [43-45].

Tout d'abord, il est nécessaire de choisir un MCP dont la température de fusion est cohérente avec les conditions opératoires et si possible avec une plage de température de changement d'état qui est la plus courte possible, afin de concentrer l'enthalpie de changement de phase autour de la température qui nous intéresse. Ensuite, il est préférable que le matériau en question ait une bonne conductivité thermique afin d'optimiser les transferts thermiques. De plus, l'objectif étant d'avoir la plus grande densité de stockage possible, il faut identifier les MCP qui ont la meilleure enthalpie de changement d'état volumique et, dans une moindre mesure, la meilleure capacité thermique volumique. Alors que la conductivité thermique va influencer sur la puissance du système, la courbe d'enthalpie caractéristique du MCP va avoir un impact sur l'énergie du système. Il s'agit donc des propriétés thermophysiques.

Les MCP subissent un changement de volume au cours de leur transition de phase²³. Ceux dont la variation est relativement faible sont privilégiés. L'expansion volumique présente en effet de nombreux risques de surpressions locales et implique qu'une partie de l'échangeur (s'il y en a un) ne soit pas toujours utilisée, car le changement de volume occasionne un noyage/dénoyage de la partie haute de l'échangeur.

²³ En règle générale, la fusion s'accompagne d'une expansion volumique et la solidification d'un retrait volumique. C'est l'inverse pour l'eau, l'antimoine et le bismuth.

Plus généralement, la cinétique du changement d'état doit être bonne. C'est-à-dire qu'il faut que la surfusion²⁴ soit minimale, que le taux de nucléation ainsi que la vitesse de cristallisation soient élevés et que le changement d'état soit totalement réversible : les matériaux présentant un changement d'état non-congruent sont à proscrire.

Le système sera d'autant plus viable que le MCP est stable chimiquement et thermiquement et qu'il se recycle facilement. Au contraire, le recours à certains MCP sera rendu plus difficile si ceux-ci sont inflammables, toxiques, explosifs,... Enfin, les MCP retenus pour un passage à l'échelle industrielle doivent être bon marché et abondants.

Dans le cadre des réseaux de chaleur, les MCP visés ont une température de changement de phase qui se situe entre 50 et 120 °C. Certains matériaux ayant une température de changement de phase plus élevée ou plus faible seront présentés à titre indicatif. Toujours pour les réseaux de chaleur, les MCP retenus devront présenter une densité énergétique de stockage supérieure à ce qu'il est possible d'obtenir avec un stockage « sensible » en eau, pour une différence entre la température de charge et de décharge de 30 °C. Cette différence est représentative de la chute de température caractéristique du fluide caloporteur entre l'entrée et la sortie d'un échangeur de sous-station.

3.1.2 La classification des MCP

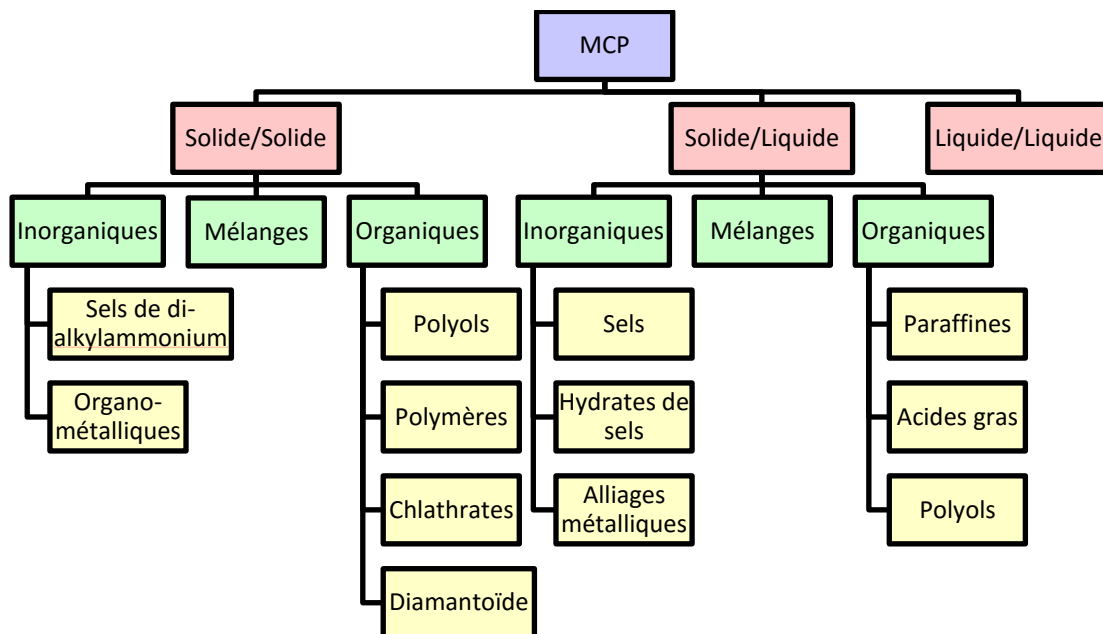


Tableau 2 : Classification des MCP.

Une première distinction se fait selon la transition de phase ciblée : ou bien le MCP passe d'un état solide à un état liquide et vice-versa (MCP solide/liquide), ou alors le MCP passe d'une phase solide déterminée à une seconde phase solide (MCP solide/solide). Il existe également des MCP qui passent d'une phase liquide à une seconde phase liquide (MCP liquide/liquide ou cristaux liquides). Ces derniers ne seront pas abordés dans la suite car les enthalpies de changement de phase sont faibles et parce que le niveau de maturité est bas (la première preuve de concept en laboratoire vient de paraître [46]). Le changement de phase liquide/gaz n'est pas abordé dans la suite pour les raisons précédemment avancées, au sujet des volumes mis en jeu par une telle transition. La seconde distinction se fait en fonction de

²⁴ La cristallisation d'un liquide dépend d'une probabilité d'apparition d'un noyau solide d'un rayon suffisamment important pour qu'il ne soit pas immédiatement refondu et de la vitesse de propagation du front cristallin. Un liquide est surfondu s'il se trouve à une température inférieure à son point de cristallisation. Dans la suite, le degré de surfusion est défini comme étant la différence entre la température théorique de solidification et la température de déclenchement de la solidification. C'est-à-dire, la température à laquelle la cristallisation s'amorce de manière continue.

la composition atomique. Sont alors distinguées, entre autres, les organiques et les inorganiques [45].

Le Tableau 2 donne une représentation graphique des différentes familles. Les mélanges correspondent soit à des mélanges d'organiques, soit à des mélanges d'inorganiques, soit à une association des deux. Il existe des mélanges binaires, tertiaires, quaternaires, etc.

Les MCP à transition solide/liquide sont de loin les plus étudiés. Parmi les études et recensements les plus exhaustifs se trouvent :

- La thèse de doctorat de Fabien Roget [47] concerne l'étude de pas moins de 18 MCP différents et présente une analyse poussée du phénomène de surfusion dans certains de ces matériaux.
- Les travaux de Zalba et al. [48] : ce sont parmi les premiers du genre (2003), plus de 150 MCP y sont recensés.
- Les travaux de Cabeza et al. [49] : environ 200 MCP dont le point de fusion est inférieur à 100 °C y sont présentés (2011).
- Les travaux de Cárdenas et León [50] : l'étude, parue en 2013, concerne les matériaux inorganiques ayant un point de fusion situé au-delà de 300 °C.
- Les travaux de Pielichovska et Pielichovski [45] : plus d'une centaine de matériaux, qu'il s'agisse d'inorganiques ou d'organiques sont listés, la plage de température de fusion s'étale de 0 à 1 200 °C.

Les MCP solide/solide sont mentionnés dans les travaux de Cárdenas et León [50] mais sans qu'aucun ne soit présenté. C'est dans les travaux, plus récents, de Pielichovska et Pielichovski [45] qu'une liste de MCP solide/solide s'ajoute aux listes de MCP solide/liquide plus courantes.

De nombreux auteurs [45;50] reprochent l'absence de standards internationaux pour la qualification et la caractérisation des MCP. De ce fait, il est difficile de comparer des matériaux différents testés par deux équipes différentes et les résultats pour un même matériau différent d'une équipe à l'autre. De ce fait, les valeurs qui sont données par la suite sont à prendre comme des ordres de grandeurs.

3.1.2.1 Les matériaux à changement d'état solide/liquide

3.1.2.1.1 Les organiques

Dans cette famille sont distingués les paraffines, les acides gras, les alcools gras, les esters et les polyols. Les composés organiques ont généralement des densités faibles (de l'ordre de 0,7 à 1,6), leur température de fusion dépassent rarement 150°C et leur conductivité thermique est d'environ 0,2 W/m/K. Les meilleurs candidats ont des enthalpies de changement de phase qui sont entre 250 et 300 J/g.

Les plus connus sont les paraffines (Tableau 3), ce sont des alcanes à chaîne droite. C'est-à-dire que leur formule générale est C_nH_{2n+2} . Plus la chaîne carbonée est grande plus la température de fusion et l'enthalpie de changement de phase sont élevées. Ces composés ont des enthalpies massiques de changement de phase comprises entre 150 et 250 J/g, une capacité thermique à pression constant d'environ 2 et 2,3 J/g/K en phase solide et liquide respectivement, leur expansion volumique est de 10 à 15 %, et leur densité est légèrement inférieure à 1 (0,7-0,9). La densité de stockage énergétique de ces matériaux est d'environ $2 \cdot 10^5$ kJ/m³ (~ 56 kWh/m³). Ces matériaux sont thermiquement stables (qu'ils soient purs ou en mélange) et non-toxiques. Par ailleurs, leur utilisation est limitée à une température inférieure à 120 °C et la plupart des MCP paraffinés proposés dans le commerce sont des

mélanges qui présentent des plages de changement de phase conséquentes, parfois sur plus de 10 °C. Ces produits sont disponibles chez Rubitherm®, PCM Products (gamme Plus Ice®) et Merck.

Nom	T_{cp} [°C]	Λ [J/kg]	c_p [J/kg/K]	ρ [kg/m ³] (sol./liq.)	λ [W/m/K]
Eicosane	36,7	246 000			
Hexacosane	56,3	256 000	≈2 000	≈900/800	≈0,2
Triacotane	65,2	258 000			
Tétratriacontane	75,9	269 000			

Tableau 3 : Quelques exemples de paraffines.

Bien qu'ils soient plus corrosifs que les paraffines, les acides gras (Tableau 4) tendent à être de plus en plus étudiés. Cela s'explique par leurs très bonnes propriétés thermodynamiques et leur gamme de température de changement de phase plus élevée que celle des paraffines. En revanche, les enthalpies de changement d'état massiques sont en moyenne plus faibles. Comme pour les paraffines, la température de changement de phase peut être adaptée en réalisant des mélanges de différents composés. Généralement, cela se fait au détriment de l'enthalpie de fusion qui va diminuer dans le mélange en comparaison des matériaux purs. Sharma et al. [51] présentent les propriétés thermodynamiques (température et enthalpie de fusion) de presque tous les mélanges binaires réalisables entre les acides laurique, myristique, stéarique et palmitique avec des fractions massiques allant de 10 à 90 % pour chaque constituant.

Nom	T_{cp} [°C] (sol./fus.)	Λ [J/kg]	c_p [J/kg/K] (sol./liq.)	ρ [kg/m ³] (sol./liq.)	λ [W/m/K] (sol./liq.)
Acide laurique [51]	40/46	176 000	-	-	-
Acide myristique [51]	50/57	168 000	-	-	-
Acide stéarique [51]	52/58	181 000	-	/845	-
Acide palmitique [51;52]	59/64	206 000	2 200/2 500	940/860	0,16
Acide sébacique [53;54]	128/133	222 000	1 800/2 400	1207/990	0,08/0,12

Tableau 4 : Quelques exemples d'acides gras saturés.

Les polyols, ou alcools de sucre, ont d'excellentes propriétés thermodynamiques (Tableau 5). En particulier ils ont des enthalpies de changement de phase ainsi que des densités qui sont élevées. Les densités énergétiques ainsi proposées par ces MCP sont donc importantes. Par ailleurs, ils sont bon marché, abondants, non-toxiques (le mannitol, le xylitol, le sorbitol,... sont des produits alimentaires). Leur point faible réside dans la cinétique de leur transition de phase : leur probabilité de cristallisation est telle que certains polyols sont connus pour pouvoir être refroidis jusqu'à l'ambient sans pour autant se solidifier, ce qui se traduit par plus de 70 °C de sous-refroidissement liquide à la rupture de surfusion. L'étude de ces matériaux porte autant sur l'amélioration du procédé de solidification, que sur le maintien de la surfusion et le pilotage de la cristallisation pour du stockage intersaisonnier [55].

Nom	T_{cp} [°C]	Λ [J/kg]	c_p [J/kg/K] (sol./liq.)	ρ [kg/m ³] (sol./liq.)	λ [W/m/K] (sol./liq.)
Xylitol [56]	95	251 000	1 400/2 500	1 480/1 330	1,3/0,4
Arabitol [56]	104	280 000	1 000/2 400	1 530/1 300	0,9/0,4
Erythritol [56]	119	339 000	1 200/2 400	1 450/1 380	0,8/0,4
D- mannitol [56]	167	296 000	1 600/2 500	1 400/1 300	1,4/ -

Tableau 5 : Quelques exemples de polyols.

Moins connus, les alcools gras présentent des enthalpies de changement d'état et des densités proches de celles des paraffines. Leur température de fusion est plus élevée pour un nombre d'atomes de carbone identique (Tableau 6).

Nom	T_{cp} [°C]	Λ [J/kg]	c_p [J/kg/K] (sol./liq.)	ρ [kg/m ³] (sol./liq.)	λ [W/m/K] (sol./liq.)
Tétradécanol [57;58] (cité par [59])	38	205 000	2 000/2 400	/825	-
Hexadécanol [58;60] (cité par [59])	49	233 000	1 800/2 350	-	-
Octadécanol [58]	58	246 000	/2 600	/770	-

Tableau 6 : Quelques exemples d'alcools gras.

Certains esters (les cérides), obtenus à partir d'un alcool gras et d'un acide gras peuvent également être utilisés comme matériaux à changement de phase. L'eicosanoate d'hexadécyle par exemple est obtenu par l'estérification d'hexadécanol et d'acide eicosanoïque, qui sont tous deux des MCP. Cet ester, comme d'autres testés par Aydin et al. [61], a une bonne stabilité puisque leurs propriétés sont invariées après 1 000 cycles. Les températures de fusion obtenues sont intermédiaires entre celles des deux MCP d'origine. Les enthalpies de changement d'état massiques sont similaires.

Nom	T_{cp} [°C] (sol./fus.)	Λ [J/kg]	c_p [J/kg/K] (sol./liq.)	ρ [kg/m ³] (sol./liq.)	λ [W/m/K] (sol./liq.)
hexadécanoate d'hexadécyle	50,4/51,2	217 000	-	-	-
eicosanoate d'hexadécyle	57,5/59,3	226 000	-	-	-

Tableau 7 : Quelques exemples d'esters.

3.1.2.1.2 Les inorganiques

Dans cette famille sont distingués les sels, les sels hydratés et les métaux. Les composés inorganiques ont généralement une enthalpie de changement de phase volumique et une conductivité thermique supérieures à leurs homologues organiques. Ils peuvent toutefois présenter de sérieux problèmes de surfusion, de toxicité, de corrosion et de fusion non-congruente. Ils sont aussi plus chers.

Une présentation détaillée des sels et des alliages métalliques ayant une température de fusion supérieure à 120°C est proposée par Kenisarin [43]. De nombreux mélanges eutectiques sont répertoriés, parmi lesquels se trouvent des mélanges binaires, ternaires mais aussi quaternaires et quinquénaires. Plusieurs centaines de matériaux y sont recensés, jusqu'à une température de fusion de 1 680 °C.

Les alliages métalliques sont utilisés lorsque la température de fonctionnement est élevée, de 300 °C jusqu'à plus de 1 000°C (Tableau 8). Certains de ces alliages présentent les avantages d'être stables même après plus d'un millier de cycles et d'être de bons conducteurs thermiques. Qui plus est leur enthalpie de fusion massique est élevée (jusqu'à 750 J/g) et leur densité est grande (entre 2 et 8), ce qui fait d'eux de bons candidats [43]. Le coût, la toxicité et les problèmes de corrosion et d'oxydation, sont les principales contraintes à leur développement. Dans la gamme de température des réseaux de chaleur, il y a peu de métaux purs faisant l'affaire hormis le potassium et le sodium qui sont à proscrire pour des raisons évidentes de sécurité. Quelques alliages eutectiques, comme le métal de Wood ou le métal de Newton ont des points de fusion suffisamment bas. Les propriétés de ces alliages sont néanmoins difficiles à trouver.

Nom	T_{cp} [°C]	Δ [J/kg]	c_p [J/kg/K] (sol./liq.)	ρ [kg/m ³]	λ [W/m/K] (sol./liq.)
Métal de Wood 50%Bi/26,7%Pb/13,3%Sn/10%Cd	70	40 000	170	9 400	-
Métal de Newton 50%Bi/31,2%Pb/18,8%Sn	97	-	-	-	-
Potassium	63,5	60 000	760	890	102
Sodium	97,8	118 000	1 230	968	130/84
Plomb [62]	327	23 000		11 300	35
AlSi ₁₂ ([63] cité par [43])	576	560 000	1 040/1 740	2 700	160
Zn(49)-45Cu-6Mg ([64] cité par [43])	703	176 000	420/ -	8 670	-
Si(56)-44Mg ([64] cité par [43])	946	757 000	790/ -	1 900	-

Tableau 8 : Quelques exemples de métaux et alliages métalliques.

Les sels sont des composés ioniques neutres résultant du regroupement entre un cation et un anion (Tableau 9). En général le cation est un métal alcalin (lithium, sodium, potassium, rubidium, césium) ou alcalino-terreux (magnésium, calcium, strontium, baryum), tandis que l'anion est un halogène (fluorure, chlorure, bromure, iode), un métal de transition oxydé (chromate, tungstate, molybdate) ou un oxyde de non-métal (carbonate, nitrate, sulfate). Les composés à base de fluorure sont ceux qui présentent les meilleures enthalpies de fusion massiques [43]. Ils sont utilisables dans une très large gamme de température comprise entre 100 et 1600 °C. Cela étant dit, il n'y a que peu de sels dont la température de fusion se trouve dans la gamme de température usuelle des réseaux de chaleur. Ils ont pour principal intérêt d'avoir une plus forte conductivité thermique (~0,5 W/m/K) que les composés organiques, ainsi qu'une enthalpie de changement d'état qui peut être élevée. Leur capacité thermique massique est relativement faible (entre 1 et 2 J/g/K). Leur densité plutôt élevée (supérieure à 2) compense toutefois cette faiblesse [43]. Ils présentent également une expansion volumique

qui peut être plus faible (inférieure à 3 % pour l'hydroxyde de lithium ou le nitrate de potassium) ou bien plus importante (supérieure à 10 % pour de nombreux sels, jusqu'à 45 % pour le fluorure de lithium [43]). D'un point de vue plus systémique, il a été observé que certains sels sont stables pendant plusieurs centaines de cycles. A contrario, les sels ont pour inconvénient d'être particulièrement agressifs envers les métaux et les matériaux de construction doivent être choisis en connaissance de cause. Un des défauts majeurs de certains sels est la surfusion, qui peut atteindre une centaine de degrés sur certains composés.

Nom	T_{cp} [°C]	Λ [J/g]	c_p [J/kg/K] (sol./liq.)	ρ [kg/m ³] (sol./liq.)	λ [W/m/K] (sol./liq.)
H105 ²⁵ [54]	125	125 000	1 500	1 700	0,5
LiNO ₃ [62]	252	360 000	-	1 800	1,4
NaNO ₃ [62]	306	175 000	-	1 900	0,7-1,3
LiF	849	1 040 000	1 600	2 640	-

Tableau 9 : Quelques exemples de sels.

La transition de phases des hydrates de sels (Tableau 10) se traduit par une déshydratation qui donne, à partir du sel initial, un sel moins hydraté (ou anhydre) et de l'eau. Il faut donc éviter de laisser le sel à l'air libre, sans quoi il va se déshydrater complètement. Les sels hydratés pour lesquels le sel n'est que partiellement soluble dans l'eau, sont à fusion non-congruente. La phase solide et l'eau saturée n'ont alors pas les mêmes densités et une séparation de phases survient et s'aggrave cycle après cycle. Cette transformation est problématique car il faudrait remélanger le sel et l'eau pour obtenir de nouveau les propriétés désirées. Des solutions, parmi lesquelles l'agitation mécanique, l'ajout d'un gélifiant ou encore le recours à un excès d'eau, ont été proposées pour résoudre ce problème, mais compliquent, par ailleurs ledit système. Les sels hydratés sont également sujets à d'importantes surfusions, ce qui complique encore leur mise en œuvre. Ces composés étant aqueux, leur température de changement de phase se situe majoritairement entre 0 et 100 °C (avec des exceptions : MgCl₂·6H₂O, Tableau 10). Récemment, Kenisarin et Mahkamov [65] ont répertorié près de 20 sels hydratés dont la température de fusion varie de 8 à 117 °C.

Nom	T_{cp} [°C]	Λ [J/kg]	c_p [J/kg/K] (sol./liq.)	ρ [kg/m ³] (sol./liq.)	λ [W/m/K] (sol./liq.)
Acétate de sodium tri-hydraté [66]	58	264 000	3 000	1 287	0,42
Hydroxyde de baryum octahydraté [67] (cité par [65])	78	301 000	1 200	2 180/-	-
Nitrate de magnésium hexahydraté [68] (cité par [65])	90	163 000	1 800/2 500	1 636/1 550	0,67/0,49
MgCl ₂ ·6H ₂ O [69]	117	167 000	2 300/2 600	1 570/1 450	2,25 / 2,61

Tableau 10 : Quelques exemples de sels hydratés.

²⁵ Nom commercial

Dannemand et al. [70] étudient la surfusion de l'acétate de sodium tri-hydraté à des fins de stockage thermique intersaisonnier sur un prototype contenant 200 kg de MCP. Le maintien de la surfusion est alors l'enjeu numéro 1. La fusion d'absolument tous les cristaux solides est nécessaire, sans quoi la surfusion ne durera pas. Qui plus est, la moindre microfissure dans la paroi du container métallique peut, en se dilatant, être à l'origine d'un premier cristal qui va rompre la surfusion. Lorsque cela devient nécessaire, la solidification est initiée par point froid. Dans le cadre du stockage thermique journalier, de tels matériaux ne peuvent être utilisés que si la rupture de surfusion est maîtrisée et contrôlée.

Ouchi et al. [66] utilisent la surfusion de l'acétate de sodium tri-hydraté pour étudier le phénomène de cristallisation. La rupture de surfusion est contrôlée par l'injection, dans le milieu de contrôle, d'un germe solide du matériau en question. Ce germe est le seul point de nucléation, le cristal grossit en partant de ce point (Figure 24).



Figure 24 : Cristal d'acétate de sodium trihydraté [66].

L'acétate de sodium tri-hydraté est un exemple de sel hydraté utilisé dans la vie courante. Il compose les chauffeuses à changement de phase du commerce. Ces chauffeuses libèrent de la chaleur lorsque le matériau se solidifie : c'est la décharge, qui est déclenchée par libération d'un germe solide. Pour recharger la chauffeuse il suffit de la chauffer, en la plongeant dans un bain-marie, par exemple. Si la température du bain est supérieure à la température de changement de phase, le sel hydraté va fondre : c'est la charge.

Parmi les matériaux inorganiques se trouve également l'eau, qui présente toutes les qualités requises pour être un bon MCP : surfusion quasi inexistante ou contrôlable, enthalpie de fusion élevée (334 J/g), capacité thermique élevée à l'état liquide (4,18 J/g/K) et raisonnable à l'état liquide (autour de 2 J/g/K), conductivité thermique plus élevée que la plupart des autres MCP : 0,6 W/m/K à l'état liquide et 2 W/m/K à l'état solide. Sa température de fusion est cependant trop basse pour un usage sur les réseaux de chaleur. Ce MCP est toutefois déjà utilisé pour le stockage sur les réseaux de froid.

3.1.2.1.3 Conclusion

La Figure 25 représente les densités énergétiques du changement de phase des MCP présentés dont la température de solidification se situe dans la gamme de température propice à une utilisation sur des réseaux de chaleur. La ligne horizontale représente la densité énergétique d'une cuve d'eau pour un échauffement de 30 °C.

Il apparaît que le nombre de matériaux disponibles dans la gamme de température retenue est relativement faible. En effet, même si toutes les substances pures ne sont pas représentées ici et bien que les mélanges offrent de nouvelles possibilités dans le choix de la température de solidification, il faut garder à l'esprit que le métal de Wood est toxique, que les alcools de sucre (erythritol, arabitol, xylitol) présentent de sérieux problèmes de surfusion et que les sels hydratés ont des changements d'état non-congruents. Quant aux paraffines, aux acides gras, aux alcools gras et aux sels, il apparaît que leur densité énergétique n'est que légèrement supérieure à la référence en eau. En d'autres termes, bien que l'étude des MCP ne soit pas l'objectif ici, il est évident qu'il s'agit d'un point crucial du développement des systèmes de stockage d'énergie thermique par changement de phase à basse température (<200 °C).

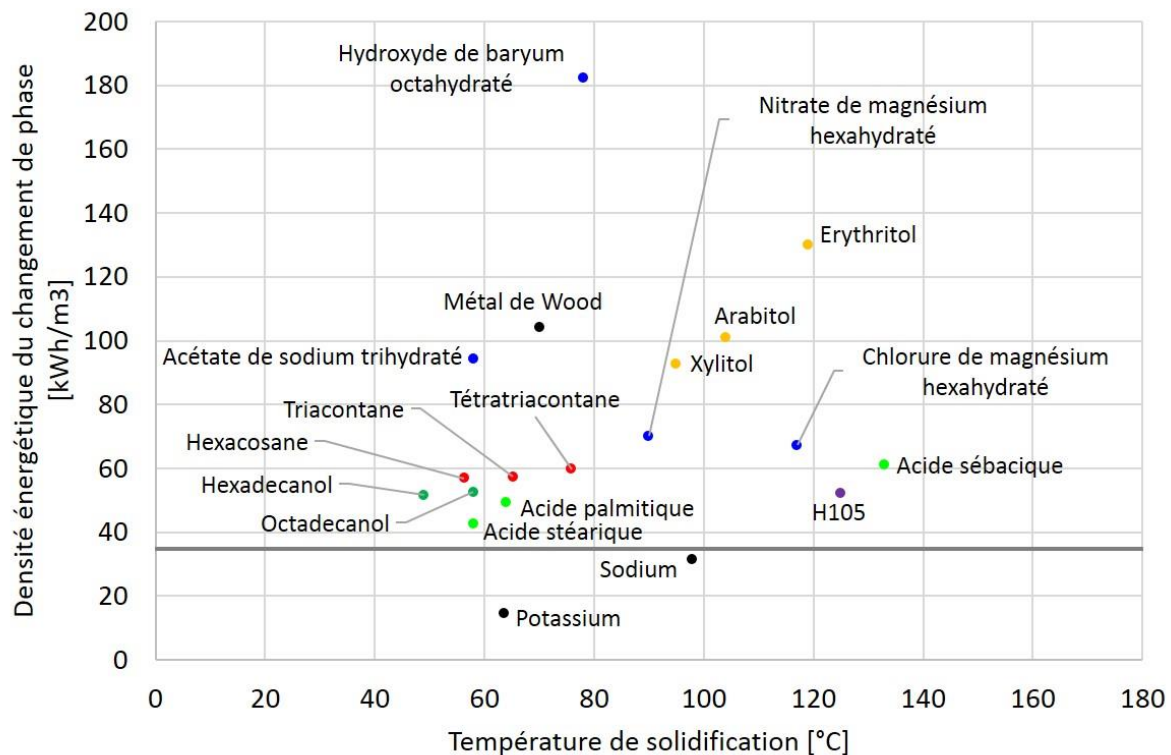


Figure 25 : Graphique récapitulatif des densités énergétiques des MCP ayant une température de solidification dans la gamme identifiée pour une application sur un réseau de chaleur. La ligne horizontale représente la densité énergétique de l'eau pour une différence de température de 30 °C.

3.1.2.2 Les matériaux à changement de phase solide/solide²⁶

Les MCP « solide/solide » font l'objet, non pas d'un changement d'état à proprement parler mais d'une transition de phase. C'est l'énergie nécessaire au passage d'un état solide à un autre état solide qui, si elle est suffisamment élevée, peut faire de ces matériaux des candidats au stockage d'énergie.

Noté MCPss, les matériaux à changement de phase solide/solide présentent un intérêt majeur qui est leur potentielle tenue physique. Effectivement, en supposant que le matériau reste solide, aux sens physique et mécanique du terme, il est alors imaginable de l'utiliser directement comme matériau de construction d'échangeur. Par ailleurs, si le matériau ne coule pas il est alors plus simple de le contenir en comparaison des fluides. Par ailleurs le fonctionnement d'un échangeur conçu avec ce type de matériau serait moins sujet à l'inclinaison [71], mais cela concerne les utilisations embarquées. Les trois principaux inconvénients recensés sont :

- Une mauvaise stabilité thermique. Beaucoup de ces matériaux se dégradent dès qu'ils passent leur température de transition.
- Des enthalpies de transition de phase plus faibles que leurs homologues à transition solide/liquide.
- Une texture de la seconde phase solide qui est en général à mi-chemin entre le solide et le liquide et n'a pas suffisamment de maintien physique.

Les cinq grandes familles identifiées jusqu'à présent sont les polyols, les organométalliques, les polymères, les sels dialkylammonium et les acides.

²⁶ Les mesures présentées dans cette sous-partie ont été réalisées par Maxime Billoud dans le cadre d'un stage de fin d'études d'école d'ingénieurs.

3.1.2.2.1 Les polymères

La quantité d'énergie par unité de masse mise en jeu au cours des transitions solide/solide de la majorité des polymères est faible en comparaison des autres MCP et MCPss. C'est pourquoi ils présentent un intérêt réduit pour le stockage d'énergie.

D'une manière générale, l'augmentation de la longueur du polymère résulte en une augmentation de l'enthalpie molaire de changement de phase. Toutefois, la masse molaire augmente également avec la longueur de la chaîne carbonée. Aussi est-il observé que l'enthalpie massique de changement de phase va augmenter avec la longueur de la chaîne jusqu'à un certain seuil au-delà duquel, le phénomène s'inverse.

Un prototype d'échangeur thermique à contact direct entre un fluide caloporteur et un copolymère (Linklon HF700) a été conçu par Kamimoto et al. [72], en 1986. Le MCP se présente sous forme de barres de 45 cm de long pour un diamètre de 4 mm. L'enthalpie de transition est de 210 J/g. Les barres de HDPE sont maintenues grâce à des grilles en aluminium car le matériau a tendance à fléchir sous l'effet de la chaleur. C'est à ce jour la seule réalisation à cette échelle (281 kg de MCPss) d'un échangeur avec un MCPss.

3.1.2.2.2 Les polyols

Ce sont des molécules organiques composées d'au moins deux groupes hydroxyles. Les principales sont listées dans le tableau suivant :

Nom	T_{cp} [°C]	Δ [J/kg]	$T_{dégradation}$ [°C]
Néopentylglycol [73] $(CH_3)_2C(CH_2OH)_2$	43 ; 48	110 000 ; 120 000	-
$(HOCH_2)_2C(NH_2)CH_3$ [74]	80	220 000	-
Pentaglycérine $CH_3C(CH_2OH)_3$	82	140 000	134
Tris(hydroxyméthyl)-aminométhane [73;74] $NH_2C(CH_2OH)_3$	135 ; 134	278 000 ; 270 000	180
Pentaérythritol [73;74] $C(CH_2OH)_4$	188 ; 186	296 000 ; 270 000	196

Tableau 11 : Quelques exemples de polyols présentant une transition de phase solide/solide.
En gras : valeurs mesurées en DSC et ATG.

La transition solide/solide s'explique par une rupture des liaisons hydrogènes entre le groupe hydroxyle et le reste de la molécule, permettant à celui-ci d'effectuer des rotations autour de sa position d'équilibre. Le solide, après la transition, est ce qui s'appelle communément un cristal plastique. *A priori*, à basse température ces polyols ont une structure hétérogène, leur transition solide/solide résulte en un réarrangement atomique pour atteindre une structure cristalline de type cubique à faces centrées [71].

Ces matériaux ne sont pas stables thermiquement et une déperdition de matière est observée lorsque le matériau est maintenu à une température supérieure à sa température de transition, sous air ambiant (Figure 26). Ce point n'est toutefois pas rédhibitoire puisqu'il est envisageable de travailler sous atmosphère inerte. Qui plus est, le maintien physique n'est pas assuré et le matériau a une texture molle au-delà de son point de transition solide/solide.



Figure 26 : Tris(hydroxyméthyl)-aminométhane avant (à gauche) et après (à droite) dix cycles à +/- 15 °C autour de sa température de transition de phase. ©Maxime Billoud

3.1.2.2.3 Les acides

L'acide diméthylolpropionique ($C_5H_{10}O_4$) est composé de plusieurs groupes hydroxyles, ce qui en fait un polyol. Néanmoins, ce matériau est également composé d'un groupe carboxyle (-COOH), ce qui en ferait un acide gras s'il n'y avait pas de groupes hydroxyles. La seule proposition, connue à ce jour, d'utilisation de ce composé comme MCP se trouve dans les travaux de Murrill et Breed [75], datant de 1969 et qui font références dans le domaine. De nombreux MCPs y sont caractérisés et recensés. L'enthalpie de changement de phase est plutôt élevée en comparaison des autres MCPs (Tableau 12).

Nom	T_{cp} [°C]	Δ [J/kg]
Acide diméthylolpropionique [75]	152 ; 152	287 000 ; 287 000

Tableau 12 : Propriétés de l'acide diméthylolpropionique. En gras : valeurs mesurées en DSC.

3.1.2.2.4 Les organométalliques

Les « organométalliques » étudiés sont des MCPs qui appartiennent à la famille des bis(n-alkylammonium)-tetrahalogénométallates. Le premier article recensé mentionnant un usage spécifique de ces matériaux pour le stockage d'énergie est celui de Busico et al. [76], en 1980 ; soit quelques années après les premières publications au sujet de ces matériaux. Leur formule générale est $(1-C_nH_{2n+1}NH_3)_2X_4M$, où X est un composé halogéné et M est un métal divalent.

Dans les cas où le métal est du manganèse, du cuivre, du mercure ou du fer, la structure cristalline ressemble à la pérovskite (titanate de calcium), c'est pourquoi ces matériaux sont parfois appelés « *layer perovskites* » (Figure 27) : chaque couche inorganique se situe entre deux couches hydrocarbonées. Au cours de la transition de phase, la zone inorganique bouge très peu. Les chaînes alkyles, quant à elles, passent d'une phase ordonnée à une phase désordonnée comparable à ce que donnerait le liquide organique pur.

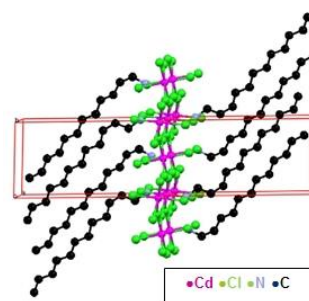


Figure 27 : Structure pérovskite du $(C_{12}H_{25}NH_3)_2CdCl_4$ [77]

Les travaux de Busico et al. [76] présentent la température et l'enthalpie de transition de 40 MCPs. Il faudra attendre 20 ans pour qu'une seconde publication sur le sujet voie le jour (Li et al. [78]). En définitive, aucun composé ne semble présenter d'enthalpies de transition

de phase qui dépassent les 125 J/g [76;78], avec des densités de l'ordre de 1,2 [79]. L'enthalpie de changement de phase de ces matériaux est donc faible en comparaison des autres familles de MCP.

Plus la chaîne carbonée est grande plus la température et l'enthalpie de transition sont élevées (Tableau 13, lignes 4-6) ; il est donc possible de « choisir » la température de transition en sélectionnant la longueur de la chaîne carbonée correspondante. Le métal utilisé a également un impact sur la température et l'enthalpie de transition (Tableau 13, lignes 1-3) ; il est là encore possible d'ajuster les propriétés en changeant le métal. Qui plus est, ces MCPss présentent une faible variation de volume au cours de leur transition de phase et ne sont pas volatiles [80].

	T_{CP} [°C]	Δ [J/kg]
$n = 10$; M = Cu ; X = Cl	33	70 000
$n = 10$; M = Mn ; X = Cl	34	54 000
$n = 10$; M = Zn ; X = Cl	80	83 000
$n = 12$; M = Zn ; X = Cl	88	105 000
$n = 16$; M = Zn ; X = Cl	98	124 000

Tableau 13 : Quelques exemples d'organométalliques présentant une transition de phase solide/solide [78].

Parmi les métaux déjà testés se trouvent le cuivre, le zinc, le manganèse, le cadmium, le cobalt, le fer et le mercure [76-78]. A chaque fois, l'halogène sélectionné est le chlore.

3.1.2.2.5 Les sels de dialkylammonium

Les sels de dialkylammonium, de formule chimique générale $(C_nH_{2n+1})_2NH_2^+X^-$, se composent de deux chaînes carbonées, d'une amine et d'un anion X. Comme pour les organométalliques, la longueur de la chaîne et le choix de l'anion vont influencer la température et l'enthalpie de changement de phase (Tableau 14). La température de transition observée est généralement plutôt faible (<100°C) et les énergies de transition atteignent des valeurs proches de 200 J/g. Parmi les candidats potentiels pour l'application « réseau de chaleur », les composés suivants sont identifiés :

	T_{CP} [°C]	Δ [J/kg]
$n = 8$; X = NO ₃	45	176 000
$n = 12$; X = NO ₃	66	185 000
$n = 18$; X = NO ₃	93.5	186 000
$n = 18$; X = ClO ₄	88.1	185 000

Tableau 14 : Quelques exemples de sels de dialkylammonium présentant une transition de phase solide/solide.

En moyenne, la densité de ces matériaux tourne autour de 1,1.

Les enthalpies de changement de phase des MCPss recensés sont faibles en comparaison de ce qui est observable sur des MCP solide/liquide « traditionnels ». Qui plus est la stabilité des MCPss est encore à l'étude. Malgré ces deux inconvénients, ces matériaux présentent une flexibilité structurelle au niveau atomique qui est intéressante. Le fait de pouvoir modifier la température de changement de phase en changeant la longueur d'une chaîne, comme c'est le cas pour les polymères, les sels dialkylammonium et les organométalliques par exemple, est un atout considérable. Par ailleurs, la compréhension des mécanismes atomiques mis en jeu

par la transition de phase et de l'influence des groupes fonctionnels et des éléments composant ces matériaux présente un potentiel fort. En effet, si les phénomènes physiques sont compris, il serait possible de synthétiser un composé bien particulier qui pourrait répondre à des critères spécifiques en termes de stabilité, de température de transition, d'enthalpie de changement de phase, de dureté, etc. Bien qu'attrayant, les MCPss sont loin d'être matures et ne sont pas prêts à être utilisés à une échelle industrielle. C'est pourquoi le travail réalisé et présenté dans la suite du document se focalise sur les matériaux à changement d'état solide/liquide.

En conclusion plus générale sur les MCP, qu'ils soient à transition solide/solide ou solide/liquide, il apparaît que la conductivité thermique est généralement faible. La conséquence principale est que le flux thermique échangé par conduction entre le MCP et le fluide caloporteur s'en trouve limité. Or, un système de stockage thermique doit être dimensionné en puissance et en énergie. Il faut, à la fois qu'il y ait assez de matériau de stockage pour que toute l'énergie souhaitée puisse y être stockée, mais aussi que le système puisse répondre à des besoins en termes de passage de puissance. C'est là le rôle de l'échangeur de chaleur : permettre le passage de la puissance demandée, malgré la faible conductivité thermique des MCP. C'est là le sujet des deux prochaines sous-parties.

Aux vues des densités et des enthalpies de changement de phase massiques présentées, il est à garder en mémoire qu'un MCP « correct », dans la gamme de température propre au fonctionnement des réseaux de chaleur, a une enthalpie de changement de phase volumique de l'ordre de 200 MJ/m³ (soit \approx 56 kWh/m³). Pour rappel, un volume d'eau subissant un échauffement de 30 °C (valeur représentative pour une sous-station d'un réseau de chaleur) a une densité énergétique d'environ 35 kWh/m³. Les meilleurs candidats, comme l'érythritol ou l'hydroxyde de baryum octahydraté, présentent une densité énergétique quadruple et quintuple, respectivement.

3.2 Les technologies d'échangeurs

Sont présentées ici les différentes technologies d'échangeurs qui sont utilisées et/ou envisagées pour la mise en œuvre d'un système de stockage thermique par changement de phase. Les différentes technologies seront comparées selon trois critères principaux qui sont le facteur de compacité (fraction de MCP dans le système), les performances thermiques (efficacité théorique de l'échangeur, puissance et énergie volumiques) et le potentiel d'industrialisation.

Dans le cadre des réseaux de chaleur, c'est au cours de la décharge que l'énergie du système est valorisée, c'est à ce moment que le système se rentabilisera²⁷. Qui plus est, sur un réseau de chaleur, la charge se fait sur une période qui peut durer jusqu'à 6 h ; alors que la décharge doit se faire sur une période d'environ 3 h. De fait, les performances d'un système de stockage sont à optimiser en fonction de la phase de la solidification (décharge).

La dénomination MCP, dans la suite du texte, fera exclusivement référence au MCP à transition solide/liquide.

²⁷ Les technologies d'échangeurs et de stockages présentées dans ce document sont également utilisées dans d'autres domaines, comme le management thermique par exemple. Dans ce domaine d'étude ce sont les performances au cours de la charge (fusion) qui sont recherchées, le stockage faisant office de tampon thermique. En ce qui concerne le stockage « froid », c'est également la fusion qui est valorisée, mais il s'agit dans ce cas de la décharge.

3.2.1 Définitions

La charge d'un système de stockage s'accompagne de la fusion du MCP, tandis que la décharge s'accompagne de la solidification. Un système est dit totalement chargé ou déchargé si le MCP est entièrement fondu ou solidifié, respectivement.

Une notion importante, qui va être utilisée dans la suite, est celle de distance caractéristique de solidification. Il s'agit de l'épaisseur maximale de la couche solide de MCP dans un système donné, lorsque celui-ci est complètement déchargé.

Dans le paragraphe introductif, il est fait mention du facteur de capacité. Cette grandeur est définie comme étant le rapport du volume de MCP sur le volume total, interne, du système. Il s'agit donc uniquement du volume de MCP, du fluide caloporteur et de l'échangeur s'il y en a un. Il n'est pas tenu compte de l'épaisseur des parois externes, de l'isolant, des distributeurs (s'il y en a),... Cette variable a pour objectif de rendre possible une comparaison des technologies d'échangeur en terme de densité énergétique. A volume équivalent, elle permet de définir quel échangeur contient le plus de MCP. Mathématiquement, cette variable est définie telle que :

$$CF = \frac{V_{MCP}}{V_{MCP} + V_{\text{échangeur}} + V_{FC}} \quad (2)$$

La densité de puissance d'une installation correspond à la puissance moyenne du système divisée par le volume interne total de celui-ci (volumes du MCP, de l'échangeur et du fluide caloporteur).

La *mushy zone* est la zone du matériau qui est en train de fondre/se solidifier. Le passage de l'état solide à l'état liquide se fait progressivement et s'accompagne d'une variation d'enthalpie et de viscosité. Parfois, le changement d'état s'accompagne d'une modification optique : certains composés sont ainsi opaques et blancs à l'état solide et transparents à l'état liquide (Figure 28). La *mushy zone* est la zone intermédiaire (Figure 29).

Enfin, la conductivité thermique effective d'un matériau composite est une fonction complexe des conductivités thermiques des différentes phases, de leur géométrie, de leur répartition au sein du milieu, des contacts entre les phases... [81]. Cette grandeur sera utilisée pour rendre compte de la conductivité thermique du milieu composite constitué du MCP, solide et liquide, de la structure de l'échangeur et des moyens d'intensification des transferts thermiques utilisés.

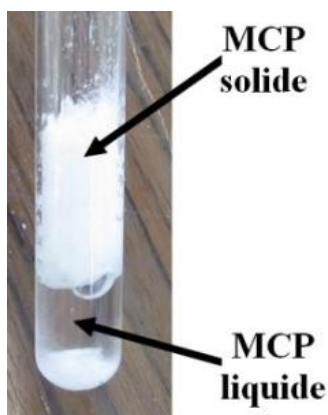


Figure 28 : Paraffine.

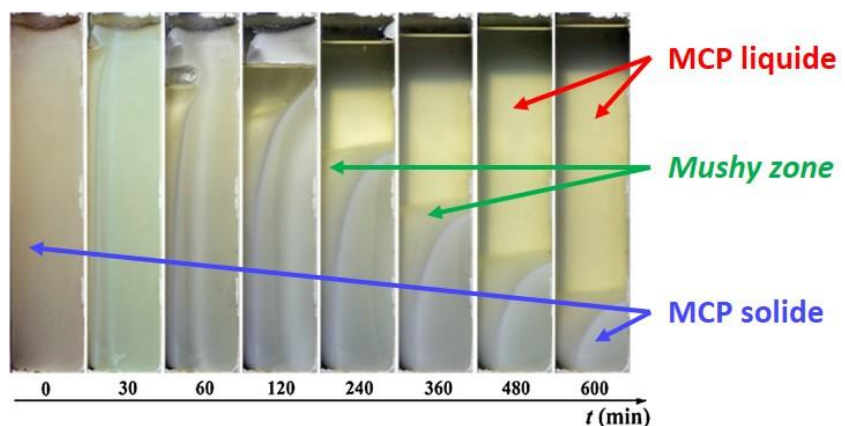


Figure 29 : Visualisation de la fusion d'une paraffine. La *mushy zone*, entre le solide et le liquide est nettement visible [82].

3.2.2 Les échangeurs « tubes et calandre »

Cette technologie d'échangeur est bien connue : une calandre dans laquelle circule un fluide est parcourue par un faisceau de tubes dans lesquels un autre fluide s'écoule. Les deux fluides échangent de l'énergie par conduction à travers l'épaisseur des tubes. Dans le cas du stockage thermique cette technologie est adaptée (Figure 30), il n'y a plus d'échange entre deux fluides en mouvement, mais entre un fluide caloporteur qui circule dans les tubes et le MCP qui est fixe dans la calandre²⁸.

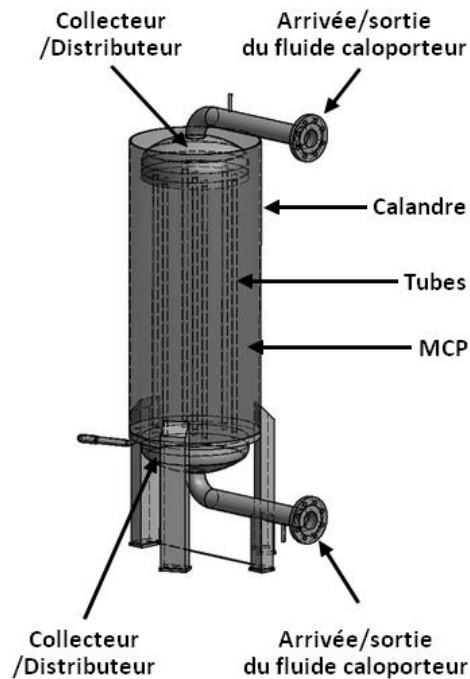


Figure 30 : Exemple de système de stockage de type tubes & calandre [83].

Lors de la charge, le fluide caloporteur arrive à une température supérieure à la température de fusion du MCP et cède de l'énergie à celui-ci, ce qui entraîne sa fusion ; lors de la décharge, le fluide caloporteur pénètre dans l'échangeur à une température inférieure à la température de fusion du MCP et récupère l'énergie précédemment stockée, ce qui entraîne la solidification du MCP²⁹. Un des problèmes majeurs de cette technologie réside dans la faible conductivité thermique de la majorité des MCP. Lors de la phase de solidification, une couche de MCP se forme sur les parois du tube et dégrade considérablement les transferts thermiques entre le fluide caloporteur et le MCP encore liquide. Au cours de la fusion, bien que la convection naturelle qui se met en place dans le MCP soit bénéfique aux transferts thermiques, les échanges thermiques restent médiocres.

In fine, la cinétique de changement de phase est trop lente pour que le système puisse fournir des puissances de décharge acceptables industriellement et nombreux sont les auteurs à dire qu'il faut remédier à ce problème [84-89]. Deux solutions s'offrent alors : soit il faut utiliser un grand nombre de tubes de petites dimensions afin de conserver des distances caractéristiques de solidification faibles, soit il faut améliorer la conductivité thermique effective du MCP.

Cette technologie a été largement étudiée : en 2010, selon Agyenim et al. [90], les échangeurs à tubes et calandres représentaient 70 % des études réalisées dans le domaine du stockage thermique par MCP. Il existe trois prototypes à échelle préindustrielle de systèmes de stockage d'énergie thermique pour les centrales solaires à concentration (projets DISTOR [91] et ITES [83], plateforme LHASSA [92]). Les trois sont des systèmes de type « tubes ailettes-et-calandre ». Cette géométrie est flexible et offre de multiples possibilités quant au choix des tubes et des ailettes. C'est une technologie d'échangeur mature.

Tay et al. [93] présentent des dispositifs ayant des facteurs de capacité de 90, 95 et 98 %, avec des tubes lisses. Dans le cadre des projets ITES et DISTOR [83;91] les prototypes présentent un facteur de capacité de 70 % avec des tubes à ailettes.

²⁸ Excepté pour les mouvements induits par la poussée d'Archimède (force de flottabilité) en phase liquide et par l'expansion/le retrait volumique lors de la fusion/solidification.

²⁹ Dans la suite, et sauf mention contraire, la dénomination de « chaud » et « froid » en référence à un MCP ou au fluide caloporteur circulant dans le système de stockage signifiera que ledit matériau considéré est à une température respectivement supérieure ou inférieure à la température de changement de phase dudit matériau considéré.

Cette technologie est certainement la plus simple à mettre en œuvre, elle a fait l'objet de nombreux travaux et a déjà fait ses preuves (solaire thermodynamique). Sous réserve d'optimiser le transfert d'énergie entre le fluide caloporteur et le MCP, cette technologie est viable. C'est celle qui a été retenue dans le cadre de la thèse. Les autres technologies, décrites ci-après, sont présentées à titre de comparaison, afin de justifier ce choix.

3.2.3 Les échangeurs avec MCP encapsulé

L'encapsulation d'un MCP consiste à confiner celui-ci à l'aide d'un revêtement ou à le placer dans un module fermé. Selon qu'il s'agit de nano, micro ou macroencapsulation les dimensions mises en jeu ne sont pas les mêmes et les procédés utilisés diffèrent.

La micro-encapsulation de MCP est l'ensemble des méthodes physiques, chimiques et physico-chimiques visant l'obtention de particules micrométriques (Figure 31), généralement sphériques ou s'en approchant, composées d'une enveloppe très fine et élastique au sein de laquelle se situe un MCP. L'enveloppe se doit d'être élastique afin d'absorber les dilatations thermiques et l'expansion volumique induite par le changement de phase.

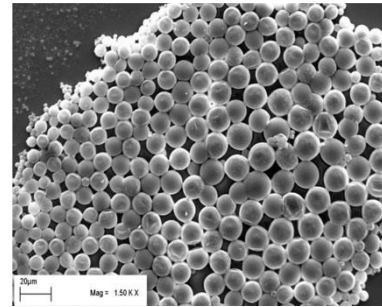


Figure 31 : Microcapsules de paraffine [94].

Parmi les applications possibles se trouvent l'intégration de ces microcapsules dans les fluides caloporteurs [95]. Les microcapsules de MCP qui sont transportées dans l'écoulement augmentent la capacité calorifique équivalente du fluide. Dans de telles applications l'encapsulation est primordiale pour éviter toute agglomération des particules entre elles. Le choix de la taille doit porter vers les capsules les plus petites possibles pour réduire l'augmentation des coûts de pompage. Une mise en œuvre envisageable pour le stockage thermique consiste à avoir recours à deux cuves : la première, dite « froide » contient le fluide dont le MCP au sein des microcapsules est solide et la seconde, dite « chaude » contient les microcapsules dont le MCP est liquide. La charge et la décharge se font par le biais d'un échangeur de chaleur extérieur. Pendant la charge, le fluide « froid » est pompé dans la cuve « froide », est réchauffé dans un échangeur de telle sorte que le MCP fonde et est stocké dans la cuve « chaude ». Le premier inconvénient de cette mise en œuvre technologique réside dans la nécessité d'avoir deux cuves de stockage. Le second inconvénient, est le faible facteur de capacité : le MCP ne représente qu'une partie de la microcapsule (entre 6 et 90 %) et les microcapsules ne représentent qu'une partie du volume de stockage (environ 10 %). Finalement, le facteur de capacité est faible (<10 %). En rajoutant à cela qu'il faut deux cuves, le facteur de capacité chute en dessous de 5 %. La gamme d'utilisation de tels matériaux est pour le moment réduite à une température inférieure à 100 °C ; la dilatation thermique différentielle entre les deux composés (enveloppe et MCP) pouvant conduire à la rupture de l'enveloppe [96].

Les axes de recherche actuels concernent la réduction de la surfusion dans les capsules, la résistance mécanique et la stabilité sur le long terme [97]. Si les particules obtenues sont nanométriques, il s'agit alors de nano-encapsulation. La nano-encapsulation est la suite logique de la micro-encapsulation étant donné que les nanocapsules sont plus stables, plus résistantes, moins sujettes au déchirement dans les pompes et augmentent moins la viscosité du fluide porteur [97].

Une seconde application possible de ces microcapsules de MCP est de concevoir des ersatz de MCP solide/solide. Karkri et al. [94] mélange du HDPE avec des microcapsules de paraffine afin d'obtenir des blocs compacts. Quand la paraffine va fondre, le liquide va être

contenu dans les microcapsules, elles-mêmes étant retenues par la structure en HDPE. Ici encore, la principale limite est le facteur de capacité : les microcapsules contiennent 50 % de MCP et il faut, au minimum 40 % de HDPE. Le facteur de capacité est donc de 30 %.

La macroencapsulation du MCP repose sur le même principe mais les modules sont plus grands. Il peut s'agir de panneaux de MCP pour l'habitat, de billes de quelques millimètres à quelques centimètres de diamètre (Figure 32) [98], de cylindres creux remplis de MCP [99;100], etc. A la différence de la micro-encapsulation, les modules sont souvent rigides et les changements de volume sont absorbés par un gaz inerte en vide partiel confiné avec le MCP.

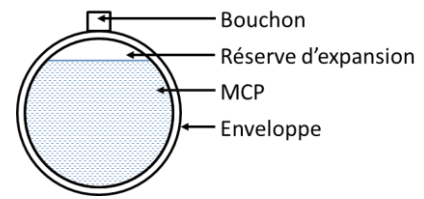


Figure 32 : Schéma de principe d'un module.

L'enveloppe se compose de métal ou de polymère (PTFE, PFA, résine) ; ou de multiples couches de ces matériaux [101]. Fukahori et al. [102] étudient même l'utilisation d'une enveloppe en céramique pour contenir des sels ou des métaux qui sont corrosifs aux enveloppes métalliques.

Cette technologie est commercialisée sous différentes formes (enveloppe métallique, plastique ou en fibres) par PCM Products ; elle est également proposée par Cristopia pour les applications de « stockage froid ». Un exemple courant de MCP macroencapsulé est le pain de glace qui est placé dans les glacières. Dans ce cas le MCP est un mélange eutectique.

Dans le cadre du stockage thermique à grande échelle, de nombreuses adaptations technologiques existent [100;103-105], les macromodules de MCP, qu'ils soient cylindriques, sphériques ou parallélépipédiques rectangulaires, sont généralement placés dans des cuves qui sont parcourues par le fluide caloporteur, alternativement chaud (charge) et froid (décharge). Les modules jouent le rôle de séparateur et d'échangeur thermique entre le MCP et le fluide caloporteur. Ces systèmes se rapprochent des thermoclines « huile/roche » présentés précédemment, mais les roches sont remplacées par des modules d'encapsulation [106]. Dans le cas d'un lit de sphères, entre l'épaisseur de l'enveloppe, la réserve d'expansion et la porosité du lit, l'ordre de grandeur du facteur de capacité est de 50 %. Ce facteur peut être amélioré en utilisant des sphères de diamètres différents ou en ayant recours à d'autres géométries. Les macromodules cylindriques, par exemple, permettent d'atteindre des facteurs de capacité similaires à ceux des systèmes à tubes et calandre : jusqu'à 80 ou 90 %.

Dans le cas de la macroencapsulation, en considérant un module cylindrique, le MCP est placé à l'intérieur du tube et le fluide caloporteur s'écoule autour du tube. Il est tout à fait envisageable d'avoir recours à des modules ailetés (Figure 33) afin d'améliorer le coefficient de transfert thermique et la surface d'échange du côté du fluide caloporteur [107].

Il est également possible de placer les ailettes dans le module, afin d'augmenter le coefficient d'échange thermique dans le MCP [108].

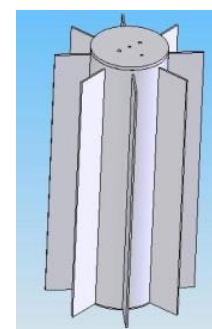


Figure 33 : Module d'encapsulation cylindrique avec ailettes externes [107].

Récemment, des systèmes qui pourraient être considérés comme des modules d'encapsulation annulaires ont fait l'objet d'études [109]. Il s'agit de trois tubes coaxiaux formant un espace cylindrique central entouré par deux espaces annulaires concentriques et consécutifs. L'espace cylindrique central et l'espace annulaire extérieur sont parcourus par le fluide caloporteur, tandis que l'espace annulaire intermédiaire contient le MCP (Figure 34).

L'intérêt de ce système est que la surface d'échange entre le fluide caloporteur et le MCP est augmentée en comparaison d'un module cylindrique. Par ailleurs, il devient possible d'intégrer des ailettes dans le MCP à la fois sur la paroi la plus interne et sur la paroi la plus externe. Cette technologie permet à la chaleur d'être diffusée de manière homogène dans le MCP.

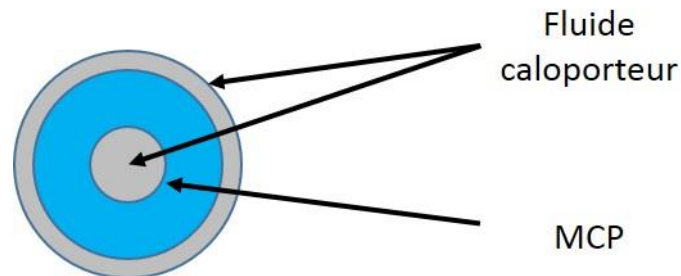


Figure 34 : Représentation schématique d'un module d'encapsulation annulaire.

L'intérêt principal de l'encapsulation est de s'affranchir de l'absence de tenue physique du MCP lorsqu'il est sous forme liquide. La nano et la micro-encapsulation présentent également l'avantage d'optimiser le rapport surface d'échange sur volume de MCP, à condition de réaliser des enveloppes suffisamment fines pour conserver un taux volumique de MCP élevé. Effectivement, à volume de sphère constant, plus l'enveloppe est épaisse, moins il y a de MCP.

Parmi les inconvénients de l'encapsulation, il est à noter que la pression du fluide caloporteur est à supporter par l'enceinte dans laquelle sont placés les modules. A l'inverse, dans un système à tubes et calandre la pression est supportée par les tubes et non pas par l'enceinte.

La difficulté majeure rencontrée par cette technologie est la gestion des contraintes mécaniques sur l'enveloppe lors du changement d'état du MCP. En effet, au cours de la phase de fusion le volume spécifique du MCP augmente considérablement, l'enveloppe étant étanche, le changement de volume entraîne soit une montée en pression du module et des contraintes importantes sur les parois si elles sont rigides, soit une déformation de l'enveloppe. Ces contraintes sont partiellement absorbées par la réserve d'expansion s'il y en a une. Tout au long de la durée de vie du système de stockage, les cycles de charge/décharge³⁰ vont se traduire par un cyclage mécanique et thermomécanique pouvant mener à la rupture de l'enveloppe des modules. Sans compter que les modules reposent les uns sur les autres, ce qui rajoute une pression statique. Dernier point, les modules n'ayant pas le même coefficient de dilatation thermique que les cuves, un phénomène de *thermal ratcheting* peut apparaître.

Tout l'enjeu de l'encapsulation réside dans la conception d'une enveloppe complexe. Il faut qu'elle ait une conductivité thermique élevée, une bonne résistance mécanique et qu'elle soit partiellement élastique pour absorber les contraintes. Dans le cas de la nano/micro-encapsulation il faut aussi élaborer un procédé chimique permettant de concevoir les microbilles de MCP. Les technologies d'encapsulation sont écartées à cause de leur faible facteur de capacité.

3.2.4 Les échangeurs à plaques

Comme les systèmes à tubes et à calandre, les échangeurs à plaques traditionnels sont modifiés pour pouvoir être utilisés comme système de stockage. Au lieu d'être parcourus par

³⁰ Un cycle de charge/décharge correspond à un cycle de fusion/solidification du MCP

deux fluides caloporteurs, il n'y a plus qu'un fluide caloporteur qui s'écoule dans l'échangeur à plaques et qui vient échanger de l'énergie avec le MCP (un canal sur deux). En première approche, ce système peut être assimilé à de la macroencapsulation de MCP dans les plaques d'un échangeur.

Il est indispensable d'adapter les systèmes existants à une application MCP, sans quoi les fractions massique et volumique de MCP dans l'échangeur seront extrêmement faibles : 2 % et 9 % respectivement pour l'échangeur T2-BFG de Alfa Laval testé par Medrano et al. [89].

La conception de ces systèmes a pour difficulté principale la gestion des pressions dans l'échangeur à plaques. Comme pour la macroencapsulation, il s'agit de plaques rigides et l'expansion volumique du MCP lors de la fusion est absorbée par un gaz, ce qui implique de remplir partiellement les plaques de gaz. Une autre solution consiste à utiliser des plaques déformables, qui absorbent le changement de volume en réduisant la section de passage du fluide caloporteur. La plasticité des plaques doit alors être considérable étant donné que certains MCP subissent des changements de volume de plus de 10 %.

La société Stiral propose un système de ce type : BatTherm® (Figure 35). Ce module compact (75 kWh/m³) de 100 kWh fonctionne avec un polyol.



Figure 35 : Batterie thermique de Stiral : BatTherm®.

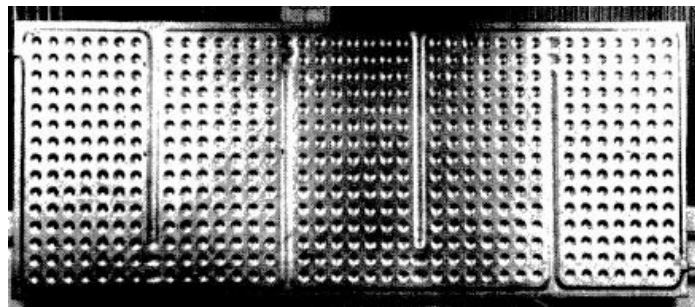


Figure 36 : Plaque d'échangeur utilisée par Bricard et al. [110].

Un prototype d'échangeur à plaques a été conçu au CEA de Grenoble par Bricard et al. [110] en 1982. Le système étudié est un réservoir contenant 525 kg d'anhydride phtalique (MCP) dans lequel sont plongées quatre plaques d'échangeurs (Figure 36), de 12 mm d'épaisseur et espacées de 60 mm, disposées horizontalement dans le sens de la longueur et verticalement dans le sens de la largeur. Le coefficient d'échange global de l'échangeur pendant la fusion est faible ($\sim 60 \text{ W/m}^2/\text{K}$). Une telle technologie peut facilement être améliorée afin de rajouter des ailettes sur les plaques, par exemple. Les performances globales affichées sont néanmoins bonnes : le facteur de capacité est de 85 % ; la densité énergétique est de l'ordre de 55 kWh/m³ ; la densité de puissance est de 16,5 kW/m³.

3.2.5 Actif ou passif

Un échangeur actif, par opposition à un échangeur passif, est constitué de pièces mobiles qui mettent en mouvement le MCP. Ainsi, le stockage thermique par changement de phase d'un matériau est dit « actif » dès lors que ledit MCP est en mouvement forcé.

Il existe de nombreuses technologies comme les échangeurs à surfaces raclées, les systèmes à *slurry* et double réservoirs, etc.

3.2.5.1 Systèmes à surfaces raclées

Un échangeur à vis a été développé à l'ISE (Institut pour les systèmes Energétiques Solaires) de Fraunhofer (Allemagne) par Zipf et al. [111]. Le concept consiste à utiliser deux

réservoirs reliés par un échangeur à double vis (Figure 37). Le fluide caloporteur circule à l'intérieur des vis et autour du carter et échange de l'énergie avec le MCP qui est au contact des aubes des vis. Le MCP est acheminé par les vis d'un réservoir à l'autre, dans un sens ou dans l'autre selon qu'il s'agit de la charge ou de la décharge. En utilisant des vis contrarotatives ou ayant des vitesses de rotation différentes, l'échangeur se nettoie de lui-même et le MCP est détaché des vis au fur et à mesure qu'il se solidifie. Les vis sont inclinées de telle sorte que le liquide est en partie basse et que le MCP solide est acheminé en partie haute. De ce fait, seule une partie de la surface d'échange offerte par les vis est utilisée (~43 % ici). L'augmentation de cette surface d'échange effective est un des trois axes principaux d'étude, le second étant de mieux gérer les dimensions des granulés solides en sortie afin d'optimiser la masse volumique apparente et le troisième étant d'améliorer la puissance en fusion. Effectivement, en solidification le MCP liquide est naturellement en contact avec les vis, tandis que sous sa forme granulaire (solide) seule une petite partie du granulé est en contact avec les vis. Les échanges thermiques s'en trouvent réduits. Le coefficient d'échange thermique en fusion est estimé à 15 % de celui en solidification.

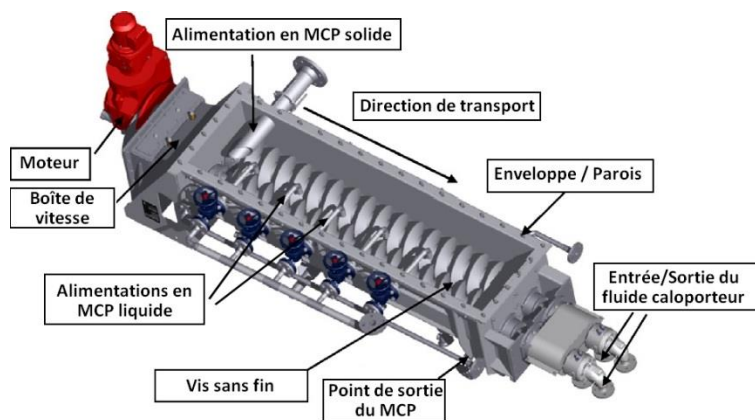


Figure 37 : Echangeur actif à double vis (Zipf et al. [111]).

3.2.5.2 Slurry et double réservoirs

Cette technologie brevetée [112] ressemble au système à surfaces raclées, à la différence principale près qu'ici c'est un *slurry* qui est récupéré en fin de décharge et non pas des morceaux de MCP solide. Le système se compose de deux échangeurs de chaleur équipés d'un convoyeur à vis creuse placée dans un carter cylindrique. Le fluide caloporteur passe au centre de la vis creuse et de part et d'autre du carter. Tandis que le MCP se trouve au contact du filetage de la vis. Le système comprend deux réservoirs : un froid et un chaud. Au cours de la charge, Le MCP, en provenance du réservoir froid est admis dans le premier échangeur sous forme de granulats solides dispersés dans une phase liquide. Au fur et à mesure que le MCP est convoyé dans la vis il récupère de l'énergie du fluide caloporteur et arrive sous forme liquide dans le réservoir chaud. Au cours de la décharge, le MCP liquide passe dans le second échangeur et cède de l'énergie au fluide caloporteur, ce qui entraîne la solidification partielle du MCP. Le MCP solide va être concassé/broyé en sortie de l'échangeur afin de pénétrer dans le réservoir froid sous forme de granulats portés par la phase liquide.

L'inconvénient principal de ce type de système est qu'il ne permet pas une utilisation optimale des capacités de stockage thermique. En effet, le MCP n'est jamais totalement solidifié. En conséquence, seule une partie de l'enthalpie de changement de phase disponible est valorisée. Qui plus est, le système nécessite deux échangeurs et deux cuves de stockage, ce qui induit des coûts supplémentaires en comparaison d'un système qui ne comporterait qu'un de chaque.

Une des difficultés majeures lors de la conception d'un tel système est la gestion des pièces mobiles : par exemple, la vitesse de rotation du convoyeur à vis doit être suffisamment maîtrisée pour éviter que la totalité du MCP ne se solidifie dans l'échangeur, sans quoi le système se bloquerait. Par ailleurs, la présence de pièces mobiles est quasiment toujours synonyme de coûts supplémentaires d'installation et de maintenance ainsi que de risques de fuites augmentés.

Enfin, les granulats de MCP solide peuvent s'agglomérer localement et former un bouchon ou un agglomérat de taille trop importante pour pouvoir être de nouveau aspiré et renvoyé vers l'échangeur.

3.2.5.3 Modules de MCP mis en mouvement

La DLR (L'agence aérospatiale allemande), à Stuttgart, propose un système de stockage thermique actif à modules encapsulés (Figure 38). Le MCP est encapsulé dans des plaques parallélépipédiques. Ces plaques sont mobiles : elles passent d'un côté à l'autre d'un échangeur thermique. Les plaques se succèdent au-dessus de l'échangeur dans un mouvement continu. Un tel système permet d'avoir un flux thermique constant, dépendant uniquement de la vitesse de translation des plaques [113].

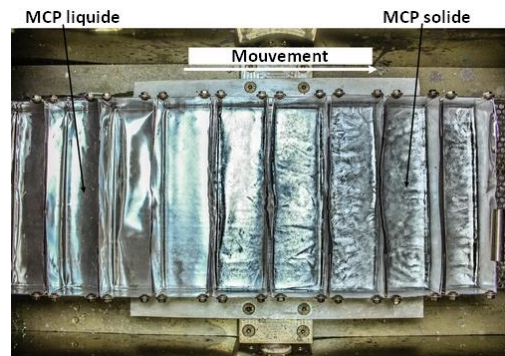


Figure 38 : Le concept PCMflux développé à la DLR par Pointner et Steinmann [113].

Dans un tel système, le flux thermique n'est pas influencé par l'augmentation de l'épaisseur de la couche de MCP solide. Dans le repère de l'échangeur, en un point donné de celui-ci, l'épaisseur de MCP solide est localement constante au cours de la décharge. Les enjeux de cette technologie sont d'une part d'assurer le contact thermique entre l'échangeur et les modules de MCP; et d'autre part de limiter les pertes thermiques.

L'intérêt principal de ces systèmes actifs est la réduction de la taille de l'échangeur. Etant donné que l'échangeur est découplé du MCP, il n'est plus nécessaire d'avoir une surface d'échange considérable. L'échangeur n'a pas besoin de s'étendre dans tout le MCP étant donné que c'est le MCP qui vient à l'échangeur. Par ailleurs, la totalité de la surface de l'échangeur est utilisée en permanence, ce qui n'est pas le cas dans les systèmes passifs. Les trois systèmes présentés nécessitent d'avoir deux zones de stockage distinctes, ce qui limite de facto le facteur de capacité à 50 %. Le volume de stockage étant important du fait des deux cuves et la taille de l'échangeur étant restreinte, les puissances volumiques présentées par ces systèmes sont relativement faibles. Par ailleurs, de par l'existence de pièces mobiles, les systèmes actifs sont plus complexes à mettre en œuvre que les systèmes passifs. Pour ces raisons, les systèmes actifs ne sont pas retenus dans le cadre de l'étude.

3.2.6 Direct ou indirect

Un échangeur direct, par opposition à un échangeur indirect, est caractérisé en ce que le MCP et le fluide caloporteur sont en contact direct, il n'y a aucune paroi qui les sépare. L'intérêt principal est de pouvoir réaliser des charges et des décharges à puissance constante : les matériaux étant en contact direct, il n'y a pas formation d'une croûte solide qui augmente et vient diminuer les performances thermiques au cours du temps. Les matériaux doivent être choisis tels qu'ils ne sont pas miscibles et que leur différence de densité est suffisamment importante pour que la séparation de phase soit nette : c'est-à-dire qu'il n'y ait pas d'émulsion

entre les deux phases. Deux mises en œuvre sont à distinguer : dans la première le MCP a une densité plus faible que celle du fluide caloporteur, dans la seconde, c'est l'inverse.

Dans un exemple d'application technologique brevetée [114] une cuve contient deux matériaux : de l'érythritol (le MCP) et de l'huile (le fluide caloporteur). Pendant la charge, de l'huile chaude arrive par un tube d'alimentation situé en partie basse de l'installation. L'huile a une densité plus faible que l'érythritol et va remonter dans la partie haute du réservoir. Au cours de sa remontée, l'huile cède de l'énergie à l'érythritol, entraînant la fonte de celui-ci (Figure 39). L'huile en partie haute de l'installation est pompée et retourne dans le circuit. Au cours de la décharge, l'huile froide arrive par le même tube d'alimentation, en bas, elle monte en température en échangeant de l'énergie avec le MCP qui se solidifie (Figure 40), puis remonte dans la partie haute du réservoir où elle est de nouveau pompée.

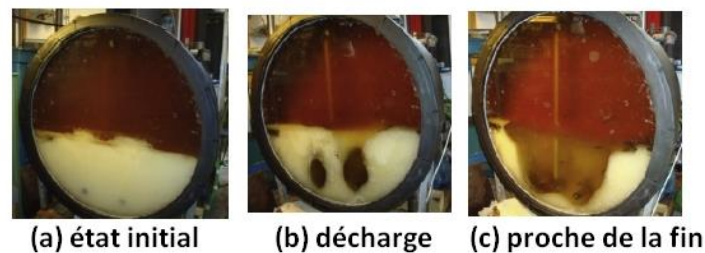


Figure 39 : Charge d'un système de stockage par échange direct entre de l'érythritol et de l'huile (Wang et al. [115]).

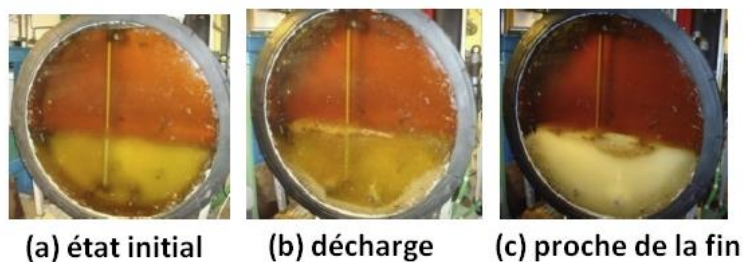


Figure 40 : Décharge d'un système de stockage par échange direct entre de l'érythritol et de l'huile (Wang et al. [115]).

Le travail réalisé par Wang et al. [115-117] sur un tel système indique que la charge du système est longue. Il leur faut presque une heure de charge à faible débit (entre 100 et 300 fois plus faible que le débit nominal [116]) pour créer une voie liquide dans le MCP solide et pour pouvoir commencer à réaliser la charge dans des conditions nominales. Les échanges thermiques se font principalement par convection forcée. Le mouvement du fluide caloporteur le long du front de fusion arrache localement des particules solides. De plus, la *mushy zone* est mélangée au MCP liquide [116]. En définitive, les échanges thermiques sont globalement élevés, mais les surfaces d'échange sont très faibles au début et à la fin du processus. A la fin de la charge, certaines zones sont encore solides : ce sont les zones mortes à la circulation de l'huile. A la décharge, l'huile refroidit l'érythritol et des particules solides se forment à leur interface. Ces particules vont couler et participent activement au mélange et à l'homogénéisation de la température [118]. La géométrie de ces systèmes est encore à améliorer afin d'optimiser, en particulier, le processus de charge. Celui-ci est, en effet, difficile à initier et à terminer.

Kaizawa et al. [118] annoncent qu'à la charge, le fluide chaud qui sort des cannes d'alimentation passe par les canaux liquides issus de la solidification précédente. Effectivement, durant la phase de décharge qui a naturellement précédé la charge, le fluide caloporteur froid circulait dans le MCP déjà solidifié. Ils n'ont donc pas de problème pour initier la charge, contrairement à Wang et al. [116]. Néanmoins, ils observent que certaines buses des cannes d'alimentation se bouchent au fur et à mesure de la décharge

(solidification). Dans certains cas, cela a entraîné l'arrêt prématuré de l'essai, car tous les orifices se sont bouchés. Par ailleurs, Kaizawa et al. [118] montrent qu'une couche de capsules de MCP solide renfermant du fluide caloporteur se forme pendant la décharge. La densité de ces capsules est variable. Soit les capsules vont couler, soit elles vont stagner entre la couche de fluide caloporteur et celle de MCP liquide.

Une adaptation de cette technologie à des systèmes industriels est proposée par Kaizawa et al. [118]. L'idée est d'utiliser des camions-citernes remplis d'un mélange d'érythritol et d'huile pour faire du stockage d'énergie thermique mobile. Le principe est de raccorder la citerne sur un site industriel qui produit un excédent de température à plus de 130 °C et de l'utiliser pour faire fondre l'érythritol. Une fois le MCP fondu, le camion peut se déplacer dans un rayon allant jusqu'à 35 km pour livrer la chaleur. L'idée n'est pas sans rappeler ce qu'il est possible de faire avec un système de stockage fixe sur un réseau de chaleur existant.

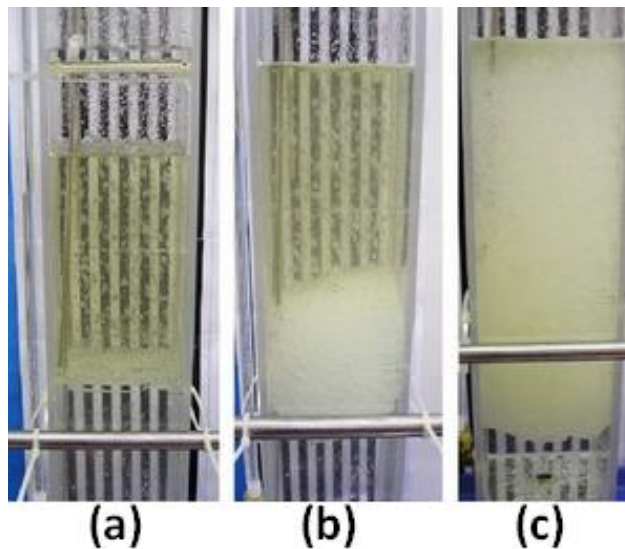


Figure 41 : Système de stockage thermique par échange direct entre de la paraffine et de l'eau.

Une mise en œuvre pour le stockage de froid est présentée par Martin et al. [119]. Le MCP, de la paraffine, est initialement présent à l'état liquide (Figure 41, a). Le fluide caloporteur est de l'eau. La paraffine est moins dense que l'eau, elle a donc tendance à « flotter ». La charge va consister à injecter de l'eau froide sous forme de spray. Au contact de l'eau froide le MCP se solidifie et forme une couche solide autour des gouttelettes. Ces billes d'eau entourées de MCP ont une densité intermédiaire entre le fluide caloporteur et le MCP et vont donc former une couche poreuse intermédiaire entre l'eau (en bas) et la paraffine liquide (en haut). A la fin de la charge, tout le MCP est solide et il ne reste que deux phases : celle, liquide, composée par le fluide caloporteur, en bas, et celle composée par les billes de MCP. Les billes de MCP ayant une certaine porosité et étant, par ailleurs, remplies d'eau, le volume du lit de billes est bien plus important que le volume du MCP liquide initial (Figure 41, b et c). Martin et al. [119] constate que le lit de billes est deux fois plus volumineux que le MCP liquide initial, malgré le retrait volumique induit par la solidification. En conséquence, dans l'état actuel, il n'est pas envisageable de dépasser un facteur de capacité de 50 %. Au cours de la décharge, de l'eau chaude est injectée et entraîne la fusion de la couche solide de MCP. La couche intermédiaire, composée par les billes, se réduit alors peu à peu.

Un échangeur à contact direct entre un fluide caloporteur et un MCP est présenté par Tadriss et al. [120] en 1985. Les couples de matériaux sels/huile et eau/paradichlorobenzène sont testés dans des échangeurs à spray, où le MCP liquide se diffuse sous forme de gouttes dans le fluide caloporteur froid. Les particules de MCP doivent être les plus petites possibles pour augmenter le ratio « surface sur volume ». Le cas échéant l'efficacité globale de

l'échangeur est bonne et le coefficient d'échange thermique entre la phase continue (le fluide caloporteur) et dispersée (le MCP) peut atteindre $100 \text{ kW/m}^3/\text{K}$ pour le couple sel/huile et $45 \text{ W/m}^3/\text{K}$ pour le couple eau/paradichlorobenzène. Ces valeurs sont supérieures à ce qui a déjà pu être fait avec les autres types d'échangeurs présentés précédemment.

Ces réalisations ne sont pas envisagées dans le cadre du stockage thermique pour les réseaux de chaleur. L'eau des réseaux fait l'objet de traitements chimiques et thermiques et il n'est pas envisagé de la mélanger à un MCP, même ponctuellement, pour le moment. Néanmoins, ces technologies d'échangeurs sont très prometteuses puisqu'elles présentent trois avantages non-négligeables. Économiquement, il n'y a pas d'échangeur donc les coûts d'investissement et de maintenance sont réduits. Thermiquement, les échanges sont améliorés. Chimiquement, la surfusion est rapidement rompue et la cristallisation est accélérée par le brassage du MCP.

3.2.7 Les échangeurs avec MCP en cascade

Cette technologie, comme les suivantes, ne sont pas à proprement parlé des technologies d'échangeur à part entière. Ce sont des alternatives et des variations de systèmes existants.

Chaque MCP a une température de changement d'état bien définie, en utilisant plusieurs MCP disposés « en cascade » dans l'installation, les performances thermiques sont améliorées. Par exemple, si le fluide caloporteur arrive à une température T_1 et échange de l'énergie avec un MCP qui fond à $T_2 < T_1$, si le système est bien conçu, le fluide caloporteur parcourt une certaine distance avant de se retrouver à $T_2 + \delta T$. Les échanges thermiques avec le MCP qui fond à T_2 sont alors très faibles. En plaçant juste derrière un autre MCP qui va fondre à $T_3 < T_2$, les échanges thermiques vont de nouveau être rendus possibles et le système s'en trouve globalement optimisé. Une telle méthode permet de maintenir la température du fluide caloporteur à un niveau plus constant.

Concrètement, la mise en œuvre de cette technologie consiste à placer des modules d'encapsulation dans une cuve, sur différents niveaux, chaque niveau correspondant à un MCP [106] ; ou encore à placer des échangeurs à tubes et calandre en série.

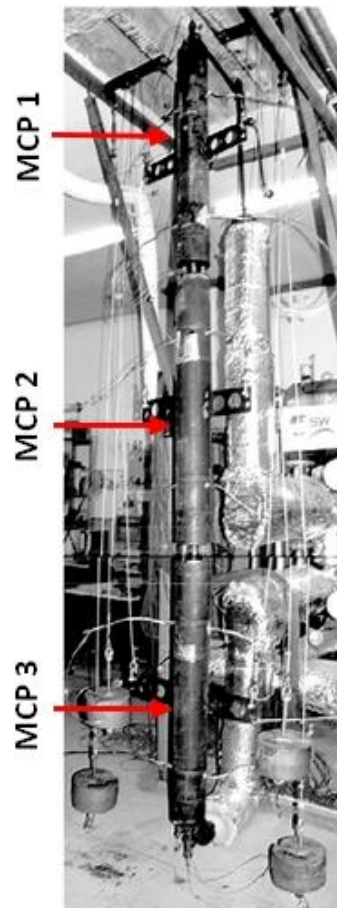


Figure 42 : Système « en cascade » utilisé par Michels et Pitz-Paal [121].

Différentes approches ont permis de confirmer le potentiel de cette technologie brevetée [122]. Gong et Mujumdar [123] attestent de l'intérêt théorique de la méthode, en montrant que l'efficacité exergetique du système est améliorée si le nombre de MCP différents augmente. Michels et Pitz-Paal [121] réalisent une étude expérimentale sur un système de ce type. Le module en cascade est composé de trois sections d'essais à tube et calandre (Figure 42) comportant chacune un MCP différent (KNO_3 , KNO_3/HCl , NaNO_3) et est comparé à deux modules distincts ne comportant qu'un seul MCP. Les trois systèmes sont soumis à 4h de charge et 2h de décharge. Finalement, le montage « en cascade » permet bien de récupérer

une plus grande part de l'énergie théorique stockée que dans les deux systèmes mono-MCP (57 %, contre 45 et 53 %). La sensibilité des résultats à la température du fluide caloporteur en entrée est cependant soulignée [123].

Une seconde étude expérimentale, réalisée par Peiró et al. [124] sur des systèmes à tubes et calandre de 126 L chacun, montre que la température du fluide caloporteur en sortie est rendue plus homogène par un système en cascade en comparaison des systèmes traditionnels. Par ailleurs, l'efficacité d'échangeur est augmentée de 20 % (2 MCP en cascade).

Ce type de dispositif nécessite une très bonne connaissance du procédé auquel va être rattaché le système de stockage et est peu adapté à des conditions opératoires variables telles que celles qui existent sur un réseau de chaleur, par exemple.

3.2.8 Les systèmes multi-étagés

Le principe du système multi-étages est proche de celui des MCP en cascade, il s'agit de décomposer les échanges thermiques en trois étages distincts : un sensible, un latent et de nouveau un sensible. C'est une configuration particulièrement adaptée pour les installations dans lesquelles le fluide caloporteur change de phase : pour la génération directe de vapeur, par exemple. Une telle technologie permet d'associer à la préchauffe de l'eau liquide un étage de stockage sensible, puis l'évaporation se fait dans l'étage latent et, enfin, la surchauffe de la vapeur se fait de nouveau dans un étage sensible. C'est la technologie retenue par le groupe Alcen pour le développement de sa centrale Alsolen Sup [42] et dans le cadre du projet ITES de la DLR [125].

3.2.9 L'imprégnation en MCP

L'objectif de l'imprégnation est de remplir un matériau poreux de MCP. Le principe repose sur les forces de capillarité qui assurent un maintien physique du MCP liquide dans le matériau poreux. Ce sont généralement des granulés d'une roche poreuse qui sont utilisés : perlite, diatomite, vermiculite,... . Cette méthode est alternative à la macroencapsulation sphérique. L'objectif est le même, il s'agit de remplir une cuve de granulés de cette roche imprégnée. L'imprégnation en elle-même est une technique maîtrisée. Si elle est réalisée en vide partiel et durant un temps suffisamment long, il est possible d'avoir un taux d'imprégnation proche de 100 % [96]. La difficulté principale est le maintien effectif du MCP dans la structure poreuse. En général, après quelques cycles une partie du MCP est ressortie de la structure poreuse. Nomura et al. [96] annoncent ainsi perdre 25 % du MCP imprégné après trois cycles de fusion/solidification. Cette valeur semble se stabiliser par la suite puisqu'ils n'observent pas de nouvelle variation de la masse après le 4^e cycle. Un résultat similaire est annoncé par Guan et al. [126] qui perdent 20 % de leur potentiel de stockage après 200 cycles d'un composite paraffine/vermiculite expansé.

Comme pour la technologie d'échange direct, il faut s'assurer que le fluide caloporteur et le MCP sont compatibles chimiquement. Dernier point, cette méthode présente un inconvénient majeur : le composite roche/paraffine présente une conductivité thermique moins bonne que celle de la paraffine seule (-25 %) pour une fraction massique de roche de 33 % [126]. Une solution est proposée par Guan et al. [126] : ils imprègnent leur matériau poreux de saccharose qu'ils carbonisent à 600 °C pendant 3 h en défaut d'oxygène pour obtenir une couche de carbone qui revêt les pores. Cette méthode permet d'augmenter la conductivité thermique effective jusqu'à 0,45 W/m/K mais réduit la porosité du matériau et diminue la quantité de MCP présente dans la roche (53 % au lieu de 64 % en masse). En conclusion, l'imprégnation dans des roches présente un facteur de capacité faible et une mauvaise conductivité thermique.

3.2.10 Les MCP à forme stabilisée

Certains mélanges de polymères sont réalisés dans le but de concevoir une matrice solide destinées à contenir un MCP. De cette façon, des MCP solide/liquide sont ainsi « transformés » en MCPs via l'adjonction de segments durs dans les segments doux du MCP. Autrement dit, un MCP solide/liquide est mélangé à un autre matériau qui joue le rôle de matrice solide et qui va assurer le maintien physique de l'ensemble. L'intérêt d'une telle approche réside dans la possibilité de concevoir des échangeurs dont les parois mêmes sont constituées par le MCP à forme stabilisée. Ces matériaux à la forme stabilisée sont couramment dénommés *form-stabilized* ou *shape-stabilized*.

Par exemple, le polyéthylène glycol (PEG) a un point de fusion entre 32 et 60 °C. S'il est mélangé à de l'hexaméthylène diisocyanate, le composé ainsi obtenu présentera une transition solide/solide à une température similaire [127]. L'hexaméthylène diisocyanate joue le rôle de segment dur, tandis que le PEG est le segment doux. Il en est de même pour le mélange d'une paraffine avec du polyéthylène « haute densité » (HDPE : *high density polyethylene*) [94]. La Figure 43 montre trois pains de HDPE et d'un mélange d'HDPE et de paraffine. Malgré les changements de phase de la paraffine, les pains conservent leur forme même avec 50 %_{massique} de paraffine.

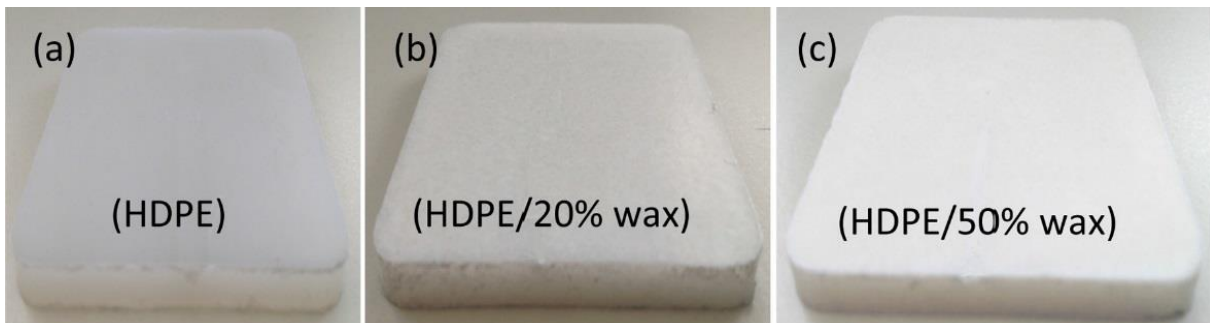


Figure 43 : Pains (48x48x4,8 mm³) d'HDPE ou d'un mélange d'HDPE et d'une paraffine. Le composite a une forme stabilisée, la géométrie se conserve malgré les changements de phase solide/liquide de la paraffine [94].

3.2.11 Les caloducs

Concrètement, une méthode brevetée [128] consiste en l'intégration de caloducs dans un système à tubes et calandre. Il s'agit de remplacer des ailettes de types « clous » (*pinned*) par un caloduc (*heat pipe*). Ces caloducs ont un diamètre qui peut être inférieur au millimètre mais sont souvent de l'ordre du demi-centimètre. Ils sont remplis d'un fluide de travail qui subit un changement de phase liquide/gaz. Le fluide s'évapore à l'extrémité du caloduc où se trouve la source chaude et se condense à l'autre extrémité, là où se situe la source froide. Les condensats retournent au niveau de la source chaude par capillarité. L'énergie est transportée d'un bout à l'autre du caloduc par le fluide de travail diphasique qui joue le rôle de vecteur énergétique (Figure 44).

Dans certains systèmes, le retour des condensats ne se fait pas par capillarité mais par gravité. Ces systèmes ne sont donc pas réversibles. Par conséquent, ils ne sont pas utilisables dans des systèmes de stockage d'énergie.

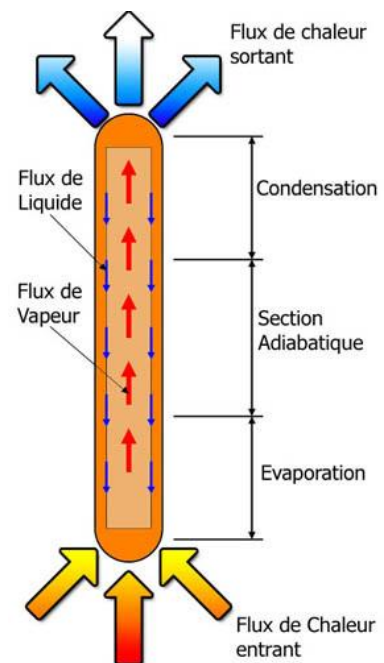


Figure 44: Principe de fonctionnement d'un caloduc [129].

Une étude récente, de Allen et al. [130], compare le transfert d'énergie à travers une tige de cuivre à celui via un caloduc cuivre/eau de mêmes dimensions. L'extrémité inférieure de la tige et du caloduc est plongée dans un bassin d'eau, tandis que l'extrémité supérieure est plongée dans du MCP. Dans les conditions d'étude, le caloduc permet de solidifier ou faire fondre le MCP deux fois plus vite que la tige. Une étude similaire est proposée par Robak et al. [131] : cinq caloducs (cuivre/eau) plongés dans du MCP sont comparés à cinq tiges métalliques de mêmes dimensions. Ici encore les performances observées avec les caloducs sont bien supérieures à celles observées avec les tiges.

Une mise en œuvre différente, brevetée [132] également est étudiée expérimentalement par Diao et al. [133]. Le band d'essais est composé d'une unité de stockage parallélépipédique rectangulaire au sein de laquelle passe des caloducs plats (Figure 45) entourés d'ailettes. Le fluide caloporteur circule en dehors de l'unité de stockage et est en contact thermique avec les extrémités des caloducs.

L'intérêt des caloducs réside dans les cycles de liquéfaction/évaporation qui mettent en jeu de grandes quantités d'énergie (enthalpie de changement d'état importante) et de puissance (coefficient de transfert thermique élevé). La conductivité thermique équivalente d'un caloduc varie entre 30 et 100 kW/m/K [134].

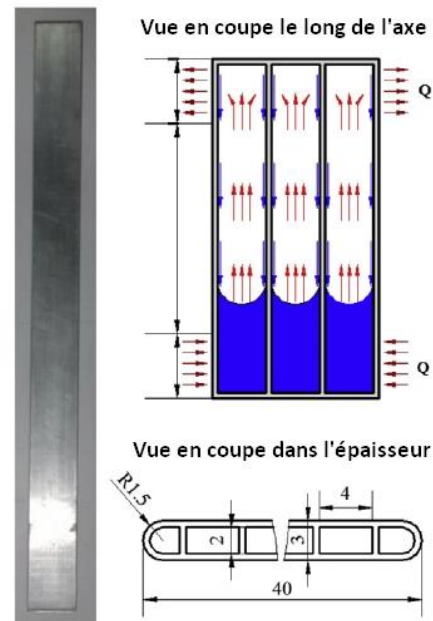


Figure 45 : Schéma de principe d'un caloduc plan [133].

3.2.12 Résumé

Le Tableau 15 (page suivante) résume qualitativement les principales caractéristiques des systèmes listés jusqu'à présent. Les procédés d'encapsulation, les systèmes actifs, les procédés de stabilisation de la forme ou d'imprégnation ne permettent pas d'atteindre des facteurs de compacités élevés. Les échangeurs/stockeurs à plaques ont fait l'objet de peu d'études et, bien que la société Stiral en ait développé un, la question de la gestion des contraintes de pression pendant le changement de phase reste ouverte. Les systèmes à tubes et calandre présentent de bons facteurs de compacité (>70 %) et sont issus de technologies industriellement matures (les tubes et tubes ailetés sont produits par kilomètres pour les industries pétrolières et des aéroréfrigérants). C'est pourquoi c'est le système qui sera retenu dans la suite du travail. Dans la partie dédiée à ces systèmes, il a été dit que les transferts thermiques dans le MCP étaient toutefois à améliorer. La question qui se pose alors est : quelles sont les méthodes permettant d'améliorer les transferts thermiques dans un tel système ? C'est l'objet de la prochaine sous-partie.

	Performances thermiques	Facteur de compacité	Potentiel d'industrialisation sur un réseau de chaleur
Tubes et calandre	-	+	+
Tubes ailettes et calandre	+	+	+
Micro-encapsulation	+	--	-
Macro-encapsulation	+	-	+
Echangeur à plaques	+	+	+
Echangeurs « directs »	+	-	-
Imprégnation roche	-	--	-
Imprégnation graphie	++	--	-
Forme stabilisée	-	--	-

Tableau 15 : Tableau récapitulatif des différentes technologies envisagées.

3.3 L'amélioration des transferts thermiques dans les MCP

Parmi toutes les technologies discutées ci-avant, les systèmes à tubes et calandre présentent un bon compromis entre complexité de mise en œuvre, coût et maturité industrielle. Par ailleurs, c'est une technologie flexible et adaptable qui permet d'atteindre des facteurs de capacité élevés et des puissances volumiques intéressantes. Une des conditions sine qua non au développement de ces systèmes est l'amélioration des transferts thermiques dans le MCP. Les tubes lisses seuls ne présentent pas des performances thermiques suffisantes pour satisfaire les temps caractéristiques de décharge recherchés³¹. Les différentes solutions imaginées se regroupent en trois catégories principales. Premièrement, la création de chemin de conduction préférentielle, ou chemin de faible résistance thermique, qui va permettre à la chaleur d'être diffusée de manière plus homogène dans le MCP. Les méthodes connues sont le recours à des ailettes ou l'ajout de pièces hautement conductrices dans le MCP. Deuxièmement, l'imprégnation du MCP dans une matrice à conductivité thermique élevée. C'est ce qui est réalisé quand le MCP est imprégné dans des mousses métalliques par exemple. Troisièmement, la conception d'un matériau composite, homogène à l'échelle macroscopique, dont la conductivité thermique effective est plus élevée que la conductivité thermique initiale du MCP. Ces composites sont obtenus par l'adjonction de nanoparticules de carbone, de métal, etc.

Cette partie s'axe autour des systèmes à tubes et calandre, mais la grande majorité des technologies qui vont être présentées ci-après sont adaptables et tout autant valables pour d'autres technologies, comme la macroencapsulation par exemple.

³¹ Les performances sont exprimées par une durée, c'est le rapport de l'énergie stockée sur la puissance thermique de l'installation. Usuellement, les valeurs recherchées pour un réseau de chaleur se situent entre 2 et 4 heures.

3.3.1 Les échangeurs à ailettes

L'amélioration des transferts thermiques par l'ajout d'ailettes se décompose en deux facteurs. Le premier est l'augmentation de la surface d'échange et le second est la diminution de la distance caractéristique de solidification. Les différents types d'ailettes sont représentés dans le tableau ci-après (Tableau 16).

Les ailettes axiales qui sont disposées le long des tubes (Figure 46) sont distinguées des ailettes radiales (Figure 47 à Figure 55), qui elles-mêmes sont divisées en plusieurs types selon qu'elles sont hélicoïdales (Figure 47 à Figure 53) ou non, ainsi que pleines (Figure 48 à Figure 55) ou segmentées (Figure 47). Il existe aussi des tubes à ailettes ponctuelles : les tubes cloutés (Figure 57) ou bien les tubes hérissés (Figure 56). Il existe également des ailettes continues (Figure 54), pour lesquelles le moyen de fabrication est bien distinct : ce ne sont pas les ailettes qui sont mis autour des tubes, mais les tubes qui sont placés dans une matrice d'ailettes.

Les ailettes sont usuellement comparées en termes de surface d'échange spécifique (surface des ailettes sur le volume apparent de celles-ci). Les ailettes cloutées ont la plus mauvaise surface spécifique tandis que les tubes à ailettes radiales offrent souvent les meilleurs rapports surface-sur-volume. Les ailettes axiales permettent une augmentation de la surface d'échange qui est limitée par le nombre d'ailettes qu'il est possible de placer sur le périmètre du tube. Ce nombre est rarement supérieur à 20 pour des tubes d'un diamètre inférieur à 2-3 cm.



Tableau 16 : Récapitulatif des différents types d'ailettes.

Les ailettes sont soit rapportées, soit extrudées (Figure 52). Dans le premier cas, elles sont conçues dans un matériau généralement différent de celui du tube, dans le second cas elles sont nécessairement dans le même matériau que le tube duquel elles sont issues. Le cas du tube à ailettes extrudées bimétalliques (Figure 53) est particulier : les ailettes sont bel et bien extrudées à partir d'un tube en aluminium (par exemple) mais l'extrusion se fait en prenant appui sur un tube central en acier. Ce faisant l'extrusion peut être poussée à ses limites et l'épaisseur du tube en aluminium peut être réduite à moins de quelques dixièmes de millimètres. Le tube central, en acier, permet un maintien à la pression interne qu'il serait difficile d'égaliser avec un tube en aluminium.

3.3.1.1 Les ailettes extrudées

L'extrusion d'ailettes consiste à écraser radialement un tube en rotation et de repousser la matière du tube sous forme d'ailettes. L'évolution du procédé est visible sur la Figure 52, de gauche à droite : le tube est initialement lisse et les ailettes 'grandissent' au fur et à mesure des rotations. Une des limitations de ce procédé est que la paroi du tube ailetté final est nécessairement épaisse, sans quoi il s'écraserait sur lui-même au cours de l'extrusion. Les performances thermiques sont très bonnes car il n'y a pas de résistance thermique de contact entre le tube et les ailettes. Les matériaux usuels sont le cuivre ou l'aluminium. S'il s'agit d'un tube à ailettes extrudées en aluminium, il n'est pas toujours possible de le soumettre à de fortes pressions³². C'est pourquoi il existe des tubes à ailettes extrudées « bimétalliques » (Figure 53). Ces tubes présentent toutefois de moins bonnes performances thermiques que les tubes à ailettes extrudées monométalliques. D'une part, parce que l'épaisseur d'aluminium ou de cuivre, dans le cas monométallique, est remplacée par de l'acier dans le cas du bimétallique, et d'autre part, parce qu'il y a une résistance thermique de contact entre le manchon interne en acier et la peau en aluminium. Qui plus est, si le tube à ailettes extrudées bimétalliques est exposé à une température importante (>300 °C), un espace va apparaître entre les deux matériaux du fait de la dilatation thermique différentielle. Ce phénomène va dégrader davantage les échanges thermiques. En contrepartie, les tubes à ailettes extrudées bimétalliques peuvent avoir de plus hautes ailettes et nécessitent moins de matière d'extrusion. En terme de masse, le manchon en acier joue en défaveur de l'extrudé bimétallique qui aura tendance à être plus lourd.

En conclusion, le choix du tube bimétallique est à privilégier pour les applications dans lesquelles les gradients de pression entre l'intérieur et l'extérieur du tube sont importants. *A contrario*, dans les applications à basse pression, les tubes monométalliques seront plus performants thermiquement.

3.3.1.2 Les ailettes rapportées

Les ailettes sont dites « rapportées » lorsqu'elles sont fixées aux tubes par un procédé ou un autre³³.

3.3.1.2.1 Les ailettes radiales circulaires

Les ailettes radiales peuvent être moletées (Figure 49), soudées (Figure 47), enroulées (Figure 50 et Figure 51) ou encore incrustées (Figure 48). Les ailettes moletées ('KLM') sont fixées sur un tube qui présente un état de surface strié, la fixation est mécanique et la tenue est plutôt faible. En général les ailettes sont en aluminium et le tube en acier. Les ailettes

³² Certains tubes à ailettes extrudées en aluminium supportent des pressions internes allant jusqu'à 120 bar [138]. Cela dépend, entre autre, du diamètre interne du tube.

³³ Les ailettes en fonte frettées ne sont pas présentées ici, leur application étant réservée à des conditions où la robustesse prime par rapport aux transferts thermiques.

soudées ('HF') sont nécessairement constituées du même matériau que le tube, elles sont généralement en acier. La soudure est réalisée à l'aide de deux galets positionnés de part et d'autre de l'ailette et entre lesquels passe un arc électrique à haute fréquence. En ce qui concerne les ailettes enroulées ('L'), la fixation est seulement due à l'enroulement lui-même. Généralement une certaine continuité de l'ailettage autour du tube est assurée (Figure 50) et permet une résistance à la corrosion modérée. Dans certains cas les ailettes se chevauchent (Figure 51), ce qui va assurer un meilleur maintien. Ces ailettages peuvent ne pas être appropriés à une application avec des MCP. La tenue mécanique est trop faible pour résister à des cycles de fusion/solidification et aux variations de volume, température et pression associées. Enfin, les ailettes incrustées ('G') sont placées le long d'une rainure hélicoïdale qui est tracée le long de la surface extérieure du tube (Figure 48). Au cours de l'ailettage des galets placés de part et d'autre de la rainure écrasent celle-ci de telle sorte que les ailettes sont pincées à leur base. La rainure est profonde d'environ 0,3 mm ; c'est pourquoi ce type d'ailettage nécessite des tubes plus épais.

Certains procédés d'ailettage sont comparés dans le tableau ci-dessous (Tableau 17). La tenue à la corrosion est moins bonne pour les types 'G' et 'HF' car le tube est à nu, tandis qu'il est recouvert par les ailettes pour les autres types. Dans le cas de l'extrudé bimétallique, le tube est entièrement recouvert de la peau en aluminium, ce qui justifie que la résistance soit meilleure que pour les ailettes moletées et enroulées. Les tenues en température et mécanique sont intimement liées, ce qui explique que les classements sont similaires. Le type 'HF' est indubitablement le plus résistant car l'ailette est soudée.

Tenue mécanique	'L', 'LL' < 'KLM' < extrudé bi. < 'G' < 'HF'
Tenue en température	'L' (120 °C) < 'LL' (180 °C) < 'KLM' (250 °C) < extrudé bi. (300 °C) < 'G' (400 °C) < 'HF'
Prix³⁴	'KLM' < 'G' < extrudé bi. (< 'HF')
Résistance à la corrosion	'G', 'HF' < 'KLM' < extrudé bi. < extrudé mono.
Performances thermiques (avec de l'air)	'G' < 'extrudé bi'. ≈ < 'KLM' < extrudé mono.

Tableau 17 : Comparatif des différents types d'ailettages – ailettes radiales [139].

D'une manière générale, les ailettes rapportées sont obtenues à partir d'un feuillard. L'ailettage en lui-même consiste à enrouler le ruban du feuillard autour du tube. Les ailettes sont alors moins épaisses en périphérie, car c'est là que le feuillard est le plus étiré. En conséquence, la hauteur d'une ailette pleine est limitée et c'est pour cette raison que les ailettes les plus hautes sont segmentées (Figure 47). Cette solution technologique est réalisée par pincement du feuillard sur une partie de sa largeur, préalablement à l'ailettage. Au cours de la phase d'ailettage, lorsque le feuillard s'étire en périphérie de l'ailette, il se déchire le long des zones pincées : ce qui donne des ailettes segmentées.

Les dimensions usuelles sont répertoriées dans le tableau ci-dessous (Tableau 18). Bien que d'autres dimensions soient réalisables, elles sont souvent hors-standards et sont plus difficiles à trouver dans le commerce.

³⁴ Le prix est indiqué à performances thermiques égales (en échange avec de l'air). Le moins cher est à gauche. Le type 'HF' est entre parenthèse car les ailettes sont en acier, au contraire des trois autres types d'ailettage présentés ici qui ont tous des ailettes en aluminium.

Ailettage	Matériau	Epaisseur [mm]	Pas [fpi ³⁵]	Hauteur [mm]
Soudées, 'HF'	Acier	1 à 3,4	1 à 7	Pleines : 6 à 32 Segmentées : 12 à 38
Incrustées, 'G'	Aluminium, cuivre ou acier	0,35 à 0,45	5 à 12	12,7 à 16
Extrudées bimétalliques	Aluminium			
Moletées ('KLM')	Aluminium			6 à 26,7
Enroulées 'L' ou 'LL'	Aluminium ou cuivre			N.C.
Extrudées monométalliques	Aluminium ou cuivre	0,45 à 0,65	7 à 9	Jusqu'à 10 ou 13

Tableau 18 : Dimensions usuelles des ailettes selon le type d'ailettage [138;139] pour des tubes d'1" standard.

3.3.1.2.2 Les ailettes radiales cloutées

Un autre type d'ailettage consiste à placer des tiges (ou clous) radialement au tube. Ces tiges sont soudées, ce qui implique qu'elles sont généralement en acier et fixées à des tubes du même matériau. L'avantage principal de cette méthode réside dans la possibilité d'avoir des ailettes très grandes. En fait, la flexibilité sur les dimensions et les formes d'ailettes est quasiment infinie.

Ces ailettes sont privilégiées pour les applications où l'encrassement est une problématique. En effet, leur nettoyage est simplifié par leur géométrie et leur tenue mécanique. *A contrario*, une telle géométrie implique une faible surface d'échange spécifique, ce qui impacte directement les performances thermiques. Par ailleurs, le procédé de conception est complexifié par la nécessité de souder chaque clou au tube. C'est pourquoi ces ailettes ne sont pas retenues dans le cadre de ce travail.

3.3.1.2.3 Les ailettes radiales carrées

Ces ailettes (Figure 55) sont généralement fixées aux tubes par dudgeonnage ou par forçage du tube dans les plaques perforées. L'expérience montre que la fixation mécanique n'est pas suffisante pour des applications avec des MCP, le changement de volume induit par les changements de phase et les cyclages thermiques conduisent à la désolidarisation des ailettes, qui vont tomber le long du tube³⁶.

3.3.1.2.4 Les ailettes radiales continues

Alors que les ailettes présentées précédemment sont spécifiques au tube sur lequel elles sont fixées, les ailettes continues assurent une cohésion et une continuité entre plusieurs tubes (Figure 54). En général ce type d'ailettage est obtenu par emboutissage des tubes dans des plaques métalliques pré-perforées ou bien par dudgeonnage. Un revêtement au zinc (galvanisation) peut être appliqué pour améliorer la continuité thermique entre les tubes et les ailettes, ainsi que pour prévenir de la corrosion et renforcer la tenue mécanique de

³⁵ Fins per inch (ailettes par pouce)

³⁶ De tels essais de tenue au cyclage thermique ont été réalisés en interne dans le cadre d'un projet distinct du travail de thèse.

l'ensemble. Les ailettes continues sont largement utilisées par GEA pour la conception d'échangeurs aérauliques.

Cette technologie est adaptable aux systèmes de stockage d'énergie thermique par changement de phase à condition que les ailettes soient perforées ponctuellement. Si cette condition n'est pas réalisée, le changement de phase, et plus particulièrement l'expansion volumique, risque de déformer irréversiblement les ailettes. Si toutefois ces dernières sont perforées, alors des voies liquides seront créées pour assurer le passage du MCP fondu.

Dans le cadre du projet européen DISTOR [91], c'est cette technologie qui a été retenue avec des ailettes continues en graphite. Les ailettes ne sont pas perforées mais les tubes sont placés horizontalement et les ailettes sont donc verticales. Il n'est alors pas nécessaire d'envisager de quelconques perforations.

3.3.1.2.5 Les ailettes axiales

Les procédés industriels actuels consistent à souder des ailettes en forme de « U extrudé » au tube (Figure 46). Ces méthodes ne permettent pas d'assurer une production continue. Il faut alors que la production soit cadencée, ce qui rallonge les temps de production et donc augmente les coûts. Par ailleurs, les ailettes étant soudées, il s'agit généralement d'ailettes acier sur des tubes acier : les performances thermiques sont limitées. Le tout participe à la limitation de son usage. Ce procédé d'assemblage permet néanmoins d'avoir des ailettes travaillées (perforées ou ondulées par exemple).

Dans le cadre du stockage thermique par changement de phase, l'utilisation de telles ailettes est à privilégier pour les charges (fusion du MCP) car leur aspect longitudinal favorise les échanges thermiques par convection³⁷. *A contrario*, leurs performances sont moindres à la décharge (solidification du MCP) du fait du matériau utilisé (acier) et des distances caractéristiques de conduction mises en œuvre en périphérie d'ailette. Ce qui pose évidemment problème étant donné qu'il n'est pas envisageable d'avoir des ailettes différentes à la charge et à la décharge, et que ce sont surtout les performances à la décharge qui sont recherchées sur les réseaux de chaleur.

3.3.1.3 Les tubes à ailettes profilés



Figure 58 : Exemple de section d'un profilé en aluminium. Figure 59 : Vue d'artiste d'un tube à ailettes profilés [140].

Le principe consiste à reprendre les techniques utilisées pour la réalisation des profilés en aluminium (Figure 58) et de l'adapter pour en faire un tube à ailettes axiales (Figure 59).

Le tube et la partie ailettée seraient donc conçus d'une seule pièce, par filage sur aiguille. L'aiguille permet alors de réaliser le tube et la filière extérieure permet de dessiner le profil des ailettes. De cette façon il est possible de réaliser un tube dont la section ressemblerait à un flocon de neige, par exemple. La structure en branches, qui se subdivisent en d'autres branches et ainsi de suite, est un idéal pour la diffusion de la chaleur. Les ramifications permettent en effet d'homogénéiser la température dans le MCP et de réduire les distances caractéristiques de solidification. Une géométrie de ce type a été présentée et étudiée par

³⁷ A condition que le tube soit placé verticalement, cette affirmation n'est plus vraie si le tube est horizontal.

Sciacovelli et al. [140] (Figure 59). Cette méthode de ramification en fractale est défendue par Bejan et Lorente [141].

Les intérêts de cette méthode résident dans l'absence de résistance thermique de contact entre le tube et les ailettes et dans la flexibilité sur la géométrie de l'ailette (bien que limitée par les contraintes de filage). Cette flexibilité permet d'adapter et d'optimiser la géométrie de l'ailette pour une application spécifique donnée.

3.3.2 Les inserts métalliques

A défaut de pouvoir concevoir des tubes à ailettes profilés (contraintes économiques, géométriques, ou autres), deux alternatives ont été imaginées par la DLR et le CEA respectivement.

L'idée consiste à rajouter une structure conductrice autour d'un tube lisse. L'objectif, essentiellement économique, est de diminuer le nombre de tubes tout en gardant des performances thermiques similaires.

La structure développée par la DLR [142] se compose de deux moitiés d'inserts qui viennent se clipper autour d'un tube lisse (Figure 60). La seconde structure, développée par le CEA [143] est un profilé en aluminium qui vient s'enfiler autour d'un tube central, lui-même ailette (Figure 61 et Figure 62). Les mesures réalisées sur l'installation LHASSA donne une conductivité thermique dans l'insert Fiocco de l'ordre de 10 W/m/K [144], en prenant en compte la résistance thermique de contact entre les ailettes et l'insert Fiocco.

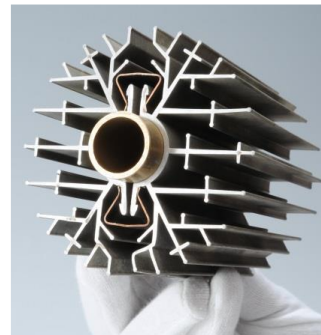


Figure 60 : Photo des inserts développés par la DLR [62].



Figure 61 : Inserts « Fiocco » développés par le CEA [143].



Figure 62 : Insert « Fiocco » avec un tube ailette central [143].

Le principal inconvénient de ces structures est la résistance thermique de contact entre, soit le tube et les inserts (DLR), soit les ailettes et le profilé (CEA).

Bien qu'intéressant économiquement, l'utilisation d'inserts externes, et donc la diminution du nombre de tube, entraîne une réduction proportionnelle de la surface d'échange avec le fluide caloporteur et induit une augmentation du débit unitaire dans les tubes. Ce dernier phénomène va avoir deux conséquences : premièrement les pertes de charge occasionnées par l'échangeur vont être amplifiées, deuxièmement le coefficient d'échange thermique va augmenter³⁸. Théoriquement, le coefficient d'échange thermique ne va pas augmenter suffisamment pour pouvoir compenser la diminution de la surface

³⁸ A condition que le régime d'écoulement reste le même.

d'échange. En conséquence cette solution technologique est à envisager dans les cas où le coefficient d'échange thermique à l'intérieur des tubes est relativement élevé. C'est pourquoi les inserts trouvent une application privilégiée dans les systèmes à génération directe de vapeur, où les tubes sont chers (ils sont épais pour résister à la température et à la pression) et où l'écoulement à l'intérieur du tube est diphasique (coefficient d'échanges thermiques élevé). Ces technologies ne sont pas retenues dans la cadre de l'implantation d'un système de stockage par changement de phase sur un réseau de chaleur.

3.3.3 Les mousses métalliques

Récemment, plusieurs publications ont mis en avant l'intérêt des mousses métalliques³⁹, à forte porosité et à pores ouverts (Figure 63, a), comme media d'échange d'énergie thermique dans les systèmes de stockage par matériau à changement de phase [146-150]. En comparaison d'un système à ailettes, les mousses métalliques permettent un allègement de la structure (moins de matière) tout en augmentant la surface d'échange. Par conséquent les systèmes thermiques utilisant des mousses métalliques ont une meilleure densité énergétique (moins de métal, donc plus de MCP). Par ailleurs, la mousse est poreuse et ne va jamais bloquer complètement les échanges par convection naturelle, bien qu'elle les réduise en occasionnant des pertes de charges.

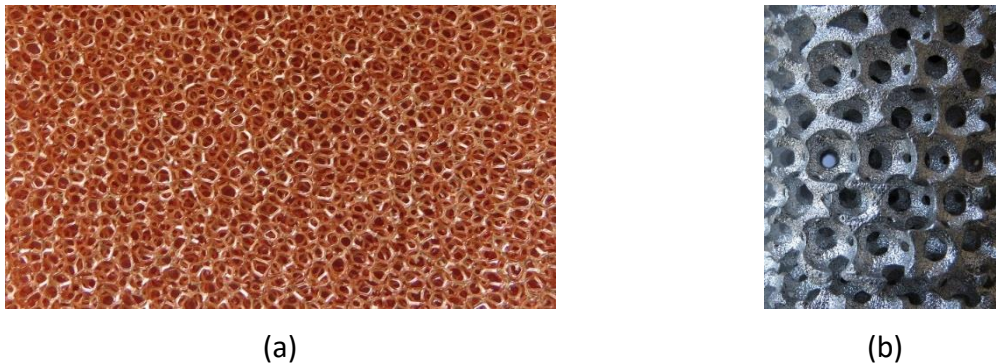


Figure 63 : mousses métalliques stochastiques en cuivre (gauche) et régulière en aluminium (droite).

Les mousses métalliques stochastiques, ou irrégulières, peuvent être découpées de façon à s'adapter à un échangeur de type « tubes et calandre ». Il faut alors faire attention à minimiser la résistance thermique de contact entre la mousse et les tubes.

Les mousses métalliques régulières⁴⁰ (Figure 63, b) sont, à l'heure actuelle, uniquement issues de procédés de fonderie (CastFoam®, du CITF). Elles présentent l'avantage de laisser s'établir la convection naturelle (les cellules ouvertes sont alignées), tout en conservant des distances caractéristiques de conduction faibles. Par ailleurs, il est tout à fait possible de réaliser d'une seule pièce, le tube et la mousse. Il n'y a donc aucune résistance thermique de contact entre le tube et la mousse comme c'est usuellement le cas avec les mousses stochastiques.

La figure ci-après (Figure 64) représente les corrélations (analytiques et empiriques) donnant la conductivité thermique effective pour une mousse de cuivre imprégnée de paraffine. Les corrélations d'Odelevskii et de Boomsma et Poulidakos donnent des valeurs éloignées des autres.

³⁹ Par définition, une mousse solide est un solide issu de la solidification d'une mousse liquide [145]. Le terme de « mousse métallique » s'est généralisé à toutes les structures géométriques semblables, qu'elles soient obtenues, ou non, par un procédé de solidification d'une mousse liquide.

⁴⁰ Ces mousses n'ont, en fait, rien d'une mousse à proprement parler. Elles sont appelées ainsi par généralisation de la terminologie.

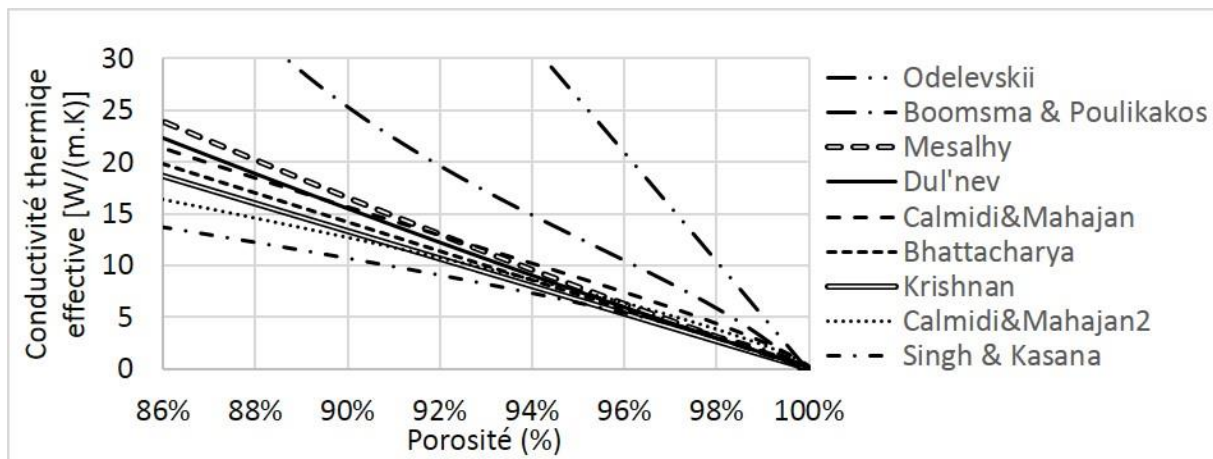


Figure 64 : Valeurs théoriques de la conductivité thermique effective d'une mousse métallique stochastique en cuivre à pores ouverts, imprégnée de paraffine, en fonction de la porosité. {Odelevskii (quoted by Du'nev [151]), Boomsma et Poulikakos [152;153], Mesalhy et al. [154], Du'nev [151], Calmidi et Mahajan [155], Bhattacharya et al. [156], Krishnan et al. [157], Calmidi et Mahajan-2 [155], Singh et Kasana [158]}.

3.3.4 Les milieux intermédiaires

Le concept consiste à remplir la zone dans laquelle va être le MCP de pièces d'un matériau conducteur.

3.3.4.1 Pièces métalliques

Plusieurs solutions ont été testées. Une première possibilité consiste à remplir le milieu de perles métalliques. Weaver et Viskanta [159] comparent des résultats avec, d'une part, des billes de verre ayant une conductivité thermique proche de celle du MCP (de l'eau) et, d'autre part, avec des perles en aluminium. Les perles en aluminium permettent d'accélérer le processus de fusion, qui est alors 2,5 fois plus rapide. Néanmoins, que ce soit les perles d'aluminium ou de verre et peu importe le diamètre choisi, la porosité est faible (<40 %) et le facteur de capacité s'en trouve amoindri.



Figure 65 : Anneaux de Lessing utilisés par Velraj et al. [108].

Sur le même principe, Velraj et al. [108] remplissent un module cylindrique à 20 % d'anneaux de Lessing (Figure 65) et à 80 % de paraffine. Ils observent que la conductivité thermique effective est décuplée par rapport à de la paraffine seule. Ettouney et al. [160] placent trois cadres métalliques verticalement, à 120° les uns des autres autour de leur tube central. Ces écrans métalliques sont composés, chacun, de deux, quatre ou huit billes de métal de diamètre 8, 12 ou 16 mm. La fraction volumique de métal dans le MCP varie de 0,35 % à 3,65 % selon le nombre et la taille des billes métalliques. L'amélioration des performances thermiques de l'échangeur n'est pas conséquente, même si une multiplication par trois du nombre de Nusselt dans le MCP est annoncée.

Une autre solution, mise en œuvre par Tayeb [161] consiste à utiliser des scories de cuivre, d'aluminium, de fer ou de fonte ou des copeaux de cuivre et de les mélanger à un MCP. Les résultats indiquent que l'amélioration des transferts thermiques n'est pas significative.

3.3.4.2 Pièces en carbone

Le carbone a une conductivité thermique de 129 W/m/K, ce qui est de l'ordre de grandeur des métaux (Aluminium : 220 W/m/K ; Cuivre : 398 W/m/K ; Acier : 25-50 W/m/K ; Acier

inoxydable : 10-20 W/m/K [162]). Le carbone est donc un candidat à la conception d'échangeur thermique pour le stockage d'énergie par changement de phase. Si le carbone intéresse tant, c'est aussi et surtout parce que ses formes plus évoluées et plus complexes présentent des conductivités thermiques qui sont plusieurs ordres de grandeurs au-dessus de ce que les MCP traditionnels proposent et même que la plupart des métaux. En effet, certains diamants présentent des conductivités thermiques allant jusqu'à 2500 W/m/K, mais le record est détenu par le graphène avec une conductivité thermique mesurée à 4500 W/m/K. Il n'est évidemment pas envisagé de réaliser un échangeur en diamant ou en graphène, mais les nanotubes de carbones, les fibres de carbone, les mousses de carbone revêtues de graphène, le graphite (jusqu'à 500 W/m/K), etc. sont autant de structures qui suscitent l'intérêt.

Les travaux de Fukai et al. [163] puis de Nakaso et al. [164] présentent des mesures de conductivités thermiques effectives dans des systèmes composites comprenant de la paraffine et soit des fibres de carbone disposées aléatoirement (Figure 66, a), soit des brosses de fibres de carbone, qui permettent de diriger les fibres dans le sens de la chaleur (Figure 66, b), soit encore en fibres de carbone tissées (Figure 66, c), afin d'avoir une « toile » de carbone qui puisse être tendue entre, et appuyée sur, les tubes pour diminuer la résistance thermique de contact. Les principaux résultats indiquent que la longueur des fibres n'a pas d'influence significative, mais que leur disposition, au contraire, en a une. Les brosses, qui sont en fait des « fibres orientées » présentent des performances thermiques qui sont meilleures que les fibres désordonnées, à fractions volumiques égales. De même, les toiles de fibres de carbone ont une résistance thermique de contact avec les tubes qui est plus faible que les autres systèmes, ce qui améliore encore les performances thermiques globales.

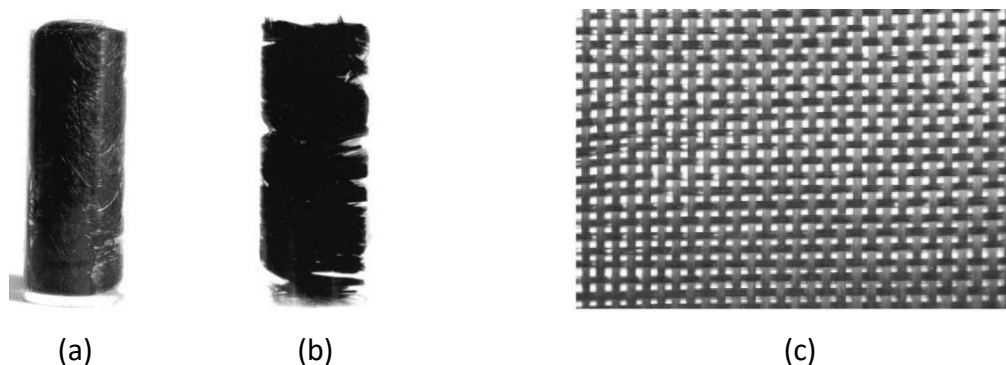


Figure 66 : (a) fibres de carbone [163] ; (b) brosse de fibres de carbone [163] ; (c) toile tissée en fibres de carbone [164].

Il apparaît également que les fibres de carbone réduisent les transferts thermiques par convection. Ainsi les fibres peuvent-elles rallonger le processus de fusion si la fraction volumique est faible. Dans ce cas, il y a peu d'amélioration de la conductivité thermique effective mais une réduction importante des transferts thermiques par convection.

Des travaux ont également été réalisés sur des mousses de carbone, ainsi que sur des mousses de carbone avec un revêtement de graphène. La structure de la mousse est creuse et la couche de graphène a une épaisseur de l'ordre du micromètre. Les performances thermiques enregistrées ne sont pas significatives : pour une fraction massique de mousse traitée de 10 %, la conductivité thermique d'un composite à base d'acide octadécanoïque passe de 0,16 à 0,69 W/m/K (mesure par analyse flash-laser) [165]. Sans traitement thermique, c'est-à-dire sans la couche de graphène, la conductivité thermique mesurée avec la même fraction massique est de 0,28 W/m/K. A titre de rappel, les corrélations pour les mousses métalliques présentées précédemment donnent une conductivité thermique effective d'environ 15 W/m/K à même porosité.

3.3.4.3 Matrice métallique

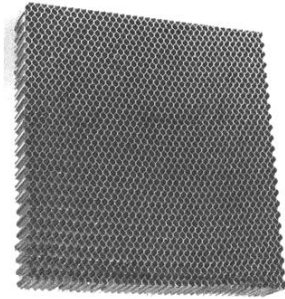


Figure 67 : Structure en nid d'abeilles [85].

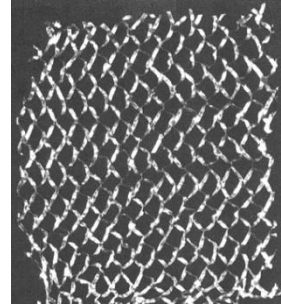


Figure 68 : Feuille d'aluminium déployé « ExploFoil » [85].

Une autre solution consiste à noyer une matrice métallique dans le MCP. La différence majeure entre l'intégration de pièces métalliques et l'ajout d'une matrice est que la matrice est continue. La conductivité thermique effective s'en trouve par conséquent améliorée. De Jong et Hoogendoorn [85] utilisent, par exemple, une structure en nid d'abeilles (Figure 67) ainsi que des feuilles d'aluminium déployé (Figure 68). Le processus de solidification est sept fois plus rapide avec le nid d'abeilles que sans et quatre fois plus rapide avec les feuilles d'aluminium, pour des fractions volumiques respectives de 10 % et de 1,6 %.

3.3.5 Le graphite expansé

Le graphite expansé (EG pour *expanded graphite*) est obtenu en immergeant des flocons de graphite (*flake graphite*) dans un bain d'acide chromique puis d'acide sulfurique. Le graphite expansé peut alors être utilisé tel quel ou être compacté en feuille de graphite (comme ça a été le cas dans le projet DISTOR mentionné précédemment).

Les performances thermiques obtenues en mélangeant un MCP avec du graphite expansé dépendent à la fois de la fraction massique de graphite, mais aussi de la densité du graphite expansé utilisé. Le matériau composite ainsi obtenu subit un changement de volume proportionnel à la fraction de MCP imprégné et permet, en parallèle, un maintien physique du MCP dans les pores, même lorsque celui-ci est liquide. Ce dernier point étant avéré dans le cas d'un composite LiNO_3/KCl -EG [166] pour des fractions massiques d'EG suffisamment élevées (>10 %) et des densités apparentes d'EG faibles (<1,5 g/cm³).

Quelques exemples d'utilisation de graphite expansé sont donnés dans le tableau ci-après (Tableau 19). Même si les performances thermiques des matrices en graphite expansé sont bonnes, le facteur de capacité de l'échangeur est faible du fait de l'important volume dédié au graphite. Le MCP ne représente, au mieux, que 50 % du volume utile.

MCP	Densité du composite	Fraction massique EG	Fraction volumique EG	λ_{eff} [W/m/K]
NaNO_3 [167]	1,69	20 %	35 %	7
LiNO_3/KCl [166]	1	10 %	55 %	5
		20 %	60 %	9
		30 %	65 %	13
$\text{KNO}_3/\text{NaNO}_3$ [168]	0,52	30 %	77 %	20
Paraffine [88]	0,88	25 %	15 %	22

Tableau 19 : Exemples de composites de MCP et graphite expansé.

3.3.6 Les nanoparticules et poudres

Quelques études portent sur l'intégration de poudres ou de nanoparticules hautement conductrices afin d'améliorer la conductivité thermique effective dans le MCP. Il peut s'agir de poudres métalliques [169;170] (80 μm) ou de nanofibres de carbone [171] par exemple.

Dans la majorité des cas, l'amélioration de la conductivité thermique effective est faible (Tableau 20). Cela s'explique en partie par l'aspect discontinu des chemins de conduction⁴¹. Warzoha et al. [172] montrent que plus la fraction massique de nanofibres de carbone augmente plus la percolation entre les fibres est bonne (Figure 69). Ce qui a pour effet d'améliorer les performances thermiques du composite. La nécessité d'une certaine continuité dans les chemins de conduction est bien mise en avant ici. En l'absence de continuité, les résistances thermiques de contact dégradent l'amélioration induite par les nanoparticules.

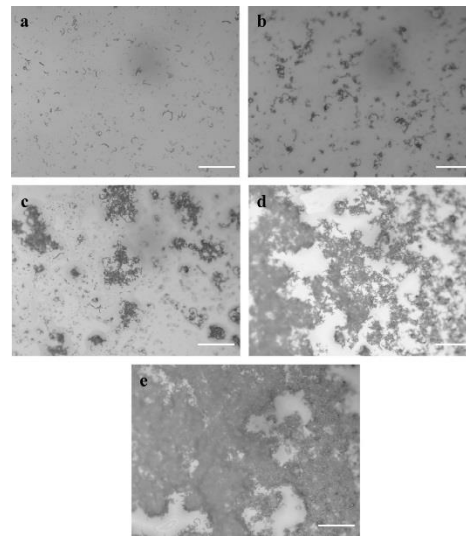


Figure 69 : Vues au microscope de la distribution des nanofibres de carbone à plusieurs concentrations volumiques : (a) 0,05 % ; (b) 0,1 % ; (c) 0,2 % ; (d) 0,3 % ; (e) 0,4 %. (La barre d'échelle, en blanc, correspond à 100 μm) [172].

	MCP	Nanoparticules	Fraction massique	λ_{mcp} [W/m/K]	λ_{eff} [W/m/K]
Wang et al. [170]	Paraffine	Nanoparticules d'oxyde de fer	1 % à 5 %	0,20	~0,25
Elgafy et Lafdi [171]	Paraffine	Nanofibres de carbone	4 %	0,24	0,33
Warzoha et al. [172]	Paraffine	Microfibres de graphite	2,8 % à 11,4 %	0,20	0,24 à 0,36
Xiao et al. [173]	Acide palmitique	Nanotubes de carbone	1 %	0,21	0,29
Ge et al. [174]	Eutectique $\text{Li}_2\text{CO}_3 + \text{Na}_2\text{CO}_3$	Nanotubes de carbone + céramique	10 % à 20 %	3,0	4,3 à 5,2

Tableau 20 : Quelques données concernant les améliorations thermiques induites par l'ajout de nano/microparticules.

Une autre difficulté liée à l'utilisation de ces nanoparticules est de s'assurer du contact entre le MCP et les nanoparticules. Etant donné que le rapport surface-sur-volume de ces nanoparticules est grand, la résistance thermique de contact est à minimiser au maximum. Ge et al. [174], par exemple, annoncent que la mouillabilité des nanotubes de carbone avec les sels ($\text{Li}_2\text{CO}_3 + \text{Na}_2\text{CO}_3$) est mauvaise. La structure du composite est lacunaire et les nanotubes ne sont pas dispersés dans le MCP mais concentrés. Ils montrent l'intérêt d'avoir recours à

⁴¹ La même quantité de carbone placée sous forme de fibres de plus de 5 mm de longueur augmente d'avantage la conductivité thermique effective [163], que lorsque les fibres sont nanométriques [171].

une céramique pour servir de squelette solide dans leur composite. La céramique permet d'assurer le maintien physique et l'homogénéité du composite (Figure 70). Néanmoins, la masse de céramique dans le composite est égale à la masse de MCP. L'enthalpie de changement de phase massique du composite est donc inférieure à la moitié de ce que présente le MCP pur. Dans la même optique, Xiao et al. [173] traitent leurs nanotubes de carbone avec un surfactant pour pouvoir assurer une bonne adhésion des nanotubes à la matrice liquide.

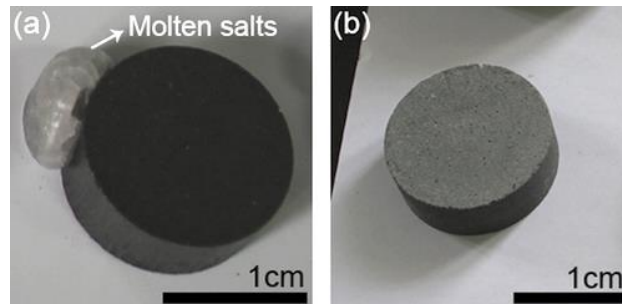


Figure 70 : Photo du composite sans (a) et avec (b) le matériau céramique.

En 2015, Wang et al. [170] présentent une étude des propriétés thermiques d'un composite constitué de nanoparticules d'oxyde de fer (Fe_2O_3) dans une paraffine. Ils comparent leurs résultats à d'autres études dans lesquelles les nanoparticules utilisées sont de l'oxyde de zinc (ZnO) ou de l'oxyde d'aluminium (Al_2O_3). Le rapport de la conductivité thermique effective du composite sur celle du MCP pur est faible. Pour des fractions massiques allant jusqu'à 5 %, aucun de ces trois types de nanoparticules ne parvient à un rapport supérieur à 1,25. La dispersion initiale des nanoparticules est obtenue par sonication.

Un des inconvénients majeurs de ces technologies réside dans le fait que les poudres ou les nanoparticules (oxyde métallique ou graphite), initialement uniformément réparties dans le MCP vont finir par se concentrer en partie haute ou basse de l'installation, selon que leur densité est supérieure ou inférieure à celle du MCP liquide. Effectivement, autant les nanoparticules sont fixes tant que le MCP est à l'état solide, autant elles vont se déplacer au grès des mouvements du fluide une fois que celui-ci sera fondu.

Enfin, plus la proportion de nanoparticules est importante, plus la viscosité effective du mélange va être élevée. Il en résulte que la convection naturelle va être impactée négativement. Il faut donc trouver un compromis et faire en sorte que l'amélioration de la conductivité thermique effective contrebalance à minima la diminution du coefficient de transfert thermique convectif [175;176].

Pour conclure, le potentiel de ces particules est grand puisque leur conductivité thermique est importante et que leur rapport surface-sur-volume est considérable. C'est toutefois là que le bât blesse, car cette large surface d'échange couplée à une résistance thermique de contact thermique importante peut aller jusqu'à réduire à néant l'intérêt des particules. Par ailleurs, l'homogénéité du composite est difficile à maintenir dans le temps, ce qui est rédhibitoire pour une intégration à des systèmes industriels.

3.3.7 Le bullage

Le bullage en phase gazeuse a été testé dans un module cylindrique par Velraj et al. [108] mais son efficacité globale n'a pas été prouvée. Malgré une amélioration des transferts thermiques par convection en phase liquide, la solidification, elle, est au total plus longue. Dans les faits, dès lors que le changement de phase s'amorce, des bulles de gaz sont piégées dans la paraffine solide et jouent le rôle d'isolant thermique. En définitive, le bullage présente

un intérêt surtout lors de la fusion et ralentit la solidification. Cette technique n'est donc pas retenue ici.

3.3.8 L'intensification des transferts thermiques à l'intérieur du tube

Jusqu'ici les ailettes/structures/méthodes présentées sont des améliorations externes uniquement : elles sont situées autour du tube. Pratiquement, dans un système à tubes et calandre, les deux résistances thermiques principales sont la résistance thermique de convection à l'intérieur du tube et la résistance thermique de conduction/convection dans le MCP. Augmenter la conductivité thermique effective dans le MCP *ad infinitum* n'a pas de sens si la limitation thermique principale est dans le tube, au niveau de l'écoulement du fluide caloporteur. Il faut donc trouver un compromis dans la réduction des différentes résistances thermiques.



Figure 71 : Tubes Wieland à structuration interne.

Il peut s'avérer nécessaire d'avoir recours à des structures d'amélioration des transferts thermiques qui sont internes au tube (Figure 71). Comme évoqué précédemment, le filage d'un métal permet d'obtenir des tubes profilés à structuration interne et/ou externe. Une alternative est de réaliser d'une part les tubes et d'autre part les profils en aluminium. Les profils sont, par la suite, rapportés et liés aux tubes. Cette seconde solution est privilégiée pour les géométries complexes (plusieurs corps fermés) qui sont difficiles à obtenir par filage [177]. D'autres solutions consistent à rajouter des inserts à l'intérieur des tubes. Il peut s'agir de turbulateur (ruban torsadé ou ressort) ou de réducteur de section. L'utilisation de tubes corrugués (Figure 72) pour augmenter la surface d'échange et casser la couche limite en proximité de la paroi est aussi une possibilité.



Figure 72 : Tubes Wieland à structuration interne et externe.

3.3.9 Comparaison

Les premiers travaux de comparaison d'échangeurs commerciaux pour le stockage thermique par MCP ont été réalisés par Medrano et al. [89]. L'étude concerne un tube nu, un tube ailetté, un tube entouré de mousse de graphite, un échangeur à plaques (Figure 73, a) et un faisceau de tubes à ailettes continues (Figure 73, b).

Par certains côtés l'étude est biaisée. Tout d'abord, seules les dimensions du tube simple, du tube ailetté et du tube entouré de mousse sont similaires. Les deux autres échangeurs ont

des dimensions tout à fait différentes. De même, les conditions expérimentales ne sont pas toujours les mêmes entre les différents types d'échangeurs. Ensuite, il est estimé que la surface d'échange du tube avec la mousse de graphite est égale à la surface du tube seulement. Il en résulte que le coefficient d'échange surfacique entre le tube et le MCP est surévalué et dépasse tous les autres. Enfin, les fractions massique et volumique de MCP dans l'échangeur à plaques sont de 2,3 % et 8,9 % respectivement. De toute évidence, cet échangeur n'est pas adapté à une telle utilisation : la quantité de MCP est bien trop faible.



Figure 73 : Deux exemples d'échangeurs de chaleur commerciaux étudiés par Medrano et al. [89]. (a) échangeur à plaques ; (b) faisceau de tubes à ailettes continues (radiateur de voiture).

En cantonnant la comparaison aux trois échangeurs semblables : le tube lisse, le tube ailetté et le tube avec la mousse de graphite, il apparaît que les performances thermiques du tube avec la mousse de graphite sont les meilleures. Le tube ailetté présente des puissances moins importantes mais bien supérieures à ce qu'offre le tube lisse. Cela étant dit, la fraction volumique d'ailette dans le MCP est de 9 %, contre 20 % de graphite pour l'échangeur « tube-et-graphite ». Ce qui peut expliquer pourquoi la puissance dans l'échangeur « tube-à-ailettes » est deux fois moins élevée que pour l'échangeur « tube-et-graphite ». En tout état de cause, l'étude se conclue sur l'inefficacité du tube lisse et sur la nécessité d'utiliser une structure conductrice.

Récemment, des études similaires ont été présentées par Caron-Soupart et al. [87] et par Merlin et al. [88]. L'étude de Caron-Soupart et al. [87] met en évidence l'intérêt des ailettes testées (axiales en acier et radiales en cuivre) en comparaison d'un cas de référence sans ailette. L'étude de Merlin et al. [88], elle, n'est pas très favorable aux ailettes. Elle met en avant l'intérêt des matrices de graphite expansé. Ces deux études seront développées plus en détails par la suite.

L'utilisation d'inserts externes aux tubes n'est pas recommandée car elle s'accompagne d'une réduction du nombre de tubes en comparaison d'un système tubes-ailettés-et-calandre traditionnel. Le recours à un milieu intermédiaire n'a pas fait ses preuves (anneaux de Lessing) ou nécessite un aménagement particulier (brosse de fibres de carbone, toile de carbone). L'utilisation de graphite expansé réduit considérablement la densité volumique du MCP. Les nanoparticules apportent une amélioration de la conductivité thermique effective trop faible et il est difficile de conserver une bonne homogénéité du composite MCP-nanoparticules. Le bullage réduit les performances à la solidification, qui est justement la transition de phase qui est valorisée ici. Pour toutes ces raisons, ces systèmes ne sont pas retenus dans la suite de l'étude.

En conclusion, du fait du large panel d'ailettes existant, il est difficile de tirer une conclusion générale sur les performances thermiques de celles-ci. Il apparaît cependant que l'ailette est un procédé mature, qui peut être bon marché (<10 €/m de tube ailetté [139]), c'est une technologie éprouvée et les géométries possibles sont nombreuses. L'utilisation de

tubes ailettes est une des solutions retenues dans le cadre de ce travail. De même que les mousses métalliques. En effet, celles-ci semblent pouvoir jouer le rôle « d'ailettes idéales », dans le sens où ce sont des « ailettes » tridimensionnelles, qui pavent la totalité de l'espace, en conservant une forte porosité et en induisant potentiellement moins de pertes de charge que des ailettes orthogonales aux forces de flottabilité.

4 Problématique de la thèse

Le travail de thèse présenté dans ce document est à l'initiative d'un partenariat entre la compagnie de chauffage de Grenoble (CCIAG) et le CEA. Ce partenariat porte sur trois thématiques principales : la biomasse, la gestion du réseau de chaleur et le stockage d'énergie thermique. Au sein de ce dernier lot se trouve un projet de stockage dans le réseau de chaleur, une étude sur un système de stockage localisé « sensible » en eau chaude et une étude d'un système de stockage délocalisé qui fonctionne avec un MCP. L'objectif vise à estimer la viabilité technologique d'un tel système dans les années à venir. En définitive, la mise en œuvre du système doit être faisable dans l'état actuel de la technique ; le système doit être relativement petit en comparaison des systèmes à énergie « sensible » pour s'intégrer à proximité des sous-stations (de 10 à 50 m³) ; il doit être capable de répondre à des appels de puissance en forme de pic ou de cloche, et ce jusqu'à deux fois par jour pendant la saison de chauffe (hiver).

Un système de stockage thermique par changement de phase est composé de trois organes principaux, à savoir :

- Le matériau à changement de phase ou matériau de stockage ;
- L'échangeur de chaleur ;
- Le fluide de travail ou fluide caloporteur.

Le MCP dépend de la température de travail et est donc choisi pour une application spécifique. Le travail qui a été réalisé et qui est présenté par la suite concerne essentiellement l'échangeur de chaleur et le fluide de travail. La problématique du choix de l'échangeur a fait l'objet d'un grand nombre de travaux. C'est moins vrai pour ce qui est des performances thermiques du fluide caloporteur. Par ailleurs, les premiers travaux évoquant l'intégration d'un système de stockage d'énergie thermique par changement de phase sur un réseau de chaleur urbain sont les travaux numériques de Colella et al. [28]. Le dimensionnement qu'ils réalisent est proche de ceux imaginés au cours du projet-cadre du travail de thèse (projet CCIAG) : il s'agit d'un système à tubes et calandre dans lequel le MCP est imprégné dans une matrice en graphite. Parmi les questions qu'ils soulèvent, celle de l'écoulement d'eau dans le tube est particulièrement intéressante. Premièrement, il apparaît que l'écoulement dans les tubes cylindriques se fait à faible nombre de Reynolds ($500 < Re < 2000$), ce qui implique que l'écoulement est laminaire [178]. Par ailleurs, lorsque le débit massique augmente (à plus fort nombre de Reynolds, donc), la différence de température dans le fluide caloporteur entre l'entrée et la sortie chute. Or, au cours de la décharge, Colella et al. [28] se fixent une température de sortie limite en dessous de laquelle l'énergie déstockée n'est plus valorisable. En définitive, ils remarquent qu'en augmentant le débit (tout paramètre égal par ailleurs) :

- La puissance moyenne augmente ;
- L'énergie totale récupérée diminue.

En effet, en augmentant le débit, le coefficient d'échange thermique convectif augmente, mais pas suffisamment pour conserver une différence de température équivalente entre l'entrée et la sortie du fluide caloporteur. Etant donné que la température en sortie diminue, alors le seuil de température qui a été fixé est atteint plus tôt. Il n'est donc pas forcément

intéressant d'augmenter le débit nominal dans un tube, puisque cela entraîne une réduction de la quantité d'énergie valorisée *in fine*. Afin d'assurer le passage de la puissance demandée, il faut donc privilégier un grand nombre de tubes parcourus par un faible débit plutôt qu'un faible nombre de tubes parcourus par un débit élevé.

Sur la totalité des ouvrages traitant du stockage d'énergie thermique par changement de phase, nombreux sont ceux à se focaliser sur les transferts thermiques dans le MCP. Or, la première étude concernant l'intégration d'un tel système sur un réseau de chaleur ne manque pas de se pencher sur l'écoulement du fluide caloporteur.

En résumé, dans ce premier chapitre, il apparaît que l'étude des transferts thermiques dans le MCP est un sujet qui a déjà été beaucoup traité. Cette introduction a permis de balayer les différentes technologies d'échangeur et les moyens existants pour améliorer la conductivité thermique effective du MCP dans ces échangeurs. Le choix de l'échangeur à utiliser pour une intégration sur un réseau de chaleur s'est fait à partir de cet aperçu de l'état de l'art. Il s'agit donc d'un échangeur à tubes et calandre avec une structure d'amélioration des transferts thermiques dans le MCP qui peut être soit des ailettes, soit une mousse métallique. De plus, la question de l'écoulement du fluide caloporteur dans les tubes a été soulevée. Cette question a été peu traitée dans la littérature et doit être mise en parallèle des transferts thermiques dans le MCP afin d'étudier l'échangeur dans sa totalité.

Le travail effectué se focalise sur l'intégration d'un système de stockage d'énergie compact (à changement de phase) à proximité des sous-stations d'un réseau de chaleur. Le système de stockage peut soit être autonome et être contraint en température de sortie pendant la décharge, soit être utilisé comme préchauffeur sur le réseau secondaire. Les systèmes à tubes et calandre semblent les plus appropriés pour ce type d'intégration à condition d'améliorer les performances thermiques dans le MCP et dans le fluide caloporteur.

Chapitre 2 : Etat de l'art – les échangeurs à tubes et calandre

Ce chapitre a pour objectif de donner une vision plus complète et plus approfondie des systèmes de stockage d'énergie thermique par changement de phase de type « tubes et calandre ». Différentes questions seront soulevées et les éléments de réponses proposés par les auteurs qui ont travaillé sur ces systèmes sont présentés. Une fois les principaux phénomènes physiques identifiés, une approche analytique est proposée pour les quantifier. Elle a pour vocation de donner des ordres de grandeurs et de faire ressortir les tendances. Enfin, le programme expérimental est établi.

L'état de l'art présenté ici concerne exclusivement les simulations numériques et les essais expérimentaux dans les systèmes à tubes et calandre ; que les tubes soient nus, avec ailettes (longitudinales ou circulaires), ou entourés par une mousse métallique. Par conséquent, il ne sera pas précisé explicitement par la suite qu'il s'agit de systèmes à tubes et calandre. Si toutefois certaines études ne concernant pas ces systèmes sont jugées utiles et sont discutées dans la suite, alors il sera explicitement fait mention qu'il ne s'agit pas d'une étude portant sur un système de ce type.

Dutil et al. [179] rappellent, en conclusion de leurs travaux, que la généralisation des résultats qui ont été obtenus sur un modèle spécifique ou un banc d'essais déterminé est discutable. En particulier, les conclusions concernant l'influence de la convection dans les transferts thermiques au sein du MCP sont à prendre avec précaution, les facteurs d'influence étant multiples. C'est pourquoi les conditions expérimentales et numériques seront décrites avec de nombreux détails géométriques et opératoires. Concernant les méthodes et modèles numériques, ils feront l'objet d'une partie à part entière dans un prochain chapitre (Chapitre 5, §1, p.185). Seuls les résultats sont présentés ici.

1 Les tubes lisses

Les premières études expérimentales sur le sujet ayant fait l'objet de publications sont celles de Sparrow et al. [180] en 1979. La section d'essais (Figure 74, page suivante) est effectivement de type « tube et calandre » mais le mode d'opération n'est pas représentatif d'un tel système. Généralement, les bancs d'essais comportent un tube dans une calandre et sont utilisés pour simuler le comportement d'un système comportant plusieurs tubes. Aussi la calandre est-elle souvent calorifugée pour limiter les pertes thermiques et simuler le comportement d'une condition limite de symétrie : une frontière adiabatique. De cette façon, tout se passe comme si un des tubes d'un système multitube était isolé. Le banc expérimental de Sparrow et al. [180] est différent car la calandre est plongée dans un bain thermostaté maintenu à une température constante supérieure à la température de fusion. Le tube central, en cuivre, est parcouru par un fluide caloporteur en double passe qui maintient une température constante inférieure à la température de solidification dans la paroi (Figure 74). En définitive, le système est un volume annulaire de MCP soumis à un gradient de température qui prend la forme de deux parois à température imposée. Cette étude porte donc, non pas sur le système « tube et calandre » en lui-même, mais sur l'établissement et la

phénoménologie de la convection naturelle dans un espace annulaire en fonction des conditions limites.

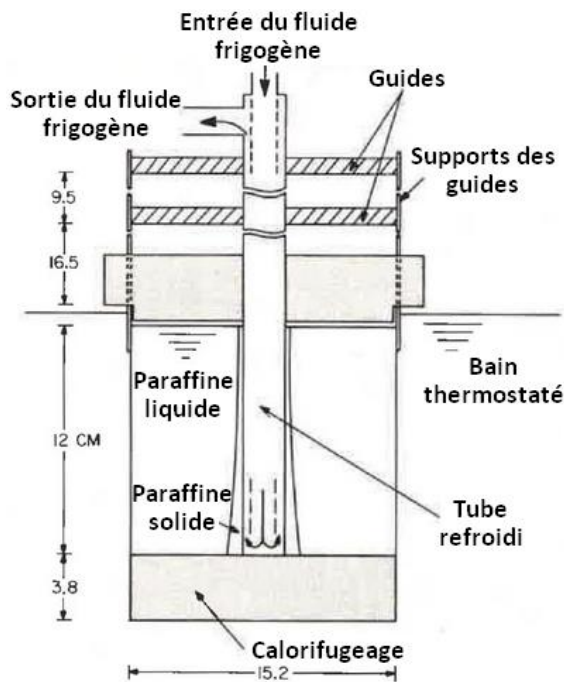


Figure 74 : Représentation schématique du banc d'essais utilisé par Sparrow et al. [180].

Deux observations principales ressortent de ces travaux expérimentaux. Tout d'abord, en l'absence de mouvement dans le fluide, des excroissances dendritiques se forment en périphérie de la couche solide (Figure 75, images a et b). Ce phénomène consubstantiel à la formation des cristaux augmente la surface du front de solidification. Les essais pour lesquels il y a des mouvements fluidiques induits par les forces de gravité n'ont pas permis l'observation de ces structures. L'hypothèse la plus vraisemblable est que les mouvements fluides cassent ces dendrites. La deuxième conclusion concerne la forme de la couche solide : cylindrique en l'absence de mouvement fluidique, conique (évasée vers le bas) en présence de mouvements générés par des forces de flottabilité (Figure 75, c).

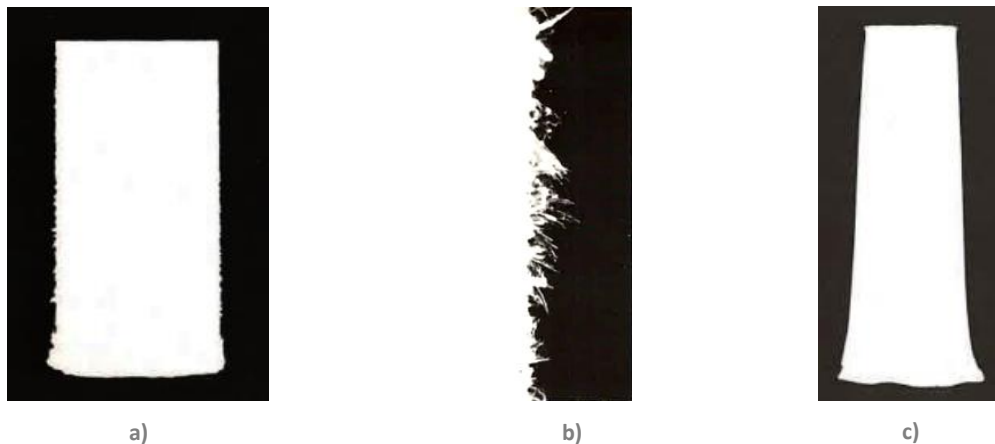


Figure 75 : Photos tirées du travail de Sparrow et al. [180]. (a) Forme du front de changement d'état en l'absence de mouvement dans la phase liquide, vue globale. (b) Vue zoomée sur le front. (c) Forme du front lorsque la phase fluide est mise en mouvement naturellement.

En 1997, Gong et Mujumdar [181] présentent une étude numérique bidimensionnelle. L'objectif est d'évaluer le meilleur sens d'injection du fluide caloporteur selon qu'il s'agit d'une charge ou d'une décharge. Les charges et les décharges sont partielles et successives jusqu'à ce qu'un état reproductible permanent soit atteint. Dans un premier mode de fonctionnement la charge et la décharge se font du même côté. Dans un second mode de fonctionnement la charge et la décharge se font chacune d'un côté. Il apparaît que les performances sont améliorées lorsque les charges et les décharges sont effectuées par le même côté (Figure 76). Il est à noter que le modèle est purement conductif. L'impact des forces de flottabilité et de la convection naturelle sur le sens d'injection reste encore à étudier.

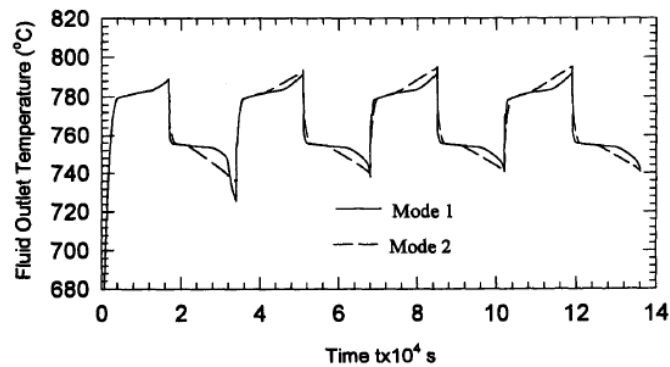


Figure 76 : Température de sortie du fluide caloporteur - cyclage jusqu'à l'atteinte d'un régime permanent [181].

En 2005, Trp [182] présente ses résultats, expérimentaux et numériques, sur l'étude d'un système à tube et calandre ayant de la paraffine (RT30®) comme MCP et de l'eau comme fluide caloporteur. Le banc d'essais fait 1 m de haut et peut accueillir jusqu'à 12L de paraffine. Le débit du fluide caloporteur est faible et l'écoulement est laminaire. Les conclusions principales concernent la phénoménologie des transferts thermiques, dans le MCP et dans le tube. La charge (fusion) se fait en trois étapes : conduction dans la phase solide, conduction et convection dans la *mushy zone*, puis convection en phase liquide. La décharge, quant à elle, se fait en deux phases distinctes et successives : une première, purement convective jusqu'à ce que le MCP atteigne sa température de changement de phase, puis une seconde purement conductive cette fois, qui dure du début du changement de phase jusqu'à la fin du sous-refroidissement. Trp insiste sur le fait que, dans les conditions d'essais, il n'est pas possible de connaître le coefficient de transfert thermique convectif local dans le tube. En effet, bien que le profil de vitesse s'établisse rapidement dans le tube, le profil thermique lui n'atteint jamais un état stable. Les variations des conditions limites dans le temps et l'espace en sont les principales responsables. Les corrélations usuellement appliquées dans les conduites sont valables à condition d'avoir, ou bien une température de paroi fixe imposée, ou alors un flux thermique constant à la paroi. Dans le cas d'un système de stockage par MCP parcouru par un fluide caloporteur à fort nombre de Prandtl et faible vitesse, aucune des deux conditions n'est vérifiée. En conséquence de cela, Trp conclue qu'il est indispensable, dans un modèle numérique, de résoudre les équations de la mécanique des fluides dans le fluide caloporteur.

En plus des diverses techniques présentées précédemment, Akgün et al. [183] proposent, en 2008, une nouvelle géométrie d'échangeur pour améliorer les performances d'un système de stockage d'énergie par changement de phase du type « tube et calandre ». Ils partent d'une géométrie 'basique' composée d'un tube et d'une calandre cylindrique coaxiale. Les premiers essais qu'ils réalisent leur permettent d'observer que le front de fusion lors d'une charge par le bas est un cône annulaire, tronqué, dont la base est en haut. Cette géométrie s'explique par les forces gravitationnelles et par l'intensification des transferts thermiques en partie haute de l'installation par convection naturelle. Par ailleurs, au cours d'une décharge par le haut la même géométrie est obtenue pour le front de solidification : un cône (annulaire et tronqué) plus épais en haut. Ils décident alors de concevoir une nouvelle géométrie de calandre, ayant le même volume que la première, mais inclinée de 5° en paroi (Figure 77).

De cette façon, le front de changement de phase épouse un peu plus la forme de la calandre et l'évolution du front est relativement plus homogène. Une étude complémentaire [184], de la même équipe étudie l'impact de l'angle d'inclinaison sur les performances. Il apparaît que 5° est le meilleur compromis avec une réduction du temps de fusion de 40 %. Dès 10° et jusqu'à 20° le temps de fusion est rallongé. A 15° d'inclinaison, le temps de fusion est plus long que pour une calandre cylindrique, à volume de MCP égal. L'importance des forces de flottabilité et des déplacements de matière qu'elles induisent, qui se traduisent par des transferts thermiques de type convectifs, est une fois encore avérée dans les systèmes à tube lisse.

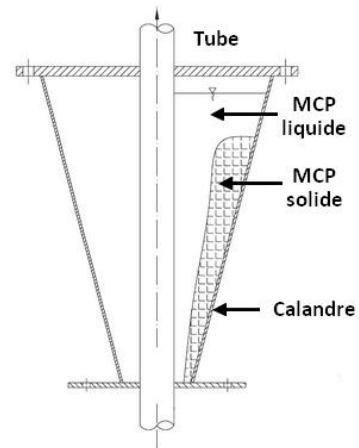


Figure 77 : Calandre conique proposée par Akgün et al. [185].

En 2010, Agyenim et al. [186] présentent des résultats expérimentaux obtenus sur deux systèmes horizontaux : un monotube en cuivre et son homologue multitube (4 tubes). La quantité de MCP et la section débitante (de fluide caloporteur) sont similaires dans les deux configurations. De même la calandre utilisée est la même dans les deux cas. La surface d'échange totale est plus grande dans la configuration multitube : elle est presque doublée. Par ailleurs, le débit étant le même, le nombre de Reynolds est divisé par deux dans le multitube et le coefficient d'échange thermique à l'intérieur des tubes du multitube est approximativement 1,3 fois plus élevé que dans le monotube. La configuration multitube est plus performante que celle monotube. Cela s'explique aussi par la réduction des distances caractéristiques de conduction dans la configuration multitube. Les auteurs observent que les gradients thermiques radiaux et angulaires sont bien plus importants que le gradient axial. L'absence de gradient thermique axial signifie que le tube est homogène en température sur toute sa longueur, par conséquent la progression du front de solidification est la même en tout point de l'axe. Ce phénomène s'explique par l'important débit massique (30 kg/min) et le faible transfert thermique entre le MCP et le fluide caloporteur. Les gradients thermiques angulaires, dans la configuration monotube, s'expliquent par les forces de flottabilité. Agyenim et al. [186] concluent en annonçant qu'il n'est pas possible de faire d'analogie entre le multitube et le monotube. En effet, lorsque la section d'essais multitube est à l'horizontale, les tubes du bas vont influencer les tubes du haut. Il n'y a donc pas de volume élémentaire. L'analogie serait possible si, au contraire, la géométrie était verticale : la configuration monotube pourrait alors être considérée comme un volume élémentaire d'un système multitube.

Les travaux de Tay et al. [93] sur le sujet ont débuté en 2012. Ils sont très complets et comportent plusieurs volets : expérimental, numérique ainsi qu'analytique avec la mise en place de corrélations empiriques et d'un modèle pour l'estimation de l'efficacité thermique de l'échangeur. Les géométries étudiées sont, soit une calandre d'une vingtaine de litres, parcourue par un, deux ou quatre tubes en multi-passes (Figure 78, a, b et c), soit le modèle à l'échelle supérieure : une calandre de 200 L que parcourent huit tubes de quatre passes. Le MCP utilisé est soit de l'eau, soit un sel hydraté dont la température de fusion est de -27°C . Les premières études expérimentales [93] permettent aux auteurs de définir une corrélation empirique pour l'estimation de l'efficacité (éq.(3)) de l'installation en fonction du rapport entre le débit massique et la surface d'échange en contact avec le MCP (éq.(4)).

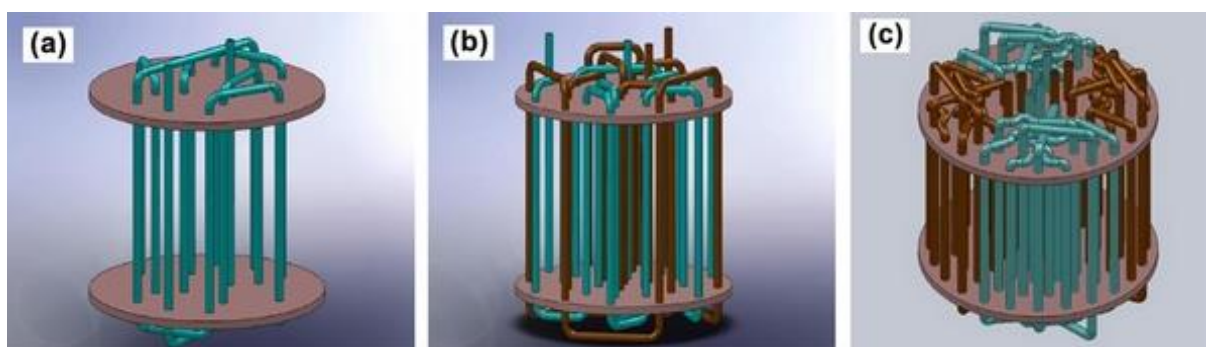


Figure 78 : Les trois géométries étudiées expérimentalement par Tay et al. en 2012 [93].

$$\epsilon = \frac{T_{in} - T_{out}}{T_{in} - T_{\phi}} \quad (3)$$

$$\epsilon = 1 - \exp\left\{-0,0199 \left(\frac{S_{ech}}{\dot{m}}\right)\right\} \quad (4)$$

L'efficacité est moyennée sur la durée effective de la fusion/solidification qui est déterminée à partir des ruptures de pentes de la courbe représentative de la température de sortie du fluide caloporteur (Figure 79). En conséquence, les phases de désurchauffe et de sous-refroidissement ne sont pas prises en compte. Seul le changement d'état en lui-même est utilisé pour le calcul de la corrélation empirique. La raison avancée par les auteurs est que la quasi-totalité du MCP a changé de phase au moment de la seconde rupture de pente. Cette hypothèse est discutable⁴².

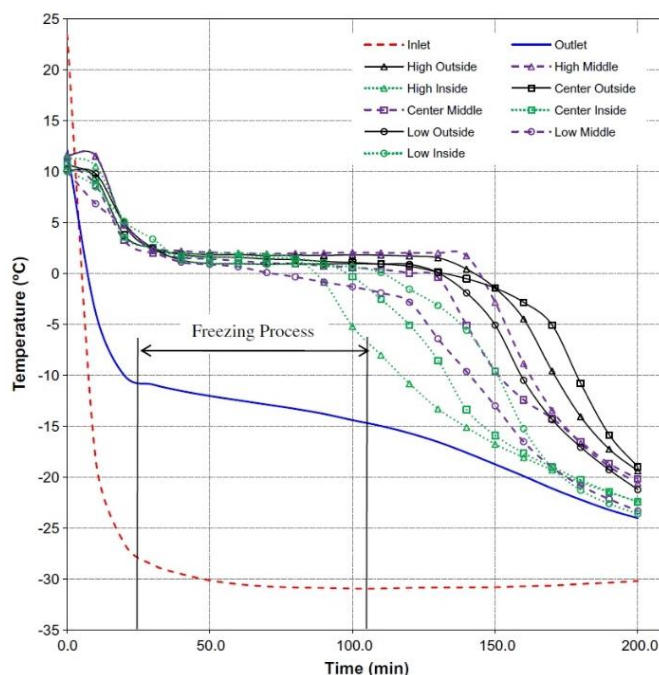


Figure 79 : Représentation graphique de la température mesurée par Tay et al. [93] en différents points de leur section d'essais dans le MCP et le fluide caloporteur.

Le point principal à retenir des travaux de Tay et al. [93] concernant les tubes lisses est que l'efficacité de l'échangeur est directement proportionnelle à la surface d'échange et au

⁴² La durée effective du changement de phase, selon Tay et al. [93], est de 70 min. Avec un débit de fluide caloporteur de 19 g/s. Sur cette période la différence de température dans le fluide caloporteur entre l'entrée et la sortie est à peu près constante et vaut 17 °C. Sachant que la capacité thermique du fluide caloporteur est de 2,81 J/g, le bilan énergétique sur le fluide caloporteur donne alors une énergie fournie de l'ordre de 3,8 MJ sur la période considérée. Ce qui correspond à l'enthalpie de solidification de 11,5 kg de MCP (eau). Sachant que l'installation comporte environ 20 kg de MCP, il s'avère que la fin de solidification prédite par les auteurs correspond à un taux de solidification qui est en réalité légèrement inférieur à 60 %.

débit. Pour augmenter cette efficacité, il est impératif de diminuer le débit et d'augmenter la surface d'échange avec le MCP. Néanmoins, à surface d'échange constante, l'augmentation du débit va, certes, améliorer l'efficacité mais elle va également entraîner une diminution de la puissance de l'installation.

En 2015, Seddegh et al. [187] réalisent une étude numérique sur un tube lisse positionné à la verticale. L'étude en question porte essentiellement sur l'influence des forces de flottabilité sur la fusion et la solidification. La convection naturelle laminaire est modélisée dans le MCP, mais l'échange entre le fluide caloporteur et le tube est simulé par une température de fluide et une corrélation pour le coefficient d'échange à la paroi. La géométrie modélisée est celle utilisée expérimentalement par Rathod et al. [188]. A la solidification comme à la fusion, le modèle purement conductif donne un front de changement de phase cylindrique ; *a contrario*, le modèle prenant en compte les mouvements fluidiques présente un front tronconique s'évasant vers le haut à la fusion, et s'évasant en bas à la solidification. La forme du front s'explique très naturellement par les forces de flottabilité. Bien que le modèle purement conductif donne des résultats très éloignés de l'expérimental à la fusion ; les résultats à la solidification sont, eux, cohérents avec les résultats expérimentaux. A la solidification, en effet, les deux modèles, conductif et convectif-conductif, diffèrent au début de la simulation, lorsque le MCP est liquide, mais donnent des résultats similaires ensuite. Par ailleurs, les courbes d'énergie récupérée dans le MCP se superposent presque à la solidification entre le modèle purement conductif et l'autre. Seddegh et al. [187] en concluent que, même si les transferts thermiques convectifs jouent un rôle lors du refroidissement sensible du MCP liquide, la solidification est un procédé essentiellement dominé par les transferts thermiques conductifs. Ce qui appuie la conclusion à laquelle était arrivée Trp [182].

Une approche théorique, basée sur la seconde loi de la thermodynamique, développée par Gong et Mujumdar [123] en 1997, pose les limites des performances exergetiques d'un système de stockage thermique par changement de phase « idéal ». Une étude similaire, menée par El-Dessouky et Al-Juwayhel [189] la même année, parvient aux mêmes conclusions générales : il faut réduire au maximum l'écart de température entre la température de charge et celle de fusion, et entre la température de décharge et celle de solidification. Il faut également augmenter les coefficients d'échange thermique. L'objectif de ces études, qui reposent sur la seconde loi de la thermodynamique, est de fixer un cadre théorique et de prouver la cohérence de leur méthode, mais aussi de donner les tendances générales de l'évolution du rendement exergetique.

Ce premier état de l'art bibliographique sur les tubes lisses présente les principaux phénomènes et grandeurs influençant le changement de phase. En résumé, la charge d'un système de stockage est initialement dominée par la conduction. Dès que la température atteint le point de fusion, une mushy zone apparaît, dans laquelle le MCP n'est ni solide, ni liquide (ou partiellement liquide et partiellement solide). Peu à peu une couche de liquide se forme entre la paroi de l'échangeur et le front de fusion. Les transferts thermiques se font alors par conduction et convection. Enfin, quand la totalité du MCP est fondue, les transferts thermiques ne se font plus que par convection. Le processus de décharge ne comporte que deux étapes. Tout d'abord, le MCP, initialement liquide, se refroidit par convection avec la paroi du tube. Dès que le liquide en proximité de paroi atteint la température de solidification, une couche solide se forme autour du tube. La suite du changement de phase se fait alors par conduction. Qu'il s'agisse de la solidification ou de la fusion, la vitesse de progression du front de changement d'état est influencée par la surface d'échange de l'échangeur et par le débit massique qui le traverse. Une solution, pour augmenter la surface d'échange est d'avoir recours à des ailettes ou à une mousse métallique.

2 Les tubes ailetés

Dès 1981, De Jong et Hoogendoorn [85] comparent un échangeur équipé d'un tube lisse avec deux tubes ailetés. Les ailettes, comme le tube, sont en cuivre. Le premier tube comprend des ailettes de 0,5 mm d'épaisseur, espacées de 20 mm, tandis que le second tube comprend des ailettes de 1 mm d'épaisseur, espacées de 10 mm. Cette troisième géométrie a donc deux fois plus d'ailettes deux fois plus épaisses que la deuxième géométrie. La part du volume occupée par les ailettes est respectivement 2,5 % et 10 % du volume utile pour la deuxième et la troisième géométrie (Figure 80). Avec les ailettes, les durées de solidification sont de 8 et 3 min, contre 80 min dans le cas du tube lisse. Il est important de noter que les ailettes s'étendent jusqu'à la calandre, ce qui permet d'avoir des performances optimales. Il est plus complexe de juger de l'intérêt des ailettes lorsque celles-ci sont éloignées de la périphérie de la calandre.

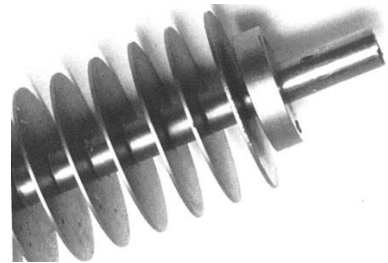


Figure 80 : Tube à ailettes utilisé par De Jong et Hoogendoorn [85].

En 1990, Sasaguchi et al. [86] présentent leurs résultats, expérimentaux et numériques, avec de la paraffine. Ils utilisent quatre tubes disposés horizontalement : trois sont ailetés, le dernier est lisse. Les trois types d'ailettes testées par Sasaguchi sont des ailettes longitudinales en '+', des ailettes longitudinales en 'x', ainsi que des ailettes radiales carrées. La surface d'échange offerte par ces trois géométries est similaire et le volume de métal dans les ailettes est équivalent. Sous réserve de disposer les ailettes avec cohérence, c'est-à-dire dans une disposition la plus homogène qui soit, les auteurs annoncent que le type d'ailette a peu d'importance en comparaison de la surface d'échange spécifique offerte par celles-ci. Qui plus est, l'influence du débit sur les transferts thermiques devient négligeable dès lors que la résistance thermique limitante est du côté du MCP. Lorsque les tubes ailetés sont comparés au tube lisse, de référence, il apparaît que la surface d'échange joue un rôle capital dans les performances du système.

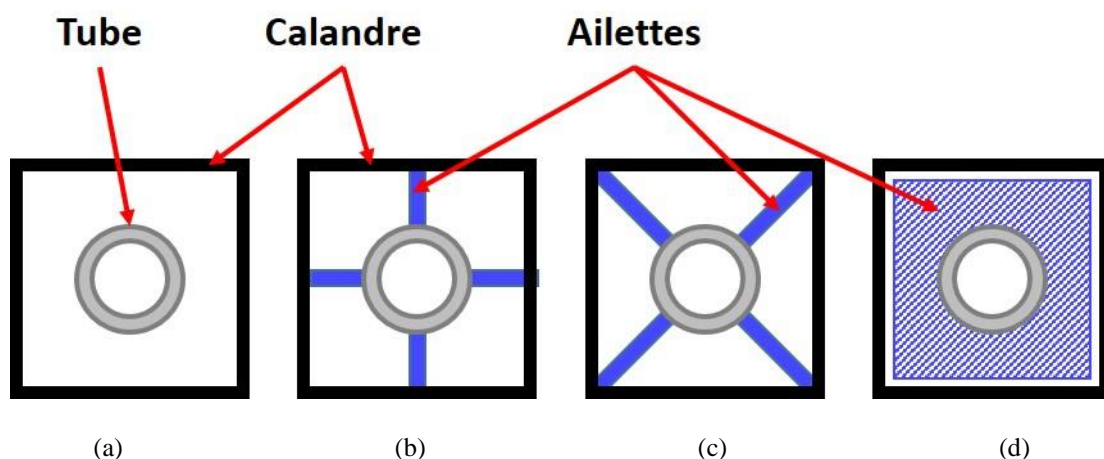


Figure 81 : Schéma représentatif des différentes ailettes testées par Sasaguchi et al. [86].

En 1992, Choi et Kim [69] réalisent des essais sur un système composé d'une calandre et d'un tube en cuivre à double paroi. Le fluide caloporteur utilisé est de l'air, le MCP du bichlorure de magnésium hexa-hydraté. L'ajout de cinq ailettes en acier sur 100 mm le long du tube, permet d'améliorer localement les transferts thermiques. Les ailettes ont un

diamètre en périphérie de 30 mm seulement, alors que le diamètre intérieur de la calandre est de 55 mm. Qui plus est le tube ailetté ne descend pas jusqu'en bas de la calandre. Il en résulte que la zone ailettée ne représente que 20 % de l'espace et que les 80 % restant (autour et en dessous de la zone avec ailettes) ne sont pas équipés d'ailettes. Il ressort de l'étude que l'amélioration apportée par les ailettes est essentiellement locale. Ainsi, tant que la fraction solide est inférieure à 20 %, c'est-à-dire que le front de solidification progresse dans la zone ailettée, les transferts thermiques sont multipliés proportionnellement à l'augmentation de la surface d'échange. Peu à peu, dès lors que le front sort de la zone ailettée, l'amélioration apportée par les ailettes décroît. En conclusion de cette étude, il apparaît évident qu'il faut faire en sorte que les ailettes soient placées dans la totalité du volume.

Le modèle numérique utilisé par Lacroix [190] en 1993, est validé grâce à un banc expérimental (Figure 82) comprenant un tube à ailettes en cuivre placé verticalement. Le modèle est utilisé pour des études paramétriques, les variables sont la température d'entrée, le débit de fluide caloporteur, le rayon intérieur de la calandre et le nombre d'ailettes (0, 12 ou 19). Les résultats indiquent que pour une durée de charge fixée, il existe un débit et une température optimaux, selon le nombre d'ailettes, pour avoir la meilleure amélioration des transferts thermiques en comparaison d'un tube nu. Il faut comprendre de ces travaux qu'il existe un compromis à trouver entre minimisation des résistances thermiques à l'intérieur du tube, du côté du fluide caloporteur donc, et à l'extérieur du tube, c'est-à-dire du côté du MCP.

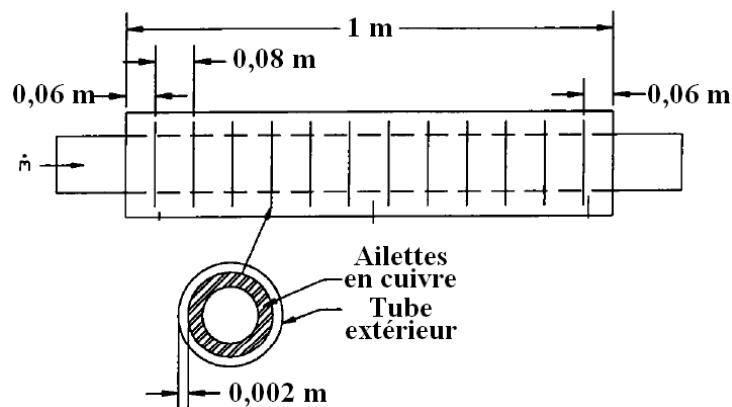


Figure 82 : Schéma et dimensions du banc d'essais utilisé par Lacroix [190].

Les travaux de Lacroix [190] ont également permis de valider le modèle de Zhang et Faghri [191] en 1996. Les études numériques menées rejoignent les travaux de Trp [182]. Elles montrent que les corrélations existantes pour l'estimation du coefficient de transfert thermique convectif dans le fluide caloporteur, ne sont pas adaptées du fait de l'intrinsèque instationnarité du changement de phase. Ce résultat vient également compléter les travaux de Cao et Faghri [192] dont les résultats indiquent qu'il est préférable de modéliser conjointement le fluide caloporteur et le MCP, sans avoir recours à des corrélations empiriques qui ne sont valables que pour des écoulements établis. Un second résultat des travaux de Zhang et Faghri [191] est que la hauteur des ailettes radiales joue un rôle déterminant dans l'évolution de la fraction liquide/solide. En fait, le front de changement de phase évolue régulièrement autour des ailettes⁴³. Donc plus la surface d'ailette est grande plus le volume de MCP à subir le changement de phase est important. En tout état de cause, la variation de la hauteur des ailettes a un impact négligeable sur l'évolution radiale du front

⁴³ L'efficacité d'ailette, dans les systèmes de ce type est généralement bonne car les ailettes sont constituées d'un matériau à forte conductivité thermique placé dans un milieu à faible conductivité thermique. *In fine* le coefficient d'échange thermique des ailettes avec leur environnement est relativement faible en comparaison des transferts thermiques par conduction dans l'ailette. En conséquence, le gradient thermique le long des ailettes radiales est faible.

entre deux ailettes. Sur la Figure 83, qui illustre ce principe, la différence entre les configurations (a) et (b) est que les ailettes sont plus grandes dans la configuration (b). Toutes choses égales par ailleurs, la quantité de MCP solidifiée (la zone bleue) est plus importante dans la configuration (b) que dans la configuration (a). Par contre, l'épaisseur de MCP solidifiée est la même de part et d'autre des ailettes dans les deux configurations. Sur ces schémas, il apparaît que la hauteur des ailettes a une influence sur la fraction solide, mais n'a pas d'influence sur l'évolution de l'épaisseur de la couche solide. En conséquence de ces résultats, il apparaît intéressant d'avoir recours à des ailettes faiblement espacées mais de diamètre important.

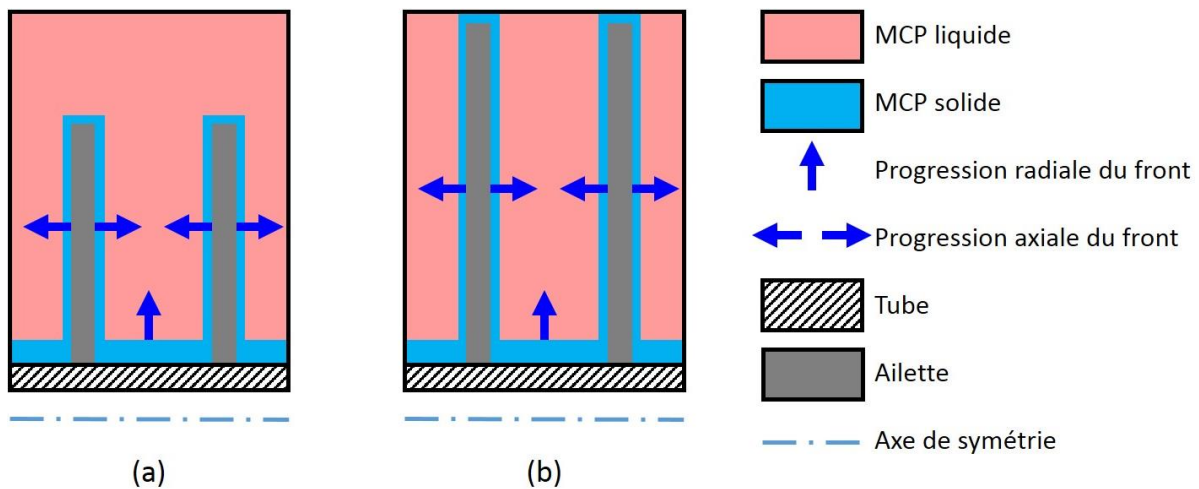


Figure 83 : Représentation schématique de l'influence de la hauteur des ailettes sur le front de solidification, a) ailettes courtes, b) ailettes hautes.

Au début des années 2000, Ismail et al. [193;194] présentent un modèle de solidification à température de paroi imposée pour des tubes à ailettes radiales [193] et axiales [194]. Le modèle proposé est purement conductif. Une étude paramétrique est réalisée afin d'estimer l'influence de différents paramètres comme le nombre d'ailettes, le matériau choisi, l'épaisseur des ailettes, la température de paroi, le rapport d'aspect (ou facteur de forme)... Il s'avère que l'épaisseur des ailettes a une influence faible sur les performances thermiques.

Au contraire du diamètre d'ailette (ce qui rejoint les travaux de Zhang et Faghri [191]) et du nombre d'ailettes. La densité maximale d'ailette simulée est de 1 fpi (*fins per inch*), mais tout porte à croire que les performances seront encore meilleures avec un plus grand nombre d'ailettes. Les auteurs montrent que l'évolution du temps de solidification est une fonction du logarithme du nombre d'ailettes (Figure 84). Par ailleurs, ils montrent que les performances thermiques sont optimisées lorsque le diamètre des ailettes est au moins égal à 80 % du diamètre externe (de la calandre ou de la zone de symétrie).

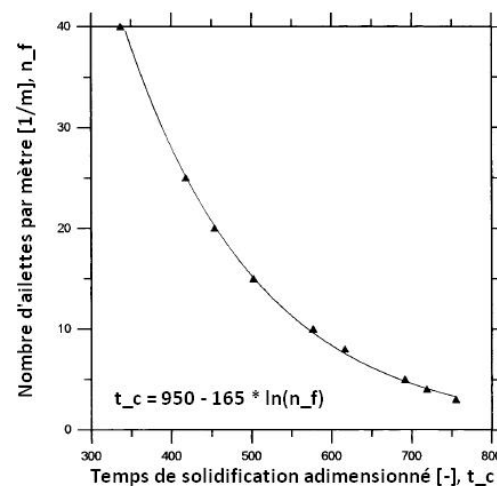


Figure 84 : Résultats obtenus par Ismail et al. [193] sur un tube à ailettes radiales.

Medrano et al. [89], en 2009, comparent un tube simple avec sa version ailetée puis avec sa version entourée d'une matrice en graphite. Le Tableau 21, ci-dessous, présente une comparaison géométrique des échangeurs :

Type	Y_{mcp} [m ³ /m ³]	W_{mcp} [g/g]	S^* [m ² /m ³]	E_{mcp}/E_{tot} [J/J]	$\bar{P}/\bar{P}_{\text{tube lisse}}$ [W]
Tube lisse	67 %	37 %	12	85 %	1
Tube aileté	61 %	28 %	70	83 %	10
Tube & graphite	54 %	24 %	N.C.	81 %	20

Tableau 21 : Comparaison géométrique des échangeurs testés par Medrano et al. [89].

Les rapports de puissance moyenne sont donnés également, dans ce même tableau. En termes de performances thermiques, le tube entouré de la matrice de graphite présente la meilleure puissance (vingt fois plus importante que le tube lisse, et deux fois plus importante que le tube aileté). Toutefois, le volume de la matrice de graphite est deux fois plus grand que le volume des ailettes. En première approche, le tube aileté et le tube avec la matrice en graphite ont donc des performances proportionnellement similaires.

En parallèle de leurs travaux de comparaison entre un tube simple et un système multitube [186], Agyenim et al. [195] comparent ce même tube simple à un tube à ailettes radiales et à un tube à ailettes axiales. Les tubes comportent chacun huit ailettes, disposées régulièrement, pour une augmentation de la surface d'échange de 110 % et 360 % respectivement. Les ailettes sont en cuivre et sont brasées au tube, également en cuivre. Le tube fait 1 m de long, 54 mm de diamètre et est disposé horizontalement. La calandre en aluminium contient 20 kg d'érythritol. Agyenim et al. [195] se fixe une température de sortie minimale du fluide caloporteur pendant la décharge. Dès lors que cette température est atteinte, l'essai est arrêté. Il en résulte qu'une plus grande quantité d'énergie est récupérée dans les systèmes avec ailettes (70 et 71 %) que dans le système sans (55 %). Il est cependant difficile de comparer les géométries des ailettes entre elles étant donné que les surfaces d'échange sont très différentes (du simple au triple entre les radiales et les axiales). Néanmoins, les résultats obtenus avec les deux types d'ailettes sont similaires bien que les surfaces d'échange soient, justement, différentes.

En 2013, Chiu [196] présente les résultats de ses travaux de thèse de doctorat. Les études numériques et expérimentales réalisées concernent, entre autres, des études paramétriques des dimensions d'ailettes radiales d'un système à tube et calandre (Figure 85). Les conclusions principales sont que plus les ailettes sont rapprochées moins la convection naturelle a d'influence sur la fusion du MCP situé entre les ailettes. Néanmoins, la diminution de la convection naturelle est largement compensée par l'augmentation de la surface d'échange. En conséquence, l'augmentation de la densité d'ailettes est plutôt une bonne chose. Par ailleurs, dès que l'espacement entre les ailettes devient inférieur à une valeur seuil, l'influence de la convection naturelle devient négligeable. Ce qui laisse supposer que, passé cette valeur, la densification des ailettes va augmenter encore la surface d'échange mais ne va pas réduire davantage les échanges thermiques par convection naturelle étant donné que celle-ci est déjà négligeable. Le rôle du MCP dans les transferts thermiques convectifs est également étudié par Chiu. Il montre qu'un modèle purement conductif suffit à simuler les transferts thermiques dans un MCP de type gel (forte viscosité), alors qu'il faut un modèle prenant en compte la convection naturelle pour une paraffine (faible viscosité).

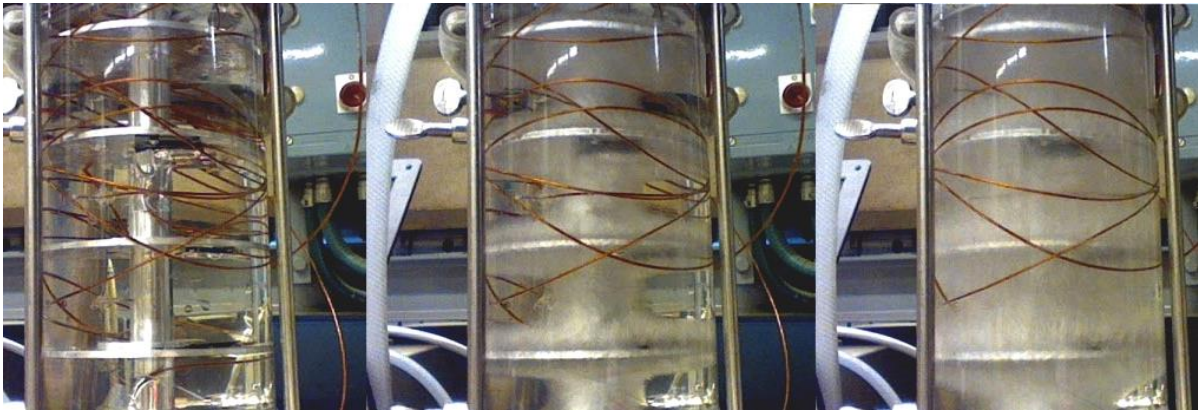


Figure 85 : Evolution du front de solidification dans un tube à ailettes radiales vertical, par Chiu [196].

En 2013, Kozak et al. [197] présentent une étude concernant le *close-contact melting* (fusion en proche contact). La géométrie étudiée est un tube vertical composé de cinq ailettes radiales. Les ailettes sont épaisses (3 mm) et espacées (33 mm). Le MCP étudié est de l'eicosane, dont la température de fusion se situe autour de 37 °C. Au cours des fusions réalisées à l'air ambiant (Figure 86, images de droite), le MCP reste partiellement collé à la paroi de la calandre transparente. Les mêmes essais réalisés en plongeant la section d'essais dans un bain thermostaté à une température légèrement inférieure à celle de fusion, montrent que le bloc de MCP solide se détache de la calandre et tombe sur l'ailette située en dessous (Figure 86, images de gauche). Ce faisant, la fusion est bien plus rapide car la résistance thermique entre l'ailette et l'interface solide/liquide est réduite. La conclusion de cette étude est double. Premièrement, il s'agit d'attester de l'intérêt du *close-contact melting*. Deuxièmement, ces travaux permettent de mettre en évidence un biais expérimental qu'il faut éviter, au risque d'avoir des résultats incohérents.

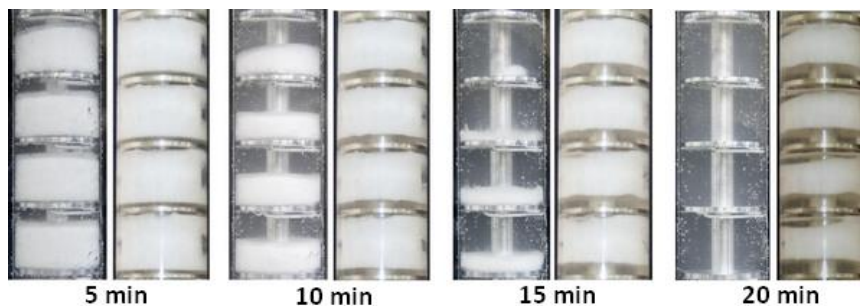


Figure 86 : Photos tirées des travaux de Kozak et al. [197]. Pour chaque temps, la photo de gauche correspond au cas où la section d'essais est dans le bain thermostaté. Sur la photo de droite, la section d'essais est à l'air libre.

En plus de leurs travaux sur les tubes lisses présentés précédemment, Tay et al. [198] ont étendu leur modèle numérique à des tubes ailetés (12 configurations d'ailettes) et cloutés (12 configurations de clous) (Figure 87, page suivante). A quantité de matière similaire les ailettes radiales sont plus efficaces que les clous. Cela s'explique principalement par la différence de surface d'échange entre les deux géométries. A partir des résultats, Tay et al. [198] proposent une corrélation empirique pour l'estimation de la résistance thermique combinée du MCP et des ailettes. La résistance thermique est divisée en deux termes, le premier représente le flux thermique parallèle, tel qu'il s'établirait si la conductivité thermique radiale était infiniment faible (front de solidification radiale), tandis que le deuxième représente le flux thermique isotherme qui s'établirait si la conductivité thermique radiale était infiniment élevée (front de solidification axiale). La proportion P de chacun de ces termes dans la résistance thermique totale est estimée via le modèle numérique présenté ci-dessus. Ce facteur est indépendant du débit du fluide caloporteur dans la gamme étudiée. Il varie toutefois selon qu'il s'agit d'une fusion ou d'une solidification et selon la conductivité

thermique du MCP. Ce facteur est également fonction de la densité d'ailettes. Avec un MCP dont la conductivité thermique est de $0,2 \text{ W/m/K}$, si la densité d'ailettes passe de $0,24$ à $0,48$ puis à $0,96 \text{ fpi}$, alors la part « parallèle » de la résistance thermique est de 92% , 73% et 60% respectivement. En conclusion, plus les ailettes sont densément réparties plus le front de solidification progressera axialement ; ce qui est logique car la résistance radiale diminue avec l'augmentation de la densité d'ailettes.

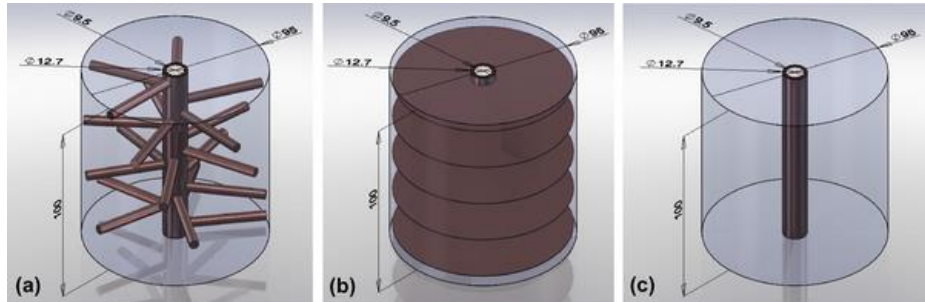


Figure 87 : Géométries testées par Tay et al. [198]. (a) Tube clouté ; (b) Tube à ailettes radiales ; (c) Tube lisse.

Les travaux de Caron-Soupart et al. [54] présentent des résultats distincts et complémentaires à ceux de Sasaguchi et al. [86] (présentés précédemment). Alors que Sasaguchi et al. [86] annoncent que la géométrie des ailettes n'a pas d'impact et que seule la surface d'échange avec le MCP compte, Caron-Soupart et al. [54] montrent que l'orientation des ailettes joue également un rôle, en plus de la surface d'échange et de la géométrie. Par ailleurs, l'analyse des travaux de Caron-Soupart et al. [54] indique que l'influence de l'orientation dépend de la géométrie. Par exemple, l'influence de la convection naturelle dans le MCP pendant la fusion est plus importante autour d'un tube à ailettes longitudinales s'il est vertical que s'il est horizontal. Par extension, les résultats de Caron-Soupart et al. [54] montrent que la géométrie a une influence sur les résultats, contrairement à ce qu'avait pu avancer Sasaguchi et al. [86]. Cette différence de résultats s'explique par la disposition verticale du tube dans les travaux de Caron-Soupart et al. [54] alors que le tube est horizontal dans les études de Sasaguchi et al. [86]. Les travaux de Caron-Soupart et al. [54] comparent, entre autres, un tube à ailettes radiales et un tube à ailettes axiales. Lorsque la section d'essais est placée verticalement, la fusion du MCP est plus rapide avec les ailettes longitudinales alors que la solidification du MCP est plus rapide avec les ailettes radiales. Etant donné que la surface spécifique des ailettes testées, rapportée à la quantité de MCP est la même pour les deux types d'ailettes, cela tend à prouver que la surface d'échange n'est pas le seul paramètre influent, mais que la disposition des ailettes a un rôle et impacte les performances thermiques globales de l'installation. En tout état de cause, les distances caractéristiques de conduction sont plus faibles sur la géométrie d'ailette radiale, ce qui favorise la solidification. Cependant, les ailettes radiales sont orthogonales aux forces de flottabilité et bloquent les mouvements fluidiques induits par celles-ci. Les ailettes axiales, elles, ne bloquent par ces mouvements de fluide, car elles sont parallèles à la direction des forces de flottabilité. Elles vont donc permettre de tirer pleinement parti des transferts thermiques par convection, qui sont les transferts thermiques dominant pendant la fusion.

En 2015, Jmal et Bacchar [199] étudient numériquement l'interaction entre les ailettes et la convection naturelle dans une configuration un peu particulière qui ressemble à un système tube et calandre à deux passes : une passe interne et une seconde externe (Figure 88). Le modèle est validé via les résultats expérimentaux de Longeon et al. [84]. Les ailettes sont placées soit sur la paroi la plus interne, soit sur la plus externe. Il apparaît qu'au-delà d'un certain nombre d'ailettes, l'amélioration de la conductivité thermique effective est ternie par la diminution des transferts thermiques par convection naturelle.

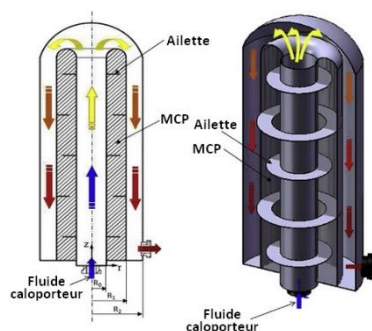


Figure 88 : Géométrie étudiée numériquement par Jmal et Baccar [199]. Vue en coupe (à gauche) et en perspective (à droite).

Par ailleurs, la comparaison d'une simulation prenant en compte la convection naturelle avec une seconde simulation ne tenant compte que des transferts thermiques par conduction indiquent clairement que les résultats ne sont pas comparables et que la convection naturelle joue un rôle qui n'est pas négligeable dans les transferts thermiques. Il s'agit ici, en quelques sortes, de l'étude complémentaire à celle de Chiu [196]. En combinant les deux études, il apparaît qu'en l'absence d'ailette la convection thermique est maximale ; passé une certaine densité d'ailettes, la convection thermique est amoindrie ; jusqu'à un seuil ou elle devient négligeable.

Toujours en 2015, les résultats d'une étude comparant une mousse métallique et des ailettes sont présentés par Allen et al. [130]. Les essais expérimentaux réalisés permettent de comparer, non seulement plusieurs mousses entre elles, mais également avec des systèmes à ailettes (feuille d'aluminium) ayant des porosités et densités d'ailettes comparables. La section d'essais n'est pas un système à tube et calandre mais un caloduc⁴⁴. Le banc d'essais se compose de deux sources de chaleur. La première se situe en partie inférieure, il s'agit d'un circuit d'eau. La seconde est le MCP, en partie supérieure de l'installation. Les extrémités du caloduc sont plongées dans chaque source. Les différents jeux d'ailettes et les diverses mousses testés sont résumés dans le tableau suivant (Tableau 22) :

Type	Porosité ϵ	Densité de pores/d'ailettes ω [ppi/fpi]	Epaisseur [mm]	Surface spécifique
Mousse Duocel® en aluminium	~95 %	5	-	230
	~95 %	10	-	600
	~95 %	20	-	1 000
	~95 %	40	-	1 450
	~87 %	20	-	1 500
Ailettes en feuilles d'aluminium	98,7 %	15	0,024	1 175
	98,7 %	19	0,017	1 500
	95,7 %	50	0,024	3 900

Tableau 22 : Propriétés géométriques des mousses et ailettes utilisées par Allen et al. [130].

La densité de pores a peu d'influence sur les résultats, au contraire de la porosité effective qui, elle, joue un rôle central. Ce résultat est également observable pour les ailettes à porosité effective équivalente, dans la gamme testée, c'est-à-dire en passant d'une densité d'ailettes de 15 fpi à 19 fpi. Globalement, les ailettes sont plus efficaces que la mousse métallique. En effet, à porosité effective égale, le MCP au contact des ailettes fond et se solidifie beaucoup plus rapidement qu'au contact de la mousse. L'étude montre qu'il faut au moins trois fois plus de matière de mousse pour atteindre des résultats équivalents à ce qui est atteint avec des ailettes. Les meilleures performances des ailettes s'expliquent en partie par la continuité

⁴⁴ Cette étude concerne des caloducs et non pas un système à tube et calandre. Il s'avère qu'il s'agit ici d'une des rares comparaisons entre des ailettes et une mousse métallique. C'est pourquoi il est jugé que cette étude a sa place dans ce chapitre bibliographique.

thermique du milieu alors que les chemins de conduction dans les mousses métalliques sont tortueux. L'autre explication réside dans la résistance thermique de contact avec le caloduc : les feuilles d'aluminium sont repliées à leur base et recouvrent le caloduc d'une épaisseur de feuille, ce qui permet un meilleur contact que les mousses. Qui plus est, la surface d'échange offerte par les feuilles d'aluminium est supérieure à ce qu'offrent les mousses métalliques dans les cas étudiés (Tableau 16). En effet, les densités d'ailettes utilisées sont très élevées en comparaison des autres études présentées précédemment. Le pas d'ailettes est au minimum de 0,5 mm (~ 50 fpi) pour une épaisseur d'ailette de 0,024 mm. Ce sont des valeurs extrêmes, aucune étude recensée ne présente de géométrie avec des ailettes plus rapprochées ou plus fines.

Plus récemment, les travaux de Merlin et al. [88] concernent la comparaison de cinq échangeurs dont un tube lisse, deux tubes ailettés, un tube entouré d'une matrice de graphite expansée et un tube lisse autour duquel le MCP est imprégné de poudre de carbone. L'étude est favorable au graphite expansé mais comporte quelques biais. Comme dans l'étude de Medrano et al. [89] le coefficient d'échange global de l'échangeur avec la matrice de graphite est calculé à partir de la surface extérieure du tube alors que, pour les échangeurs à ailettes, la surface réelle des ailettes est utilisée. Par ailleurs, les thermocouples qui servent à mesurer la température dans le MCP sont placés aux extrémités des ailettes dans les échangeurs à tube ailetté, alors qu'ils sont placés à proximité du tube pour l'échangeur à matrice de graphite. Dernier point, alors que le MCP est au contact du graphite en tout point, il y a un anneau d'1 cm en périphérie des ailettes. Ce volume de MCP sans ailette diminue les performances de l'échangeur.

Il convient de clore cet état de l'art sur les tubes ailettés avec les premiers prototypes préindustriels de stockage d'énergie par changement de phase. Ces systèmes ont été conçus pour, et sont adaptés à, l'industrie des centrales solaires thermodynamiques. Ces prototypes fonctionnent avec un fluide caloporteur – de l'eau – qui subit un changement de phase. La vapeur d'eau saturée est liquéfiée dans les tubes pendant la charge, tandis que l'eau liquide à saturation est vaporisée en décharge. Ce sont des systèmes à génération directe de vapeur. Les trois principales installations se trouvent en Espagne, à la plateforme solaire d'Almeria ; en France, au CEA de Grenoble ; et à la DLR en Allemagne.

A la plateforme solaire d'Almeria, le système de stockage a été testé dans des conditions de fonctionnement réelles, il est couplé avec un collecteur parabolique solaire. Cette installation a été montée dans le cadre du projet européen DISTOR [91]. Le prototype comprend six tubes, faisant chacun six passes, équipés d'ailettes continues en graphite. Le MCP est un mélange eutectique de $\text{KNO}_3/\text{NaNO}_3$, l'installation en contient 2,1 t. Initialement prévue pour stocker 58 kWh et avoir une puissance nominale de 100 kW, les performances expérimentales du système de stockage thermique sont en réalité légèrement inférieures : 40 kWh et 50 kW. Rapporté au volume utile (intérieur de la cuve de stockage), cela donne 33,3 kWh/m³ et 26,7 kWh/m³. Cette installation est horizontale, c'est un parallélépipède d'environ 0,5 m par 0,5 m, sur 4 m de long. Du fait de sa disposition horizontale et afin de conserver une surface d'échange importante, la qualité de la vapeur en sortie n'est pas égale à 1. Sur la durée de l'essai, la moyenne est autour de 0,5. La vapeur est produite autour de 220°C (23 bar). Les essais réalisés ont permis de conclure quant à la disposition des ailettes. En effet, seul le MCP situé à proximité des ailettes et des tubes est utile, celui en périphérie va non seulement être inutile mais va en plus ralentir la fusion/solidification du reste du MCP du fait de son inertie thermique. En conclusion, la masse de MCP ne doit pas dépasser la quantité qui peut être fondue/solidifiée de manière homogène.

Au CEA de Grenoble, l'installation LHASSA permet de faire fondre/solidifier 6,35 t de NaNO_3 (température de fusion : 306 °C) avec une puissance maximale de 13 kW/m³. En termes d'énergie, l'installation permet de stocker 80 kWh/m³. Elle fonctionne avec de la vapeur saturée entre 290 et 305 °C en décharge et entre 310 et 315 °C en charge. Du côté du fluide caloporteur, les 25 tubes verticaux sont noyés jusqu'à une certaine hauteur. La hauteur de noyage permet de piloter la puissance, elle est étroitement liée au débit massique. Les tubes en acier ont des ailettes radiales en aluminium et sont entourés par un insert en aluminium filé de type Fiocco [143].

A la DLR, le système de stockage testé dans le cadre du projet ITES par Laing et al. [83] contient 14 t de NaNO_3 et 152 tubes à ailettes radiales en aluminium (Figure 89). Le système a pu être chargé pendant 2h à environ 480 kW avec de la vapeur à 327 °C, puis déchargé à une puissance quasiment constante de 200 kW pendant 3h. Rapporté au volume les densités de puissance et d'énergie sont à peu près de 13 kW/m³ et 40 kWh/m³.

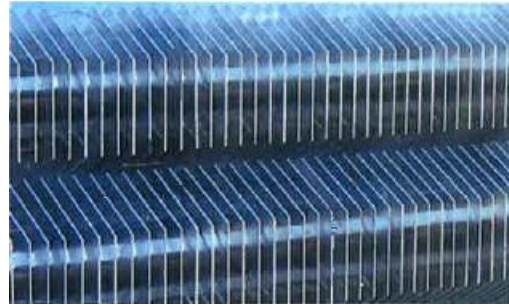


Figure 89 : Ailettes en aluminium utilisées par la DLR [200].

En résumé de cette partie, Medrano et al. [89] ont montré l'importance d'avoir recours à des ailettes ou à une matrice conductrice pour améliorer les performances d'un système à tubes et calandre. De Jong et Hoogendoorn [85] puis Sasaguchi et al. [86] ont attesté de l'importance de la surface des ailettes dans les performances thermiques du système. En parallèle, Ismail et al. [193;194] ont mis en avant la nécessité d'avoir un grand nombre d'ailettes, afin de réduire les distances caractéristiques de conduction. En effet, Choi et al. [69] annoncent que la zone d'influence d'une ailette est localisée autour de l'ailette en elle-même, et les travaux du projet DISTOR [91] ont prouvé que le MCP éloigné des ailettes était préjudiciable au système et à son bon fonctionnement. Au cours de la fusion du MCP, le rôle de la convection thermique naturelle dépend de l'espace entre les ailettes (si celles-ci sont orthogonales à la verticale). Jmal et al. [199] ont montré que, passée une certaine densité d'ailettes, la convection thermique est amoindrie. En augmentant davantage la densité, Chiu [196] montre que la convection thermique naturelle devient négligeable. Enfin Lacroix [190] recommande de trouver un compromis entre les résistances thermiques interne et externe au tube ; c'est-à-dire du côté du fluide caloporteur et du côté du MCP, respectivement.

Outre les trois prototypes cités, qui fonctionnent avec un fluide caloporteur diphasique et qui peuvent être adaptés et intégrés sur des réseaux de chaleur qui fonctionnent avec de la vapeur d'eau, il n'existe pas de prototype de système de stockage par changement de phase dont la technologie puisse être directement utilisée sur un réseau de chaleur en eau chaude ou surchauffée. Un écoulement d'eau liquide ne permet pas d'atteindre les coefficients d'échange thermiques qui sont possibles avec la condensation et l'évaporation.

Avant de passer à une approche plus théorique, qui permettra de mieux appréhender les questions des différentes résistances thermiques, la prochaine partie va traiter des mousses métalliques. De par leur structure, celles-ci peuvent être considérées comme des ailettes idéales : elles permettent d'avoir des surfaces spécifiques d'échange élevées tout en conservant des distances caractéristiques de conduction faibles. Bien qu'Allen et al. [130] aient démontré que certains types d'ailettes pouvaient offrir de meilleures performances thermiques

que des mousses métalliques, ils ont dû pour cela, avoir recours à des densités d'ailettes sans commune mesure (jusqu'à 50 fpi). Les différentes études concernant les mousses métalliques vont être présentées à leur tour afin de rendre compte de l'intérêt de ces structures.

3 Les mousses métalliques

Les mousses métalliques sont étudiées depuis plusieurs années. La plupart des études concernent l'estimation de la conductivité thermique effective du composite « mousse + fluide ». Par exemple, en 1965, Dul'nev [151] a établi une corrélation analytique pour des mousses à pores⁴⁵ cubiques (Figure 91). Mesalhy et al. [154] ont repris la même représentation mais en considérant que les fibres sont cylindriques plutôt qu'à section carrée. Calmidi et Mahajan [155] ont choisi d'approcher les mousses métalliques à forte porosité par une structure bidimensionnelle avec des cellules hexagonales. A la jonction des fibres un amas de matière est généralement visible. En première approche, les auteurs le représentent comme un carré dans leur modèle bidimensionnel (Figure 92). L'approche est ici encore analytique, les hypothèses se font sur la géométrie en elle-même. Une représentation similaire est utilisée par Bhattacharya et al. [156], le modèle est toujours en 2D et les cellules sont toujours hexagonales, mais les intersections entre les fibres sont choisies circulaires. Par ailleurs, ils définissent également une corrélation empirique pour évaluer la conductivité thermique effective. Le modèle consiste à considérer que la conductivité thermique effective est une fonction des résistances thermiques équivalentes parallèle et série (éq.(5)). Le coefficient de proportionnalité A est déterminé empiriquement :

$$\lambda_{eff} = A(\epsilon\lambda_f + (1 - \epsilon)\lambda_s) + (1 - A) \frac{\lambda_s\lambda_f}{\epsilon\lambda_s + (1 - \epsilon)\lambda_f} \quad (5)$$

La valeur $A = 0,35$ est retenue par Bhattacharya et al. [156] après comparaison du modèle avec leurs résultats expérimentaux sur des mousses d'aluminium et de carbone, avec de l'air ou de l'eau.

Boomsma et Poulikakos [152;202] établissent une autre corrélation analytique à partir d'une géométrie en 3D où les pores sont assimilés à des tétrakaidécaèdres d'Archimède à six faces carrées et huit faces hexagonales. Cette géométrie est, selon la conjoncture de Kelvin, la cellule présentant la plus faible énergie de surface par unité de volume⁴⁶. C'est donc cette géométrie que les mousses vont adopter, naturellement. Schmierer et Razani [203] ont également étudié analytiquement, expérimentalement et numériquement les mousses

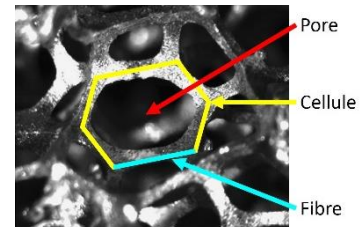


Figure 90 : Photo d'un pore d'une mousse d'aluminium [201].

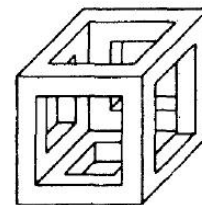


Figure 91 : Représentation de Dul'nev [151].

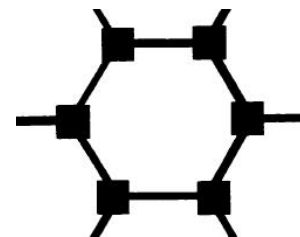


Figure 92 : Représentation de Calmidi et Mahajan [155].

⁴⁵ Les cellules d'une mousse sont en quelque sorte les « faces » des pores ; ce sont des entités surfaciques. Les pores quant à eux sont des entités volumiques. Ainsi les cellules correspondent-elles à la structure solide, alors que les pores se réfèrent au domaine fluide. Dans une mousse métallique à cellules ouvertes, les cellules sont constituées par un réseau de fibres (Figure 90).

⁴⁶ En 1994 la structure de Weaire-Phelan a été présentée comme contre-exemple à la conjecture de Kelvin.

métalliques à forte porosité. Un bon accord est trouvé entre les résultats expérimentaux et les modèles analytique et numérique, en 3D. Krishnan et al. [157] modifient la théorie de Lemlich, qui a été développée pour prédire la conductivité électrique des mousses liquides à forte porosité, afin de l'adapter pour l'estimation de la conductivité thermique effective des mousses métalliques à forte porosité. Singh et Kasana [158], et au même moment Jagjiwanram et Singh [204], décident de considérer la conductivité thermique effective comme une combinaison des résistances thermiques équivalentes parallèle et série (éq.(6)). Où F est une fonction empirique qui s'exprime en fonction de deux coefficients (éq.(7)).

$$\lambda_{eff} = (\epsilon\lambda_f + (1 - \epsilon)\lambda_s)^F + \left(\frac{\lambda_s\lambda_f}{\epsilon\lambda_s + (1 - \epsilon)\lambda_f} \right)^{1-F} \quad (6)$$

$$F = C_1 + C_2 \ln \left(\epsilon \frac{\lambda_s}{\lambda_f} \right) \quad (7)$$

Deux autres corrélations pour la détermination de la conductivité thermique effective sont proposées par Xu et al. (cités par Xiao et al. [205]) et Odelevskii (cité par Dul'nev [151]). En combinant l'ensemble de ces corrélations, analytiques et empiriques, il apparaît que les valeurs estimées sont variées et que la dispersion est forte (Figure 64, p.60). C'est pourquoi, en plus des corrélations, de nombreuses expérimentations et caractérisations ont été réalisées.

Expérimentalement, de nombreux auteurs ont étudié les mousses métalliques (Tableau 23). Calmidi et Mahajan [155] ont mesuré la conductivité thermique effective de plusieurs échantillons de mousse d'aluminium Duocel®, au contact d'air ou d'eau. Ils ont utilisé la méthode de la plaque chaude gardée, les mousses étant brasées à des plaques en aluminium. Les résultats ont servi à établir la corrélation donnée précédemment. Aucun effet systématique n'est observé quand la densité de pores est amenée à varier. La technique de la plaque chaude gardée a également été utilisée par Paek et al. [206] et plus tard par Schmierer et Razani [207] afin de mesurer la conductivité thermique effective de plusieurs mousses d'aluminium Duocel®. Leurs résultats confirment ceux présentés par Calmidi et Mahajan [155], sur le même type de mousse et dans les mêmes conditions. Dans les faits, parmi les nombreuses études expérimentales de caractérisation qui concernent les mousses en aluminium de Duocel®, les résultats sont cohérents (Figure 93).

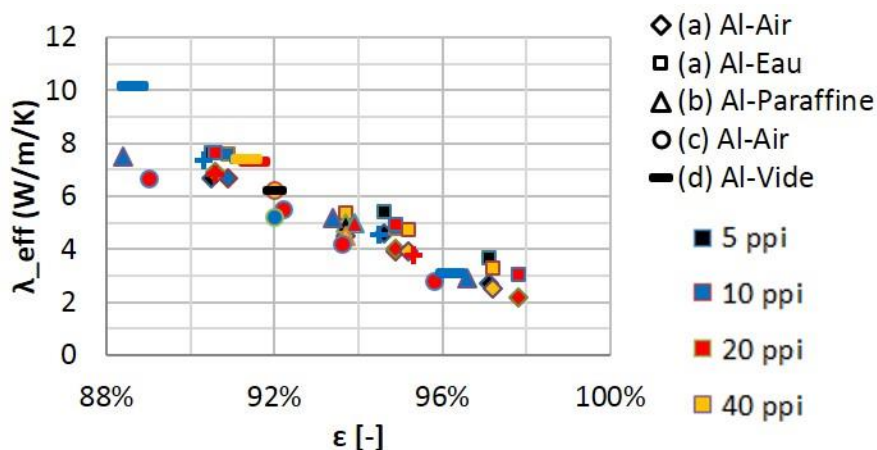


Figure 93 : Mesures expérimentales de la conductivité thermique effective sur des mousses d'aluminium Duocel®, de porosité et de densité de pores différentes. (a) Calmidi et Mahajan [29], (b) Lafdi et al. [49], (c) Paek et al. [51], (d) Schmierer et Razani [34], (e) Sadeghi et al. [46].

Hong et Herling [208] ont conduit une étude expérimentale sur les mêmes mousses, avec de la paraffine. Ils ont remarqué que la chaleur est d'autant plus diffusée dans le composite que la densité de pores augmente. Ils expliquent ce phénomène par la plus grande surface d'échange spécifique. Étonnamment, ils n'observent pas les mêmes résultats lorsque la mousse est au contact de l'air (sans paraffine). Cela accentue l'importance de la surface d'échange quand il s'agit d'échanger de la chaleur avec un MCP. Hong et Herling ne sont pas les seuls à avoir observé une corrélation entre les performances thermiques et la densité de pores. Zhao et al. [147] ont étudié un composite de mousse de cuivre et de paraffine. Ils ont également remarqué qu'en augmentant la densité de pores, le gradient thermique dans le composite devenait plus faible. À flux thermique constant, cela signifie que la résistance thermique a été réduite par l'augmentation de la densité de pores. Oya et al. [209] ont étudié une mousse de nickel imprégnée d'érythritol. Ils ont eux aussi observé une relation entre la conductivité thermique effective et le diamètre moyen des pores, mais celle-ci est contradictoire avec les précédentes. En effet, ils constatent une réduction de la conductivité thermique effective avec l'augmentation de la densité de pores. Cependant, il est nécessaire de noter qu'ils ont travaillé avec des tailles de pores très faibles : de 100 à 500 μm (>50 ppi). En regardant de plus près, ils ont remarqué que lorsque la taille des pores est faible, les fibres sont fines et deviennent cassantes (Figure 94). Il en résulte, qu'à petit diamètre de pores, les chemins de conduction sont discontinus. Ainsi, la taille des pores est-elle un compromis entre augmentation de la surface d'échange et continuité de la structure.

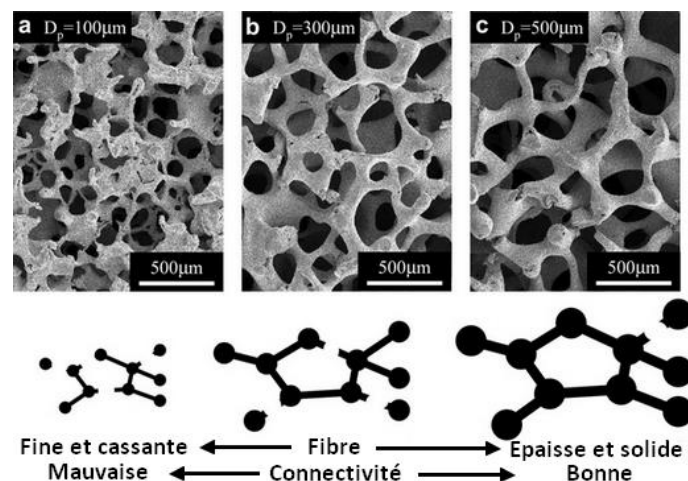


Figure 94 : Photos tirées des travaux d'Oya et al. [209]. Lorsque le diamètre des pores est faible, les fibres sont fines et cassantes, la connectivité est alors mauvaise et les transferts thermiques sont dégradés.

Sadeghi et al. [210] ont étudié la résistance thermique de contact entre une mousse en aluminium de Duocel® et un plan rigide. Un banc d'essais spécifique a été conçu afin de mesurer la surface de contact et le flux thermique, à l'aide de papier carbone et de thermocouples, respectivement. Les tests ont été réalisés dans une enceinte mise sous vide partiel. Une charge variable est appliquée sur le mécanisme, pour chaque charge, le flux et la surface de contact sont mesurés. La conclusion principale est que la contribution de la résistance thermique de contact peut représenter jusqu'à 50 % de la résistance thermique globale. Cela s'explique en partie par la faible surface de contact entre la mousse et la charge : toujours inférieure à 0,25 %. Un deuxième résultat de leur étude est qu'il n'y a pas de relation évidente entre la densité de pores et la surface de contact, mais qu'il y en a une entre la densité de pores et la conductivité thermique effective. En fait, ils trouvent qu'une plus grande densité de pores résulte en une plus faible conductivité thermique effective. Ce qui est l'inverse de ce qui a été observé dans d'autres études. Lafdi et al. [211] expliquent ce résultat en disant que l'augmentation de la densité de pores a une influence sur les chemins de

conduction qui sont plus tortueux et qui réduisent la conductivité thermique effective. Xiao et al. [205] ont travaillé avec des mousses de cuivre et de nickel imprégnées de paraffine. Ils ont cherché une possible influence de la densité de pores sur la conductivité thermique effective et sur la résistance thermique de contact, mais n'ont pas pu conclure.

Auteurs	Matériaux de la mousse	Porosité	Densité de pores	Matériaux d'imprégnation
Atal et al. [212]	Aluminium	77/95 %	-	Paraffine
Allen et al. [130]	Aluminium	87-96 %	5-40 ppi	Octadecane
Fleming et al. [213]	Aluminium	94,6 %	40 ppi	Eau/Glace
Xiao et al. [148;205]	Cuivre/Nickel	89-98 %	5-25 ppi	Paraffine
	Cuivre/Nickel	97 %	5-25 ppi	Paraffine
Chen et al. [149]	Aluminium	91 %	9 ppi	Paraffine
Thapa et al. [150]	Cuivre	93 %	20 ppi	Eicosane
Oya et al. [209]	Nickel	84-86 %	50-250 ppi	Erythritol
Cui [146]	Cuivre	96 %	20 ppi	Paraffine
Li et al. [214]	Cuivre	90-98 %	10-40 ppi	Paraffine
Sadeghi et al. [210]	Aluminium	90-95 %	10-20 ppi	Air
Zhao et al. [147]	Cuivre	85-95 %	10-30 ppi	Paraffine
Siahpush et al. [215]	Cuivre	95 %	-	Eicosane
Lafdi et al. [211]	Aluminium	88-97 %	5-40 ppi	Paraffine
Schmierer et Razani [207]	Aluminium	88-96 %	5-40 ppi	Vide
Hong et Herling [208]	Aluminium	92-93 %	10-50 ppi	Paraffine
Zhao et al. [216]	FeCrAlY	90/95 %	30-90 ppi	Air/vide
Paek et al. [206]	Aluminium	89-96 %	10-40 ppi	Air
Calmidi aet Mahajan [155]	Aluminium	90-98 %	5-40 ppi	Air/Eau

Tableau 23 : Etudes expérimentales de mousses métalliques (ordre antichronologique de haut en bas).

Une autre question importante à propos des mousses métalliques à forte porosité concerne les transferts thermiques par convection naturelle. Chen et al. [149] ont étudié l'effet de la convection naturelle à l'échelle d'un pore et ont montré que la fusion était dominée par la conduction à cette échelle. Lafdi et al. [211] ont analysé le comportement du front de fusion dans un composite d'aluminium et de paraffine. Ils ont remarqué que la conduction est seulement influencée par la porosité alors que la convection naturelle est influencée par la porosité et la densité de pores. Plus exactement, des pores plus gros et une porosité plus grande ont pour effet d'intensifier les transferts thermiques par convection naturelle et d'améliorer les performances thermiques globales. Li et al. [214] tirent les mêmes conclusions de leur étude expérimentale et numérique sur la fusion de la paraffine dans des mousses de cuivre. Il est observé que l'influence de la densité de pores est moindre que celle de la porosité. Les études expérimentales de Yang et al. [82], à plus grande échelle, montrent qu'une stratification thermique se met effectivement en place au sein du liquide malgré la mousse métallique.

La conductivité thermique effective, les transferts thermiques par convection ainsi que tous les autres types de caractérisations ont fait l'objet de nombreuses études, qu'elles soient expérimentales, numériques ou analytiques. Dans l'optique d'atteindre une meilleure compréhension des phénomènes mis en jeu et du potentiel des mousses métalliques, quelques auteurs en ont intégré dans des systèmes de stockage à échelle réduite. La première étude connue de ce type est celle de Cui [146]. Le banc d'essais est un système à tube et calandre. Le MCP utilisé est de la paraffine qui est imprégnée dans de la mousse de cuivre. Le principal résultat, mis en avant par l'auteur, est que la distribution de température dans le MCP est plus homogène grâce à la mousse métallique. Cette étude est suivie par celle de Fleming et al. [213] qui ont examiné les transferts thermiques dans un système à tubes et calandre avec de l'eau comme MCP et une mousse en aluminium de Duocel® comme milieu d'imprégnation. Ils observent que l'utilisation d'une mousse métallique supprime partiellement les mouvements fluidiques induits par les forces de flottement. Par ailleurs, pour faire corrélérer leur modèle numérique et leurs données expérimentales, Fleming et al. [213] jouent sur la conductivité thermique effective du composite. Ils obtiennent par ce biais une valeur de la conductivité thermique effective bien moins élevée que ce qu'ils obtiennent avec les modèles analytiques. Récemment, Atal et al. [212] ont étudié une mousse d'aluminium Duocel® dans un échangeur à tube et calandre placé à l'horizontale. De l'air est utilisé comme fluide caloporteur. Les auteurs n'observent pas de différence notable entre des essais avec une mousse de porosité 77 % et une autre de porosité 95 %. La conductivité thermique effective de ces mousses est estimée à 17 et 4 W/m/K respectivement. Il se peut que l'absence de différence de résultat entre les deux mousses testées s'explique par la forte résistance thermique de convection entre le flux d'air et le tube. Si la principale source résistive est située dans le tube du fluide caloporteur, alors la réduction de la résistance thermique de conduction dans le MCP est relativement moins importante.

Bien que de nombreux auteurs aient étudié les mousses et aient comparé différentes mousses entre elles, il n'y a qu'un nombre limité de comparaisons entre un système avec une mousse métallique et une autre structure d'amélioration de la conductivité thermique effective. Thapa et al. [150] ont réalisé une comparaison entre une matrice de cuivre et une mousse de cuivre, à petite échelle. Plus récemment, Allen et al. [130] ont comparé des feuilles d'aluminium avec une mousse Duocel® en aluminium⁴⁷.

En résumé, il apparaît que les mousses métalliques sont usuellement décrites avec deux quantités qui sont la porosité (ϵ) et la densité de pores (w). Bien qu'il n'y ait pas de relation ni consensuelle ni significative concernant l'influence de la densité de pores, il est au contraire communément admis que la conductivité thermique effective est fortement dépendante de la porosité.

Parmi les multiples techniques d'augmentation de la conductivité thermique effective présentées jusqu'ici, il apparaît que les mousses métalliques sont de bons candidats du fait de leur conductivité thermique effective élevée, de leur forte porosité, de leur importante surface d'échange spécifique et de leur homogénéité.

⁴⁷ Cette étude a été présentée dans la partie sur les ailettes.

4 Conclusion et choix expérimentaux

Selon Abhat [217] les différentes étapes dans le développement d'un système de stockage d'énergie par changement de phase peuvent être regroupées en deux branches interconnectées :

- L'étude du matériau à changement de phase
- Le développement de l'échangeur de chaleur

La sélection d'un MCP est, en effet, un point crucial de la conception d'un système de stockage d'énergie par changement de phase (Chapitre 1, §3.1, p.25). Le dimensionnement de l'échangeur de chaleur est au moins aussi important, pour l'ensemble des raisons suivantes. Tout d'abord, les systèmes existants ont été développés pour des applications de génération directe de vapeur pour des centrales solaires thermodynamiques, à concentration. La durée de stockage que doivent assurer ces systèmes peut dépasser les 10 h. C'est-à-dire que la décharge est moins rapide que sur un réseau de chaleur (~3 h). Cela étant dit, dans le cadre des centrales solaires le fluide caloporteur est diphasique, le coefficient d'échange thermique est donc bien plus élevé que sur un réseau de chaleur qui utilise de l'eau liquide. En d'autres termes, alors que la résistance thermique de convection dans les tubes n'est pas un facteur limitant dans le solaire, il sera démontré que c'est le cas dans le cadre des réseaux de chaleur. Ensuite, la température dans un système de génération de vapeur vertical est identique sur toute la hauteur dans le fluide caloporteur, par conséquent le front de changement d'état progresse radialement. *A contrario*, sur un réseau de chaleur, il est impératif d'avoir une différence de température entre l'entrée et la sortie du fluide caloporteur. Par conséquent, le front de changement d'état progresse axialement. Il en résulte qu'au fur et à mesure du processus de charge ou de décharge, une partie de l'échangeur devient inutile (là où le MCP a déjà subi son changement d'état). Finalement, les échangeurs existants dans les prototypes de stockage thermique à changement de phase pour les centrales solaires sont à adapter aux réseaux de chaleur : il faut augmenter la puissance (décharge plus rapide) avec un coefficient d'échange convectif dans le fluide caloporteur qui est plus faible. Pour finir, alors que les centrales solaires thermodynamiques sont délocalisées, loin des villes, à des endroits où la place ne manque pas ; les réseaux de chaleur font partie intégrante des villes et les systèmes de stockage se doivent d'être compacte. Ce sont les raisons pour lesquelles le travail de la thèse se focalise sur la seconde branche de la classification d'Abhat : le développement de l'échangeur de chaleur.

Un MCP va être choisi et sera le même pour la totalité des essais ; et ce pour garder une certaine cohérence entre les différents essais. *A contrario*, différentes géométries d'échangeur de chaleur vont être testées. Les systèmes étudiés seront tous à tube et calandre. La conductivité thermique effective sera améliorée à l'aide, soit d'une mousse métallique à forte porosité, soit d'ailettes radiales en aluminium. Le choix de l'aluminium se fait sur une base technico-économique. C'est le matériau qui présente le meilleur compromis entre prix et conductivité thermique [200]. Les ailettes radiales permettent d'obtenir de larges surfaces d'échange et des distances caractéristiques de conduction relativement courtes, c'est pourquoi elles sont préférées aux ailettes axiales. Toutefois, avec de telles ailettes, les transferts thermiques par convection naturelle sont réduits, voire bloqués. Ce n'est pas un problème dans le cas étudié car c'est la phase de solidification qui est valorisée dans le cadre des réseaux de chaleur.

Afin de visualiser le front de changement de phase, il faut une calandre transparente et qu'il n'y ait aucun calorifugeage. La visualisation, mise en parallèle avec d'autres mesures, permet d'appréhender la phénoménologie du changement de phase. Pour limiter les pertes

thermiques, le choix est fait de sélectionner un MCP dont la température de changement d'état est proche de la température ambiante.

Dans l'optique de pouvoir extrapoler les résultats, la majorité des essais sera réalisée à la verticale. Les sections d'essais sont alors assimilables à des cellules unitaires d'un système à tubes et calandre et l'influence de la convection naturelle pourra être observée.

Il a été montré que le critère économique était le premier critère de décision quant au choix du moyen de chauffage [4]. L'intégration du stockage thermique sur les réseaux de chaleur présente à la fois des avantages écologiques, mais aussi, et surtout, des intérêts économiques. En réduisant les coûts d'opération et d'investissement, le stockage thermique a pour vocation de faire baisser le prix de l'énergie distribuée par les réseaux de chaleur, privilégiant ainsi le recours à ceux-ci et réduisant par la même occasion la combustion d'énergie fossile et les émissions de GES. C'est pourquoi le travail effectué se divise en deux parties distinctes. La première répond à une problématique actuelle qui est le design d'un système de stockage d'énergie thermique « *low-cost* », avec des échangeurs de chaleur existants et éprouvés qui sont adaptés au cas du stockage par MCP (tubes à ailettes). La seconde partie est plus prospective et s'axe autour de structures d'échangeurs de chaleur plus innovantes qui, si elles ne sont pas compétitives aujourd'hui, pourront très bien équiper les systèmes de stockage d'énergie thermique par changement de phase de demain, pour les rendre plus performants.

Une majorité des études recensées datant d'avant 2015 concernent des tubes très peu ailettés, avec des densités d'ailettes allant de moins de 0,1 à 2,5 fpi [69;85;86;190;193;195;197;198;218;219]. Les études les plus récentes, *a contrario*, ont été réalisées avec des tubes bien plus densément ailettés, de 8 à 50 fpi [87;88;130]. Ce qui confirme la tendance générale qui ressort des diverses études qui ont été réalisées sur des tubes à ailettes : les ailettes doivent être grandes et la densité d'ailettes doit être importante.

Toutefois, une grande quantité d'ailettes entraînent une diminution de l'espace disponible pour le MCP (réduction du facteur de capacité), ce qui pose problème. Aussi est-il nécessaire d'avoir recours à des tubes densément ailettés mais dont l'épaisseur des ailettes est faible, afin de conserver une fraction volumique de métal faible.

5 Approche analytique

L'objectif de cette partie est de poser les bases théoriques du problème. Autrement dit : comment appréhender analytiquement la progression d'un front de solidification, dans un milieu homogène, autour d'un tube cylindrique parcouru par un fluide caloporteur. Les premiers points à traiter concernent le changement de phase et l'écoulement dans le fluide caloporteur. La question de la convection naturelle entre les ailettes et de l'efficacité théorique de celles-ci vient ensuite.

5.1 Problème de Stefan

Les problèmes de Stefan ⁴⁸ regroupent l'ensemble des problèmes de conduction thermique avec changement de phase, qu'il s'agisse d'un système de stockage thermique, du moulage de métal ou de plastique, de la solidification d'un cristal, du temps de congélation du sol en ingénierie civile, de la formation de la croute terrestre, ou encore d'études du refroidissement du corium dans l'industrie du nucléaire.

Un système d'équations différentielles partielles appartient à la catégorie des problèmes aux limites de Stefan dès lors qu'une condition limite est mobile. C'est le cas de l'interface solide/liquide qui est à la fois une frontière mobile du système, mais aussi une inconnue qui doit être déterminée. L'équation parabolique de conduction doit alors être résolue dans une région dont la frontière est encore à déterminer.

Pour un problème purement conductif, unidimensionnel, dans un repère cartésien, la condition dite « de Stefan » s'écrit de la manière suivante :

$$\Lambda\rho \left(\frac{ds(t)}{dt} \right) = \lambda_{sol} \left(\frac{\partial T_{sol}}{\partial x} \right) - \lambda_{liq} \left(\frac{\partial T_{liq}}{\partial x} \right) \quad (8)$$

Il s'agit en fait du bilan d'énergie à l'interface : $x = s(t)$. Avec :

$$T_{sol}(s(t), t) = T_{liq}(s(t), t) = T_\varphi \quad (9)$$

Ces problèmes sont non-linéaires et les solutions exactes sont limitées à des cas idéaux, avec des conditions limites et initiales simples et dans des milieux infinis ou semi-infinis [220]. Même un cas simple, considérant un fluide à une température T_{sol} supérieure à la température de changement de phase T_{cp} dans un milieu monodimensionnel semi-infini, dont une extrémité est à $T_p < T_{cp}$, nécessite la résolution d'une équation transcendante pour parvenir à une solution exacte. La plupart des cas d'études nécessitent le recours à des solutions approchées, semi-analytiques ou à des méthodes numériques.

Le problème de Stefan classique a pour but de définir la distribution de température dans un matériau homogène qui subit un changement de phase, ainsi que la position du front de changement de phase. Le problème va être résolu pour une configuration du type « tube et calandre » en posant des hypothèses simplificatrices.

Soit un tube cylindrique de longueur L et de rayon externe R_1 . Autour de ce tube se trouve un matériau amené à subir un changement de phase (un MCP). Ledit matériau est contenu dans une enveloppe cylindrique et concentrique au tube, de rayon interne R_2 . Un fluide caloporteur circule à l'intérieur du tube central à une température inférieure à celle de solidification du MCP.

⁴⁸ Nommé d'après le physicien et mathématicien slovène Joseph Stefan, qui illustre ce type de problème dans son article sur la formation des glaciers en mers polaires, en 1891.

Les hypothèses simplificatrices sont :

- L'enveloppe extérieure est adiabatique ;
- Les transferts thermiques sont purement radiaux (la conduction axiale est négligée) ;
- Le MCP est initialement liquide, sa température est homogène et égale à la température de changement de phase ;
- La température de paroi du tube T_p , côté MCP, est imposée, homogène, constante et inférieure à la température de changement de phase dudit MCP.

A tout instant, le flux thermique entre la paroi et la position $r > R_1$ du front de solidification s'écrit alors :

$$\Phi(t) = \frac{T_p - T_\phi}{\frac{1}{2\pi L \lambda_{MCP}} \ln\left(\frac{r}{R_1}\right)} \quad (10)$$

Sur un intervalle de temps très court δt , le MCP liquide à proximité de l'interface va perdre une quantité d'énergie donnée qui va entraîner la solidification d'un volume proportionnel de MCP. En considérant que toute l'énergie ainsi transférée entre le MCP et la paroi du tube sert à faire solidifier le MCP, alors le front de solidification va avancer d'une longueur δr en suivant l'expression suivante :

$$\Phi \cdot \delta t = 2\pi r L \delta r \rho \Lambda \quad (11)$$

L'hypothèse majeure qui vient d'être rajoutée ici, est que la part de refroidissement sensible du MCP solide est faible devant l'avancée du front de solidification, en termes d'énergie mise en jeu. Cette hypothèse se traduit généralement par une valeur du nombre de Stefan très inférieure à l'unité :

$$\text{Ste} = \frac{c_p \Delta T}{\Lambda} < 0,1 \quad (12)$$

avec $\Delta T = T_p - T_\phi$.

En combinant les équations (10) et (11) :

$$\lambda_{MCP} \frac{\Delta T}{\ln\left(\frac{r}{R_1}\right)} \delta t = r \cdot \delta r \cdot \rho \Lambda \quad (13)$$

Si le temps δt tend vers 0 (grandeur infinitésimale), alors cette équation peut se mettre sous forme différentielle, telle que :

$$dt = \frac{\rho \Lambda}{\lambda_{MCP} \Delta T} \ln\left(\frac{r}{R_1}\right) r \cdot dr \quad (14)$$

En intégrant, puis en considérant qu'à $t = 0$ s la position du front est telle que $r = R_1$, cela donne :

$$t = \frac{\rho \Lambda}{\lambda_{MCP} \Delta T} \left(\frac{r^2}{2} \ln\left(\frac{r}{R_1}\right) - \frac{r^2 - R_1^2}{4} \right) \quad (15)$$

Cette équation permet de relier le temps de solidification et l'épaisseur de MCP solidifiée. Elle est primordiale à la suite de l'étude théorique et elle est nécessaire pour obtenir des ordres de grandeur de temps, d'énergie et donc de puissance, permettant d'appréhender les différents phénomènes mis en jeu. Par exemple, cette équation nous indique que pour un tube lisse de diamètre extérieur 20 mm, au contact d'un MCP organique⁴⁹, pour une

⁴⁹ $\Lambda = 2,6 \times 10^5$ J/g ; $\lambda = 0,2$ W/m/K

différence de température entre la paroi et le changement de phase d'une quinzaine de degrés, il faut 7 h pour que la couche solide atteigne les 2 cm ! D'où la nécessité d'une structure fortement conductrice thermiquement, afin d'augmenter la conductivité thermique effective dans le MCP, ou bien d'avoir une géométrie d'échangeur dont les tubes sont très rapprochés. Sans quoi il n'est pas envisageable de réaliser des décharges assez rapides pour répondre à la problématique des réseaux de chaleur.

L'extension de l'équation (15), en prenant cette fois la température du fluide caloporteur à la place de la température de paroi comme référence, permet d'intégrer la résistance thermique de convection dans le fluide caloporteur ainsi que la résistance thermique de conduction dans la paroi du tube.

Soient $R_{th,tube}$ et $R_{th,fc}$ les résistances thermiques de conduction dans le tube et de convection entre le fluide caloporteur et la paroi interne du tube, telles que :

$$R_{th,tube} = \frac{1}{\lambda_{tube}} \ln\left(\frac{R_1}{R_0}\right) \quad (16)$$

$$R_{th,FC} = \frac{1}{R_0 h} \quad (17)$$

avec R_0 le rayon interne du tube central.

L'équation (15) devient alors :

$$\tau = \frac{\rho\Lambda}{\lambda_{MCP}\Delta T} \left(\frac{r^2}{2} \ln\left(\frac{r}{R_1}\right) - \frac{r^2 - R_1^2}{4} \{1 - 2\lambda_{MCP}R_{th,supp}\} \right) \quad (18)$$

avec $R_{th,supp} = R_{th,tube} + R_{th,FC}$. Par rapport à l'équation (15), seul le terme entre accolades est apparu. Il est donc aisé d'estimer la part de ces résistances thermiques supplémentaires dans le temps de solidification total.

Soit un rayon donné, par exemple le rayon interne R_2 de l'enveloppe cylindrique considérée. Le temps nécessaire pour que le front de solidification atteigne ce rayon, *i.e.* le temps de solidification du domaine, est :

$$\tau = \frac{\rho\Lambda}{\lambda_{MCP}\Delta T} \left(\frac{R_2^2}{2} \ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right) - \frac{R_2^2 - R_1^2}{4} \{1 - 2\lambda_{MCP}R_{th,supp}\} \right) \quad (19)$$

Une forme adimensionnée de cette équation fait apparaître les nombres de Fourier et de Stefan :

$$Fo.Ste = \left(\frac{r^{*2}}{2} \ln(r^*) - \frac{r^{*2} - 1}{4} \{1 - 2\lambda_{MCP}R_{th,supp}\} \right) \quad (20)$$

avec :

$$Fo = \frac{\alpha_{MCP}t}{R_1^2} \quad (21)$$

$$r^* = \frac{r}{R_1} \quad (22)$$

Maintenant que cette équation est établie, il faut être en mesure de pouvoir calculer ou estimer le coefficient de transfert thermique convectif entre le fluide caloporteur et la paroi interne du tube. C'est le sujet de la prochaine sous-partie.

5.2 Régime d'écoulement dans le fluide caloporteur

5.2.1 Nombre de Reynolds

Que l'étude soit réalisée avec ou sans ailette/mousse, deux tendances différentes sont adoptées en ce qui concerne l'écoulement du fluide caloporteur. Ces deux tendances sont à mettre en parallèle avec les deux utilisations possibles du système (Chapitre 1, §2.4, p.22). Dans la première, le débit massique est élevé et la différence de température entre l'entrée et la sortie est faible (contrainte en puissance mais pas en température). De cette manière la température de paroi du tube peut être considérée comme étant homogène. L'étude est alors surtout phénoménologique et peut plus facilement être modélisée numériquement. Le front de solidification va évoluer essentiellement radialement. Dans la seconde tendance, le débit massique est suffisamment faible pour assurer une différence de température importante entre l'entrée et la sortie (contrainte en puissance et en température). La vitesse de progression du front de changement d'état va alors avoir une composante axiale.

Les premiers dimensionnements à taille réelle, réalisés au cours du projet avec la CCIAG, montrent que l'écoulement dans les tubes est plutôt lent, en comparaison des écoulements dans les échangeurs plus traditionnels. Cela s'explique par une volonté de récupérer à la fois, de la puissance et de la température. Dans un premier temps, les éléments du dimensionnement peuvent être résumés par les équations suivantes.

Soient H et D la hauteur et le diamètre d'un système de stockage d'énergie thermique par changement de phase, composé d'un échangeur à tubes et calandre cylindrique. La puissance et le débit massique du fluide caloporteur, ainsi que le contenu de « chaleur latente » et la masse du MCP, peuvent s'écrire de la sorte :

$$\Phi = \dot{m} c_{p,FC} (T_{FC}^{out} - T_{FC}^{in}) = \frac{E_{MCP}}{\Delta t} \quad (23)$$

$$\dot{m} = \bar{v} \rho_{FC} \times \frac{\pi D_{\text{tube,int}}^2}{4} \times N \quad (24)$$

$$E_{MCP} = m_{MCP} \Lambda \quad (25)$$

$$m_{MCP} = \frac{\pi D_{\text{réservoir}}^2}{4} H \rho_{MCP} \times \epsilon \quad (26)$$

où Δt est le temps théorique pour charger/décharger le contenu de « chaleur latente » à la puissance constante P ; \bar{v} est la vitesse débitante du fluide caloporteur dans un tube ; N est le nombre de tubes dans le réservoir ; m_{MCP} est la masse de MCP dans le réservoir et ϵ est la fraction volumique de MCP dans le réservoir (le reste de l'espace étant occupé par les tubes et les ailettes). Soit χ le rapport du diamètre des ailettes sur celui du tube intérieur :

$$\chi = \frac{D_{\text{aillette}}}{D_{\text{tube,int}}} \quad (27)$$

Dans un réservoir, des tubes à ailettes radiales circulaires ne peuvent pas occuper la totalité de la section (Figure 95). Le volume élémentaire occupé par un de ces tubes a une section hexagonale. Le cercle inscrit à un hexagone couvre 91 % de la surface de celui-ci. Par conséquent, le volume apparent (ou efficace) des tubes ailettés représente au mieux $\xi = 91 \%$ du réservoir.

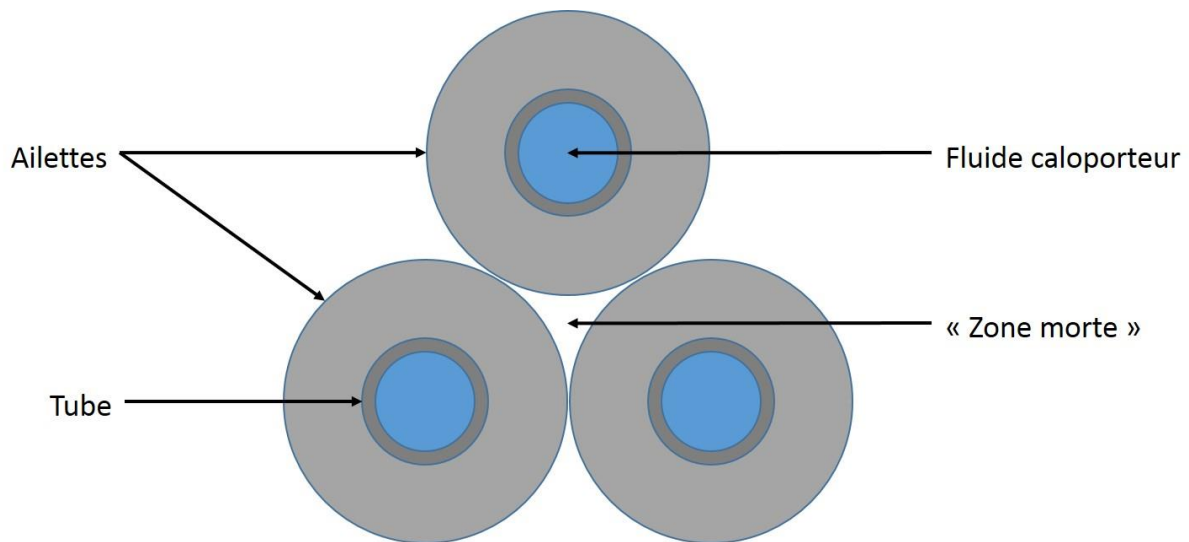


Figure 95 : Représentation schématique de la « zone morte », contenant du MCP mais pas d'ailettes.

Finalement, le nombre de tubes dans un réservoir peut s'exprimer sous la forme :

$$N = \frac{D_{\text{réservoir}}^2 \xi}{D_{\text{tube,int}}^2 \chi^2} \quad (28)$$

En combinant les expressions précédentes, il peut être établi que :

$$Re = 4 \frac{\dot{m}}{\pi D_{\text{tube,int}} \mu} = \frac{\chi^2 \epsilon \Lambda \rho_{MCP}}{\xi (\mu c_p (T^{\text{out}} - T^{\text{in}}))_{FC}} \times \frac{H}{\Delta t} \times D_{\text{tube,int}} \quad (29)$$

Les valeurs usuelles, pour les paramètres présentés jusqu'ici, sont données dans le Tableau 24 (première ligne). Les valeurs retenues dans le cadre du projet avec la CCIAG sont dans les mêmes gammes.

ϵ [-]	χ [-]	D [mm]	$\rho_{\text{pcm}} \Lambda$ [MJ/m ³]	Δt [h]	$\Delta T_{in}^{\text{out}}$ [°C]	H [m]
[0,8, 0,9]	[2, 5]	[10, 37]	[200, 300]	[1, 2]	[20, 40]	2,9

Tableau 24 : Valeurs usuelles, trouvées dans la bibliographie, pour les systèmes à tubes et calandre adaptés à du stockage d'énergie thermique par changement de phase.

Dans ces conditions, même en optimisant tous les facteurs pour augmenter au maximum le nombre de Reynolds, il n'est pas possible de dépasser les 7 000. Le plus souvent, la valeur est inférieure à 2 000. Par exemple, le premier dimensionnement connu d'un système de stockage d'énergie thermique par changement de phase d'un matériau pour un réseau de chaleur a été réalisée par Colella et al. [28]. Dans leur étude, le fluide caloporteur (de l'eau) s'écoule à 0,01 kg/s dans un tube de diamètre interne 25 mm et de longueur 2,9 m. Pendant la décharge, la température de l'eau est autour de 60 °C. Dans ces conditions le régime d'écoulement est caractérisé par deux nombres adimensionnels⁵⁰ :

- $Re = 1,1 \times 10^3$
- $Ra = 2,1 \times 10^7$; soit $Ra \times D/L = 1,8 \times 10^5$

La valeur du nombre de Reynolds est, effectivement, inférieure à 2 000 ici. En première approche, si seul le nombre de Reynolds est pris en compte, le régime d'écoulement du fluide caloporteur peut être assimilé à de la convection forcée laminaire ($Re < 2\,000$) [178]. Si ces

⁵⁰ Le nombre de Rayleigh est calculé en prenant une différence de température, entre le fluide caloporteur en entrée et la paroi interne du tube, égale à 20 °C. Sachant que le MCP se solidifie à 100 °C et que le fluide caloporteur arrive à 60 °C, il s'agit donc de la moitié de la différence de température maximale possible.

valeurs sont maintenant projetées sur la carte d'écoulement de Metais & Eckert [221] (en bleu sur la Figure 96), le régime de convection se révèle être de la convection mixte turbulente.

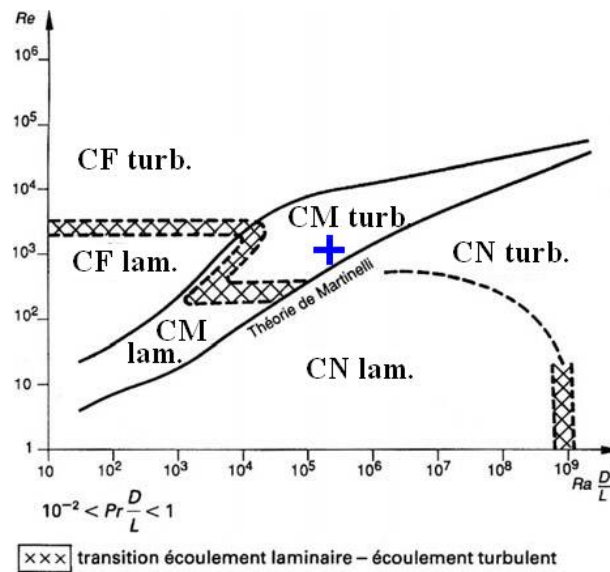


Figure 96 : Régimes de convection naturelle, forcée et mixte, pour des écoulements dans des tubes verticaux [221]. La croix bleue représente le point de fonctionnement du système dimensionné par Colella et al. [28].

Même avec un nombre de Reynolds de 7 000, le régime de convection reste de la convection mixte turbulente.

5.2.2 Convection mixte dans le fluide caloporteur

La convection mixte existe dès lors que la convection naturelle et la convection forcée coexistent avec des ordres de grandeurs comparables. Il existe trois types principaux de convection mixte. La convection mixte est dite « aidée » quand les forces inertielles et de flottabilité s'exercent dans le même sens. La convection mixte est dite « freinée » quand ces forces s'exercent dans des sens opposés. Enfin, si les directions d'application de ces forces sont orthogonales l'une avec l'autre, la convection mixte est transverse. Dans le cas d'un tube vertical, la convection mixte aidée apparaît pour un écoulement ascendant chauffé ou descendant refroidi. La convection mixte freinée, elle, apparaîtra dans un écoulement ascendant refroidi ou descendant chauffé. Si le tube est horizontal, la convection mixte est transverse.

Par définition, la convection mixte laminaire aidée stable va avoir tendance à améliorer les performances thermiques du système en comparaison de la convection forcée. Effectivement, les forces de flottabilité vont contribuer à accélérer le fluide à proximité de la paroi. *A contrario*, un écoulement en convection mixte laminaire freinée stable présente des performances thermiques réduites et dégradées en comparaison de son homologue en convection forcée. Cela s'explique par un ralentissement du fluide caloporteur en paroi. Par conservation du débit massique (dans le cas d'un fluide incompressible), cela va se traduire par une accélération du fluide au centre du tube. Dans certains cas, le sens de l'écoulement à proximité de la paroi s'inverse, ce qui génère des boucles de recirculation au sein même du tube. Ces zones mortes vont jouer le rôle d'isolant thermique entre le fluide circulant au centre du tube et la paroi du tube.

Ici, une nuance est à apporter. Les notions de convections mixtes aidée ou freinée sont reliées aux sens d'application des forces gravitaires et inertielles. Dans une majorité des cas, lorsque l'écoulement est stable, la convection mixte aidée est favorable aux transferts thermiques ; tandis que la convection mixte freinée leur est défavorable. Lorsque les écoulements sont instables, *a contrario*, la convection mixte aidée peut être défavorable et la

convection mixte freinée favorable. Dans la suite du document, les notions de freinée/aidée et favorable/défavorable sont distinguées.

A titre illustratif, les figures suivantes présentent des mesures du coefficient total d'échange thermique en fonction du nombre de Reynolds. Les mesures sont prises avant, pendant et après la transition laminaire-turbulente, à nombre de Grashof constant (sur la Figure 97 : $Gr = 3 \times 10^7$ et sur la Figure 98 : $Gr = 3 \times 10^6$). L'écoulement est chauffé par le tube, donc :

- un écoulement ascendant est en convection mixte aidée ;
- un écoulement descendant est en convection mixte freinée.

Sur ces figures (Figure 97 et Figure 98) les écoulements en convection mixte aidée sont représentés par des carrés pleins et ceux en convection mixte freinée le sont par des croix.

Sur la Figure 97, pour $Gr = 3 \times 10^7$, au cours de la phase de transition, les écoulements en convection mixte freinée sont favorables : les transferts thermiques sont améliorés en comparaison d'un écoulement en convection forcée. Pour les écoulements ascendants, en convection mixte aidée, les transferts thermiques sont détériorés en comparaison d'un écoulement en convection forcée. En effet, pour un nombre de Reynolds entre 7 000 et 20 000, les carrés noirs se trouvent sous l'asymptote. Qui plus est, tout au long de la phase de transition, les transferts thermiques sont meilleurs dans le cas d'un écoulement descendant, *i.e.* en convection mixte freinée.

Sur la Figure 98, pour $Gr = 3 \times 10^6$, au cours de la phase de transition, le coefficient de transfert thermique dans les écoulements en convection mixte aidée (carrés noirs) chute régulièrement d'une asymptote à une autre. Il n'y a pas, à proprement parler, d'influence de la convection mixte. Le cas des écoulements en convection mixte freinée (croix) est différent. Une zone de convection mixte défavorable est nettement visible pour $700 < Re < 2\,000$. Toutefois, cette zone est immédiatement suivie d'une seconde, pour $2\,000 < Re < 7\,000$, où les transferts thermiques sont améliorés par rapport à un cas de convection forcée. La convection mixte freinée devient ici favorable. Dans cette zone, les transferts thermiques en convection mixte freinée sont bien meilleurs que ceux en convection mixte aidée.

Plus généralement, Joye [222] conclue ses travaux en insistant sur la sensibilité du coefficient d'échange thermique au nombre de Grashof. Ce dernier point est d'autant plus important dans le contexte du stockage d'énergie par changement de phase, où le système est consubstantiellement instationnaire : le nombre de Grashof évolue en effet au cours de l'essai. Joye [222] précise également qu'à haut nombre de Grashof, le coefficient de transfert thermique est généralement supérieur dans les cas de convection mixte freinée que dans les cas de convection mixte aidée.

En définitive, les écoulements de transition laminaire-turbulent en convection mixte sont reconnus pour être potentiellement instables et les performances associées, souvent imprédictibles [178]. Il n'existe, en effet, aucune corrélation permettant l'estimation théorique d'un coefficient de transfert thermique par convection mixte turbulente, au cours de la transition laminaire-turbulente, en régime instationnaire. Les données existantes sont des cartes de valeurs empiriques, obtenues dans des conditions d'essais stationnaires.

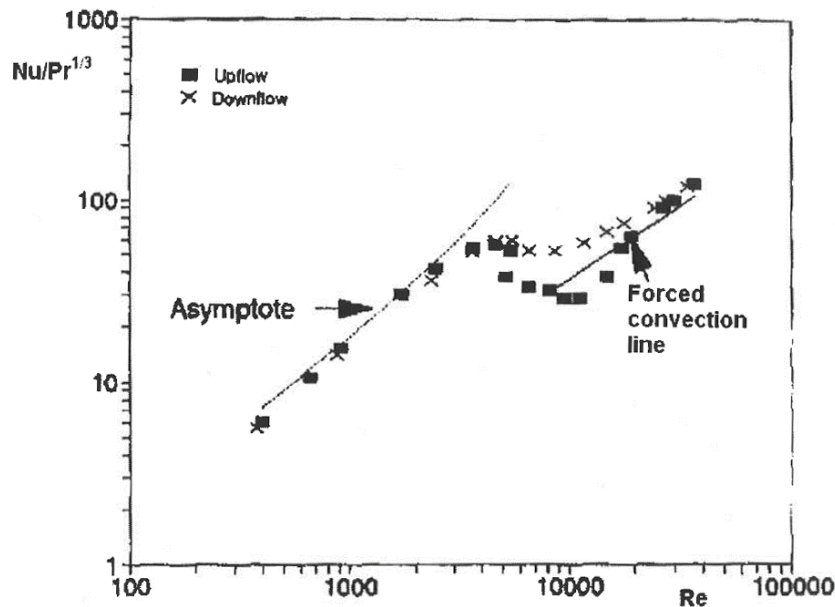


Figure 97 : Mesures du coefficient d'échange total for des écoulements ascendant et descendant, en régime de convection mixte, dans les conditions de transition laminaire-turbulent, dans un tube à température de paroi imposée et supérieure à celle du fluide caloporteur, pour un nombre de Grashof de 3×10^7 (Joye [222] cité par [178])

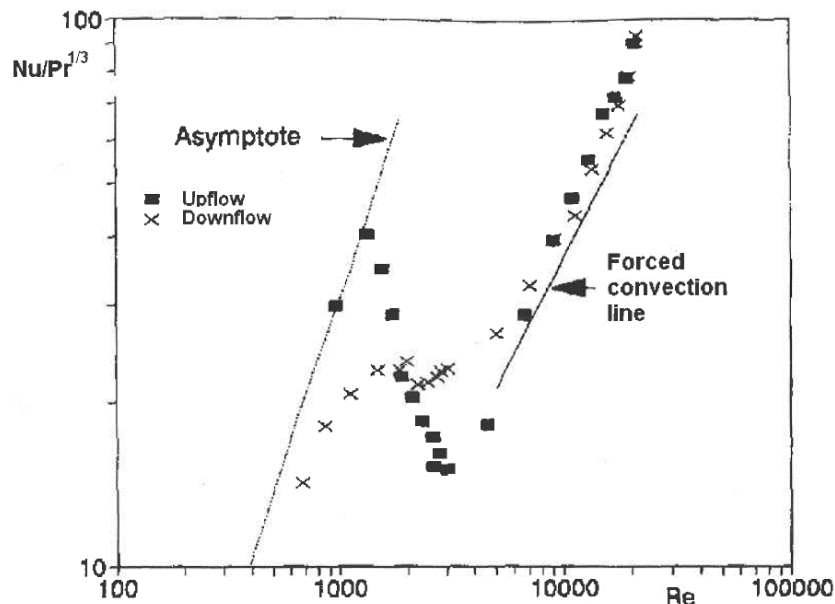


Figure 98 : Mesures du coefficient d'échange total for des écoulements ascendant et descendant, en régime de convection mixte, dans les conditions de transition laminaire-turbulent, dans un tube à température de paroi imposée et supérieure à celle du fluide caloporteur, pour un nombre de Grashof de 3×10^6 (Joye [222] cité par [178])

Le dimensionnement proposé par Colella et al. [28], et dont il a été fait mention précédemment, n'est, certes, pas le seul envisageable. Toutefois, les dimensionnements réalisés au cours du projet-cadre de la thèse (en partenariat avec la CCIAG) donnent des résultats similaires : le régime d'écoulement du fluide caloporteur dans un système de stockage d'énergie thermique par changement de phase de type « tubes et calandre » est sujet à des phénomènes de convection mixte. En partant du principe que ces écoulements instables et imprédictibles sont à éviter⁵¹, alors, des six régimes répertoriés sur la carte d'écoulement de Metais & Eckert (Figure 96, p.96), les plus favorables sont ceux de convection forcée. Deux solutions sont envisageables pour atteindre ces régimes. Il faut, ou bien

⁵¹ Les raisons pour lesquelles ces régimes sont à éviter dans le cadre de l'étude proposée seront présentées dans le Chapitre 3, §2.5, p.156.

augmenter le nombre de Reynolds, ou alors diminuer le produit du nombre de Rayleigh par le ratio d'aspect.

5.2.2.1 *Augmentation du nombre de Reynolds*

En ce qui concerne la première solution. Le nombre de Reynolds dans une conduite cylindrique s'exprime également en fonction du débit massique (cf. éq.(30)). A débit constant, les deux solutions consistent, soit à changer de fluide caloporteur, soit à diminuer le diamètre des tubes. Changer le fluide caloporteur n'est pas envisageable sur un réseau de chaleur. Quant à la diminution du diamètre des tubes, il faudrait au moins diviser le diamètre par dix pour avoir un nombre de Reynolds supérieur à 10^4 . Il y a deux obstacles principaux. Le premier est qu'il faudrait, dans le cas susmentionné, avoir des tubes dont le diamètre interne fait moins de 2,5 mm, ce qui rend l'ailetage impossible. Le second obstacle est, qu'à nombre de tube constant, la surface d'échange thermique va être divisée par dix, ce qui n'est pas souhaitable. En définitive, cette solution n'est pas retenue.

$$\text{Re} = \frac{4\dot{m}}{\mu\pi D} \quad (30)$$

Une autre solution consiste à garder un même diamètre de tube et à faire varier le débit massique unitaire dans chaque tube. A débit total équivalent et pour une même quantité totale de MCP, cela revient à avoir moins de tubes dans le système de stockage. Cette solution entraîne une diminution de la surface de l'échangeur et n'est pas recherchée.

5.2.2.2 *Réduction du nombre de Rayleigh*

Concernant la seconde solution, la modification du nombre de Rayleigh se fait par le biais de deux paramètres : les propriétés physiques du fluide caloporteur et les dimensions caractéristiques de l'écoulement. Comme dit précédemment, il n'est pas envisageable de changer de fluide caloporteur. Il reste donc la géométrie du tube. Le nombre de Rayleigh est fonction du cube de la dimension caractéristique. Dans la carte d'écoulement, en abscisse, le nombre de Rayleigh est encore multiplié par le diamètre hydraulique. *In fine*, cela signifie que l'influence de la convection naturelle dépend du diamètre hydraulique à la puissance 4. En conséquence, diviser le diamètre hydraulique par trois peut suffire pour atteindre un régime de convection forcée.

5.2.2.3 *Conclusion*

Une alternative consiste à diminuer le diamètre hydraulique, tout en conservant la même surface d'échange thermique. Pour ce faire, il suffit d'utiliser des inserts, des tiges cylindriques par exemple. Ces inserts vont tenir lieu de réducteur de section débitante. Soit X , le rapport du diamètre d'un insert cylindrique sur le diamètre de la conduite dans laquelle il est plongé. Sans insert, $X = 0$. L'augmentation du diamètre de l'insert fait tendre X vers 1. Les conséquences liées à l'ajout d'un insert cylindrique dans une conduite à section circulaire sont multiples. A débit constant :

- la vitesse augmente : $\bar{v} \propto 1/(1 - X^2)$;
- le nombre de Reynolds diminue, légèrement : $\text{Re} \propto 1/(1 + X)$;
- le nombre de Rayleigh diminue, beaucoup : $\text{Ra} \propto (1 - X)^3$;
- le coefficient d'échange thermique convectif augmente⁵², sous réserve que le régime d'écoulement soit de la convection forcée laminaire :

⁵² Les corrélations utilisées sont établies dans la sous-partie suivante : éq.(37).

$$h \propto \frac{\left(\frac{1}{0,14} + X^{1/3}\right)}{[(1+X)(1-X)^2]^{1/3}} \quad (31)$$

Les évolutions de ces grandeurs sont données graphiquement sur la Figure 99. Avec

$$\bar{v}_{X_0} = \frac{\bar{v}}{\bar{v}]_{X=0}} \quad (32)$$

$$Re_{X_0} = \frac{Re}{Re]_{X=0}} \quad (33)$$

$$Ra_{X_0} = \frac{Ra}{Ra]_{X=0}} \quad (34)$$

$$h_{X_0} = \frac{h}{h]_{X=0}} \quad (35)$$

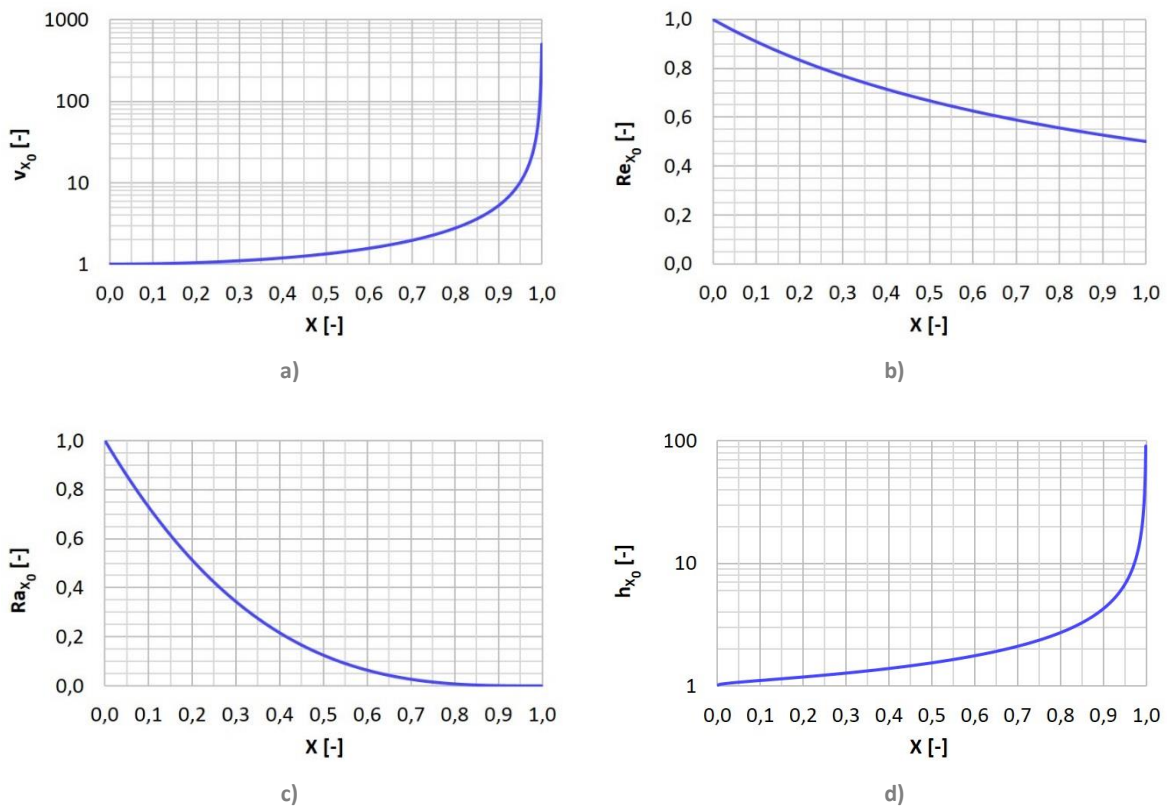


Figure 99 : Représentation graphique de l'influence de l'intégration d'un insert cylindrique dans une conduite à section circulaire, coaxiale, à débit massique constant sur la vitesse débitante (a), le nombre de Reynolds (b), le nombre de Rayleigh (c) et le coefficient d'échange convectif (d), en fonction du rapport X du diamètre de l'insert sur le diamètre de la conduite.

5.2.3 Estimation d'un coefficient d'échange convectif

Pour commencer, et avant même de se pencher sur les grandeurs adimensionnelles caractéristiques de l'écoulement, il faut savoir que les corrélations empiriques habituelles ne sont pas utilisables ici. En effet, comme cela a été avancé dans la bibliographie, ces systèmes de stockage sont consubstantiellement transitoires et il n'est pas possible de se rapprocher des corrélations qui ont été établies soit pour une température de parois imposée et constante, soit pour un flux thermique constant et continu. Dans la suite du document, il sera parfois fait référence aux corrélations usuelles [178], les valeurs ainsi données n'auront

qu'une valeur indicative. Elles permettent d'avoir des ordres de grandeur. Les corrélations utilisées sont les suivantes [178] :

- En convection forcée, pour un écoulement laminaire dans une conduite droite à section circulaire, hydrodynamiquement développé et se développant thermiquement, avec une température de paroi imposée :

$$Nu_{FL} = 1,615 \left(Re \times Pr \times \frac{D_h}{L} \right)^{1/3} \quad (36)$$

- En convection forcée, pour un écoulement laminaire dans une conduite droite à section annulaire ⁵³, hydrodynamiquement développé et se développant thermiquement, avec une température de paroi imposée sur la face extérieure :

$$Nu_{FL,2} = 1,615 \left(1 + 0,14 \left(\frac{D_{int}}{D_{ext}} \right)^{1/3} \right) \left(Re \times Pr \times \frac{D_h}{L} \right)^{1/3} \quad (37)$$

- En convection mixte aidée, pour un écoulement laminaire dans une conduite droite, verticale, à section circulaire, avec une température de paroi imposée, le nombre de Nusselt peut être approché à 20 % [178] par :

$$Nu_{ML} = (Nu_{NL}^3 + Nu_{FL}^3)^{1/3} \quad (38)$$

où :

$$Nu_{FL} = 1,75 \times F_1 \times Gz^{1/3} \quad (39)$$

$$Nu_{NL} = 0,729 \times F_1 \times F_2^{1/3} \times \left(Ra \frac{D}{L} \right)^{0,28} \quad (40)$$

avec :

$$F_1 = 2 \times \frac{T_{out} - T_{in}}{2T_p - T_{out} - T_{in}} \quad (41)$$

$$F_2 = \frac{5}{4} \int_0^1 \zeta^{1/4} \exp(-\Psi \zeta^{2/3}) d\zeta \quad (42)$$

$$Gz^{1/3} = \frac{\pi}{4} Re Pr \frac{D}{L} \quad (43)$$

$$\Psi = \frac{3\pi Nu}{4F_1 Gz} \quad (44)$$

- En convection mixte, pour un écoulement turbulent dans une conduite droite, verticale, à section circulaire, hydrodynamiquement développé et se développant thermiquement, avec une température de paroi imposée, la valeur du nombre de Nusselt est approchée via des graphiques empiriques [178].

Dans le cas de l'étude de Colella et al. [28], la valeur obtenue pour le coefficient d'échange thermique convectif en convection forcée laminaire, avec les corrélations susmentionnées, est 130 W/m²/K (Nu=4,93, pour Pr=2,98 [eau à 60 °C]). La question de la convection mixte est traitée dans la suite du présent document. Une partie des résultats de cette thèse a vocation à démontrer que ces régimes d'écoulement sont défavorables au système et qu'il faut les éviter pour des raisons pratiques.

⁵³ Il sera expliqué dans la suite pourquoi il est nécessaire d'avoir les corrélations pour un écoulement annulaire. Cette équation s'accompagne usuellement d'une seconde, permettant d'estimer la valeur asymptotique du nombre de Nusselt lorsque l'écoulement est établi hydrodynamiquement et thermiquement. Seule la partie concernant l'écoulement se développant thermiquement est retenue.

En première approche et seulement pour établir l'ordre de grandeur suivant, il peut être statué que le coefficient de transfert thermique convectif dans le fluide caloporteur est de $130 \text{ W/m}^2/\text{K}$, qui est la valeur obtenue en suivant le dimensionnement proposée par Colella et al. [28]. La résistance thermique de conduction dans la paroi du tube est négligeable devant celle de convection dans le fluide caloporteur ($<0,1 \%$).

Dans la sous-partie précédente (§5.1, p.91), la résolution du problème de Stefan (éq.(15), p.92) indiquait qu'il fallait 7 h pour solidifier 2 cm d'un MCP autour d'un tube de 2 cm de diamètre. Dans ce précédent calcul, la résistance thermique de convection avait été négligée. En rajoutant maintenant la résistance thermique de convection qui vient d'être estimée, cette durée passe à 8,9 h (+26 %) (éq.(18), p.93). La résistance thermique de conduction dans le MCP est donc prépondérante. Si, maintenant, un moyen d'amélioration de la conductivité thermique effective dans le MCP est utilisé. Soit des ailettes, ou une mousse métallique, qui augmentent la conductivité thermique effective dans le MCP jusqu'à 20 W/m/K . Si les temps estimés précédemment sont recalculés, alors le temps de solidification en négligeant la résistance de convection (en considérant que l'échange entre le fluide et le tube est parfait) est d'environ 250 s (éq.(15)), tandis que le temps de solidification en prenant en considération la résistance thermique convective est de 6 900 s (x27) (éq.(18)). Dans ce cas de figure, la résistance thermique de convection est prépondérante.

En définitive, il est bel et bien nécessaire de travailler sur l'amélioration à la fois de la conductivité thermique effective dans le MCP et du coefficient d'échange convectif dans le fluide caloporteur.

5.3 Convection naturelle entre les ailettes

Les travaux de Chiu [196], entre autres, ont mis en évidence une relation entre le pas des ailettes et la part de la convection naturelle dans les échanges thermiques entre les ailettes et le MCP.

La convection naturelle est caractérisée par le nombre de Rayleigh. Une couche fluide horizontale est au repos si le nombre de Rayleigh local est inférieur à un nombre de Rayleigh critique qui dépend des dimensions et de la géométrie considérées. Pour une couche fluide horizontale infinie, la valeur du nombre de Rayleigh critique est $Ra_c = 1\,708$ [178]. Pour une enceinte dans laquelle le fluide est chauffé par le bas, cette valeur est : $Ra_c \geq 1\,708$ [178], du fait des frottements le long des parois latérales qui gênent la mise en mouvement du fluide.

En première approche, il est retenu que : si le nombre de Rayleigh dans la couche fluide entre deux ailettes est inférieur à 1 708, alors les échanges thermiques se font principalement par conduction.

Dans le premier chapitre, le contexte général a été présenté. A contrario, ce deuxième chapitre s'est focalisé sur une géométrie en particulier : les échangeurs à tubes et calandre. Maintenant que l'état de l'art est présenté, que les choix expérimentaux sont faits et que les bases théoriques sont établies, ce chapitre se solde au profit du suivant, qui concerne les campagnes d'essais réalisées avec les types de géométries identifiées.

Chapitre 3 : Etude expérimentale des transferts thermiques et des écoulements dans un échangeur à tube ailetté

Ce chapitre se divise en deux parties. La première concerne les moyens expérimentaux et les méthodes d'analyse. La seconde partie regroupe les différentes campagnes d'essais, les résultats ainsi que leur étude.

La présentation des résultats débute par la présentation et l'analyse approfondies d'une campagne d'essais de référence. Une comparaison est également réalisée entre les résultats expérimentaux et la théorie ; à l'aide des équations définies dans le chapitre précédent (Chapitre 2, §5, p.91). De cette comparaison, les ordres de grandeurs caractéristiques du système étudié sont estimés. Dans un second temps, les résultats expérimentaux des autres campagnes d'essais sont présentés, comparés et discutés.

L'objectif de ce chapitre est d'appréhender la phénoménologie des transferts thermiques dans le MCP et de quantifier l'influence des paramètres géométriques de l'échangeur sur ces transferts.

1 Dispositif expérimental

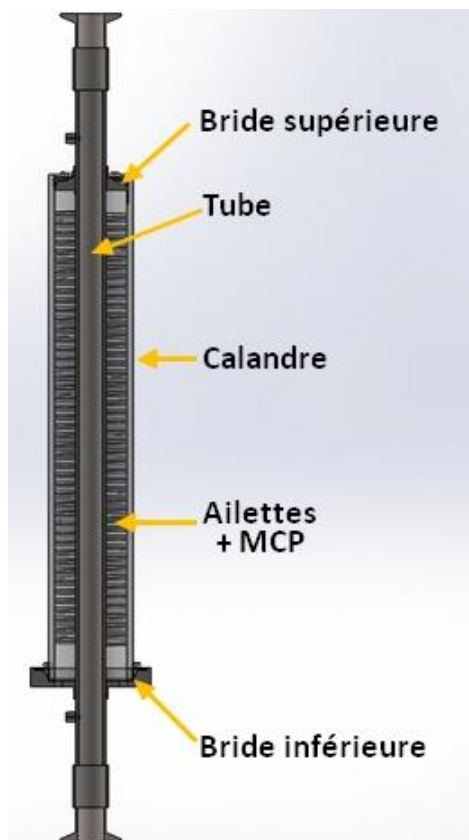


Figure 100 : Vue en coupe schématique d'une section d'essais.

Le montage de la boucle hydraulique est antérieur au travail présenté ici. La conception, l'assemblage et l'instrumentation des sections d'essais font partie intégrante de ce travail.

Toutes les sections d'essais qui sont présentées reposent sur une typologie similaire (Figure 100). Un tube est équipé de deux brides qui ferment une calandre en PMMA coaxiale. Un fluide caloporteur s'écoule dans le tube. Un MCP est placé autour du tube et est contenu par la calandre. Dans ce chapitre, les tubes sont ailettés. Le MCP est donc au contact des ailettes. Les calandres utilisées sont transparentes. Le changement d'état du MCP peut donc être suivi visuellement, sous réserve que celui-ci s'accompagne d'une modification des propriétés optiques du MCP.

1.1 La boucle hydraulique

La boucle hydraulique se compose de deux bains thermostatés, de deux pompes à vitesse de rotation variable et d'un circuit hydraulique équipé de dix vannes manuelles (Figure 101). La section d'essais, interchangeable, se raccorde au circuit hydraulique (Figure 102).

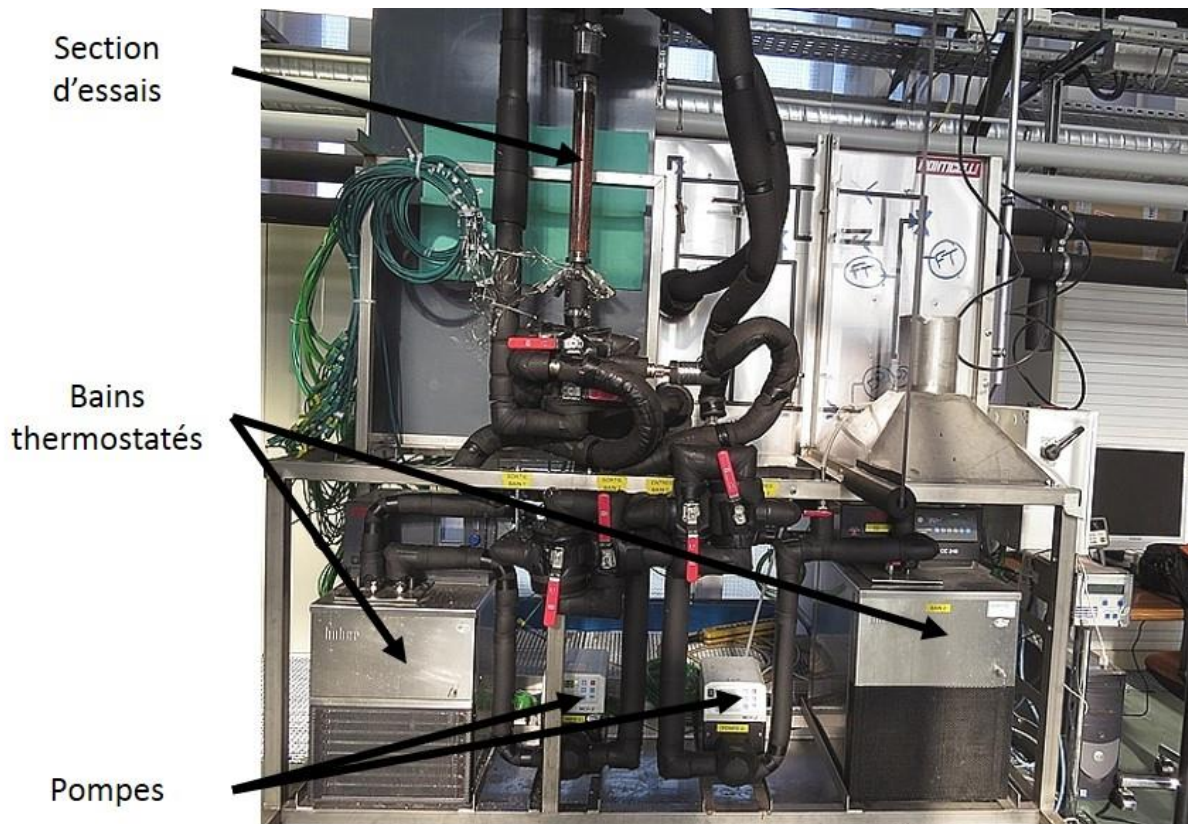


Figure 101 : Photographie de la boucle hydraulique expérimentale.

Les bains thermostatés⁵⁴ permettent la régulation en température du fluide caloporteur (de l'eau). Les deux pompes centrifuges⁵⁵ sont reliées aux bains. Elles permettent la mise en circulation du fluide dans la boucle. Ces pompes fonctionnent à vitesse de rotation variable. Le débit massique est réglé par ce biais et grâce au débitmètre massique⁵⁶ dont la mesure est donnée en temps réel sur un afficheur digital.

Un seul circuit est instrumenté en débit et en température (circuit de mesure). Durant la charge c'est le fluide en provenance du bain chaud qui parcourt ce circuit ; en décharge c'est le fluide du bain froid. Ce choix se fait par la manipulation des vannes V100 et V101.

Les vannes V011, V012, V021 et V022 permettent d'injecter le fluide caloporteur, en provenance du circuit de mesure, soit par le haut (V011 ouverte) soit par le bas de la section d'essais (V012 ouverte).

Enfin, les vannes V200 et V201 permettent la stabilisation de la section d'essais et du circuit hydraulique en température. Avant une charge par exemple, alors que le fluide chaud circule dans le circuit de mesure et par le bipsasse, c'est le fluide froid qui va traverser la section d'essais.

⁵⁴ Fisher Scientific CC240 (bain 1) et CC405 (bain 2)

⁵⁵ ISMATEC MCP-Z Standard

⁵⁶ Coriolis Micromotion Rosemount DS012S (FR002)

Les capteurs de température 'Tri' ($i \in \llbracket 1,6 \rrbracket$) sont des thermocouples de type K. Ils permettent un suivi de la température dans le circuit de mesure.

Une centrale d'acquisition⁵⁷ et un ordinateur récupèrent et enregistrent toutes les mesures issues des différents capteurs.

Une caméra (webcam) est placée en face de la section d'essais transparente. Des photos sont prises à un intervalle de temps régulier de quelques secondes.

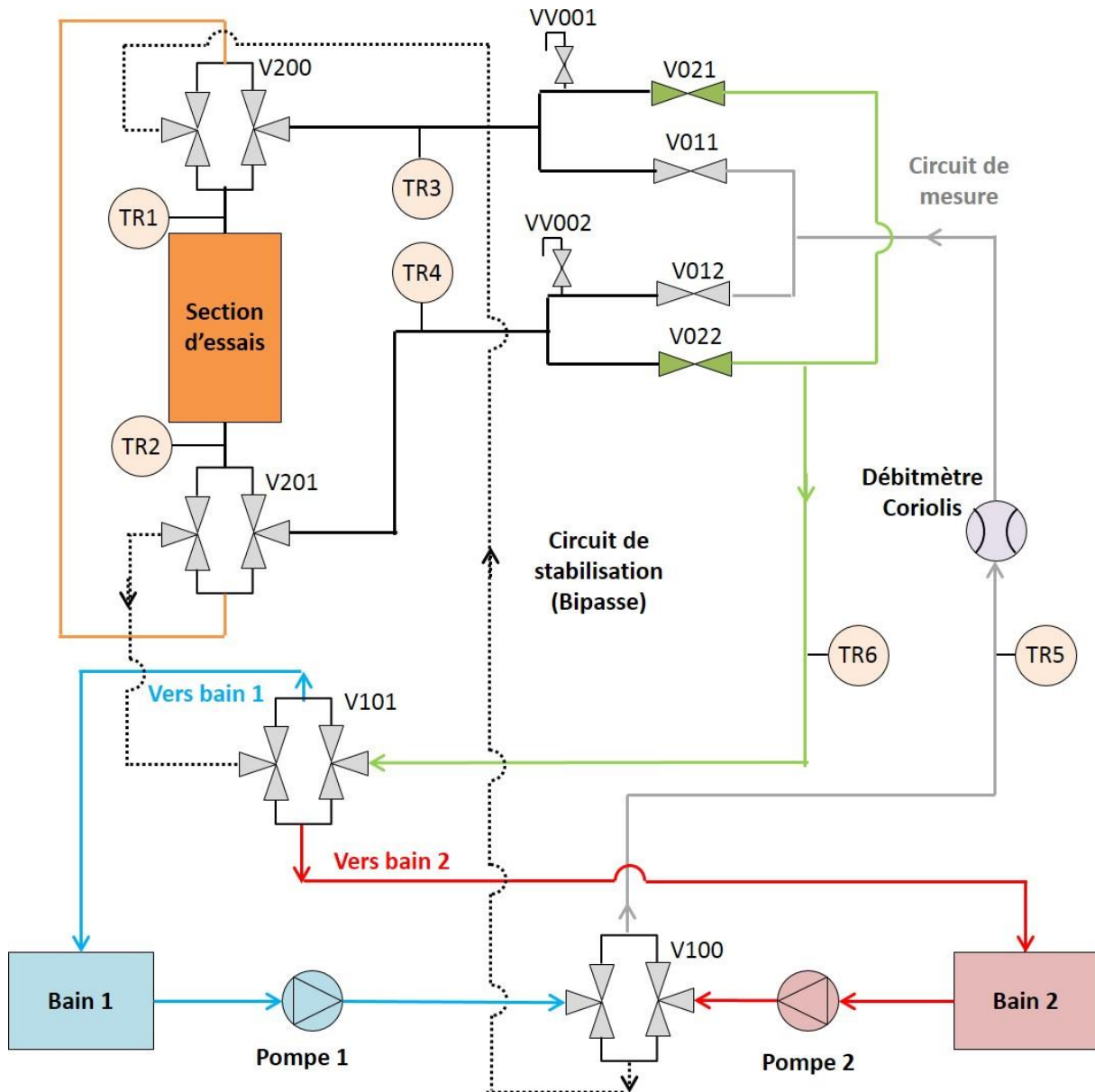


Figure 102 : Représentation schématique du circuit hydraulique expérimental.

⁵⁷ Multiplexeur Agilent, 34970A

1.2 Les sections d'essais

Deux tubes ailettes sont comparés dans le cadre de cette étude (Figure 104). Les tubes proviennent du même fournisseur (Hamon d'Hondt). Il s'agit de tube en acier à ailettes incrustées (type 'G') en aluminium. Les dimensions principales des tubes sont données par la Figure 103. Les ailettes ont une épaisseur qui varie de 0,45 mm à leur base à 0,35 mm en périphérie.

La différence principale entre ces deux tubes est la densité d'ailettes. Alors que le premier tube comporte 7 ailettes par pouce de tube (7 fpi : *fins per inch*), le second en comporte 1,4 fois plus : soit une densité de 10 fpi⁵⁸ (Figure 105). Bien que provenant du même fournisseur ces deux tubes se distinguent également par leur diamètre interne. Le tube ayant 7 fpi a un diamètre interne de 19,0 mm ; alors que celui ayant 10 fpi en a un de 17,8 mm⁵⁹. Cet écart sur les diamètres internes a une incidence sur le comportement de l'écoulement du fluide caloporteur ainsi que sur la surface d'échange entre le fluide caloporteur et le tube. Dans la mesure du possible, des paramétrages différents sont réalisés sur les deux tubes afin de contrebalancer cet écart sur les diamètres. Ces paramétrages sont explicités dans la suite du document.

La calandre en PMMA a un diamètre interne de l'ordre de 60 mm⁶⁰. L'espace annulaire ainsi laissé entre les ailettes et la calandre est inférieur à 2 mm. Le choix a été fait de laisser un espace le plus faible possible afin d'optimiser les transferts thermiques dans le MCP, tout en conservant un espace suffisamment important pour permettre le passage des thermocouples.

Les brides qui ferment les calandres sont en inox 304L. Les joints utilisés sont en PTFE. L'étanchéité est réalisée à l'extérieur de la calandre en bas, et à l'intérieur de celle-ci en haut. Les joints sont comprimés entre la bride et une rondelle par un système de vis (Figure 106 et Figure 107). La bride supérieure reste ouverte au cours des essais, ce qui permet de maintenir une pression constante et égale à 1 atm dans la partie supérieure du système.

Le MCP utilisé est une paraffine. Son nom commercial est « RT35HC » de Rubitherm®. Il s'agit d'eicosane pure (cf. Annexe 1, p.257). Les masses volumiques liquide et solide sont 770 et 880 kg/m³ respectivement, conduisant à un changement de volume de l'ordre de 14 % lors du passage d'un état à l'autre.

Le remplissage se fait en phase liquide : le MCP est versé dans la section d'essais par les ouvertures prévues à cet effet dans la bride supérieure (Figure 106). Pendant le remplissage, la section d'essais est maintenue en température autour de 55°C. Pour ce faire le fluide caloporteur chaud circule dans le tube central. Le remplissage est terminé lorsque le niveau liquide dépasse de 1 cm le haut des ailettes. Il reste alors 1 cm entre le niveau liquide et la surface intérieure de la bride supérieure.

⁵⁸ 7 fpi et 10 fpi correspondent à environ 276 ailettes par mètre et 394 ailettes par mètre respectivement ; i.e. à des pas d'ailettes respectifs de 3,63 et 2,54 mm. Dans la suite, il pourra être fait référence à ces tubes ailettes comme : le tube « 7 fpi » et le tube « 10 fpi ».

⁵⁹ Les deux morceaux de tubes qui sont utilisés dans cette étude ont été gracieusement fournis par Charles-André Lemarié, de la société Hamon d'Hondt. En théorie, ces tubes sont donnés pour un diamètre interne nominal de 20 mm, mais la tolérance va de 0 à -12 %. Etant donné qu'il n'était pas envisageable de lancer une production spécifique pour concevoir deux tubes rigoureusement identiques, il s'agit en fait de pièces hors-normes, de chutes de production, ou d'échantillons de contrôle mis de côté. Ce qui explique la différence sur les diamètres intérieurs.

⁶⁰ La valeur nominale est 60 mm, mais ces tubes de plastique sont obtenus par extrusion et la tolérance est relativement élevée. Le premier jeu de tubes en PMMA récupérés avait ainsi un diamètre interne de 57 mm, ce qui ne permettait pas le passage des ailettes. Un second jeu de tubes en PMMA a alors été récupéré et conservé pour les essais. La section du tube est légèrement ovale, avec un diamètre interne qui varie entre 60 mm et 61,4 mm. Le point important, ici, plus que le diamètre effectif, est que les calandres pour les deux tubes ailettes sont issues du même tube en PMMA et ont, en conséquence, les mêmes dimensions.

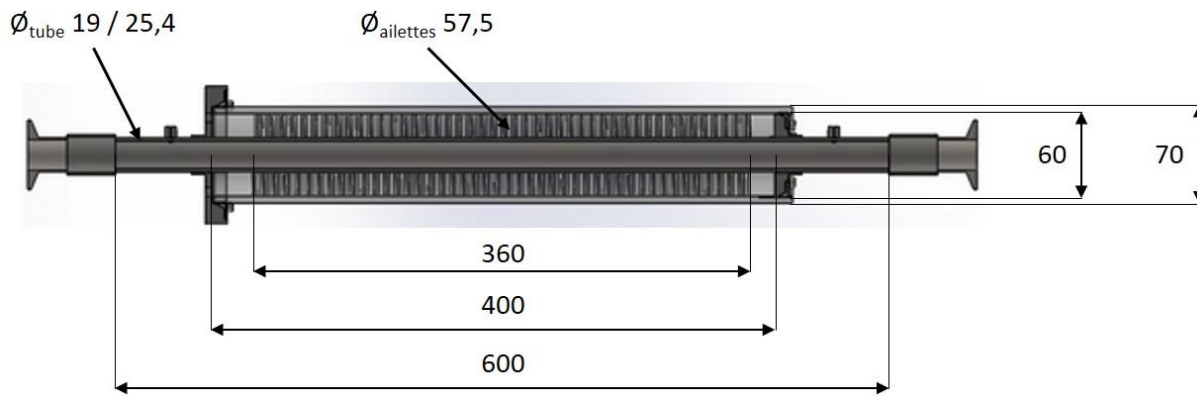


Figure 103 : Principales dimensions du tube ailetté 7 fpi. Les valeurs sont en millimètres.



Figure 104 : Tubes ailettés étudiés.



Figure 105 : Vue zoomée sur les différentes densités d'ailettes. 10 fpi à gauche, 7 fpi à droite

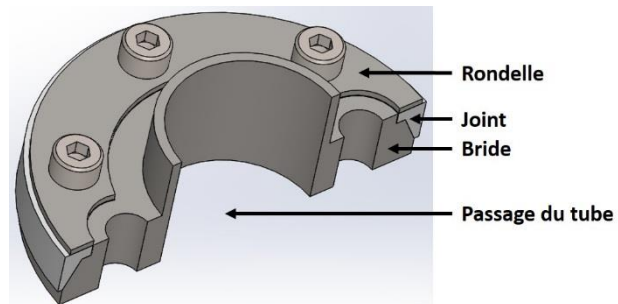


Figure 106 : Vue en coupe du dessin de la bride supérieure.

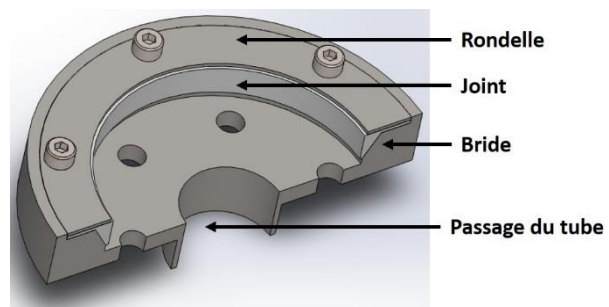


Figure 107 : Vue en coupe du dessin de la bride inférieure.

Le Tableau 25, ci-après, se penche plus spécifiquement sur les dimensions des deux tubes et sur leurs différences :

	$d_{\text{tube,in}}$ [m]	$d_{\text{tube,out}}$ [m]	ϵ_{eq} [-]	$S_{ech,MCP}$ [m ²]	ψ [-]	S_{ech}^* [m ² /m ³]
Tube à 7 fpi	19 10 ⁻³	25,4 10 ⁻³	90,4 %	0,45	18,7	514
Tube à 10 fpi	17,8 10 ⁻³	25,4 10 ⁻³	86,2 %	0,62	27,9	745

Tableau 25 : Comparaison des deux tubes ailetés.

où ϵ_{eq} est la porosité équivalente des ailettes dans le MCP, c'est-à-dire la fraction volumique d'ailettes dans le volume apparent occupé par les ailettes. Elle est donc définie comme étant le rapport du volume des ailettes sur le volume occupé par le MCP et les ailettes :

$$\epsilon_{eq} = \frac{V_{\text{ailette}}}{V_{\text{ailette}} + V_{MCP}} \quad (45)$$

Etant donné que la section est constante sur la hauteur du système, ce rapport se réduit à l'épaisseur de l'ailette (0,35 mm) sur le pas d'ailette :

$$\epsilon_{eq} = \frac{e_{\text{ailette}}}{p_{fpi}} \quad (46)$$

Par ailleurs, ψ est le rapport de la surface d'échange entre le tube aileté et le MCP sur celle entre le tube et le fluide caloporteur, défini tel que :

$$\psi = \frac{S_{ech,MCP}}{S_{ech,FC}} \quad (47)$$

Enfin, S_{ech}^* est la surface spécifique d'échange du tube avec le MCP, définie telle que :

$$S_{ech}^* = \frac{S_{ech,MCP}}{V_{MCP}} \quad (48)$$

1.3 L'instrumentation de la section d'essais

Deux thermocouples sont placés au centre de l'écoulement du fluide caloporteur, en amont et en aval de la section d'essais.

Dans le MCP, le placement des thermocouples est réalisé de telle sorte que la section d'essais est divisée, sur la hauteur, en cinq sections de dimensions similaires (Figure 108). Ces sections sont référencées de la lettre 'A' à la lettre 'E'. La Section 'A' étant la section supérieure et la 'E', la section inférieure. Chaque section est composée de deux couronnes de thermocouples : la couronne extérieure est représentée par les points rouges sur la Figure 109 ; les points violets correspondent à la couronne intérieure. Ainsi, chaque couronne comprend-elle quatre thermocouples placés à 90° les uns des autres (Figure 109). Les thermocouples sont placés à mi-hauteur de chaque section.

La nomenclature des thermocouples est la suivante : 'A-90-in' signifie que le thermocouple est sur la section A (Figure 108), à un angle de 90° et sur la couronne intérieure (Figure 109 et Figure 110). L'angle correspondant à 0° se situe face à l'observateur.

La totalité du volume est ainsi divisée en cinq éléments axiaux (les sections) ; chacun de ces éléments est de nouveau divisé en deux éléments radiaux (les couronnes), eux-mêmes divisés en quatre éléments angulaires (les thermocouples). Ce découpage du volume est représenté par les traits bleus sur les figures ci-dessous (Figure 108 et Figure 109). En définitive, il y a autant de volumes élémentaires que de thermocouples. A chaque thermocouple correspond donc un volume (Figure 110, à gauche). Ce « maillage » expérimental est défini de telle sorte que la totalité du volume soit divisée en autant de mailles qu'il y a de thermocouples.

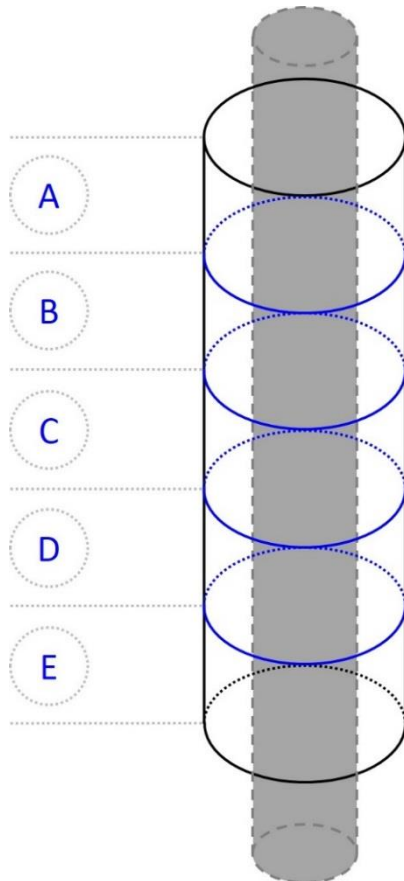


Figure 108 : Représentation schématique du découpage vertical. Le cylindre grisé représente le tube central. Le cylindre en traits continus noirs représente la calandre.

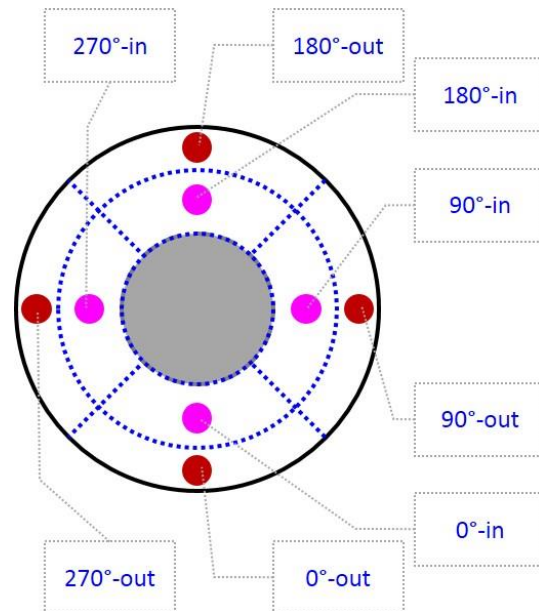


Figure 109 : Instrumentation – discrétisation angulaire et radiale. Les points rouges et violets correspondent à des thermocouples.

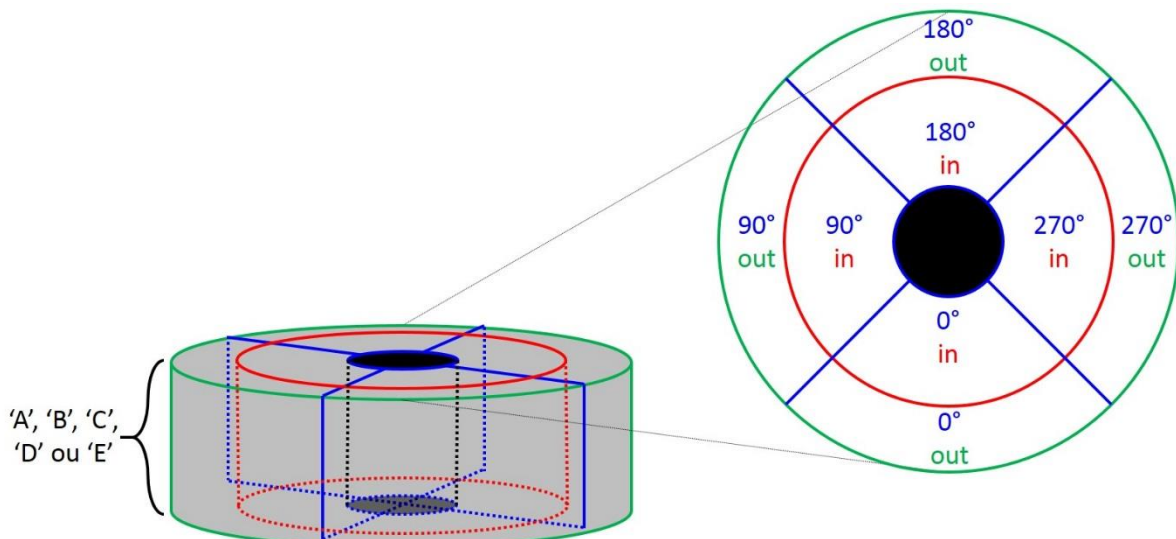


Figure 110 : Représentation schématique du maillage et des volumes associés.

La couronne extérieure se situe à 2 mm du bord extérieur des ailettes (c'est-à-dire à peu près à 14 mm de la base de l'ailette/du tube) et la couronne intérieure se situe à 10 mm du bord extérieur des ailettes (c'est-à-dire à environ 6 mm de la base de l'ailette/du tube). Ces valeurs ont été déterminées en considérant que le thermocouple devait se situer à peu près au centre de masse de la maille qu'il représentait et en essayant de faire en sorte que les mailles intérieures et extérieures aient le même volume.

Des supports en plastique (de même conductivité thermique que le MCP : $\sim 0,2 \text{ W/m/K}$) ont été conçus afin de s'assurer que tous les thermocouples sont à la même distance du bord des ailettes (Figure 111). Les supports font 12 mm de long et contiennent deux orifices d'1 mm de diamètre pour le passage des thermocouples. Ces trous se situent à 2 et 10 mm des bords du support. Ces supports ont une largeur égale au pas entre les ailettes (Figure 112). Ils sont donc plus larges pour le tube à 7 fpi que pour celui à 10.

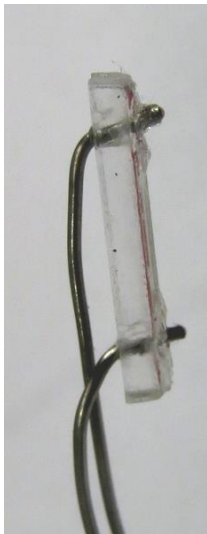


Figure 111 : Support à thermocouples.

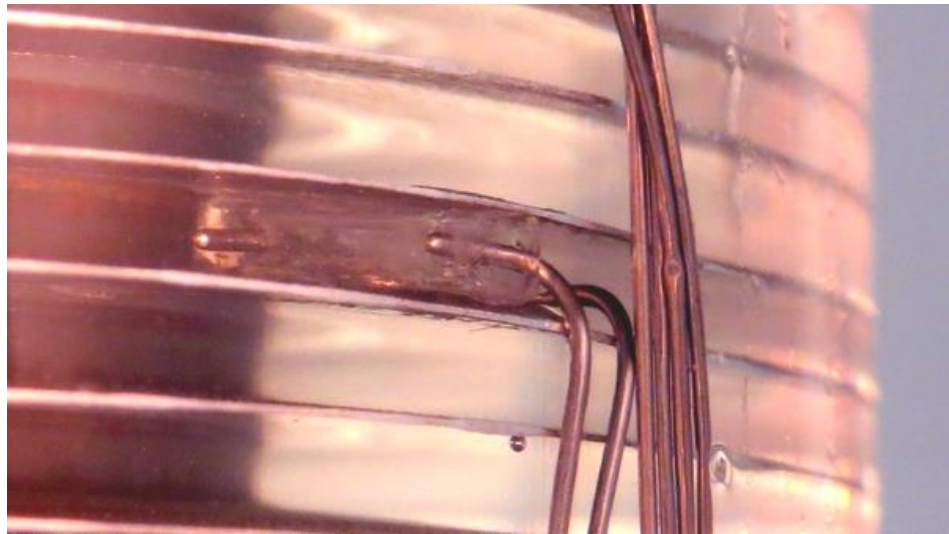


Figure 112 : Intégration du support à thermocouples entre les ailettes.

Les couronnes sont disposées régulièrement sur la hauteur de la section d'essais. La hauteur de MCP liquide est de 390 mm, les cinq sections font donc 78 mm chacune. Les thermocouples sont situés au milieu de chaque section, soit à 39, 117, 195, 273 et 351 mm respectivement, de la bride inférieure.

Les thermocouples sont tordus à 90° , puis ils sont enfoncés à travers les supports de telle sorte qu'ils dépassent très légèrement de ceux-ci (Figure 111), enfin ils sont fixés aux supports à l'aide d'un point de colle et le support est à son tour collé aux ailettes (Figure 112).

1.4 La précision des mesures

Les thermocouples utilisés sont de type K et nécessitent *de facto* un étalonnage. En effet, la tolérance (ou marge d'erreur) à l'achat peut atteindre $1,5 \text{ }^\circ\text{C}$ [223]. La sonde d'étalonnage à résistance de platine utilisée⁶¹ et le multimètre associé⁶² permettent d'atteindre une incertitude sur la température mesurée par les thermocouples de l'ordre de $0,1 \text{ }^\circ\text{C}$. Les erreurs effectivement corrigées au cours de l'étalonnage sont de l'ordre de $1 \text{ }^\circ\text{C}$, ce qui confirme l'aspect indispensable de ce protocole⁶³.

⁶¹ Rosemount, 162CE

⁶² Agilent, HP 3458A

⁶³ Ledit protocole est décrit en Annexe 2, p262.

L'incertitude sur la position des thermocouples est de 0,5 mm. Il n'est pas possible d'établir une incertitude associée sur la mesure de température étant donné que les gradients ne sont pas constants dans le domaine d'étude (phénomènes non linéaires et transitoires).

Concernant le déphasage des mesures, le diamètre de la gaine des thermocouples est de 0,5 mm et le temps de réponse associé est estimé à 0,025 s. Cette incertitude est négligeable devant le temps d'acquisition de la centrale : 2,5 s (pour les 60 voies). Concernant la centrale d'acquisition toujours, son incertitude sur la mesure de tension est inférieure à 0,01 %.

L'incertitude sur la mesure du débit est de 0,6 % (rapport d'étalonnage d'un organisme extérieur).

1.5 Les propriétés physiques et thermodynamiques

Concernant le MCP, les données pour la capacité thermique et l'enthalpie de changement de phase ont été obtenues par μ DSC⁶⁴ (Figure 113). Sur le graphique de gauche (solidification), le plus grand des deux pics est attribué à une transition solide/solide [224]. L'abscisse du point le plus haut de la courbe représentative de la capacité thermique équivalente au cours de la fusion/solidification est retenue comme étant la température de changement d'état à proprement parler. La température de solidification est donc 34,9 °C et celle de fusion est 36,2 °C.

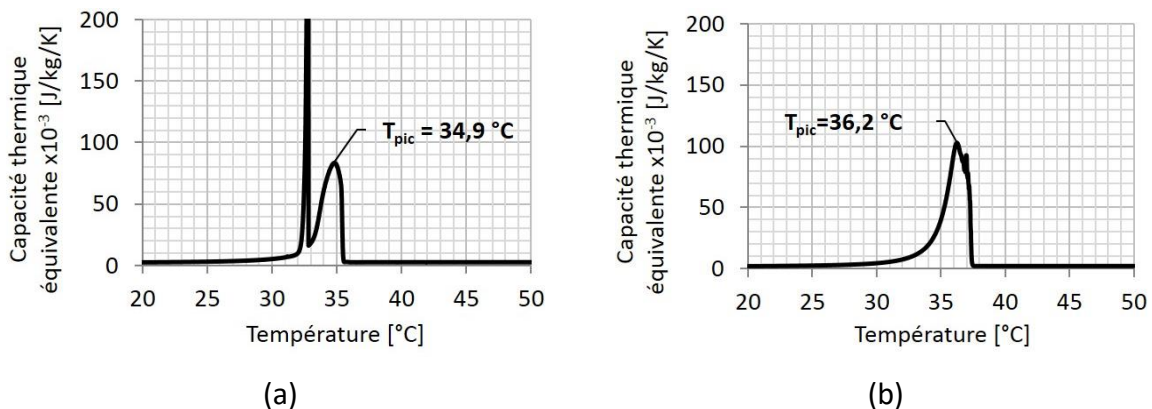


Figure 113 : Courbes obtenues par μ DSC de la RT35HC. En solidification à gauche (a), et en fusion à droite (b).

Différentes méthodes existent pour estimer la température de déclenchement et de fin du changement d'état. Les valeurs ainsi estimées dépendent de la méthode d'analyse mais aussi de la calorimétrie elle-même. Les courbes varient d'un type de calorimètre à un autre ; elles dépendent aussi de la vitesse à laquelle est réalisée la mesure.

Dans le cadre de cette étude, la méthode des tangentes a été utilisée. Pour commencer, les courbes de la capacité thermique équivalente ont été intégrées afin d'obtenir les courbes d'enthalpie spécifique du MCP. La température de référence est choisie à 20 °C. Sur la totalité de la plage de mesure, c'est-à-dire entre 20 et 50 °C, les variations d'enthalpies spécifiques mesurées diffèrent de moins de 0,1 % entre les essais exothermique et endothermique. Elles sont égales à 302,3 et 302,2 kJ/kg respectivement. Les différentes étapes de la méthode sont :

1. tracer les tangentes à la courbe d'enthalpie spécifique, de part et d'autre du changement de phase (qui se traduit par une augmentation brusque de l'enthalpie spécifique sur une plage de température réduite) ;
2. tracer la tangente à la courbe pour la température de changement d'état déterminée préalablement ;

⁶⁴ Calorimètre μ DSC7evo, de 10 et 50 °C, à 0,05 °C/min

3. récupérer les coordonnées des points d'intersection des deux premières tangentes tracées avec la troisième. Les abscisses de ces coordonnées représentent les températures de déclenchement et de fin. La différence des ordonnées est l'enthalpie de changement de phase à proprement parler.

La mise en œuvre de cette méthode est représentée sur les figures suivantes pour l'essai exothermique (Figure 114) et endothermique (Figure 115). Les courbes noires représentent l'évolution de l'enthalpie spécifique en fonction de la température. Les lignes discontinues bleues et rouges représentent les tangentes de part et d'autre du 'saut' d'enthalpie spécifique. Les vertes sont les tangentes à la courbe tracées à la température de changement d'état.

L'analyse de ces courbes par la méthode dite « des tangentes » indique que la solidification (Figure 114) commence à 35,4 °C et se termine à 32,6 °C. Quant à la fusion (Figure 115), elle débute autour de 34,9 °C et se termine à 37,2 °C. Les enthalpies de changement d'état mesurées avec cette méthode sont 230 700 et 229 200 J/kg pour la solidification et la fusion, respectivement. La différence relative entre ces deux valeurs est inférieure à 0,7 %. La valeur retenue dans la suite du document est 230 000 J/kg. Sur la plage de 20 à 50 °C, l'enthalpie de changement de phase représente donc 76 % de la variation d'enthalpie totale sur la même plage.

Les valeurs obtenues pour la capacité thermique et l'enthalpie de changement d'état sont cohérentes avec d'autres études sur l'eicosane [58;224].

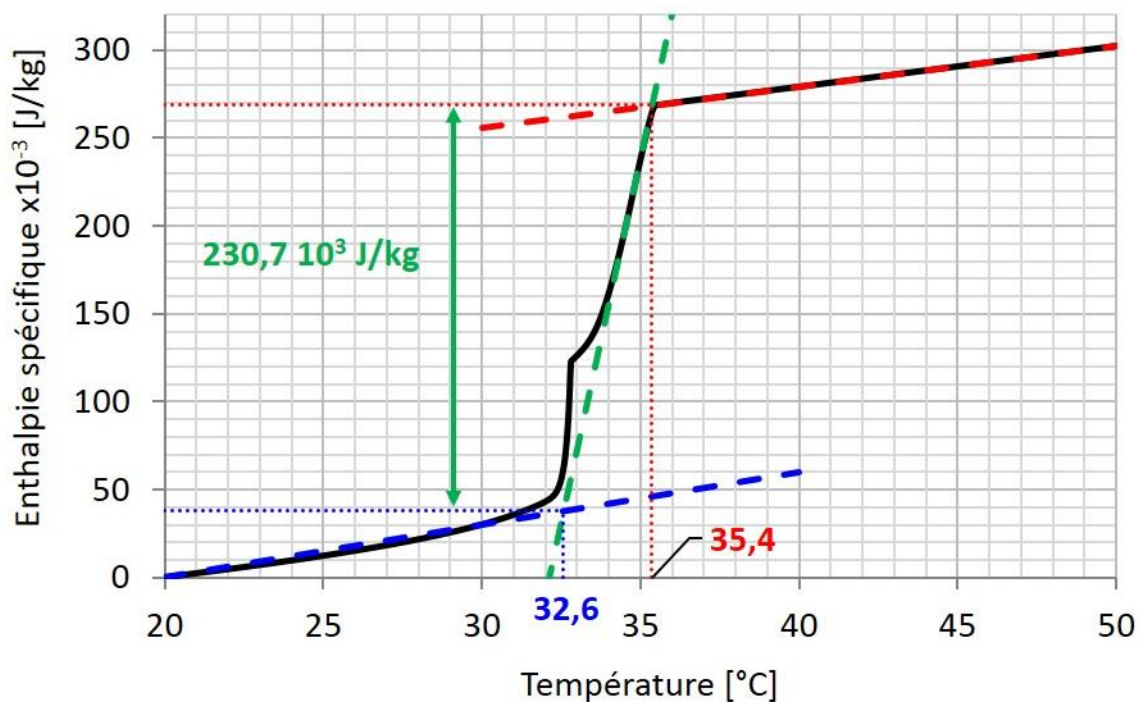


Figure 114 : Application de la méthode des tangentes sur l'essai de calorimétrie exothermique : solidification.

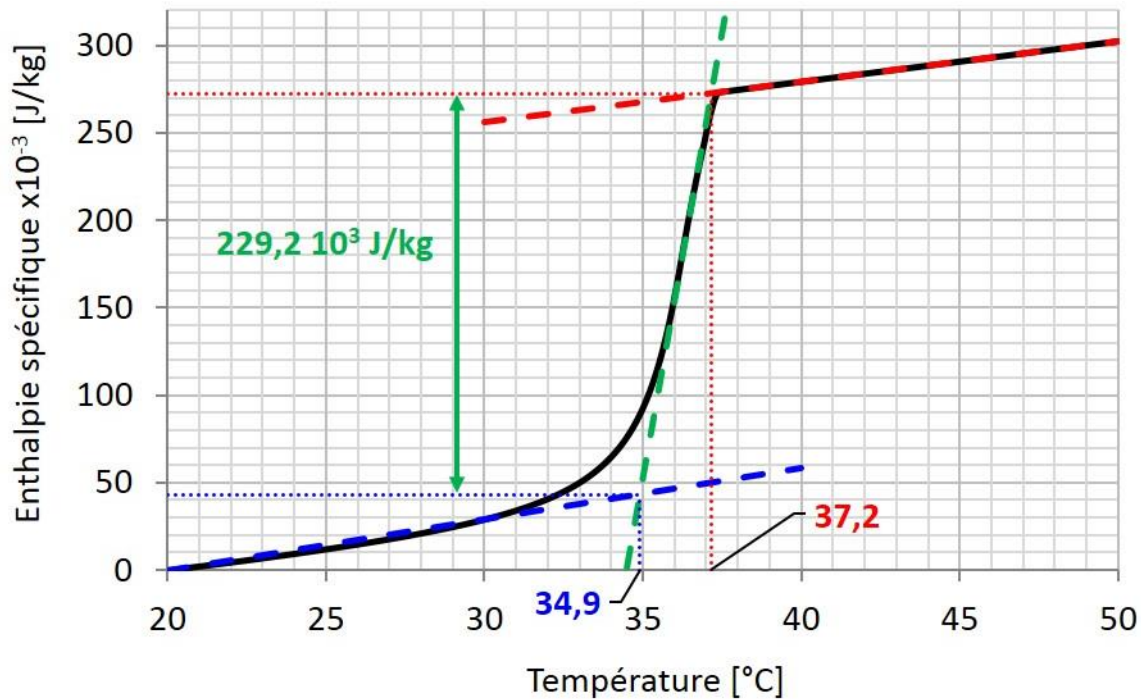


Figure 115 : Application de la méthode des tangentes sur l'essai de calorimétrie endothermique : fusion.

Les données listées ci-après (Tableau 26) sont celles qui ont été retenues pour le MCP, le tube (acier) et les ailettes (aluminium). La viscosité de l'eicosane est de $3,1 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m/s}$ [225] et son coefficient de dilatabilité de $7,14 \cdot 10^{-4} \text{ K}^{-1}$ [224].

	c_p [J/kg/K]	ρ [kg/m ³]	λ [W/m/K]	m_{tot} [kg]	
				7 fpi	10 fpi
Acier P235GH	460	7 850	57	0,70	0,81
Aluminium	900	2 700	220	0,20	0,28
Eicosane solide	2 219	880	0,2	0,67	0,65
Eicosane liquide	2 323	770	0,2		

Tableau 26 : Propriétés et masse des matériaux. Les valeurs en gras ont été mesurées.

1.6 Les inserts

Comme il en a été fait mention (Chapitre 2, §5.2.2.3, p.99), la solution retenue pour sortir du régime d'écoulement de convection mixte est le recours à des inserts. Les deux géométries d'insert sélectionnées sont soit cylindrique (Figure 116) soit hélicoïdale (Figure 117).

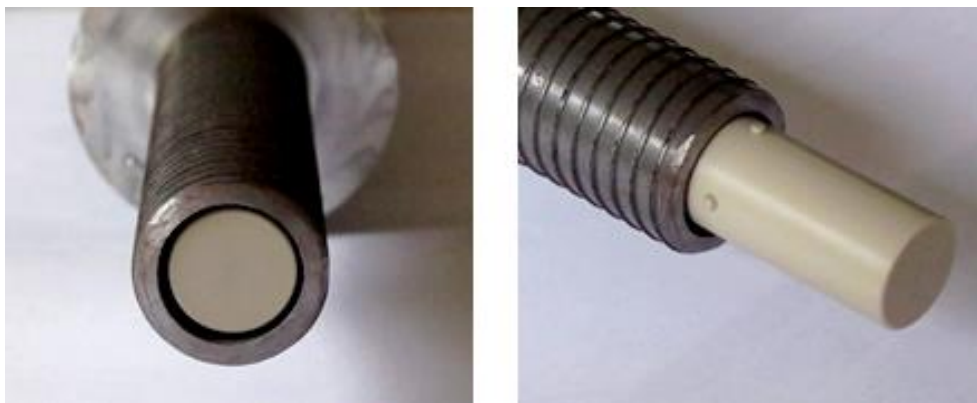


Figure 116 : Insert cylindrique destinés à canaliser le fluide.

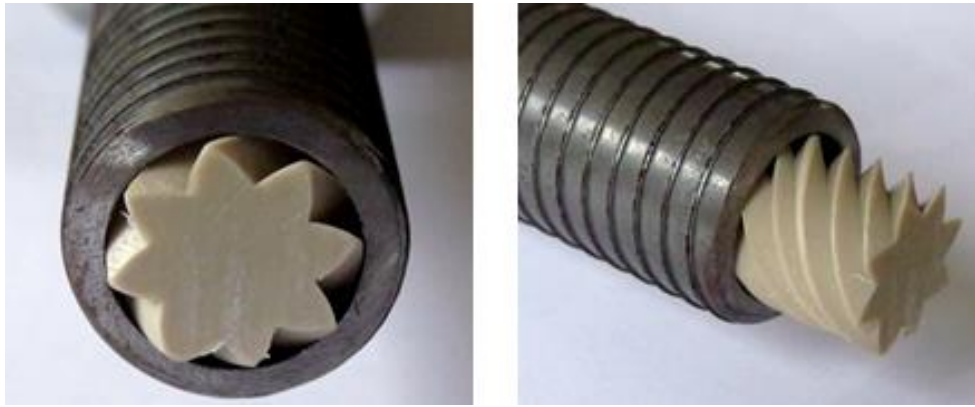


Figure 117 : Insert hélicoïdal destinés à canaliser le fluide.

La géométrie cylindrique est la géométrie de référence. L'écoulement y est plus prédictible et caractérisable qu'autour des inserts hélicoïdaux. C'est donc de l'insert cylindrique qu'il s'agit dans l'approche théorique qui suit.

Le diamètre externe de la conduite est fixe ; la réduction du diamètre hydraulique est fonction de l'augmentation du diamètre de l'insert seulement, suivant l'équation :

$$D_h = D_{ext} - D_{int} \quad (49)$$

En effet, quand le diamètre de l'insert cylindrique D_{int} augmente, le diamètre du tube D_{ext} étant fixé par ailleurs, le diamètre hydraulique D_h diminue. Cela implique bien que l'augmentation du diamètre de l'insert résulte en une diminution du diamètre hydraulique de l'écoulement.

La Figure 118 représente graphiquement le coefficient de convection forcée en fonction du diamètre relatif de l'insert cylindrique (Figure 118, courbe bleue), en régime développé hydrodynamiquement mais se développant thermiquement, dans une conduite droite à section annulaire, dans le cas d'une température de paroi imposée, calculé avec l'éq.(37) (p101). Lorsque le rapport des diamètres est égal à 0, cela correspond à un cas sans insert cylindrique.

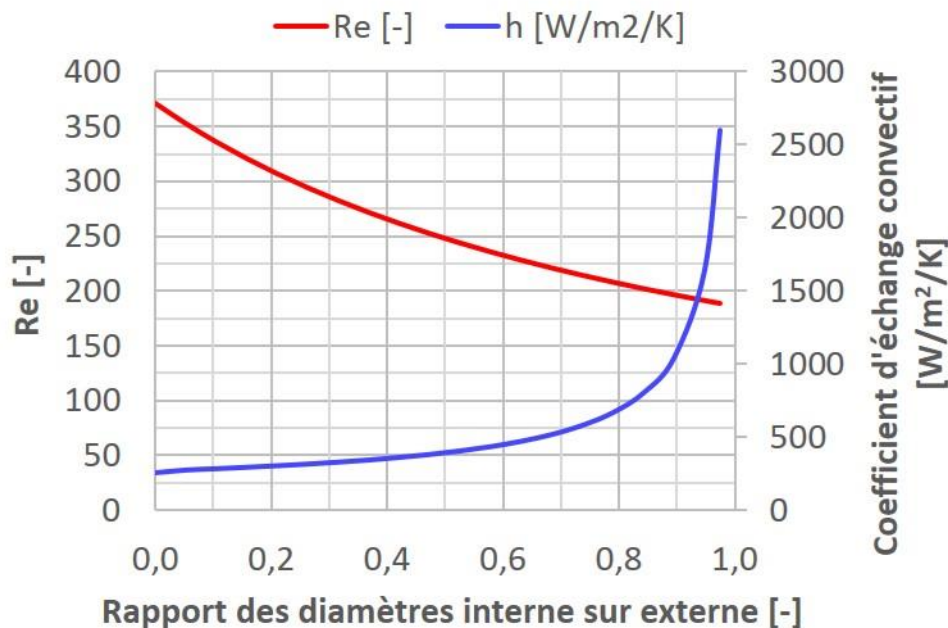


Figure 118 : Evolution du nombre de Reynolds et du coefficient d'échange convectif en fonction du rapport du diamètre de l'insert (diamètre interne de l'écoulement annulaire) sur le diamètre du tube (diamètre externe de la conduite annulaire), à débit massique constant.

Sur la même figure, la courbe rouge représente l'évolution du nombre de Reynolds dans la même configuration. Bien que le nombre de Reynolds et le nombre de Nusselt diminuent avec l'augmentation relative du diamètre de l'insert, le coefficient d'échange augmente, du fait de la diminution du diamètre hydraulique.

Afin de réduire au maximum l'influence des forces de flottabilité et d'augmenter en parallèle les échanges thermiques, les diamètres hydrauliques choisis sont faibles. Autour des inserts hélicoïdaux, la vitesse absolue moyenne du fluide est plus élevée qu'autour des inserts cylindriques. Il est attendu que les échanges thermiques convectifs soient plus importants dans la configuration avec les inserts hélicoïdaux.

Les dimensions des inserts sont résumées dans le Tableau 27 ci-après. La variable σ est la fraction surfacique de la section de passage du tube qui est occupée par l'insert. Quant à γ , il s'agit de l'angle de l'écoulement par rapport à la verticale.

Les dimensions ont été choisies dans l'objectif de conserver les grandeurs caractéristiques entre les différentes configurations. Les tubes « 7 fpi » et « 10 fpi » n'ayant pas le même diamètre interne (cf. Chapitre 3, §1.2, p.106), les dimensions des inserts ont été choisies de façon à compenser cette différence. C'est pourquoi les diamètres hydrauliques sont différents. *In fine*, les produits du coefficient d'échange théorique avec la section d'échange (diamètre interne du tube) présentent une variation inférieure à 0,1 % entre les deux configurations d'insert cylindrique ; alors que la différence des diamètres internes des tubes est de 6,5 %.

	Insert cylindrique			Insert hélicoïdal – pour 1 canal		
	D_{insert} [m]	D_h [m]	σ [-]	γ [-]	D_h [m]	σ [-]
7 fpi	17,0	$2,0 \times 10^{-3}$	80,1 %	58,4°	$2,3 \times 10^{-3}$	66,2 %
10 fpi	15,9	$1,9 \times 10^{-3}$	79,8 %	56,8°	$2,2 \times 10^{-3}$	67,4 %

Tableau 27 : Comparaison géométrique des différents inserts.

Chacun des inserts cylindriques et hélicoïdaux est spécifique à un tube. Les dimensions des inserts ont été déterminées de sorte que les écoulements autour des inserts pour le tube « 7 fpi » soient comparables à ceux autour des inserts du tube « 10 fpi ». Dans la partie suivante, les grandeurs caractéristiques et les régimes d'écoulement pour chaque configuration sont estimés. L'influence des inserts sur le régime d'écoulement et sur les forces de flottabilité sur l'écoulement y est attestée.

1.7 Les régimes d'écoulement du fluide caloporteur

Les conditions opératoires de références sont : un débit massique du fluide caloporteur de 9,0 kg/h, une température de stabilisation à 20 ou 50 °C et une température du fluide caloporteur, en entrée, à 50 ou 20 °C, selon qu'il s'agit d'une charge ou d'une décharge, respectivement. Les nombres adimensionnels caractéristiques de l'écoulement sont donnés dans le Tableau 28. Les nombres de Prandtl de l'eau à 20 et à 50 °C vont de 7 à 3,6 respectivement [58].

		Charge // $T_{FC} = 50\text{ °C}$			Décharge // $T_{FC} = 20\text{ °C}$	
	\bar{v} [m/s]	Re [-]	Ra [-]	Re [-]	Ra [-]	
7 fpi	Sans insert	0,009	310	$5,3 \times 10^6$	170	$1,4 \times 10^6$
	Cylindrique	0,045	160	$6,2 \times 10^3$	90	$1,7 \times 10^3$
	Hélicoïdal	0,050	210	$9,3 \times 10^3$	110	$2,5 \times 10^3$
10 fpi	Sans insert	0,010	330	$4,4 \times 10^6$	180	$1,2 \times 10^6$
	Cylindrique	0,050	170	$5,3 \times 10^3$	90	$1,4 \times 10^3$
	Hélicoïdal	0,056	220	$8,1 \times 10^3$	120	$2,2 \times 10^3$

Tableau 28 : Grandeurs caractéristiques des écoulements, pour chaque configuration et selon les conditions opératoires.

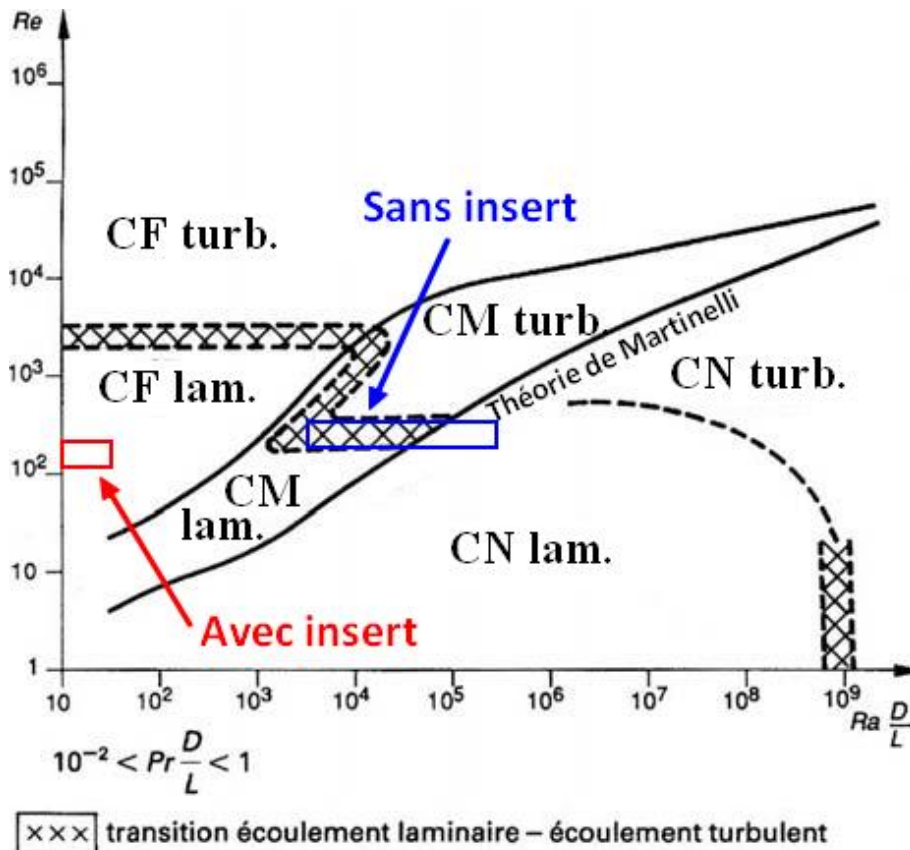


Figure 119 : Carte des régimes de convection de Metals et Eckert [221] et projection des zones de fonctionnement avec et sans insert.

Le nombre de Rayleigh a été estimé en prenant la différence entre la température du fluide caloporteur en entrée (20 ou 50 °C) et celle de changement de phase (35 °C). Il apparaît

clairement que l'utilisation d'insert réduit le diamètre hydraulique et, par suite, diminue le nombre de Rayleigh de plusieurs ordres de grandeur. Le nombre de Richardson, qui caractérise le rapport de l'énergie potentielle gravitationnelle sur l'énergie cinétique de l'écoulement, est supérieur à 1 sans insert ($5 < Ri < 16$) et est largement inférieur à 1 avec les inserts ($< 0,07$). Cela confirme bien l'hypothèse selon laquelle le régime d'écoulement sans insert est fortement influencé par les forces gravitationnelles, alors que celles-ci sont négligeables quand les inserts sont utilisés.

Les vitesses sont plus importantes dans le tube à 10 fpi que dans le tube à 7 fpi. Toutefois, la surface interne du tube est aussi plus faible. L'idée est d'avoir un coefficient d'échange convectif global (non-surfacique) qui soit similaire dans les deux cas.

Au fur et à mesure d'un essai les différences de température entre le fluide caloporteur et le MCP diminuent, ce qui implique que le nombre de Rayleigh diminue également. Les points de fonctionnement usuels, dans les conditions susmentionnées, sont projetés sur la carte des régimes de convection de Metais et Eckert [221] (Figure 119)⁶⁵.

Avec insert, le régime de convection est de la convection forcée laminaire. Sans insert, le régime de convection est de la convection mixte en transition laminaire-turbulent.

1.8 Le bilan d'énergie

L'objectif de l'étude est de comparer les performances des différentes géométries et des modes opératoires : charge ou décharge ; injection par le haut ou par le bas. Une comparaison visuelle, en observant l'avancée du front de fusion/solidification comporte trop d'incertitudes. Un bilan d'énergie sur l'écoulement du fluide caloporteur est également incertain à cause des pertes thermiques et de la précision de la mesure. En effet, d'une part l'utilisation d'un thermocouple dans les écoulements avec insert est fortement intrusive : l'espace annulaire, autour des inserts cylindriques est de 1 mm ; et d'autre part la mesure de la température dans un écoulement recirculant (caractéristique d'un régime influencée par de la convection naturelle) est rendue difficile par un signal bruité⁶⁶. En définitive, le choix est fait d'avoir recours à un bilan d'énergie intégratif dans le MCP lui-même⁶⁷.

La méthode retenue consiste à placer plusieurs thermocouples dans le MCP. A chaque thermocouple est associé un volume élémentaire constitué d'une partie du MCP, des ailettes et parfois du tube situé directement autour du point de mesure du thermocouple. L'ensemble des thermocouples et leur volume élémentaire associé forment alors un maillage expérimental (Figure 108, Figure 109, Figure 110, p.109).

Soit le système ouvert composé par le MCP, les ailettes, le tube et l'eau contenue dans un volume de 400 mm de haut et 60 mm de diamètre. Les transformations subies sont supposées isobares. L'énergie stockée/récupérée à un instant t est calculée telle que :

$$E_{tot}(t) = \left| \sum_{i=1}^{40} [E_{MCP}^i(t) + E_{ailettes}^i(t) + E_{tube}^i(t)] + E_{FC} \right| \quad (50)$$

⁶⁵ La borne gauche du rectangle bleu (cas sans insert) correspond à une différence de température pour le calcul du nombre de Rayleigh qui est égal à 1 °C. En tout état de cause, au cours d'un essai, le nombre de Rayleigh doit tendre vers 0 (équilibre thermique dans un système adiabatique). Pour plus de clarté, il a été décidé de ne pas étendre la zone bleue jusqu'à l'ordonnée (qui correspond à un nombre de Rayleigh de 0, c'est-à-dire à une différence de température nulle).

⁶⁶ Ces signaux, bruités, sont présentés dans la partie « Résultats » Chapitre 3, §2.4, p143.

⁶⁷ La méthode dont il est question ici et son utilisation ont déjà fait l'objet de publications [54;87;226]. Initialement développée par Caron-Soupart et al. [54], la méthode a été améliorée et modifiée au cours du travail de thèse présenté dans ce document. L'adimensionnalisation, proposée par Caron-Soupart et al. [54], n'est pas reprise ici.

où :

$$E_{MCP}^i(t) = m_{MCP}^i \int_{T_{init}}^{T^i} c_{p,MCP}(T^i) dT \quad (51)$$

$$E_{ailettes}^i(t) = m_{ailettes}^i c_{p,aluminium}(T^i(t) - T_{init}) \quad (52)$$

$$E_{tube}^i(t) = m_{tube}^i c_{p,acier}(T^i(t) - T_{init}) \quad (53)$$

$$E_{FC}(t) = (m \cdot c_p)_{FC} \times \left(\frac{(T_{in}(t) + T_{out}(t))}{2} - T_{init} \right) \quad (54)$$

où T^i est la température mesurée par le $i^{ème}$ thermocouple, c'est-à-dire la température au centre de la $i^{ème}$ cellule (ou volume élémentaire). Les variables m_{MCP}^i , $m_{ailettes}^i$ et m_{tube}^i sont les masses de MCP, d'aluminium (ailettes) et d'acier (tube) associées à la $i^{ème}$ cellule. La masse de MCP dans une maille donnée est calculée à partir de la densité liquide et est supposée constante au cours de l'essai. Concernant la masse du tube, elle est associée aux thermocouples les plus proches du tube.

L'énergie $E_{FC}(t)$ est calculée séparément du maillage expérimental. C'est une estimation de la variation du contenu énergétique de la masse d'eau m_{FC} comprise dans le volume intérieur du tube par rapport à l'état initial. Par exemple, avant une décharge, l'eau circulant dans ce volume est à 50 °C. A la fin de la décharge, la totalité de l'eau comprise dans ce domaine sera à 20 °C. C'est la variation d'énergie associée qui est prise en compte.

Alors que $E_{ailettes}^i$, E_{tube}^i et E_{FC} sont des énergies « sensibles », E_{MCP}^i est calculée à partir de la capacité thermique équivalente du MCP, obtenue par μ DSC, et prend en compte l'enthalpie de changement de phase. Une représentation schématique de la part de chacune de ces énergies dans le total est donnée ci-dessous (Figure 120).

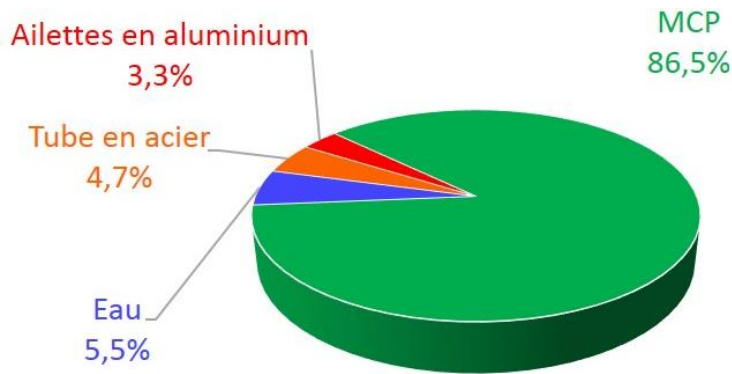


Figure 120 : Représentation schématique de la part des différents constituants dans le calcul de l'énergie totale. Cas du tube « 10 fpi » sans insert⁶⁸.

Une fois l'essai terminé, l'énergie récupérée/stockée ainsi calculée est comparée à une énergie stockable/récupérable théorique maximale. Cette dernière est définie telle que :

$$E_{max} = |E_{fin} - E_{init}| \quad (55)$$

⁶⁸ La part de métal dans le tube « 7 fpi » est moindre car le tube est moins épais et qu'il y a moins d'ailettes. Les parts respectives de l'énergie totale sont 4,1 % et 2,2 %. Par ailleurs, il y a plus de MCP car il y a moins d'ailettes. La part de MCP atteint donc 87,7 %. La part de l'eau est donc de 6 %. La variation d'énergie sensible dans le volume d'eau est comparable à celle dans les ailettes et dans le tube. Dans les géométries avec un insert, le volume d'eau contenu dans le système est réduit au profit des inserts dont la capacité thermique est plus faible (1 300 J/kg). Il en résulte que l'énergie sensible comprise dans le volume occupé par l'eau et les inserts est plus faible que dans le même volume occupé seulement d'eau. Par conséquent, les parts relatives des autres constituants augmentent. Ainsi la variation d'énergie dans le MCP atteint-elle 90 % de la variation d'énergie totale.

où E_{fin} et E_{init} sont les énergies de deux états hypothétiques pour lesquels la totalité de la section d'essais est à la température T_{max} ou T_{min} . Ces énergies sont définies telles que :

$$E_{fin} = \begin{cases} E(T_{max}), & \text{en charge} \\ E(T_{min}), & \text{en décharge} \end{cases} \quad (56)$$

$$E_{init} = \begin{cases} E(T_{min}), & \text{en charge} \\ E(T_{max}), & \text{en décharge} \end{cases} \quad (57)$$

où T_{max} et T_{min} sont la plus haute et la plus basse température mesurées à l'état initial et final, respectivement ou non.

$$T_{max} = \begin{cases} \max(T_{fin}^i), & \text{en charge} \\ \max(T_{init}^i), & \text{en décharge} \end{cases} \quad (58)$$

$$T_{min} = \begin{cases} \min(T_{init}^i), & \text{en charge} \\ \min(T_{fin}^i), & \text{en décharge} \end{cases} \quad (59)$$

Finalement, un temps caractéristique de fusion/charge et de solidification/décharge est déterminé comme suit :

$$t_c = t \mid E_{tot}(t) = 0,90 E_{max} \quad (60)$$

C'est-à-dire le temps nécessaire pour stocker/récupérer 90 % de l'énergie maximale théoriquement stockable/récupérable. Ce seuil, de 90 %, est choisi empiriquement à partir de l'observation des résultats expérimentaux. Plus spécifiquement, il a été déterminé à partir de la forme de la courbe représentative de l'évolution de l'énergie totale en fonction du temps. Sur la courbe, une rupture de pente apparaît clairement quand l'énergie stockée/récupérée atteint 90-96 % de l'énergie maximale (Figure 121).

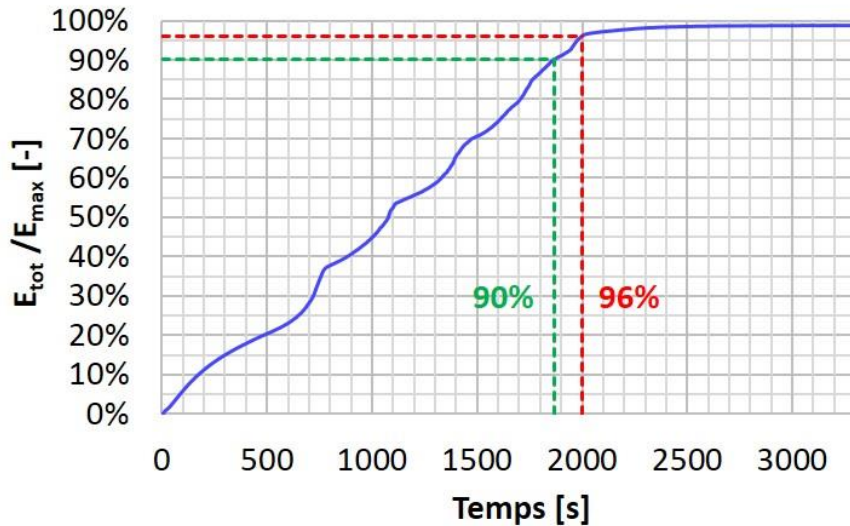


Figure 121 : Exemple de l'évolution de l'énergie stockée dans la section d'essais dans le cas d'une charge. Dans le cas présent, une rupture de pente survient autour de 97 % de l'énergie totale stockée.

L'énergie caractéristique associée au temps caractéristique est :

$$E_c = E(t) \mid t = t_c \quad (61)$$

En conclusion, une approche expérimentale, basé sur les mesures de température dans le MCP, est défini dans le but d'estimer un temps caractéristique de charge (fusion) et de décharge (solidification). Le modèle physique repose sur trois étapes. Premièrement, l'énergie stockée/récupérée est estimée à partir des mesures de thermométrie. Deuxièmement, un

maximum théorique est calculé. Finalement, le temps caractéristique est obtenu en comparant ces deux grandeurs.

L'énergie totale stockée/récupérée dans la section d'essais est la somme de l'énergie stockée/récupérée dans le fluide caloporteur, dans le tube métallique, dans les ailettes et dans le MCP à un instant donné par rapport à un instant initial. L'énergie stockable/récupérable théorique maximale est établie de la même manière entre deux valeurs de température qui sont la température la plus basse et la température la plus haute mesurées à l'état initial et final. Les temps caractéristiques de charge et décharge sont définis comme étant les temps nécessaires pour que 90 % de l'énergie totale stockable/récupérable soit transféré. Toutes ces valeurs sont calculées à partir du maillage expérimental de thermocouples disposés dans la section d'essais.

Ce modèle comporte un certain nombre d'approximations et d'incertitudes, aussi le paragraphe suivant est-il dédié à l'étude de ces incertitudes et aux biais de la méthode.

1.9 Discussion autour de la méthode d'estimation du temps caractéristique.

Le modèle tel qu'il a été décrit précédemment repose sur plusieurs hypothèses, les deux principales sont :

- la température est considérée homogène dans chaque maille ;
- la masse de MCP dans chaque volume élémentaire est supposée constante.

Si la température dans chaque maille était réellement homogène, cela impliquerait que le MCP est à la même température que les ailettes et que le tube qui l'entoure. Ce qui, par définition, signifierait que les transferts thermiques entre ces éléments, au sein même de la maille, sont nuls. Il est donc évident que cette hypothèse est fautive aussi longtemps que l'état est instationnaire (c'est-à-dire, aussi longtemps que des transferts thermiques ont lieu entre les ailettes et le MCP). Elle est toutefois d'autant plus vraie que le système se rapproche d'un régime stationnaire (système complètement chargé ou déchargé), où la température des différents éléments au sein d'une maille tend vers la même valeur asymptotique.

La méthode proposée est utilisée pour estimer le temps qui sépare deux états stationnaires. En conséquence, les incertitudes liées à cette première hypothèse sont estimées acceptables. Cela sera montré par la suite.

Un autre point, toujours lié à cette première hypothèse, est que la température dans le MCP est considérée comme étant la même dans tout le volume de la maille. Aussi cela signifie-t-il que lorsque le front de fusion/solidification passe par le thermocouple, le modèle suppose que la totalité de la maille est fondue/solidifiée.

La seconde hypothèse concerne la masse du MCP : dans le modèle la masse de chaque maille est constante. Dans les faits, le MCP subit un changement de densité au cours de sa transition de phase. Etant donné qu'une maille est définie par le volume qui lui est attribué, la masse ne peut pas être constante au cours de l'essai.

L'analyse traditionnelle, analytique, des incertitudes n'est pas envisageable ici. Effectivement, d'une part l'expression analytique de la capacité thermique équivalente du MCP n'est pas connue ; d'autre part l'incertitude sur la température induite par l'incertitude sur la position des thermocouples n'est pas connue non plus. Pour cette raison, une analyse de sensibilité est réalisée pour quantifier l'erreur générée par les imprécisions de mesures et les approximations du modèle. Pour ce faire, les étapes suivantes sont suivies :

1. l'incertitude de 0,1 °C est ajoutée ou retirée au champ de température mesuré.

2. la masse du MCP dans chaque maille est maximisée ou minimisée. Autrement dit, la masse totale est redistribuée dans les mailles en considérant soit que tout le MCP est solide, soit qu'il est entièrement liquide.
3. l'énergie stockée/récupérée dans l'acier du tube et l'aluminium des ailettes est également maximisée ou minimisée, en considérant qu'ils sont à la température du fluide caloporteur soit en entrée, soit en sortie.
4. les gradients thermiques dans le MCP sont estimés à chaque pas de temps et la température dans chaque maille est maximisée/minimisée en conséquence. Ce faisant, la température de référence dans chaque maille est, non plus celle mesurée au centre de la maille, mais celle estimée au bout de la maille.

In fine, l'énergie totale est calculée et est comparée à la courbe originale telle qu'elle est obtenue avec le modèle proposé. Il apparaît que, dans les pires cas considérés, l'erreur sur les temps caractéristiques estimés est de $-3,7\%/+5,2\%$ (Figure 122). L'importance de cette erreur relative est à nuancer. D'une part parce que les hypothèses ont été poussées à leur maximum et qu'il n'est pas vraisemblable de considérer que la température du tube et des ailettes est celle du fluide caloporteur, ou bien que la température de la maille est la température à son extrémité,... et d'autre part parce que la même méthode est utilisée pour toutes les géométries, ainsi les erreurs inhérentes au modèle sont transportées d'un cas à l'autre. De ce fait, bien que les valeurs estimées du temps caractéristiques soient, dans l'absolu, sujettes à cette erreur, la comparaison relative de plusieurs de ces temps caractéristiques n'en est pas moins cohérente pour autant.

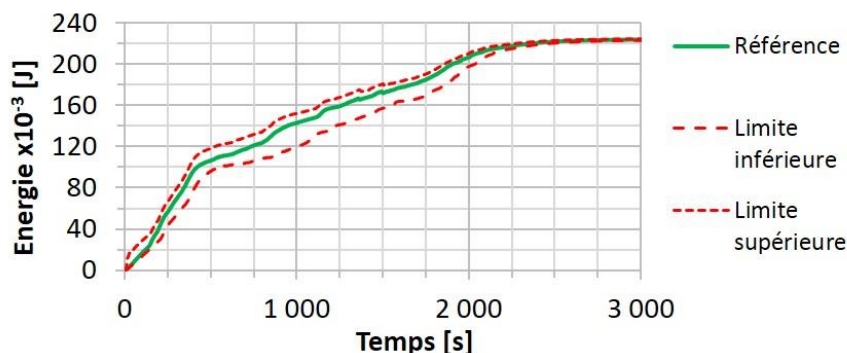


Figure 122 : Estimation des bornes du modèle physique selon les hypothèses choisies.

Les incertitudes concernant la capacité thermique équivalente ne sont pas prises en compte ici. Bien que l'incertitude sur la position du pic de changement de phase soit importante, elle n'intervient qu'au cours du changement de phase lui-même. Or, le modèle a pour vocation à estimer le temps entre deux états stationnaires où le MCP est soit totalement fondu, soit totalement solidifié. L'état intermédiaire de la courbe d'évolution de l'énergie n'est pas utilisé.

Les incertitudes concernant le vieillissement thermique de la paraffine ont été étudiées et les résultats sont disponibles en Annexe 3, p.260. La conclusion de cette étude est que la paraffine semble se modifier légèrement après un millier d'heures de maintien en phase liquide au contact d'un échantillon de tube en acier à ailettes en aluminium. La modification est négligeable dans le cadre des campagnes d'essais réalisées.

Les hypothèses prises pour réaliser cette étude de sensibilité donnent les bornes du modèle. Peu important les hypothèses choisies initialement dans la conception du modèle, la courbe d'énergie calculée se trouvera entre ces deux extrêmes. Elle sera plus ou moins proche de l'une ou de l'autre en fonction des hypothèses sélectionnées. En termes de résultats, la

valeur absolue de l'énergie stockée ou récupérée à un instant donné est l'objet d'une incertitude forte, comme le montre la figure précédente (Figure 122). Comme cela avait été prédit, les incertitudes sont plus faibles à proximité des états stationnaires. En définitive, le temps caractéristique étant estimé au niveau de l'état quasi-stationnaire final, l'incertitude sur celui-ci reste relativement faible (-3,7 %/+5,2 %). Enfin, la comparaison de courbes issues de différents essais, comme il s'agit d'une analyse relative, reste soumise à des incertitudes faibles dues principalement aux imprécisions de mesure.

2 Campagnes d'essais

Pour s'adapter à la demande des réseaux de chaleur, il faut pouvoir décharger le système rapidement. L'objectif, ici, est de comprendre la phénoménologie du changement de phase ainsi que l'influence des ailettes et des inserts sur les performances thermiques des sections d'essais. Plus le changement de phase se fait rapidement, plus les performances thermiques sont considérées comme étant bonnes.

Dans cette partie sont présentés les résultats expérimentaux ainsi que l'analyse qui en a été faite. Dans un premier temps, les résultats d'un cas de référence sont présentés. Il s'agit du tube « 10 fpi », avec un insert cylindrique. Par la suite, les six géométries et les quatre modes opératoires sont comparés les uns aux autres. Les tendances principales, en termes de performances thermiques, sont identifiées. Enfin, la troisième sous-partie se concentre sur l'observation de la convection mixte dans le fluide caloporteur (en l'absence d'insert), de son impact sur les résultats et de la nécessité d'utiliser des inserts dans un cadre d'utilisation industrielle d'un système à échelle 1.

2.1 Introduction

Chacun des deux tubes peut être testé avec l'insert cylindrique, avec l'insert hélicoïdal ou sans insert. Ce qui donne un total de six géométries différentes. Pour chaque géométrie, l'essai réalisé est soit une charge, soit une décharge qui peut être réalisée soit en injectant le fluide caloporteur par le haut, soit par le bas. C'est-à-dire qu'il y a quatre modes opératoires distincts pour chacune des six géométries. Ce sont donc 24 configurations distinctes (6 géométries x 4 modes opératoires) qui sont étudiées.

Chaque type d'essai a été réalisé au moins trois fois, afin de s'assurer de la répétabilité. *In fine*, ce ne sont pas moins de 210 essais qui ont été réalisés. Avant chacun d'entre eux, la section d'essais a été stabilisée en température. D'une manière générale, la répétabilité est excellente d'un essai à l'autre, comme cela est présenté par la suite (Chapitre 3, §2.4.4.3, p.152). A titre de rappel, les charges se font par injection d'eau chaude à 50 °C et les décharges par injection d'eau froide à 20 °C ; le débit-cible de fluide caloporteur est $2,5 \times 10^{-3}$ kg/s (9 kg/h).

La Figure 123 présente une photographie du système, prise au cours d'un essai de décharge avec injection d'eau froide par le haut. Cette première photographie a pour objectif de présenter les différentes formes du MCP. La partie la plus blanche représente le MCP solide. Tout le MCP encore liquide, sous le niveau liquide, est transparent. La zone intermédiaire, entre le blanc et le transparent, représente la *mushy zone*.

Les mesures de température indiquent un comportement thermique axisymétrique des sections d'essais. En effet, sur la Figure 124, tirée d'un essai pris au hasard, les écarts de température entre deux thermocouples dont seule la position angulaire varie sont relativement faibles : $<0,5$ °C durant la majorité de l'essai. Le pic, à 1200 s, sur la Figure 124, correspond au changement d'état. En conséquence, les courbes de température présentées dans la suite sont des moyennes angulaires. Ainsi, en reprenant la nomenclature établie précédemment, *A-in* représente-t-il la température moyenne des mesures des thermocouples *A-0°-in*, *A-90°-in*, *A-180°-in* et *A-270°-in*. Ce faisant, les résultats présentés s'affranchissent d'une partie des perturbations locales.

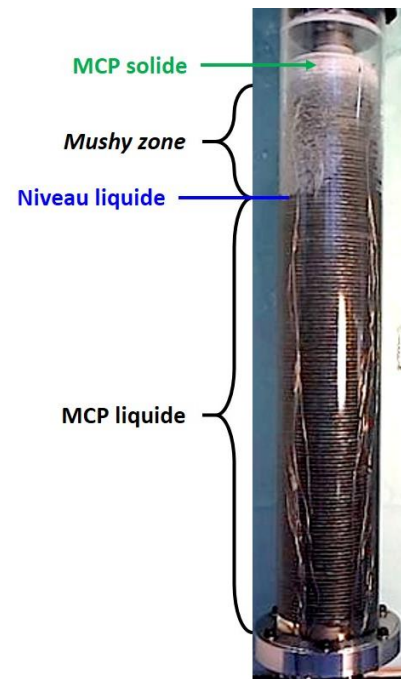


Figure 123 : Photo de la section d'essai en cours de décharge. Présentation des différentes formes du MCP.

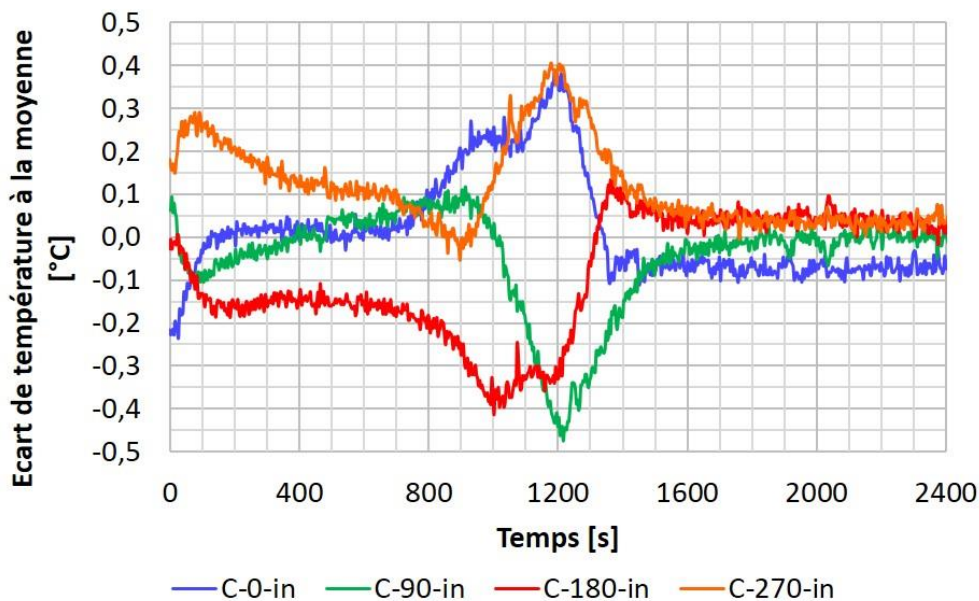


Figure 124 : Etude de l'axisymétrie. Ecart de température à la moyenne pour quatre thermocouples à position angulaire différente (charge par le haut, tube « 10 fpi », insert cylindrique).

2.2 Le cas de référence

Le cas de référence sélectionné est le tube « 10 fpi », équipé de l'insert cylindrique. Le choix est fait d'avoir recours à un cas de référence avec un insert cylindrique car c'est avec cet insert que l'écoulement du fluide caloporteur est le mieux connu. Le tube « 10 fpi » a été préféré au tube « 7 fpi » car la dynamique dans le MCP est plus rapide, du fait du nombre plus élevé d'ailettes. De ce fait, l'influence du mode opératoire est plus visible.

2.2.1 Résultats expérimentaux

2.2.1.1 Décharge par le haut

La Figure 125 regroupe 7 photographies de la section d'essais, prises à différents instants. Au cours du processus de solidification, le MCP subit un retrait volumique. Le niveau liquide initial est à 1 cm au-dessus de l'ailette la plus haute. Au début de l'essai, la diminution du niveau liquide (traits continus cyan sur la Figure 125) est bien visible entre 0 et 300 s. La diminution du niveau liquide est alors proportionnelle à la fraction de MCP solidifié⁶⁹. Ce n'est plus vrai après la 300^e s où le niveau liquide est visuellement influencé par la présence de MCP solidifié contre la paroi de la calandre et par un retrait volumique radial. En effet, le MCP qui a commencé à se solidifier ne coule plus et subit un retrait volumique radial : il est maintenu entre les ailettes par capillarité et par viscosité, ce qui entraîne un assèchement de la paroi de la calandre. Cette zone, où le MCP n'est plus tout à fait liquide mais n'est pas encore solide est la *mushy zone* (rectangles violets sur la Figure 125 : en dessous du front de solidification, mais au-dessus du niveau liquide). Dès la 300^e s, du MCP solide apparaît sur les ailettes les plus hautes. Le front de solidification est représenté par des traits discontinus jaunes sur la Figure 125. De la 600^e s jusqu'à la fin de l'essai, le front de solidification avance régulièrement. Les flèches bleues verticales sont toutes de la même taille et font office d'étalon. La distance parcourue par le front de solidification est quasiment la même entre chaque photo. Les photos étant prises à intervalle de temps régulier, la vitesse du front de solidification est constante.

La Figure 126 renseigne sur l'évolution de la température dans le MCP au cours de ce même essai. Les lignes continues représentent la température sur la couronne intérieure de thermocouples ; et celles discontinues, sur celle extérieure (cf. Chapitre 3, §1.3, p.108).

Le refroidissement sensible du MCP se fait en 360 s (Figure 126, zone 'I'). Après quoi toute la section d'essais est à la température de changement de phase. La température, au cours de la solidification, est stable, constante et se maintient entre 34 à 33 °C. La solidification dans la section la plus basse, en 'E' (courbes orange), se termine lorsque la température descend en dessous de 33 °C, à la 1 750^e s (ligne verticale noire discontinue à droite). Trois zones sont ainsi distinguées. Le refroidissement sensible 'I', la solidification 'II' et la stabilisation de la section d'essais à la température d'injection du fluide caloporteur 'III'. Comme sur les photographies, il apparaît que le front de solidification progresse axialement et de manière régulière. Les flèches (noires) de la Figure 126 servent d'étalon et représente 300 s. Sachant que la distance axiale qui sépare deux sections de thermocouples est de 78 mm ; la vitesse axiale de progression du front de fusion est estimée à 0,26 mm/s.

Les courbes de température sont légèrement différentes sur la couronne de thermocouples extérieure que sur celle intérieure. Au niveau de la couronne extérieure (courbes discontinues) la fin de solidification s'accompagne d'une chute de température plus brusque. En effet, alors que la fin du palier de solidification est déphasée entre chaque couple de courbes (traits verticaux bleus, sur la Figure 126), les courbes des couronnes extérieures se rapprochent des courbes des couronnes intérieures jusqu'à ce qu'elles se superposent (flèche discontinue bleue). En d'autres termes, la température s'homogénéise entre les deux couronnes ('in' et 'out') de chaque section ('A', 'B', 'C',...), après le changement de phase. Par ailleurs, il apparaît clairement que la courbe de la température en 'A-in' (courbe bleue continue) subit une rupture de pente (indiquée par la flèche bleue continue) : la valeur absolue de la dérivée augmente soudainement en ce point. Cette nouvelle diminution de la pente intervient au moment précis où la solidification se termine en 'A-out' (trait bleu

⁶⁹ La variation relative du volume spécifique induite par le changement de phase est de 13 %. La variation relative du volume spécifique liée au refroidissement (dilatabilité) est de 1 %.

verticale, de droite). Entre 500 s et 720 s (double flèche bleue, sur la Figure 126), alors que le MCP en 'A-in' est déjà solidifié, son sous-refroidissement est en quelque sorte gêné par le MCP qui est encore en train de se solidifier autour de 'A-out'. Tant que le MCP adjacent se solidifie sa température reste quasiment constante, ce qui implique qu'au fur et à mesure du sous-refroidissement en 'A-in', la différence de température entre 'A-out' et 'A-in' augmente. Dès que tout le MCP, sur le rayon, est fondu, la température s'homogénéise rapidement (flèche bleue discontinue). La même conclusion est tirée par Bayón et al. [91]. Ils constatent que le volume mort de MCP (*i.e.* le MCP qui est loin des ailettes) ne fond pas et ralentit la fusion du MCP adjacent aux ailettes.

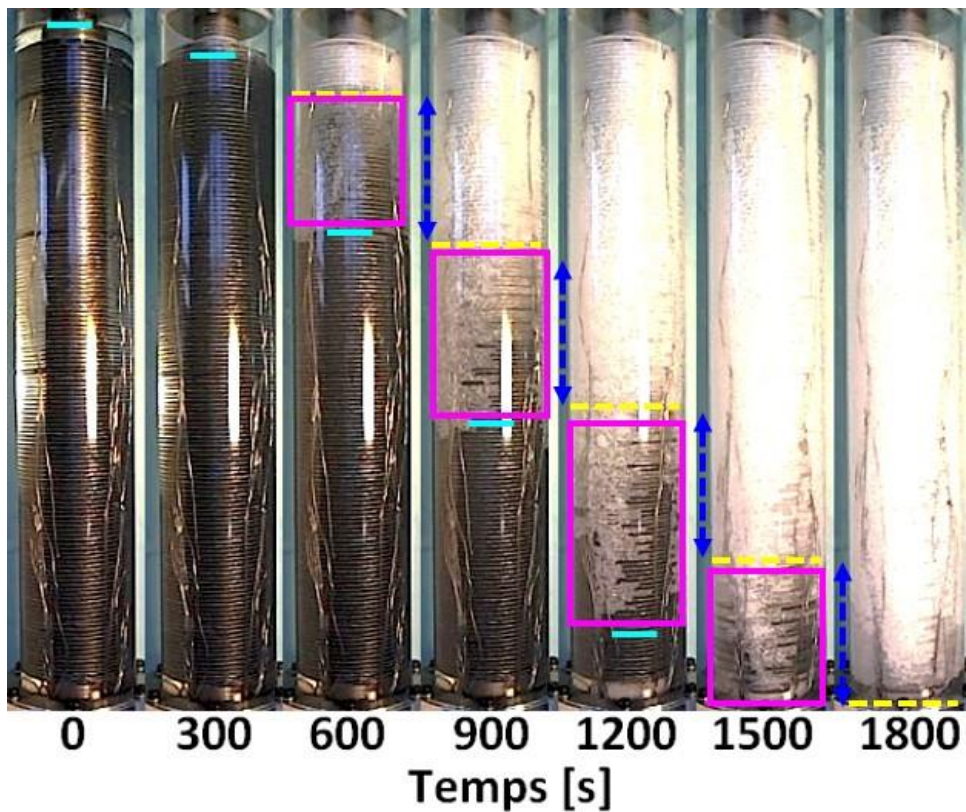


Figure 125 : Photos prises au cours d'une décharge par le haut (10 fpi, insert cylindrique).

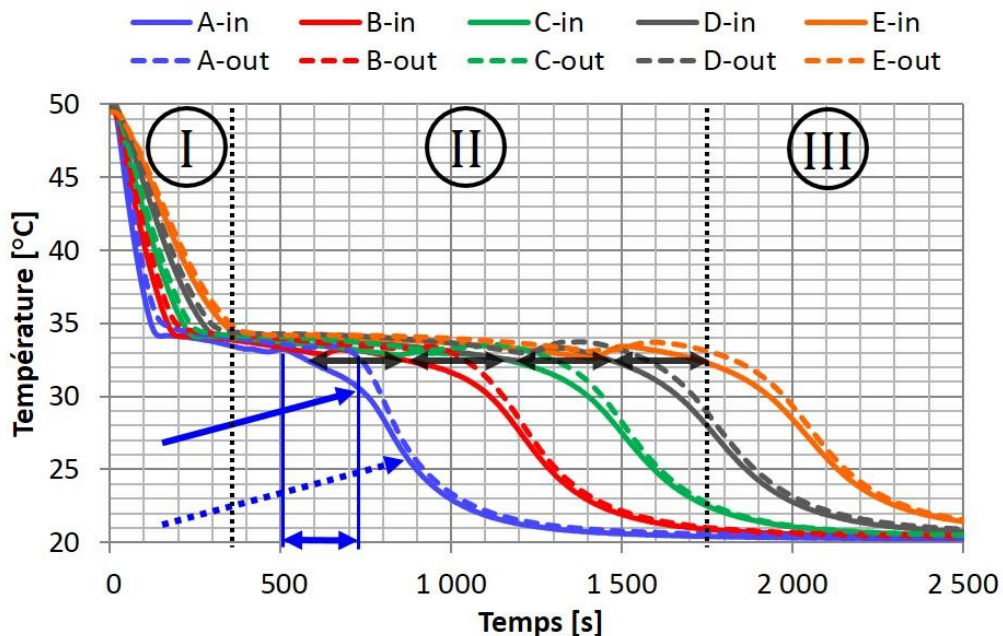


Figure 126 : Température dans le MCP (décharge par le haut, tube « 10 fpi », avec l'insert cylindrique).

En zoomant sur la Figure 126 et en n'affichant qu'une seule courbe, un motif caractéristique d'une surfusion est observable (Figure 127, au niveau de la flèche): la température augmente de manière brusque avant de se remettre à diminuer. Ce motif se répète pour chacune des courbes et survient entre 32 et 33 °C. Cette plage de température correspond à la température de transition solide/solide de l'eicosane (Figure 113, p.111). Cette remontée en température est ici attribuée à un phénomène de « sur-solidification ».

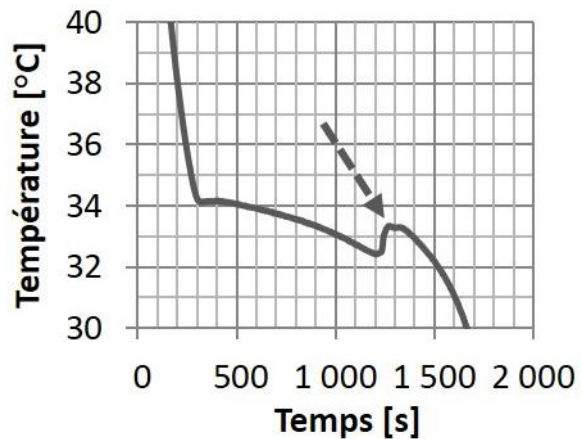


Figure 127 : Zoom sur l'évolution de la température en 'D-in'. Aperçu de la « sur-solidification ».

2.2.1.2 Décharge par le bas

Le comportement thermique du MCP est différent lorsque la décharge est réalisée par le bas (Figure 128). Le MCP se solidifie d'abord dans la partie inférieure de la section d'essais (le front de solidification est représenté par des traits discontinus jaunes). Au fur et à mesure que le MCP, en bas, se solidifie, celui-ci subit un retrait volumique et du MCP encore liquide vient combler le vide ainsi généré. Ce faisant, le niveau de la surface libre de MCP liquide descend (traits cyans). Ce phénomène est nettement visible sur les 600 premières secondes de l'essai. Il entraîne le dénoyage de la partie haute du tube ailetté ainsi qu'un assèchement de la paroi de la calandre (ovale vert). C'est-à-dire que la paroi de la calandre n'est plus en contact avec du MCP liquide. Dans le cas de la décharge par le haut, aucun dénoyage de l'échangeur n'a été observé.

Le niveau liquide continue de diminuer entre la 600^e et la 900^e s, comme l'indique la baisse du niveau liquide (traits cyans). Toutefois, celle-ci ne s'accompagne pas du dénoyage de l'échangeur. En effet, cet assèchement de la paroi est induit par l'apparition d'une *mushy zone*, comme l'indique le MCP solide en paroi (rectangle violet). En effet, le MCP partiellement solidifié est maintenu entre les ailettes et ne coule plus. Le retrait volumique qu'il subit est alors essentiellement radial et la paroi de la calandre s'assèche. Un peu de MCP, partiellement solidifié, adhère à la calandre et termine sa solidification sur la paroi de celle-ci. Le dénoyage de l'échangeur ne peut avoir lieu que si le MCP est encore totalement liquide.

Etant donné que du MCP liquide comble les vides générés par la solidification en partie basse, la masse de MCP solide au niveau des sections inférieures de l'échangeur à la fin de l'essai est supérieure à celle des sections supérieures de la section d'essais. Il y a en fait un transfert de masse des parties hautes vers les parties basses. *A contrario*, à la fin d'une décharge par le haut, la répartition de la masse du MCP solide est plus homogène dans la section d'essais, car la solidification se fait de haut en bas.

Du fait de ce transfert de matière, il y a moins de masse liquide à solidifier en partie haute de l'échangeur que dans les autres sections de celui-ci. Par conséquent, le changement de phase se fait plus rapidement en section 'A'. *In fine*, il en résulte que le changement de phase se termine au même moment au niveau des sections 'A' et 'B' (Figure 129, flèche violette discontinue). Sur la Figure 128, au niveau du rectangle rouge, le manque de MCP solide dans la partie haute est nettement visible. D'autre part, et toujours à cause du retrait volumique du MCP en partie basse, dès la 1 200^e s un second front de solidification apparaît en partie haute de la section d'essais (rectangle discontinu jaune sur la Figure 128). Le front de solidification ascendant et celui descendant se rejoignent autour de la 1 500^e s (rectangle bleu).

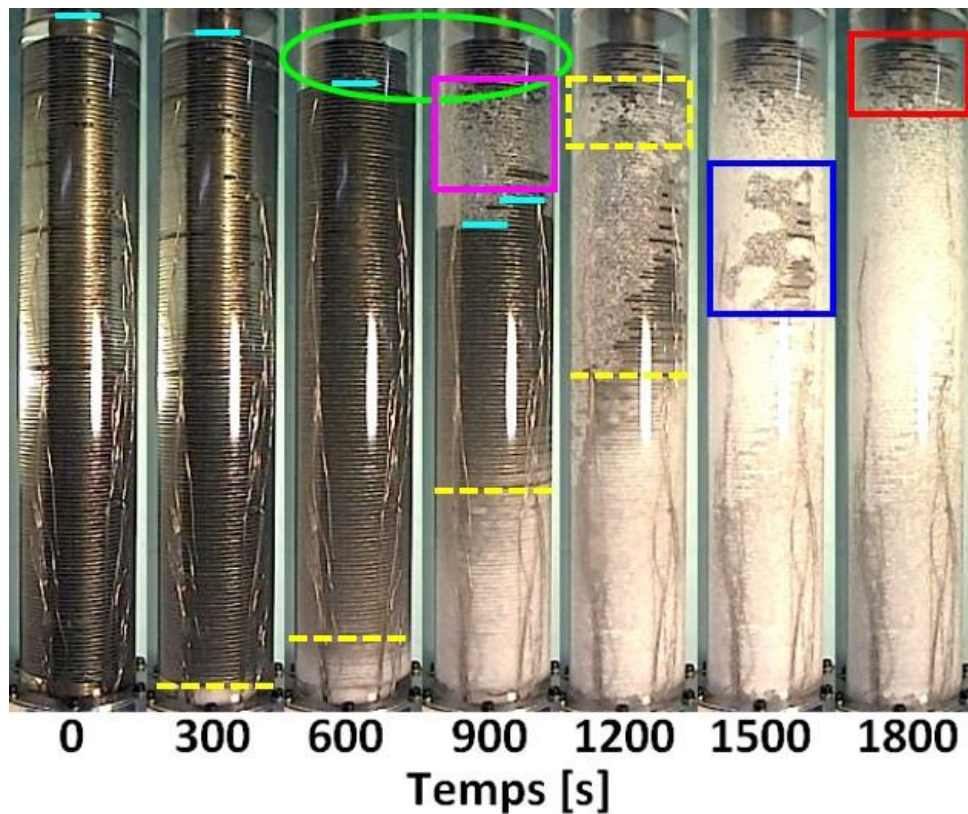


Figure 128 : Photos prises au cours d'une décharge par le bas (10 fpi, insert cylindrique).

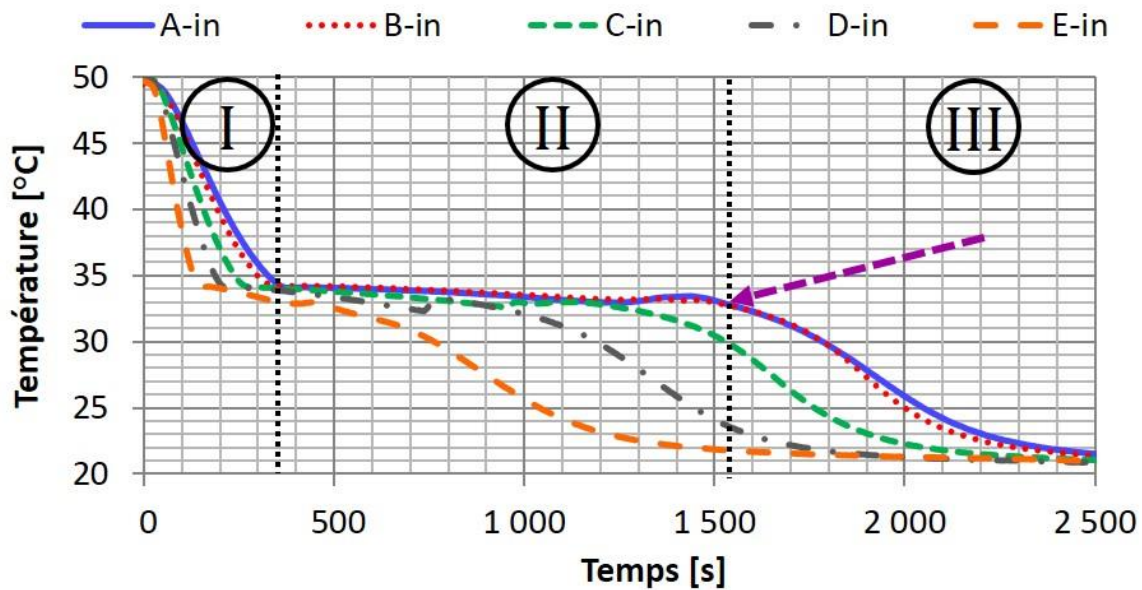


Figure 129 : Température dans le MCP (décharge par le bas, tube « 10 fpi », avec l'insert cylindrique).

La progression du front de solidification est moins régulière dans le cas de l'injection par le bas, mais les trois régions principales sont retrouvées sur la Figure 129. Le refroidissement sensible se fait en 350 s également (trait noir vertical discontinu, à gauche, sur la Figure 129).

Le système étudié ici ne fait que 400 mm de haut. Le front de solidification qui apparaît en haut n'est pas vraiment établi lorsque le front ascendant, qui part du bas, le rejoint. L'impact de ce dénoyage à plus grande échelle est encore à investiguer. Dans le cas le plus défavorable la température en haut du tube peut diminuer suffisamment pour chuter en dessous de la température du tube à une hauteur intermédiaire. Ce cas, spécifique aux systèmes à changement de phase, dégrade les performances thermiques de l'échangeur.

2.2.1.3 Charge par le haut

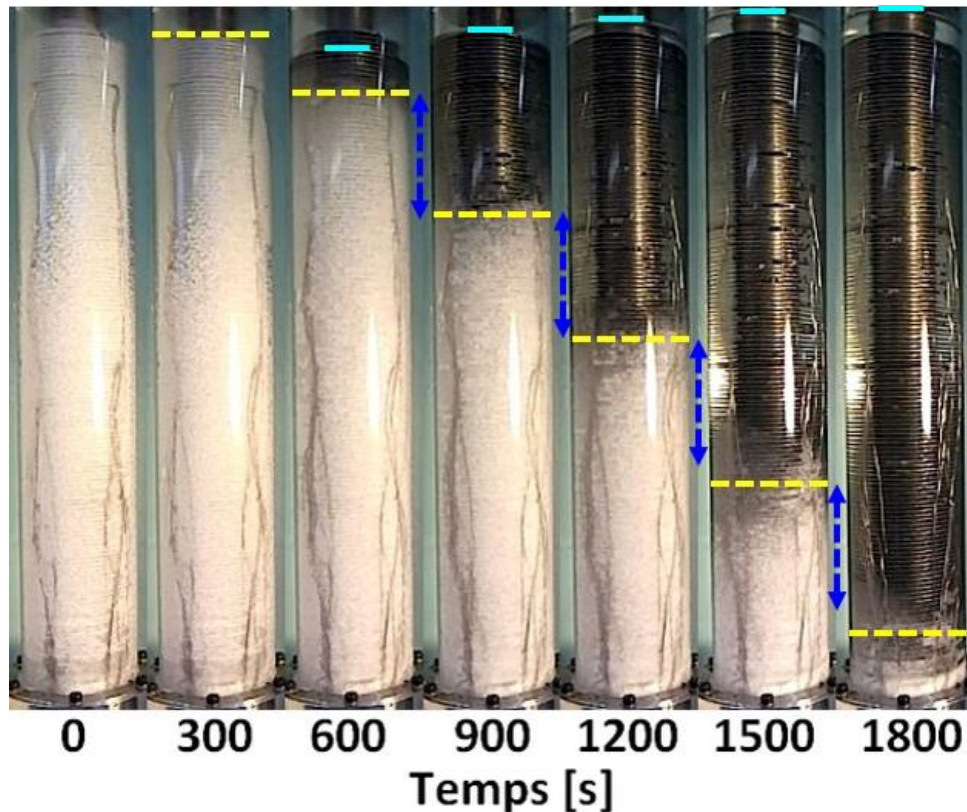


Figure 130 : Photos prises au cours d'une charge par le haut (10 fpi, insert cylindrique).

La fusion du MCP commence au cœur de la section d'essais, en proximité du tube. Le MCP solide accroché à la paroi de la calandre ne permet pas de voir ce qu'il s'y passe. C'est pourquoi aucune différence n'est visible entre les photographies prises à 0 et 300 s (Figure 130). De même, à la 1 500^e s, tout le MCP a fondu sur la Figure 131 alors que, sur la Figure 130, il semble rester un tiers de MCP solide. En réalité, le MCP solide en paroi est résiduel et le cœur de la section d'essais, lui, est entièrement fondu, comme le montre la Figure 131. Le MCP solide étant opaque, il empêche la visualisation de ce qu'il se passe autour des ailettes.

Au cours du processus de fusion, le MCP subit une expansion volumique. Ainsi, au fur et à mesure de la charge le niveau liquide augmente jusqu'à se stabiliser jusqu'à environ 1 cm au-dessus des ailettes. Ce niveau liquide est représenté par des traits verticaux cyans sur la Figure 130. Sur cette même figure, le front de fusion est représenté par des traits discontinus jaunes. De la 600^e s jusqu'à la fin de l'essai, le front de solidification progresse avec régularité, à vitesse presque constante. Les flèches bleues verticales discontinues sont toutes de la même taille et font office d'étalon. Cette régularité est également observable sur la Figure 131, les flèches noires sont toutes de la même longueur et représente environ 200 s. Sachant que la distance axiale qui sépare deux sections de thermocouples est de 78 mm, la vitesse axiale de progression du front de fusion est estimée à 0,39 mm/s. Cette vitesse est supérieure à la vitesse axiale du front de solidification pour la décharge par le haut. Par ailleurs, le refroidissement sensible initial prend environ 350 s pour les décharges alors qu'il s'étale sur près de 500 s pour la charge par le haut. Cette différence tire son origine de deux phénomènes :

- Au cours d'une décharge, le MCP est initialement liquide. En considérant les ailettes à une température proche de la température d'injection (prenons $T_{\text{ailettes}} = 25\text{ °C}$) et un MCP à 50 °C, le nombre de Rayleigh entre les ailettes est égal à 4 200. Ce qui est

supérieur au seuil de déclenchement de la convection naturelle. Le refroidissement initial est donc partiellement aidé par la convection naturelle.

- Au cours d'une charge, le MCP est initialement solide. La solidification qui a précédé et le retrait volumique associé peuvent engendrer localement un détachement du MCP de la paroi. Cette résistance thermique de contact supplémentaire peut jouer dans le ralentissement du transfert d'énergie sensible précédent la fusion qui suivra.

Les trois étapes du procédé sont une fois encore bien distinguées sur la Figure 131. Comme à la solidification, les courbes de température présentent un palier ; entre 33 et 35 °C. Par ailleurs, dès 30 °C les courbes commencent à s'infléchir, comme le prévoyaient les résultats obtenus par μ DSC (Figure 113, p.111). Bien qu'il ne s'agisse pas de la fusion à proprement parler, la capacité thermique équivalente de l'eicosane commence à augmenter dès 30 °C. Il en résulte que le palier de changement d'état est moins marqué que pour la solidification.

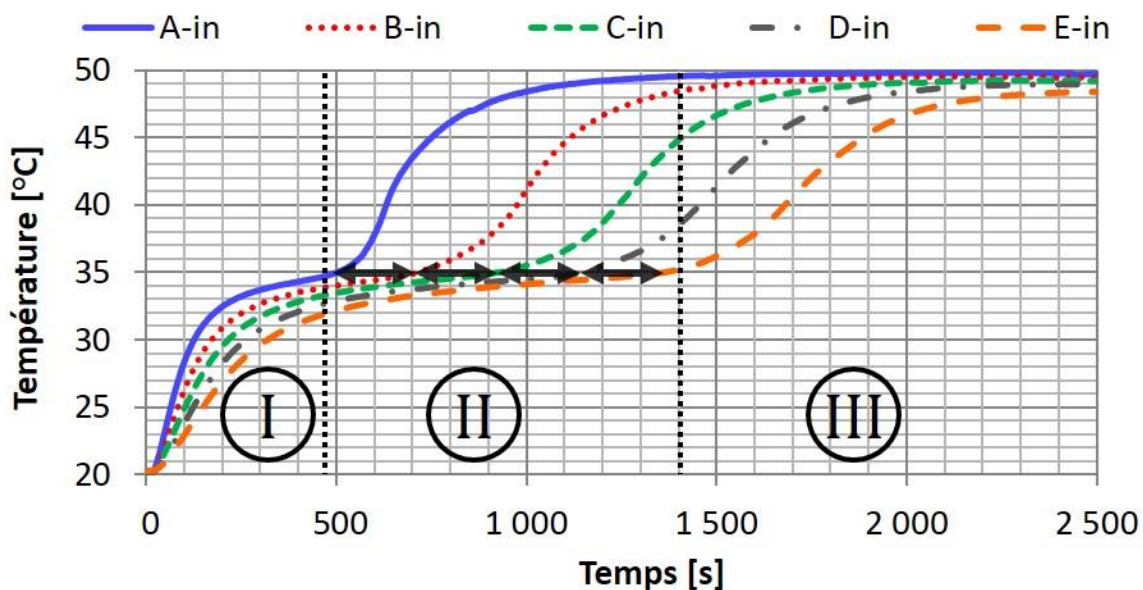


Figure 131 : Température dans le MCP (charge par le haut, tube « 10 fpi », avec l'insert cylindrique).

Un phénomène propre à la fusion est l'apparition de bulles d'air dans le MCP liquide. Ce phénomène est toujours observé, même après plusieurs dizaines de cycles de fusion/solidification sur une même section d'essais. L'origine la plus probable de ces bulles est le procédé de solidification lui-même. Celui-ci s'accompagnant d'un retrait volumique, des cavités apparaissent et se remplissent d'air. Lorsque le MCP fond, l'air devient prisonnier du liquide et des ailettes. Il se forme alors un train de bulles qui remontent le long des ailettes hélicoïdales. Plus il y a de bulles d'air dans le MCP, plus le niveau de la surface libre est haut. Au cours de certains essais, en particulier avec une température de charge élevée ou un débit important, la fusion du MCP est trop rapide en comparaison de la vitesse de remontée des bulles d'air et le niveau liquide peut atteindre, voire dépasser, la bride supérieure. Des fuites ont ainsi été occasionnées. Ce débordement ne peut qu'être occasionné avec une fraction volumique de bulles supérieure à 2,5 % du volume du MCP. Ce phénomène n'est donc pas négligeable. A l'heure actuelle rien ne permet de dire si ces bulles d'air sont liées au MCP (tous les MCP n'ont pas la même porosité à l'état solide), à la géométrie (les ailettes sont orthogonales à la direction d'application des forces de gravité, ce qui bloque la remontée des bulles et aggrave un phénomène qui pourrait être bénin) ou aux deux. Une photographie prise pendant un essai de charge et sur laquelle des bulles d'air sont visibles est proposée ci-après (Figure 132) :

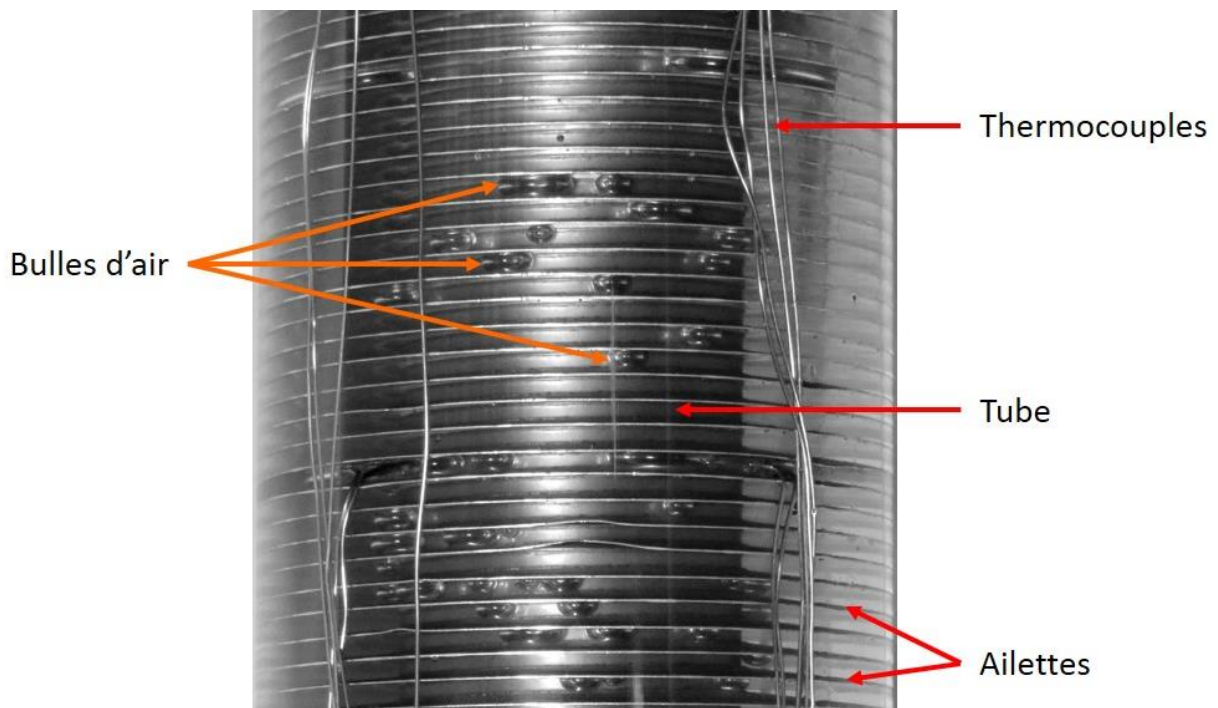


Figure 132 : Photo de bulles d'air, piégées par les ailettes, remontant le long du tube dans le MCP liquide.

2.2.1.4 Charge par le bas

L'hétérogénéité de distribution du MCP solide à la fin d'une solidification est nettement visible sur la Figure 133 (rectangle rouge).

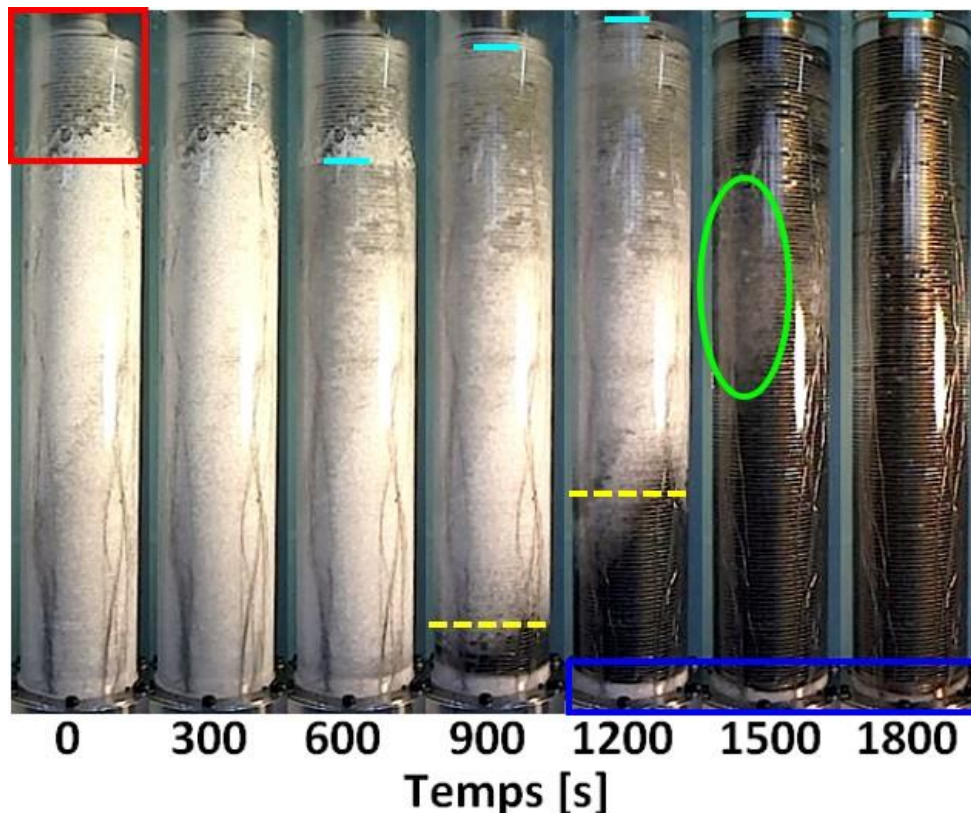


Figure 133 : Photos prises au cours d'une charge par le bas (10 fpi, insert cylindrique).

Le MCP solide tout en bas de la section d'essais (rectangle bleu sur la Figure 133) met plus de temps à fondre que le reste de la section d'essais. A titre de rappel, les ailettes commencent 2 cm au-dessus de la bride (cf. Chapitre 3, §1.2, p.106). Cette zone, au contact de la bride

inférieure ne contient donc pas d'ailette et permet de mettre en évidence l'importance des ailettes sur les échanges thermiques dans le MCP. Au bout de 1 800 s, alors que la totalité du MCP au contact des ailettes est fondu, celui qui est loin des ailettes – bien qu'il se trouve à proximité de l'injection – n'est toujours pas fondu.

Comme pour la charge par le haut, le niveau liquide n'est toujours pas visible au bout de 300 s (Figure 133). L'injection du fluide caloporteur chaud se fait par le bas de la section d'essais. Au fur et à mesure que le MCP va fondre, le volume spécifique de celui-ci va augmenter. En conséquence de quoi le MCP nouvellement fondu va avoir tendance à se déplacer dans les parties hautes du système. Il a été dit qu'au début de l'essai le MCP solide ne touche pas la paroi autour des ailettes supérieures (rectangle rouge sur la Figure 133). Quand le MCP en bas de la section d'essais fond, le liquide va venir combler ce vide autour des ailettes supérieures. C'est pourquoi, du point de vue de la section 'A', il y a moins de MCP à faire fondre en haut que dans le reste de l'échangeur étant donné que le MCP « arrive » à l'état liquide. Sur la Figure 133, le niveau liquide est indiqué par des traits cyans. Dès la 900^e s, du MCP déjà liquide est présent en partie haute de l'installation alors que le front de fusion est encore en partie basse de celle-ci (traits discontinus jaunes). Il en résulte, comme pour la décharge par le bas, que la progression du front de changement d'état n'est pas régulière. A la 1 500^e s, par exemple, l'ovale vert sur la Figure 133 indique la dernière zone solide dans la section d'essais (outre le MCP solide au niveau de la bride inférieure). Celle-ci se situe au deux-tiers de la section d'essais. Le MCP au-dessus est déjà liquide et celui en dessous l'est également. Cette zone n'est pas visible sur la Figure 134 car ce MCP solide se trouve en paroi. Cette irrégularité de progression du front de fusion se traduit néanmoins sur la Figure 134 : la température en 'A' est proche de celle en 'B' sur toute la durée de l'essai (Figure 134). Seulement 120 secondes séparent leur fusion complète.

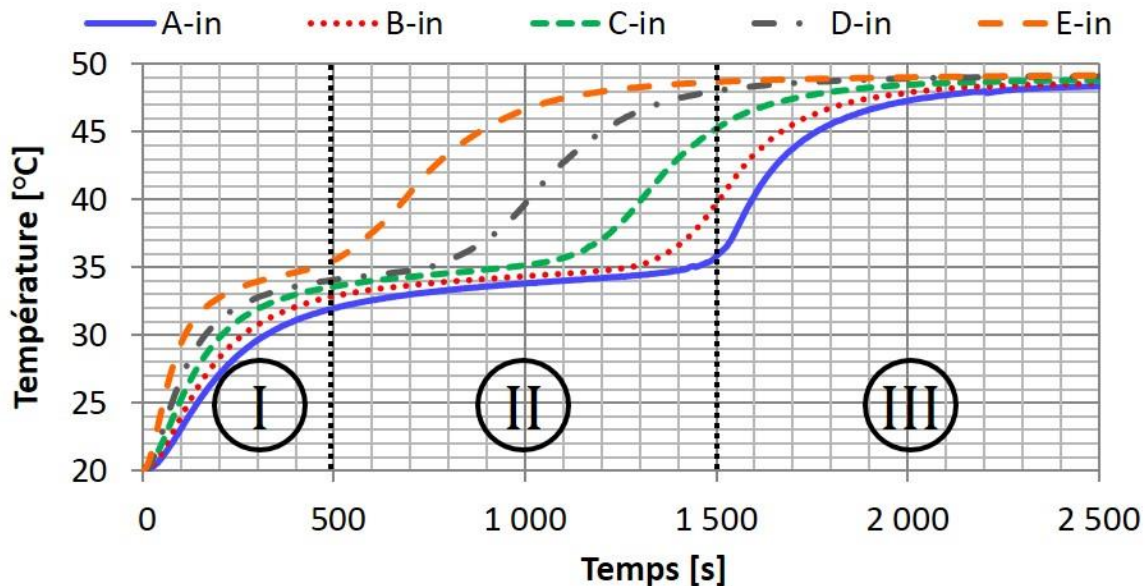


Figure 134 : Courbes représentatives de la température moyennée angulairement au cours d'une charge par le bas (10 fpi, insert cylindrique).

Finalement, la charge par le bas est moins régulière que celle par le haut. Comme pour la décharge par le bas, la question suivante se pose : le système étudié ici ne fait que 400 mm de haut. L'impact de l'existence de ce double front de fusion à plus grande échelle est encore à investiguer.

2.2.1.5 Comparaison et conclusion

Malgré des différences phénoménologiques, les performances générales des charges et des décharges, par le haut et par le bas, sont similaires.

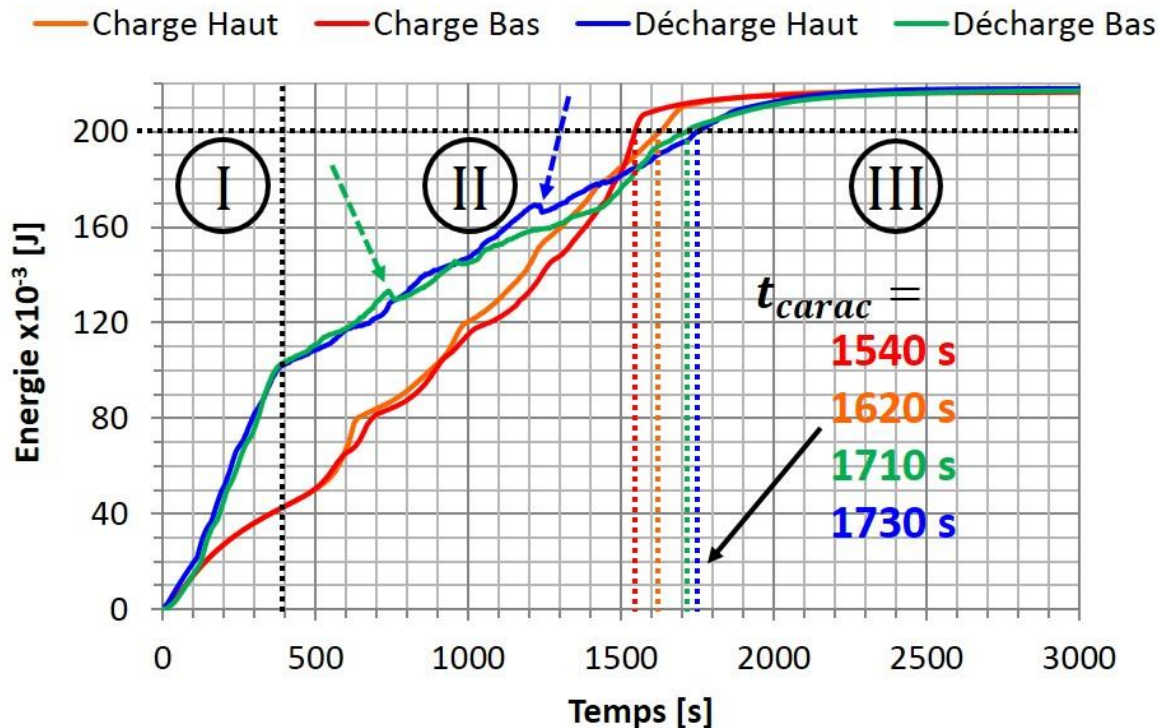


Figure 135 : Variation d'énergie absolue dans la section d'essais pour les quatre types d'essais considérés.

La Figure 135 présente la variation absolue de l'énergie dans la section d'essais, pour les quatre essais considérés. La variation est plus régulière dans le cas des charges (courbes rouge et orange) que dans le cas des décharges (courbes bleue et verte). Sur ces dernières, l'énergie stockée augmente rapidement au début (zone I) ; puis la dérivée diminue soudainement aux alentours de 400 s ; l'évolution est ensuite régulière jusqu'à la fin. L'évolution rapide de l'énergie au début des décharges est induite part par la méthode de calcul elle-même. La méthode repose sur l'intégration entre la température de départ et celle à un instant t de la capacité thermique massique mesurée par μ DSC (éq.(51), Chapitre 3, §1.8, p.117). Or, l'analyse des courbes obtenues par μ DSC donne une plage de température de solidification de 35,4 à 32,6 °C ; tandis qu'expérimentalement, cette plage a été observée entre 34,0 et 33,0 °C. Par conséquent, alors que la température, expérimentalement, chute « sensiblement » jusqu'à 34,0 °C, le modèle prend en compte une enthalpie « latente » entre 35,4 et 34,0 °C. C'est ce qui explique que la courbe de variation de l'énergie absolue augmente rapidement au début. De la même manière, en fusion, l'analyse de la courbe d'enthalpie spécifique obtenue via la μ DSC indique une plage de fusion allant de 34,9 à 37,2 °C. Expérimentalement, la plage observée se concentre entre 33 et 35 °C. Dans le cas de la fusion, le phénomène inverse se produit donc : alors que, expérimentalement, le MCP change de phase entre 33 et 35 °C, la méthode de calcul intégral utilisée ne « voit » que de l'enthalpie sensible sur cette plage (l'enthalpie de changement de phase s'étalant entre 34,9 à 37,2 °C). Ce qui se traduit par un retard sur les courbes d'énergie : dans le calcul, l'enthalpie de changement de phase n'est intégrée qu'après le changement de phase complet expérimental. En définitive, cette différence d'évolution entre les courbes de charge et de décharge est essentiellement liée à la méthode de calcul elle-même et non pas à un aspect physique des processus de fusion et de solidification.

L'énergie maximale stockable ou restituable est ici de 220 000 J, donc l'énergie caractéristique (90 % de l'énergie maximale, cf. Chapitre 3, §1.8, p.117) est d'environ 200 000 J (Figure 135, ligne noire discontinue horizontale). Les lignes verticales de couleur indiquent les temps caractéristiques des différents essais. Ces lignes séparent les zones 'II' et 'III' qui étaient déjà visibles sur les courbes de température. Les temps caractéristiques des quatre essais sont comparables. Les charges sont plus rapides que les décharges. Cela s'explique par la couche de MCP solide qui recouvre l'échangeur pendant les décharges et qui joue le rôle d'isolant thermique entre celui-ci et le MCP encore liquide.

Concernant les essais de décharge, les deux flèches discontinues (verte et bleue) pointent une diminution artificielle de l'énergie restituée. Cet artefact de la méthode est généré par la « sur-solidification » mentionnée précédemment. Etant donné que la température remonte localement et que le bilan d'énergie est une intégration entre la température initiale et la température à un instant t (équ.(50)-(54), Chapitre 3, §1.8, p.117), alors l'énergie restituée telle qu'elle est calculée diminue ponctuellement. Cette diminution n'a aucun sens physique.

Sur la Figure 136 la différence de température du fluide caloporteur entre l'entrée et la sortie est tracée pour les quatre essais considérés. Etant donné que la plage de solidification est moins large que celle de fusion, le palier de température est plus marqué en décharge qu'en charge. Pour cette raison, l'analyse se focalise sur les courbes de décharge.

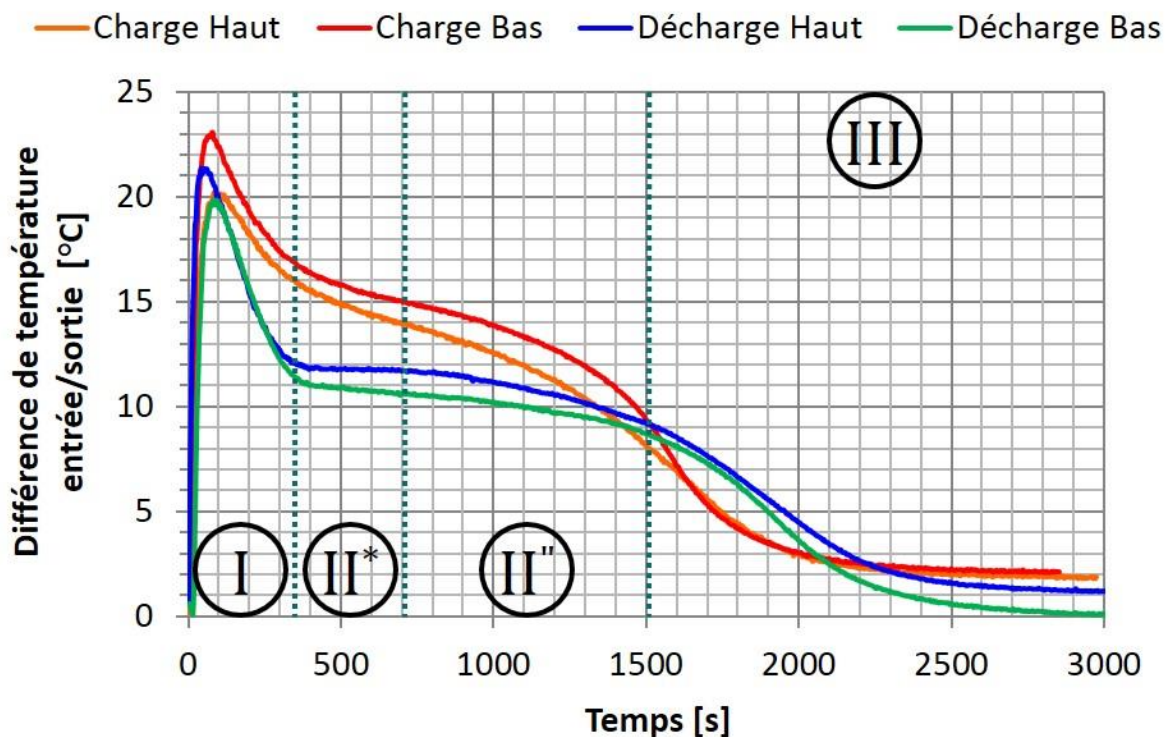


Figure 136 : Evolution de la différence de température dans le fluide caloporteur entre l'entrée et la sortie pour les quatre types d'essais considérés.

Comme sur les courbes de température dans le MCP, les 350 premières secondes ('I') concernent essentiellement le transfert d'énergie « sensible ». Le fluide caloporteur sort à une température supérieure à la température de changement de phase. S'en suit un plateau, ici divisée en deux zones 'II*' et 'II'''. Sur la première, la différence de température entre l'entrée et la sortie est stable pendant plusieurs centaines de secondes. Il s'agit en quelque sorte de la partie utile du système. L'échauffement du fluide caloporteur est de 11-12 °C, pour une différence de température entre l'injection et la température de solidification de 13-14 °C. Enfin, la température en sortie rejoint peu à peu la température en entrée et le système atteint un état d'équilibre ('II'' et 'III'). La zone 'II'' correspond à la période au cours de

laquelle la longueur de tube sur laquelle l'échange se fait est trop courte : La température en sortie n'atteint pas sa valeur asymptotique. Plus le tube est long, plus la partie utile '*II*' dure longtemps.

La différence de température rémanente, à la fin de l'essai, est liée aux pertes thermiques et aux imprécisions de mesure (1 seul thermocouple dans l'écoulement en amont et en aval).

Il a été montré que les décharges et charges par le bas sont moins régulières que celles par le haut. Il faut rajouter à cela que les charges par le bas ne sont pas envisagées pour des systèmes industrialisés. La raison principale à cela est le risque inhérent à l'expansion volumique dans une zone potentiellement fermée par un bouchon de MCP solide. Par exemple, en reprenant le cas d'une charge par le bas, en imaginant que le MCP solide autour des ailettes est au contact de la calandre, si le MCP situé en dessous de ce bouchon solide fond et subit l'expansion volumique associée, alors, en l'absence de voie d'évacuation pour le MCP liquide, celui-ci va monter en pression et peut entraîner des dégâts irréversibles au système qui le contient. *A contrario*, la décharge par le bas est celle qui est envisagée industriellement pour accompagner la charge par le haut. Le but étant de valoriser l'énergie sensible dans les collecteurs. C'est pourquoi le manque de régularité du front de solidification est à investiguer d'avantage dans ce cas.

Bien que les évolutions du front de changement de phase soient différentes, les performances générales des deux charges et des deux décharges, par le haut et par le bas, sont similaires. Les temps caractéristiques mesurés sont du même ordre de grandeur dans les quatre configurations étudiées. Dans le cas d'une injection par le haut (charge ou décharge) les profils de température et le front de changement de phase sont plus réguliers. Lorsque l'injection est réalisée par le bas, un second front de changement de phase apparaît dans la partie haute du module. L'existence et l'influence de ce deuxième front de changement d'état reste à investiguer. Et ce, tout particulièrement en ce qui concerne la décharge par le bas, qui est le sens d'injection attendu et envisagé industriellement.

2.2.2 Exploitation analytique des résultats expérimentaux

Un objectif du travail présenté dans ce document est l'extrapolation, voire la généralisation, dans une certaine mesure, des résultats. Il faut pouvoir tirer des conclusions à l'échelle du banc d'essais, qui soient utilisables à plus grandes échelles. Pour ce faire, des ordres de grandeurs caractéristiques sont calculés à partir des résultats expérimentaux.

Soit l'essai de décharge par le haut dont il a été question précédemment (Chapitre 3, §2.2.1.1, p.124). La Figure 137 présente la température dans la section d'essais juste après le refroidissement sensible. Il apparaît que, pendant près d'une centaine de secondes, la totalité des thermocouples mesurent une température égale à celle de changement de phase (flèche noire). Sur cette période, l'approximation est faite que l'écoulement du fluide caloporteur se fait à température de paroi imposée, constante et homogène. Les corrélations établies précédemment pour les écoulements en convection forcée laminaire (Chapitre 2, §5.2.3, p.100) sont donc valables pour cet écoulement. Le coefficient d'échange convectif entre le fluide caloporteur et la paroi interne du tube est : $h_{FC} = 845 \text{ W/m}^2/\text{K}$ (éq.(37), p.101).

Au niveau de la section 'A', sur la couronne extérieure des thermocouples, le palier de changement de phase s'étale sur près de 600 s (Figure 138)⁷⁰. Au niveau de ce thermocouple,

⁷⁰ Sur cette courbe, l'intervalle [33, 34] °C ne suffit pas à intégrer tout le palier. Le choix est fait de prendre l'intervalle [32,35] °C afin d'être certain d'avoir la totalité du changement de phase dans l'intervalle considéré.

la configuration en présence peut être schématisée par un cas de transfert thermique purement radial entre un fluide caloporteur à 21,0 °C et un MCP qui est, en moyenne, à 33,8 °C. La solution au problème de Stefan établie précédemment (éq.(18), p.93) relie le temps de solidification, les différentes résistances thermiques et la différence de température à l'épaisseur du front de solidification. La résolution de cette équation en prenant la conductivité thermique effective du MCP comme inconnue, en prenant la valeur du coefficient d'échange convectif calculée précédemment (845 W/m²/K), que le temps de solidification est de 600 s, que la différence de température est de 12,8 °C et que le front de solidification a atteint la couronne extérieure de thermocouples, donne : $\lambda_{eff} \approx 10,9$ W/m/K.

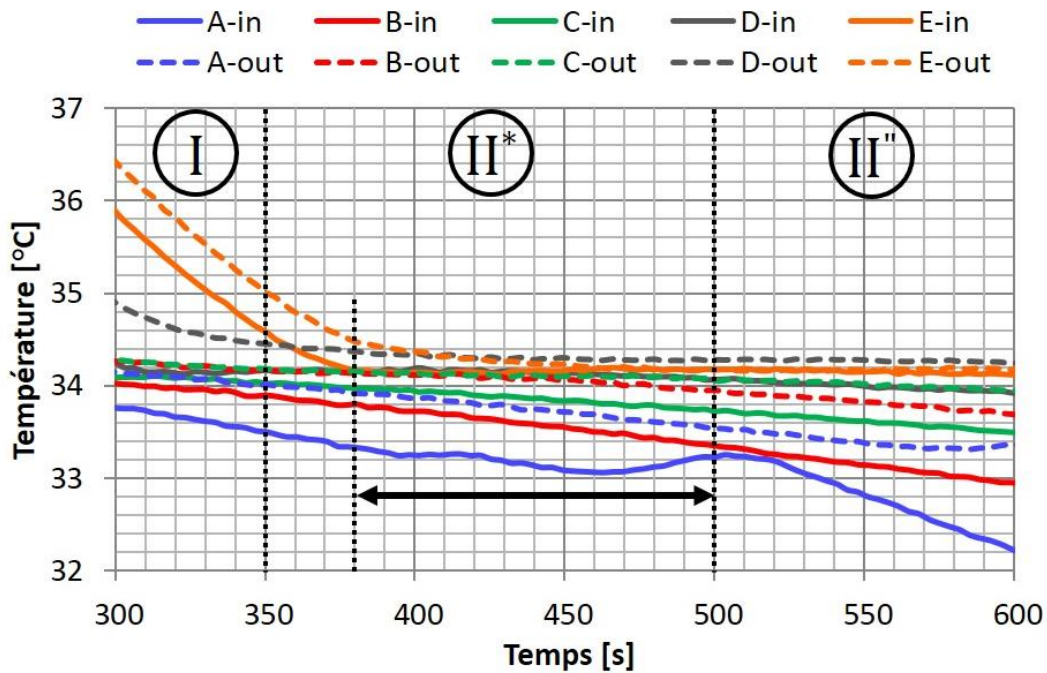


Figure 137 : Zoom sur la Figure 126 (Courbes représentatives de la température dans le MCP, décharge par le haut).

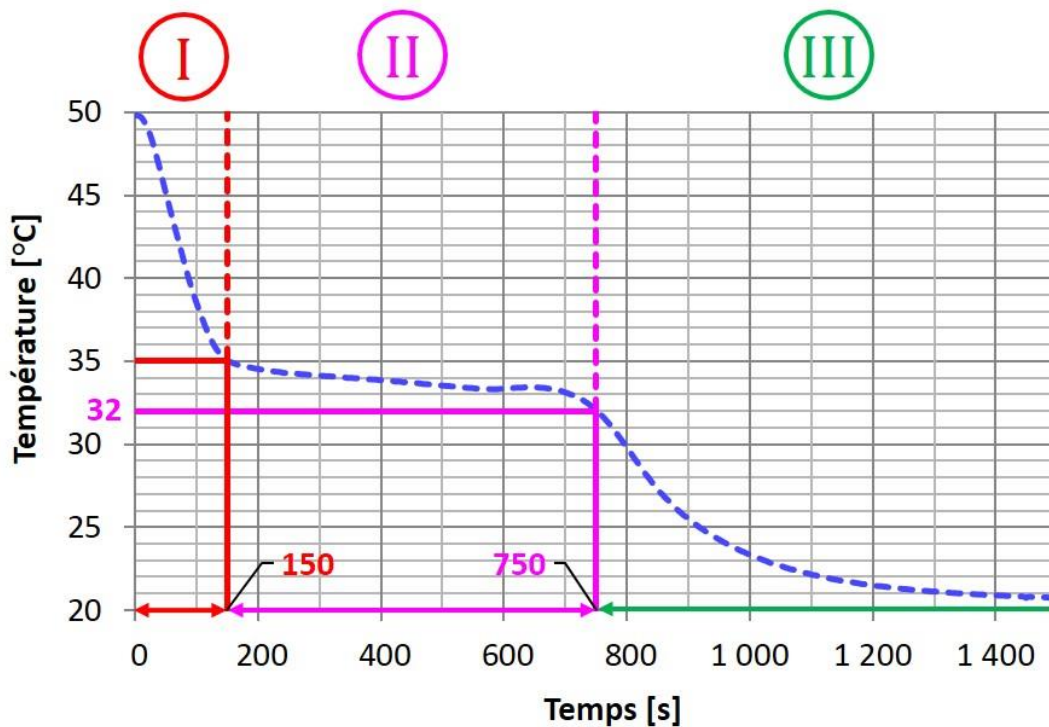


Figure 138 : Evolution de la température en 'A-out' au cours d'une décharge par le haut (10 fpi, insert cylindrique).

L'estimation de cette conductivité thermique équivalente permet : 1. de comparer des géométries d'échangeurs entre elles, 2. D'aider au pré-dimensionnement d'un système, 3. de faciliter la modélisation d'un échangeur en remplaçant la géométrie réelle par une géométrie simplifiée avec la conductivité thermique équivalente calculée.

Pour aller plus loin, la courbe bleue de la Figure 139 représente l'ensemble des combinaisons de la conductivité thermique effective et du coefficient de convection qui permettent d'obtenir un temps de solidification de 600 s avec la configuration actuelle (éq.(62)). La courbe et ses deux asymptotes sont obtenues via la résolution de l'équation (18) (p.93), issue de la résolution du problème de Stefan. Les courbes en pointillés, rouge et verte, représentent les limites asymptotiques du modèle. Il est donc impossible d'avoir un temps de solidification de 600 s, dans la configuration considérée, avec une conductivité thermique effective dans le MCP inférieure à 2,6 W/m/K ou avec un coefficient de convection thermique dans le fluide caloporteur inférieur à 640 W/m²/K. Effectivement, des valeurs inférieures à ces seuils seraient trop limitantes pour permettre d'obtenir un tel temps de solidification. Le point d'intersection des lignes en pointillés orange, sur la Figure 139, représente le point de fonctionnement estimé pour l'essai étudié ci-avant.

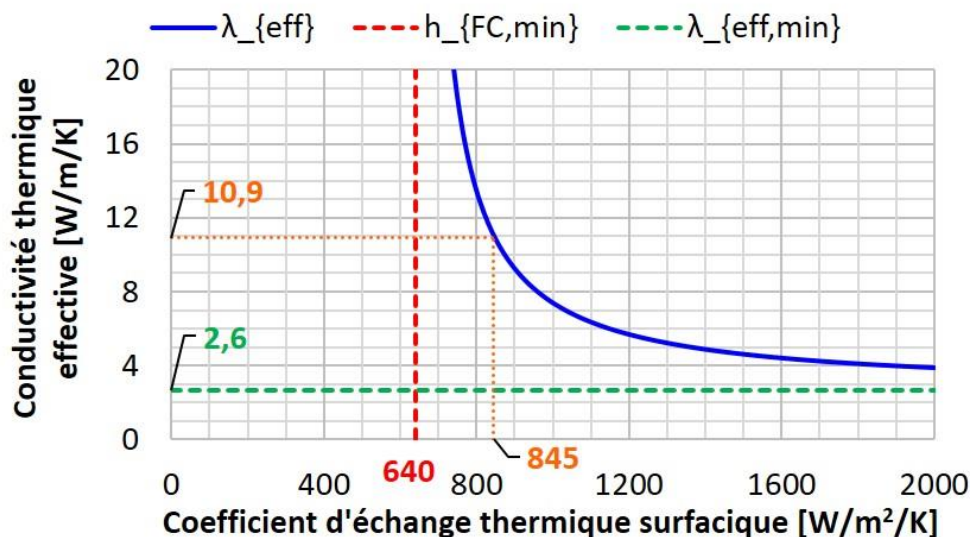


Figure 139 : Résolution du problème de Stefan pour un temps de solidification de 600 s. Identification des couples de coefficients de transferts thermiques possibles.

$$(h_{FC}, \lambda_{eff}) \mid \tau(h_{FC}, \lambda_{eff}) = 600 \text{ s} \quad (62)$$

Sur la courbe bleue, le point le plus proche du point d'intersection des deux asymptotes est un optimum. De part et d'autre de ce point, une augmentation importante du coefficient d'échange thermique surfacique ou de la conductivité thermique effective, aura une influence faible sur la diminution de la conductivité thermique effective ou du coefficient d'échange thermique surfacique, respectivement.

Dans le cadre de cette approche théorique, le choix d'un essai de décharge par le haut a été fait pour deux raisons essentielles. La première est que l'équation pour la résolution du problème de Stefan (éq.(18)) n'est valable qu'en solidification. La seconde est qu'en décharge par le haut, la répartition de la masse de MCP est plus homogène qu'en décharge par le bas.

En première approche, le coefficient d'échange convectif entre le fluide caloporteur et la paroi interne du tube est estimé à 845 W/m²/K et la conductivité thermique effective du MCP autour du tube « 10 fpi » est estimée à 10,9 W/m/K. Ces valeurs sont des ordres de grandeurs : ils permettent d'avoir une idée des grandeurs caractéristiques des échanges thermiques. Il est

plus aisé de comparer ces grandeurs en termes de résistance thermique. Les résistances thermiques de conduction dans le MCP (éq.(16), p.93) et de convection dans le fluide caloporteur (éq.(17), p.93) sont du même ordre de grandeur : 0,075 et 0,133 K.m/W respectivement. La résistance thermique de conduction est calculée entre la base et la hauteur d'une ailette.

2.3 Bilan des résultats avec insert

Les résultats obtenus avec les deux géométries avec les deux types inserts sont qualitativement semblables. La phénoménologie du changement de phase est la même. Seuls les temps caractéristiques calculés vont distinguer un essai, plus rapide, d'un autre, plus lent. C'est le premier point qui est présenté dans cette partie. Dans un second temps, l'influence des inserts et du nombre d'ailettes sur les performances de la section d'essais est étudiée. Enfin, la même approche semi-analytique que celle qui vient d'être présentée, est réalisée pour les trois autres géométries avec insert.

2.3.1 Résultats expérimentaux

Sur la Figure 140 sont présentés quatre graphiques. Chacun de ces graphiques correspond à une des quatre géométries avec insert : tube « 7 fpi » et « 10 fpi » avec insert cylindrique ou hélicoïdal. Les graphiques présentent l'évolution de la température moyennée angulairement dans le MCP. Bien qu'ils diffèrent quantitativement parlant (durée de l'essai), ces quatre graphiques sont qualitativement similaires (les profils de température dans le MCP sont identiques). La phénoménologie est la même pour les quatre géométries. C'est pourquoi, seules les performances globales (le temps caractéristiques, les coefficients de transfert thermique, etc.) seront discutées dans la suite.

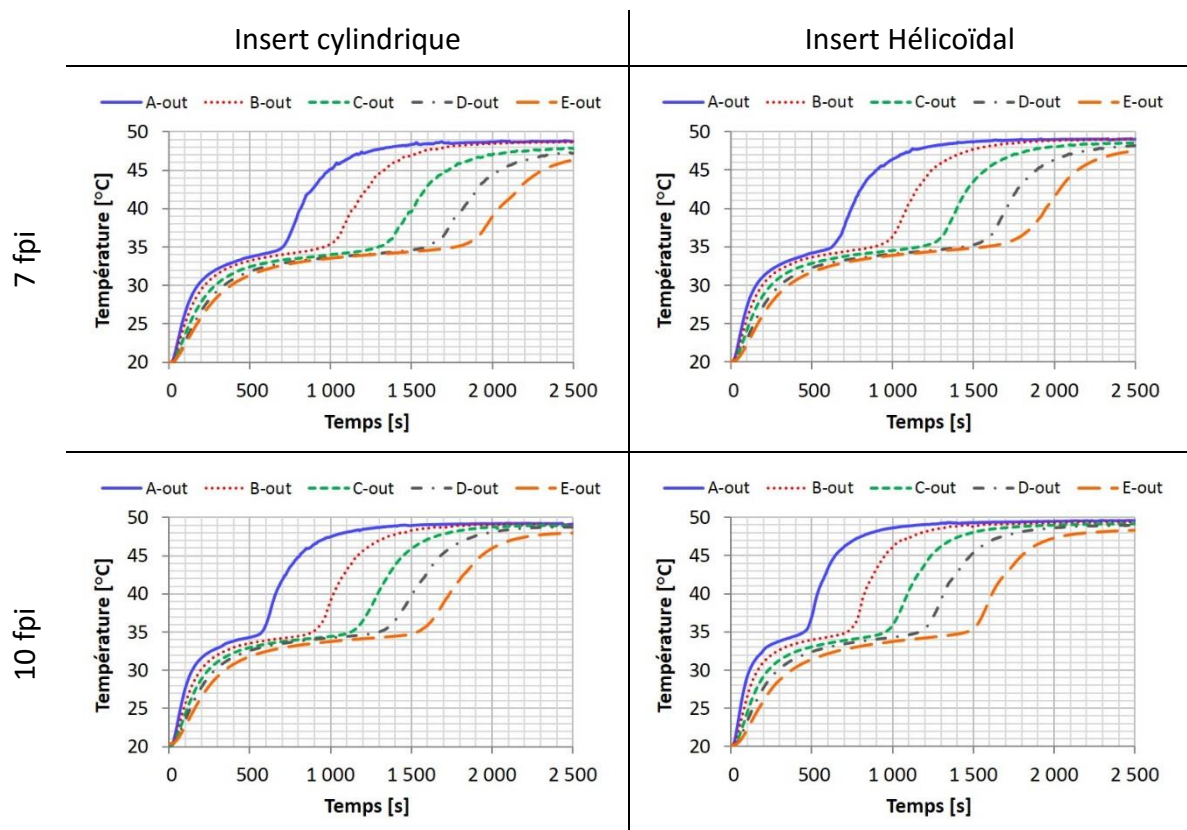


Figure 140 : Courbes représentatives de la température moyennée angulairement, sur la couronne de thermocouples extérieure, pour les cinq sections verticales, au cours d'une charge par le haut, pour les quatre géométries avec insert.

Le Tableau 29 récapitule les temps caractéristiques moyens calculés pour chacune des quatre géométries avec insert⁷¹ et pour chacun des quatre modes opératoires.

Les essais réalisés avec le tube à 7 fpi présentent des temps caractéristiques de fusion et de solidification plus longs que ceux obtenus avec le tube à 10 fpi. Le tube à 10 fpi offre donc de meilleures performances que le tube à 7 fpi, ce qui est logique étant donné que la densité d'ailettes est plus grande. Il en résulte en effet que la conductivité thermique effective est plus importante (plus de puissance) et que la quantité de MCP est diminuée (moins d'énergie).

Par ailleurs, les essais pour lesquels l'insert hélicoïdal est choisi sont plus performants que ceux avec l'insert cylindrique. Cela s'explique par le fait que l'écoulement du fluide caloporteur est plus rapide autour des inserts hélicoïdaux qu'autour des inserts cylindriques. Ce qui contribue à rendre les essais avec les inserts hélicoïdaux plus performants.

Temps caractéristique [s]			Géométrie			
			7 fpi		10 fpi	
			<i>Insert cylindrique</i>	<i>Insert hélicoïdal</i>	<i>Insert cylindrique</i>	<i>Insert hélicoïdal</i>
Mode opératoire	Charge	<i>Par le haut</i>	1 860	1 690	1 600	1 480
		<i>Par le bas</i>	1 780	1 540	1 530	1 450
Mode opératoire	Décharge	<i>Par le haut</i>	1 950	1 680	1 730	1 570
		<i>Par le bas</i>	1 840	1 650	1 710	1 600

Tableau 29 : Comparaison des temps caractéristiques en fonction de la géométrie étudiée et du mode opératoire choisi. Ici, seuls les résultats des géométries avec insert sont présentés.

Enfin, les temps caractéristiques sont du même ordre de grandeur au sein d'une même colonne. Le mode opératoire a donc peu d'influence sur les performances générales même si, et bien que ce ne soit pas très marqué, les charges sont un peu plus rapides que les décharges. Cela peut s'expliquer, soit par les différences de propriétés de l'eau selon qu'elle est froide (20 °C) ou chaude (50 °C)⁷², soit par l'influence de la convection naturelle dans le MCP liquide, en fusion, soit par le fait que le MCP ne change pas d'état à 35 °C mais un peu en dessous, aux alentours de 33 °C, ce qui fait que la différence de température entre le fluide caloporteur et le MCP pendant qu'il change de phase est plus grand en fusion qu'en solidification, soit encore par une combinaison de ces explications. Nonobstant la légère prééminence des charges sur les décharges, les temps caractéristiques obtenus avec une même géométrie et les quatre modes opératoires différents sont proches. Etant donné que la fusion est dominée par la convection et la conduction tandis que la solidification est purement conductive, il apparaît donc que les transferts thermiques dans le MCP sont essentiellement conductifs au cours de

⁷¹ Les résultats obtenus avec les géométries sans insert sont présentés plus loin (Chapitre 3, §2.4, p143), pour des raisons qui y seront alors expliquées.

⁷² Pour une même géométrie et à débit massique constant, dans la gamme de température étudiée, l'augmentation de la température de l'eau augmente le nombre de Reynolds (la viscosité dynamique diminue) et diminue le nombre de Prandtl (la viscosité dynamique et la capacité thermique diminuent et la conductivité thermique augmente, les trois participent à diminuer le nombre de Prandtl). *In fine* le nombre de Peclet diminue. Donc le nombre de Nusselt, qui est fonction de la racine cubique du nombre de Peclet, diminue également. Cela étant, l'augmentation de la conductivité thermique induite par la montée en température compense largement la diminution du nombre de Nusselt. En conséquence de quoi, le coefficient de convection forcée augmente avec la température.

la charge, comme à la décharge. En effet, si des transferts thermiques par convection naturelle avaient lieu au cours des charges, alors celles-ci devraient être plus rapides que les décharges. Etant donné que les différences sont faibles, soit la convection naturelle est inexistante, soit elle existe mais reste négligeable en comparaison des transferts conductifs. Ce point peut être confirmé théoriquement dans le MCP, la valeur seuil du nombre de Rayleigh (1 708) est atteinte et dépassée pour une épaisseur caractéristique supérieure ou égale à 2 mm (avec une différence de température de 15 °C). Cette valeur est supérieure à la demi-épaisseur de l'espace interailette du tube ayant le moins d'ailettes (7 fpi). En d'autres termes, la couche de MCP liquide qui sépare une ailette de la couche de MCP solide n'est jamais suffisamment importante pour permettre l'établissement d'une boucle de recirculation induite par les forces de flottabilité. En définitive, avec ces ailettes, la convection naturelle n'influence pas de manière notable les transferts thermiques au cours de la fusion.

Pour un mode opératoire donné, les profils de température dans le MCP et dans le fluide caloporteur sont similaires pour les quatre géométries avec insert. L'évolution de la température est simplement ralentie dans la section d'essais « 7 fpi » par rapport à la « 10 fpi » ; ainsi qu'avec l'insert cylindrique par rapport à l'insert hélicoïdal.

En ce qui concerne l'amélioration des transferts thermiques dans le MCP, le passage de 7 fpi à 10 fpi (+40 % d'ailettes) entraîne une diminution moyenne du temps caractéristique de l'ordre de 9 %⁷³. Parallèlement, la quantité de MCP dans la section d'essais a été diminuée de 3 %. Concernant les transferts thermiques convectifs entre le fluide caloporteur et la paroi interne du tube, le passage de l'insert cylindrique à l'insert hélicoïdal diminue également le temps caractéristique de 9 % ; et ce, sans faire varier la quantité de MCP dans le système. Par ailleurs, l'insert hélicoïdal est moins volumineux que l'insert cylindrique. Tant que les performances thermiques peuvent être améliorées en jouant sur l'écoulement du fluide caloporteur, ce point est à privilégier car il n'entraîne pas de réduction de la quantité de MCP.

2.3.2 Exploitation analytique des résultats expérimentaux

Au niveau de la couronne extérieure de thermocouples, en haut de la section d'essais (en 'A-out'), le temps de solidification est estimé de la même manière que précédemment (Chapitre 3, §2.2.2, p. 134, cf. Figure 138) et ce, pour les différentes géométries équipés de l'un ou l'autre des inserts. Les durées ainsi estimées sont résumées dans le Tableau 30. Le MCP se solidifie plus vite autour du tube « 10 fpi » qu'autour du tube « 7 fpi » ; et quand l'insert hélicoïdal est préféré au cylindrique.

	7 fpi		10 fpi	
	Insert cylindrique	Insert hélicoïdal	Insert cylindrique	Insert hélicoïdal
Durée de la solidification [s]	676,7	571,4	595,2	503,3

Tableau 30 : Durées de solidification estimées pour les deux géométries considérées avec l'un ou l'autre des inserts.

En utilisant l'équation (18) (p.93), les courbes représentatives des combinaisons « coefficient de convection/conductivité thermique effective » qui permettent d'atteindre le temps de solidification estimé (Tableau 29), peuvent être tracées pour chaque géométrie. Ce sont ces courbes qui apparaissent sur la Figure 141. Concernant le tube « 10 fpi », avec insert cylindrique, la corrélation pour l'estimation du coefficient de convection donne $h_{FC} = 845 \text{ W/m}^2/\text{K}$ et la conductivité thermique effective $\lambda_{eff} \approx 10,9 \text{ W/m/K}$ a été estimée. Etant donné que la conductivité thermique effective est spécifique aux ailettes et au MCP, il est cohérent de supposer que la conductivité thermique effective est la même pour le tube

⁷³ L'écart type relatif aux valeurs utilisées pour le calcul de cette moyenne est de 4,3 %. Les valeurs vont de 3,0 % à 14,0 %.

« 10 fpi », qu'il soit équipé d'un insert cylindrique ou hélicoïdal. En supposant donc que la conductivité thermique effective autour du tube « 10 fpi » est la même quel que soit l'insert utilisé, il est possible d'estimer le coefficient d'échange convectif grâce aux courbes de la Figure 141 (lignes discontinues vertes). Ainsi le coefficient de convection autour de l'insert hélicoïdal est-il estimé à $h_{FC} = 1\ 030\ \text{W/m}^2/\text{K}$. Graphiquement, cela se résume en quatre étapes (lignes vertes) :

1. tracer la ligne verticale correspondant à $h_{FC} = 845\ \text{W/m}^2/\text{K}$;
2. à l'intersection de cette ligne avec la courbe du tube « 10 fpi » avec l'insert cylindrique (courbe rouge continue), tracer la ligne horizontale qui donne l'estimation de la conductivité thermique effective : $\lambda_{eff} \approx 10,9\ \text{W/m/K}$;
3. prolonger la ligne horizontale, à droite, jusqu'à la courbe du tube « 10 fpi » avec l'insert hélicoïdal (courbe rouge discontinue) ;
4. Au point d'intersection, tracer la ligne verticale qui donne le coefficient d'échange thermique surfacique dans le tube : $h_{FC} = 1\ 030\ \text{W/m}^2/\text{K}$

La même démarche (lignes orange) est adoptée pour le tube « 7 fpi », avec l'insert cylindrique (courbe bleue continue) et avec l'insert hélicoïdal (courbe bleue discontinue). L'ensemble des valeurs ainsi estimées est rassemblé dans le Tableau 31 :

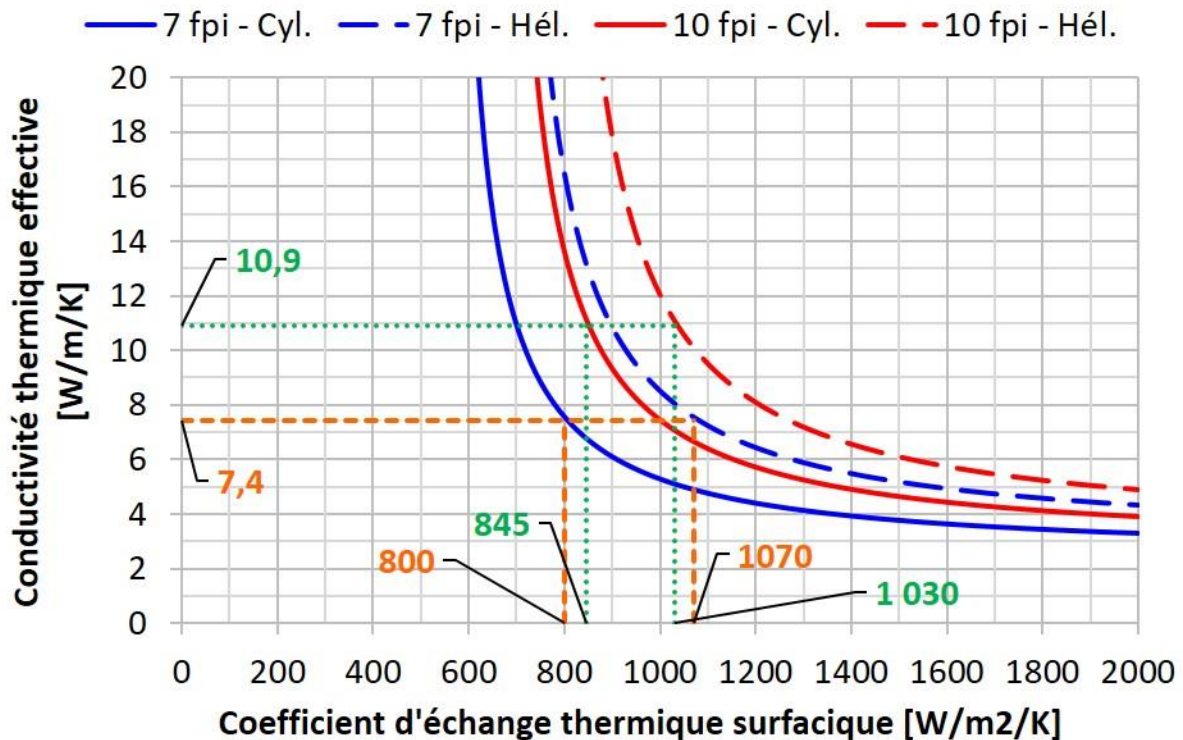


Figure 141 : Résolution du problème de Stefan pour des temps de solidification connus (Tableau 30). Identification des couples de paramètres possibles, pour les quatre géométries avec insert.

Par ailleurs, le dimensionnement des inserts a été réalisé dans le but d'obtenir des résistances thermiques de convection du même ordre de grandeur entre les deux inserts cylindriques et entre les deux inserts hélicoïdaux. Les résistances thermiques de convection, calculées avec les coefficients de transfert thermique estimés ci-avant, sont données dans le Tableau 31. Pour les inserts cylindriques, l'objectif est atteint puisque les résistances thermiques de convection sont proches. C'est moins vrai pour les inserts hélicoïdaux, pour lesquels la résistance thermique varie de 10 % entre les deux.

Insert :	7 fpi		10 fpi	
	cylindrique	hélicoïdal	cylindrique	hélicoïdal
Conductivité thermique effective dans le MCP⁷⁴ [W/m/K]	7,4		10,9	
Coefficient de convection dans le fluide caloporteur⁷⁵ [W/m²/K]	800	1 070	845	1 030
$R_{th} = 1/hR$ [mK/W]	0,132	0,098	0,133	0,109

Tableau 31 : Récapitulatif des grandeurs caractéristiques principales des échanges thermiques pour les deux géométries considérées avec l'un ou l'autre des inserts.

A porosité apparente équivalente, en suivant les corrélations et mesures présentées précédemment (Chapitre 1, §3.3.3, p.59 et Chapitre 2, §3, p.84), une mousse d'aluminium a des conductivités thermiques effectives de l'ordre de 8,0 W/m/K et 11,5 W/m/K. Ces valeurs sont du même ordre de grandeur que les valeurs estimées pour les tubes ailettés. Cela tend donc à prouver l'ordre de grandeur des résultats présentés. Une étude de sensibilité sur la méthode de calcul de la conductivité thermique effective du couple « ailettes+MCP » indique une incertitude de l'ordre de 30 %. Encore une fois, seuls les ordres de grandeurs sont à retenir ici.

En appliquant une approche semi-analytique et semi-empirique les conductivités thermiques effectives et les coefficients de convection ont été estimés pour les quatre configurations utilisant des inserts. Les couples de valeurs estimées et les ordres de grandeurs sont cohérents entre eux et avec les autres grandeurs de la littérature pour d'autres systèmes d'amélioration de la conductivité thermique effective. Bien que l'approche ait été réalisée à partir des essais de décharge par le haut, les valeurs des ordres de grandeurs trouvés sont les mêmes pour les quatre modes opératoires.

Les temps caractéristiques des géométries avec insert ont été comparés entre eux, en fonction de la géométrie et du mode opératoire. Les tendances principales sont que le tube « 10 fpi » permet d'obtenir des changements de phase plus rapides que le « 7 fpi » et que l'insert hélicoïdal est plus performant que l'insert cylindrique. Ces résultats étaient attendus, contrairement à ceux obtenus pour les géométries sans inserts, qui sont présentés dans la prochaine partie.

2.4 Résultats sans les inserts

Jusqu'alors, dans ce chapitre, après la présentation du dispositif expérimental, le choix a été fait de ne présenter que les résultats des essais avec inserts. La raison est explicitée dans cette partie, où sont présentés les résultats des géométries dépourvues d'insert. En résumé, sans les inserts pour limiter l'influence des forces de flottabilité, la convection mixte est le mode de transfert thermique dominant dans le fluide caloporteur. Comme il a été vu à la fin du chapitre 2 (§5.2.2, p.96), et en particulier sur la Figure 97 et la Figure 98, les performances thermiques d'un écoulement de convection mixte en transition laminaire-turbulent sont très sensibles aux conditions opératoires. En régime transitoire et avec des conditions

⁷⁴ Obtenue par couplage du modèle théorique de solidification et des données expérimentales (temps de solidification) et empiriques (corrélations).

⁷⁵ Pour les inserts cylindriques, la valeur est obtenue par les corrélations présentées précédemment pour les écoulements annulaires. Pour les inserts hélicoïdaux, les valeurs sont obtenues en couplant le modèle théorique de solidification avec les autres résultats.

aux limites variables, les performances thermiques sont tout simplement imprédictibles. Sans une connaissance ne serait-ce qu'approximative du régime d'écoulement du fluide caloporteur et de l'ordre de grandeur du coefficient de transfert thermique, il n'est pas possible de dire si un comportement observé dans le MCP est lié au fluide caloporteur ou aux ailettes. En effet, l'observation d'un phénomène dans le MCP peut être induite par un comportement particulier du fluide caloporteur. Par exemple, alors que le sens d'injection n'a que peu d'impact sur les performances globales pour les géométries avec insert, son influence est primordiale pour les géométries sans insert. Si le choix avait été fait de commencer par présenter ces résultats, aucune conclusion claire aurait pu en être tirée.

Dans le Tableau 32, les valeurs en gras et vert représentent les cas où le temps caractéristique calculé sans insert est inférieur aux temps caractéristiques estimés avec insert. *A contrario*, les valeurs en italique et rouge sont les cas où les essais réalisés sans insert présentent des temps caractéristiques de charge et de décharge qui sont supérieurs à ceux réalisés avec les inserts. Les résultats des essais avec insert sont grisés. Ils sont présentés, ici, à titre de comparaison seulement.

		7 fpi			10 fpi		
		Sans insert	Insert cylindrique	Insert hélicoïdal	Sans insert	Insert cylindrique	Insert hélicoïdal
Charge	Par le haut	<u>1 840</u>	1 860	1 690	<u>1 310</u>	1 600	1 480
	Par le bas	<i>2 650</i>	1 780	1 540	<i>2 640</i>	1 530	1 450
Décharge	Par le haut	<i>3 240</i>	1 950	1 680	<u>1 490</u>	1 730	1 570
	Par le bas	<u>2 810</u>	1 840	1 650	<u>2 620</u>	1 710	1 600

Tableau 32 : Comparaison des temps caractéristiques en fonction de la géométrie étudiée et du mode opératoire choisi. Les résultats des géométries avec un insert sont grisés.

2.4.1 Les incohérences avec les prédictions

Le premier point d'étude consiste à essayer de comprendre pourquoi les performances sont parfois meilleures et parfois moins bonnes sans insert qu'avec.

Pour les cas sans insert, les corrélations usuelles, présentées précédemment (Chapitre 2, §5.2.3, p.100), pour estimer le coefficient de convection entre le fluide caloporteur et la paroi du tube donnent : $h_{CFL} \approx 200 \text{ W/m}^2/\text{K}$ pour la convection forcée laminaire et de quatre à six fois plus, pour la convection mixte laminaire aidée favorable (Tableau 33). En tout état de cause il était donc attendu que les résultats sans les inserts présentent des temps caractéristiques plus élevés que les résultats avec insert en convection mixte freinée et des résultats similaires, voire meilleurs, en convection mixte aidée.

Il n'est toutefois pas possible de relier les résultats observés au type de convection mixte, qu'elle soit aidée ou freinée. Effectivement, la convection mixte est aidée durant les charges par le haut et les décharges par le bas (temps caractéristiques soulignés dans le Tableau 32) ; elle est freinée pour les décharges par le haut et les charges par le bas. Or, en se penchant en

particulier sur les résultats du tube « 10 fpi » (sans insert), il apparaît que les deux modes opératoires pour lesquels les performances sont les meilleures sont : la charge par le haut (convection mixte aidée) et la décharge par le haut (convection mixte freinée). Tandis que la décharge par le bas (convection mixte aidée) présente de mauvaises performances en comparaison de la décharge par le haut (convection mixte freinée). Autour du tube à 7 fpi, le changement de phase du MCP est plus long, ou aussi long, sans les inserts qu’avec les inserts. Cette observation rejoint les résultats de Joye [222], dont il a été question précédemment (Chapitre 2, §5.2.2, p.96).

	7 fpi – sans insert		10 fpi – sans insert	
	<i>Convection forcée</i>	<i>Convection mixte aidée favorable</i>	<i>Convection forcée</i>	<i>Convection mixte aidée favorable</i>
Charge	200	1300	220	1310
Décharge	200	910	210	920

Tableau 33 : Estimations des valeurs du coefficient de convection dans le fluide caloporteur pour les géométries sans insert, en fonction de la température d’injection.

Soit le cas de décharge par le haut, avec le tube « 10 fpi » sans insert⁷⁶. En utilisant la même démarche que précédemment : c’est-à-dire en considérant que la conductivité thermique effective dans les ailettes et le MCP est 10,9 W/m/K (Tableau 30), en estimant le temps de solidification en ‘A-out’ (~459 s), en considérant que la différence de température entre le MCP et le fluide caloporteur est de 12,8 °C⁷⁷ puis en résolvant l’équation (18) (p93), il apparaît que le coefficient de convection dans le fluide caloporteur est environ de 1 180 W/m²/K. Cette valeur est cohérente avec l’estimation calculée (Tableau 33) par la corrélation empirique présentée antérieurement (équations (38) à (44), p.101) pour la convection mixte aidée. Ici encore, il faut noter que la décharge par le haut étudiée est un cas de convection mixte opposée : les forces gravitationnelles sont dirigées vers le haut alors que les forces inertielles sont dirigées vers le bas. Toutefois, la convection mixte y étant favorable, la corrélation pour la convection mixte aidée donne un ordre de grandeur cohérent.

Selon que les forces inertielles et gravitationnelles s’appliquent dans le même sens (convection mixte aidée) ou dans des sens opposés (convection mixte freinée), les profils hydrodynamiques des écoulements diffèrent. Dans le cas d’un écoulement stationnaire, stable, recirculant ou non, aux conditions limites connues et simples (Dirichlet, Neumann), ces sens d’application suffisent à savoir si les transferts thermiques sont améliorés ou dégradés par rapport à un cas de référence où il n’y aurait pas de forces gravitationnelles. Dans le cas présent, étant donné que le régime de convection est, non seulement mixte, mais aussi en transition laminaire-turbulente, il n’y a plus de relation directe entre convection mixte aidée ou freinée et de « bonnes » ou « mauvaises » performances thermiques.

⁷⁶ Le choix est fait de sélectionner cette géométrie car c’est la plus représentative pour la démonstration qui suit. Ce n’est toutefois pas un cas isolé.

⁷⁷ Cette différence de température a été mesurée dans le cas des géométries avec insert. Elle est reprise ici car la mesure de température dans le fluide caloporteur en l’absence d’insert est trop imprécise. Il y a en effet un seul thermocouple dans la section de passage du fluide caloporteur, ce qui ne permet pas une mesure à moins de 1°C, voire 2 °C, près.

2.4.2 La mesure de température dans le fluide caloporteur

La problématique de la convection mixte touche avant tout le fluide caloporteur. C'est pourquoi les courbes représentatives de la température relevée dans le fluide caloporteur sont analysées dans cette partie. Un lien est établi entre des signaux bruités et des performances thermiques caractéristiques de la convection mixte défavorable.

Les temps caractéristiques pour les essais réalisés sans insert, avec le tube « 10 fpi », sont élevés dans deux cas (décharge et charge par le bas) et faibles dans les deux autres (charge et décharge par le haut) (Figure 142). Or, il apparaît que la température du fluide caloporteur en sortie est bruitée pour les deux cas d'injection par le bas (charge et décharge), alors que les courbes de température sont lisses pour les deux cas d'injection par le haut.

Les performances thermiques des essais sont finalement mises en relation avec la forme des profils de température du fluide caloporteur en entrée et en sortie du système (Figure 142). Les variations observées sur les courbes bruitées atteignent jusqu'à 2 °C entre deux mesures (3 s) (Figure 142, c et d). Les cas où la courbe de température est bruitée présentent des différences de température, entre l'entrée et la sortie, plus faibles que lorsque les courbes sont lisses, ce qui se traduit par une puissance transférée qui est moins importante. Par suite, cela explique que les temps caractéristiques soient plus longs.

Attention cependant, le sens d'injection n'est pas représentatif des performances. En effet, sur les quatre exemples cités, il est vrai que les deux cas où les performances sont bonnes correspondent à des écoulements descendants ; tandis que les deux cas où les performances sont mauvaises ont été réalisés avec des écoulements ascendants. Toutefois, ces résultats sont différents avec le tube « 7 fpi », où les décharges par le haut sont aussi longues que celles par le bas (Figure 142). Seul l'aspect bruité de la courbe est représentatif des performances globales : si la courbe est bruitée, le temps caractéristique est élevé ; si la courbe n'est pas bruitée, le temps caractéristique associé est faible.

Afin d'appréhender pleinement les inconvénients liés à un régime de convection mixte défavorable, outre le temps caractéristique élevé, la prochaine partie se focalise sur les résultats d'un essai dans lequel la convection mixte est freinée et défavorable. Les essais pour lesquels la convection mixte est favorable se comportent comme les essais avec insert. Ils ne sont pas présentés.

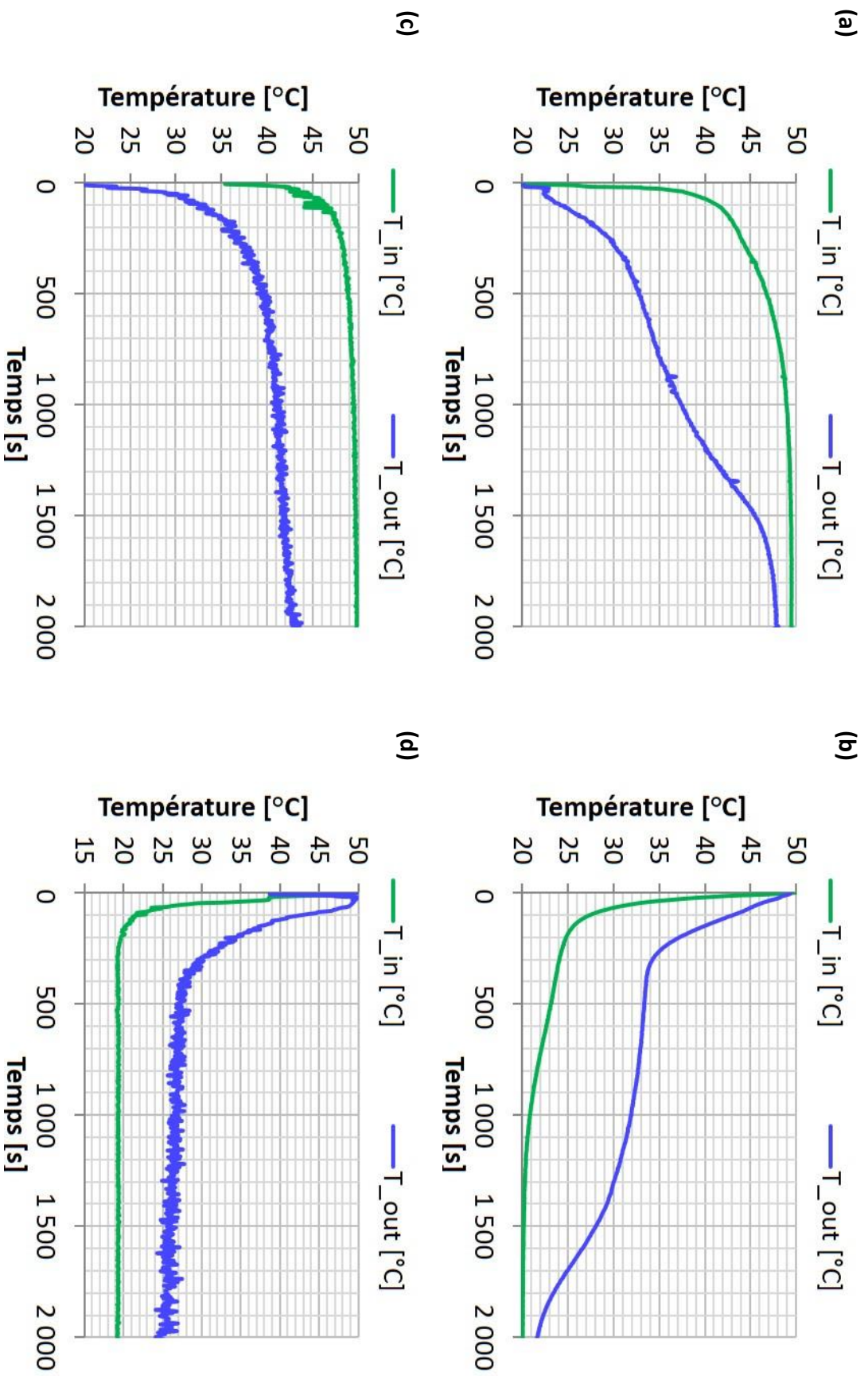


Figure 142 : Température du fluide caloporteur en entrée et en sortie du tube « 10 fpi », sans insert, pour les quatre modes opératoires.
 (a) Charge par le haut ; (b) Décharge par le haut ; (c) Charge par le bas ; (d) Décharge par le bas.

2.4.3 Etude d'un essai de référence en convection mixte défavorable

L'essai de référence choisi est une décharge, avec injection par le haut, dans le tube « 7 fpi », sans insert. Le temps caractéristique moyen pour ce type d'essai est le plus long des 24 configurations étudiées : 3 240 s (Tableau 32). Les décharges par le haut, dans les géométries sans insert, sont des essais pour lesquels le régime d'échange dominant est de la convection mixte freinée. Ici, il s'agit de convection mixte freinée, défavorable.

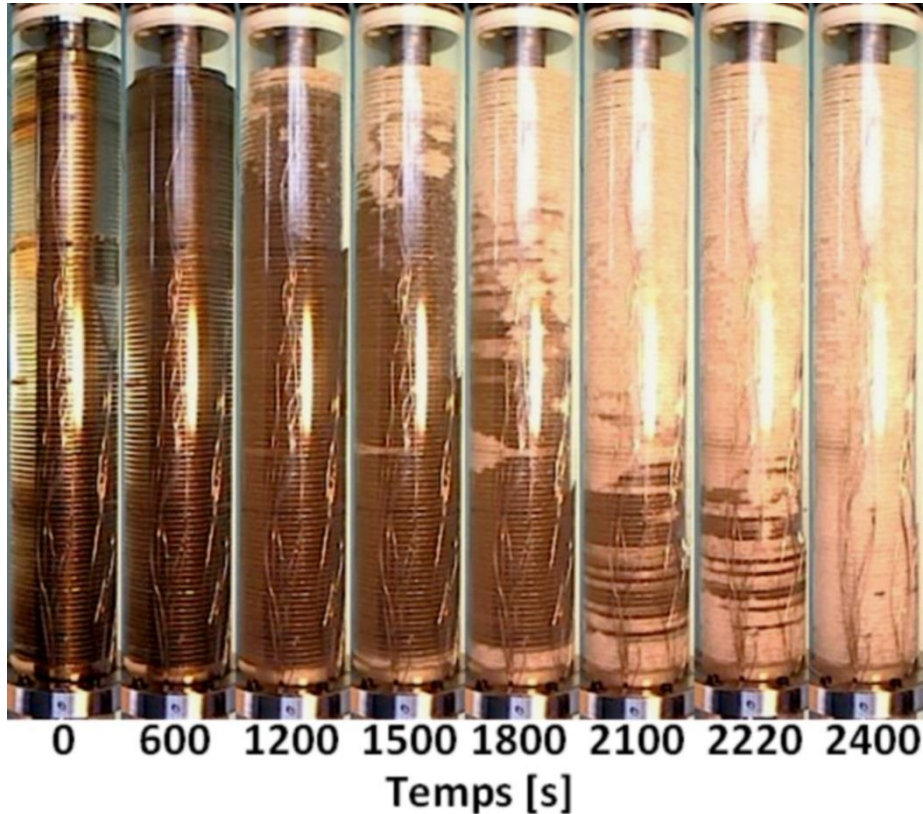


Figure 143 : Photos prises au cours d'une décharge par le haut (7 fpi, sans insert).

La Figure 143 montre que le MCP s'opacifie rapidement sur toute la hauteur de la section d'essais. La progression du front de solidification n'est pas régulière et des zones de MCP solides apparaissent spontanément de part et d'autre de la section d'essais, sans logique apparente. En regardant seulement la Figure 143, la solidification semble se terminer en 2 400 s. Sur le graphique associé (Figure 144), il apparaît qu'à cet instant la solidification est terminée ou bien avancée dans la plupart des sections mais que tout n'est pas solide. Par ailleurs, le refroidissement sensible post-solidification est long et la température n'atteint jamais sa valeur asymptotique (20 °C, la température d'injection). La raison à cela est que la résistance thermique de convection, dans le fluide caloporteur, est importante. En conséquence, les transferts thermiques sont faibles et le temps caractéristique long.

La convection mixte freinée défavorable s'explique par un écoulement recirculant en proximité de paroi. La zone de recirculation joue alors le rôle d'isolant entre la paroi et le reste de l'écoulement. Celle-ci se met en place naturellement lorsque le fluide froid, en paroi, s'échauffe. Les forces de flottabilité en proximité de paroi vont « pousser » le fluide vers le haut. L'écoulement étant descendant, cela va d'abord se traduire par un ralentissement du fluide en paroi. La conservation de la masse impose que l'écoulement s'accélère au centre du tube. Si les forces de flottabilité deviennent prédominantes sur les forces inertielles, alors la vitesse du fluide en paroi change de direction : le fluide froid, chauffé, remonte le long de la paroi, avant de redescendre, entraîné par l'écoulement central, qui, lui, est accéléré en conséquence.

Du fait de la recirculation du fluide caloporteur dans le tube central, la distribution axiale de la température ne ressemble pas à ce qui a pu être présenté précédemment pour les décharges par le haut avec insert. C'est pourquoi la température dans les sections 'C', 'D' et 'E' sont presque homogènes pendant toute la durée de l'essai (Figure 144). Il apparaît également que la section 'E' est solidifiée avant la section 'D', contre toute attente.

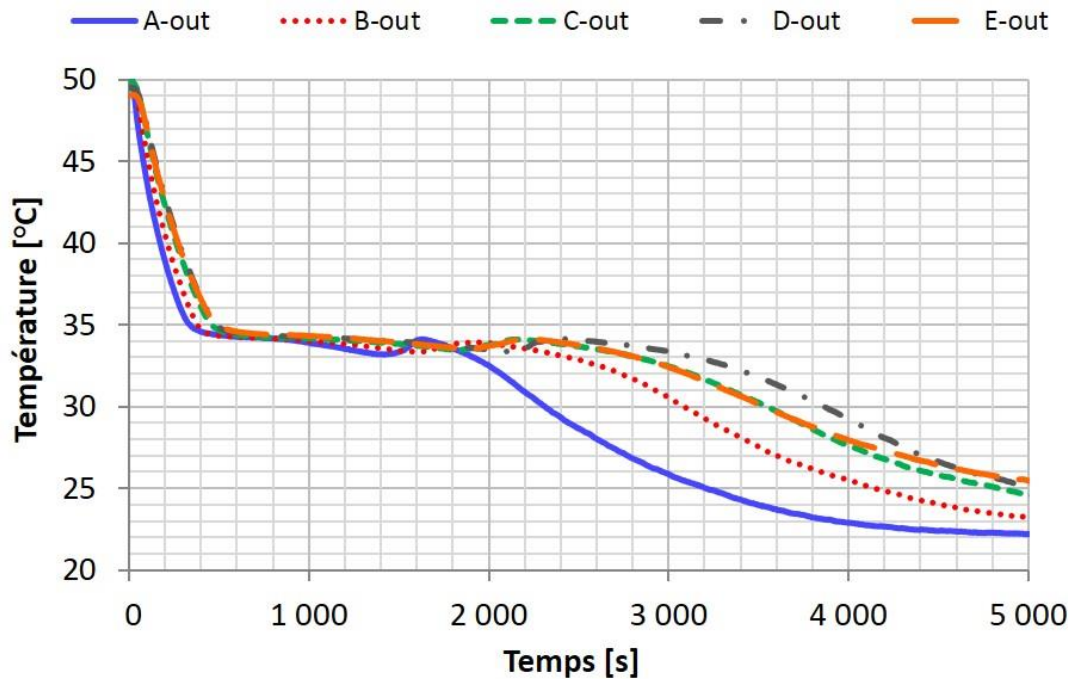


Figure 144 : Profils de température dans le MCP au cours d'une décharge par le haut (7 fpi, sans insert).

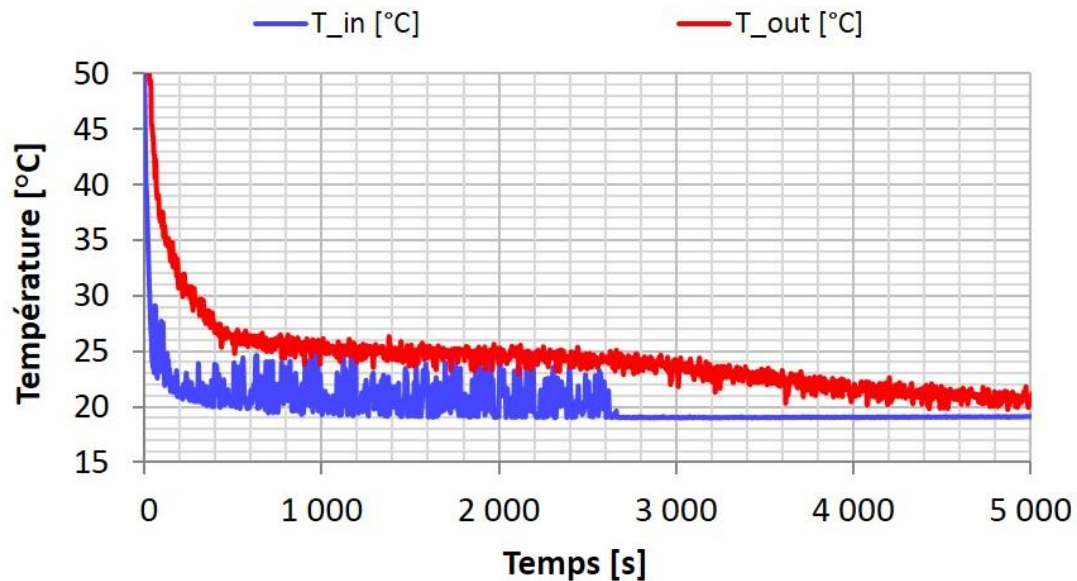


Figure 145 : Température du fluide caloporteur en entrée et en sortie au cours d'une décharge par le haut (7 fpi sans insert).

La recirculation du fluide caloporteur est confirmée par l'observation des courbes de température dans le fluide caloporteur, en entrée et en sortie. Non seulement la courbe représentative de la température en sortie est bruitée, mais celle en entrée l'est également (Figure 145). Le thermocouple enregistre, en entrée, une température allant jusqu'à 25 °C, ce qui indique clairement que de l'eau, chauffée, remonte le long du tube. Quand le refroidissement sensible débute (après 2 600 s, Figure 145) la différence de température entre le fluide caloporteur et le MCP/la paroi diminue, ce qui réduit l'influence des forces de flottabilité : la courbe représentative de la température, en entrée, devient lisse.

La convection mixte freinée défavorable est, sans équivoque, à éviter à tout prix dans un système de stockage thermique par changement de phase. Les performances thermiques sont mauvaises, du fait d'un coefficient de transfert convectif dans le fluide caloporteur qui est trop faible. La distribution axiale de température dans le système, n'est pas propice non plus aux échanges thermiques : les 3/5 de la section d'essais ('C', 'D' et 'E') sont quasiment homogènes en température et à un moment, la température en 'D' est plus élevée que celle en 'E'. Cette distribution est éloignée de la distribution stratifiée, qui optimise les transferts thermiques.

Les prochaines sous-parties concernent la sensibilité des résultats aux conditions opératoires. L'écoulement est instable et une modification, même légère, des conditions opératoires peut suffire à modifier considérablement la typologie de l'écoulement et donc les performances du système.

2.4.4 Etude de la sensibilité des performances pour les écoulements en convection mixte

2.4.4.1 Influence de la température d'injection

Les essais dont il est question ici sont des décharges par le haut qui ont été réalisées, une première fois avec une température d'injection de 20 °C et ensuite avec une température d'injection de 15 °C. Dans le premier cas, la section d'essais est stabilisée à 50 °C avant l'essai. Dans la seconde configuration, elle est stabilisée à 55 °C. L'idée étant de conserver la même différence de température de part et d'autre de la température de solidification (~35 °C). Le tube utilisé est celui avec 10 fpi, sans insert.

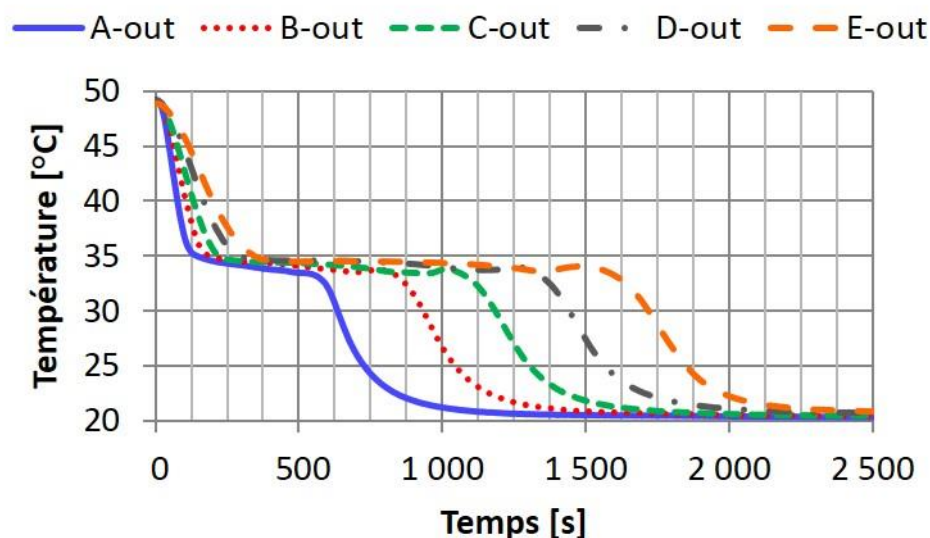


Figure 146 : Profils de température dans le MCP au cours d'une décharge à 20 °C, par le haut (tube « 10 fpi », sans insert).

La Figure 146 représente les évolutions de la température du MCP dans le cas de l'injection à 20 °C. Les mêmes relevés de température sont tracés sur la Figure 147 lorsque l'eau est injectée à 15 °C. Les profils de température et la durée de l'essai sont très différents. Tandis que le front de solidification progresse régulièrement et que l'essai se termine en 2 000 s avec l'injection à 20 °C, le front n'est pas régulier et l'essai dure plus de 4 000 s dans le cas de l'injection à 15 °C. En toute théorie, en faisant abstraction de la problématique de la convection mixte, l'essai avec l'injection à 15 °C aurait dû être moins long que celui à 20 °C. En effet, dans un cas la différence entre la température de solidification et celle d'injection est de 15 °C alors qu'elle est de 20 °C dans l'autre. Tous paramètres égaux par ailleurs, l'essai avec

la plus grande différence de température devrait s'effectuer plus vite⁷⁸. Plus la différence de température est importante plus le flux entre le MCP et le fluide caloporteur l'est. Dans le cas présent, l'essai pour lequel la différence de température est augmentée de 30 % (injection à 15 °C au lieu de 20 °C, soit une différence de température de 20 °C au lieu de 15 °C) est plus de deux fois plus long ! L'explication retenue est la modification du régime d'écoulement du fluide caloporteur. Celui-ci passe d'un cas de convection mixte favorable aux transferts thermiques à un autre cas, qui l'est beaucoup moins.

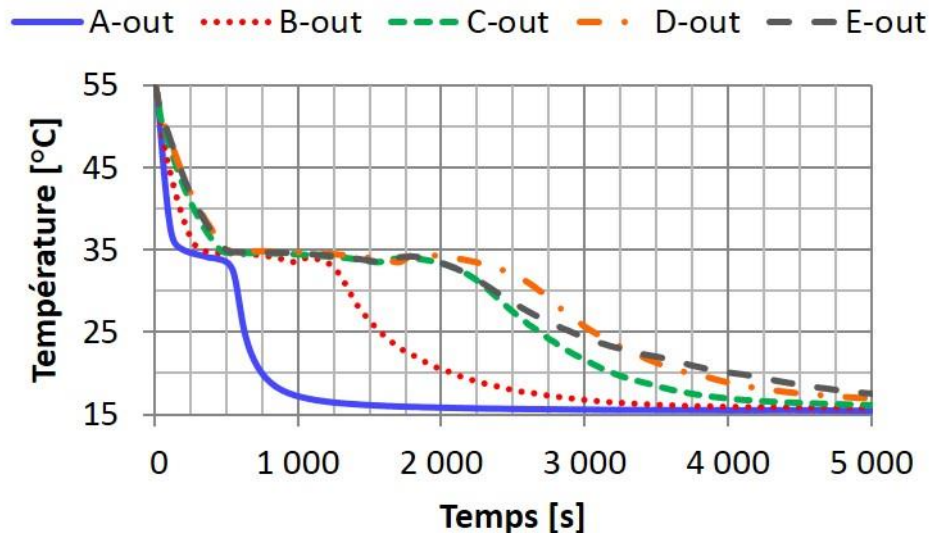


Figure 147 : Profils de température dans le MCP au cours d'une décharge à 15 °C, par le haut (tube « 10 fpi », sans insert).

Afin de confirmer l'hypothèse selon laquelle cette modification des performances est liée au régime d'écoulement dans le fluide caloporteur, il suffit de regarder la forme des profils de température dans celui-ci (Figure 148). Ici encore la température du fluide caloporteur en sortie est bruitée dans un cas et pas dans l'autre. Le cas où elle est bruitée correspond à l'essai avec une injection de 15 °C. Comme précédemment, les perturbations de l'écoulement, observées à partir des fluctuations temporelles de température dans le fluide caloporteur, viennent dégrader les performances globales du système.

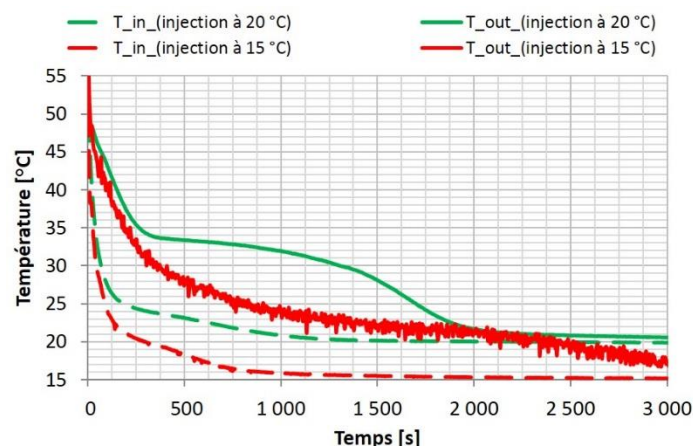


Figure 148 : Température en entrée et en sortie du fluide caloporteur, avec le tube « 10 fpi », sans insert, pour deux valeurs de température d'injection différentes.

⁷⁸ La différence de température entre le front de solidification et le fluide caloporteur en entrée est augmentée de 33 %, en passant d'une température d'injection de 20 à 15 °C. En première approche, et théoriquement, la puissance moyenne est donc augmentée de 33 %. La température initiale de la section d'essais est toutefois plus chaude de 5 °C. La variation de température dans la section d'essais est donc augmentée de 10 °C. L'énergie à récupérer dans la section d'essais augmente en conséquence d'environ 12 %. En toute logique, l'essai avec injection à 15 °C devrait être plus rapide que celui à 20 °C.

La diminution de la température d'injection entraîne une augmentation des différences de température entre le fluide circulant et le MCP. La conséquence principale est l'intensification des forces de flottabilité, qui vient déstabiliser le système et dégrader les performances thermiques : la diminution de la température d'entrée de 5 °C, au lieu d'accélérer le processus de solidification, réduit les transferts thermiques et induit un doublement du temps caractéristique de changement d'état.

Le point important, outre la modification des performances, est l'impossibilité de prédire lesdites performances car ces régimes de convection mixte sont sensibles aux conditions opératoires. La température d'injection n'est pas la seule variable influençant l'écoulement, le débit est la seconde condition opératoire principale qui vient jouer un rôle dans la typologie de l'écoulement. C'est l'objet de la prochaine sous-partie.

2.4.4.2 Influence du débit d'injection

Comme dans la sous-partie précédente, une géométrie et un mode opératoire sont sélectionnés. Deux essais, aux conditions opératoires légèrement différentes sont comparés. Le premier essai sélectionné, comme référence, est le même que ci-dessus : une décharge par le haut à 15 °C. Le second essai se fait avec la même température d'injection mais avec un débit de 9,3 kg/h au lieu de 9,0 kg/h.

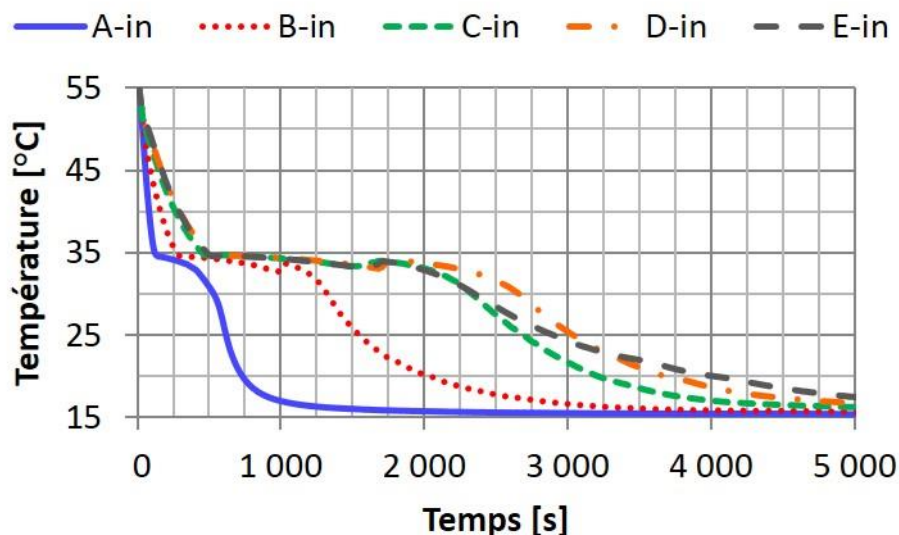


Figure 149 : Profils de température dans le MCP au cours d'une décharge à 15 °C, au débit nominal (9,0 kg/h), par le haut (tube « 10 fpi », sans insert).

Les résultats apparaissent être complètement différents les uns des autres. La Figure 149 représente l'évolution de la température dans le MCP au cours de l'essai de référence et la Figure 150 représente l'évolution de la température dans le MCP au cours du second essai, à plus haut débit. Les profils de température dans le MCP sont totalement distincts, tout comme les échelles de temps. Alors que le temps caractéristique de décharge est d'environ 2 620 s pour l'essai à 9,0 kg/h, il est de 1 230 s pour celui à 9,3 kg/h. En augmentant le débit de 3 %, le temps caractéristique est donc réduit de 53 %.

Comme précédemment, les courbes de température dans le MCP et les performances thermiques globales sont mises en parallèles des courbes de température dans le fluide caloporteur en entrée et en sortie de la section d'essai. La Figure 151 représente la température du fluide caloporteur en entrée et en sortie de la section d'essais pour les deux tests considérés. Là encore, les différences entre les deux essais sont flagrantes. La courbe de

température du fluide caloporteur en sortie de la section d'essais est bruitée dans le cas de l'injection à 9,0 kg/h ; alors qu'elle ne l'est pas lorsque le fluide caloporteur est injecté à 9,3 kg/h. Par ailleurs, la différence de température entre l'entrée et la sortie est plus importante dans le cas de l'injection à 9,3 kg/h, ce qui explique que le temps caractéristique soit plus faible.

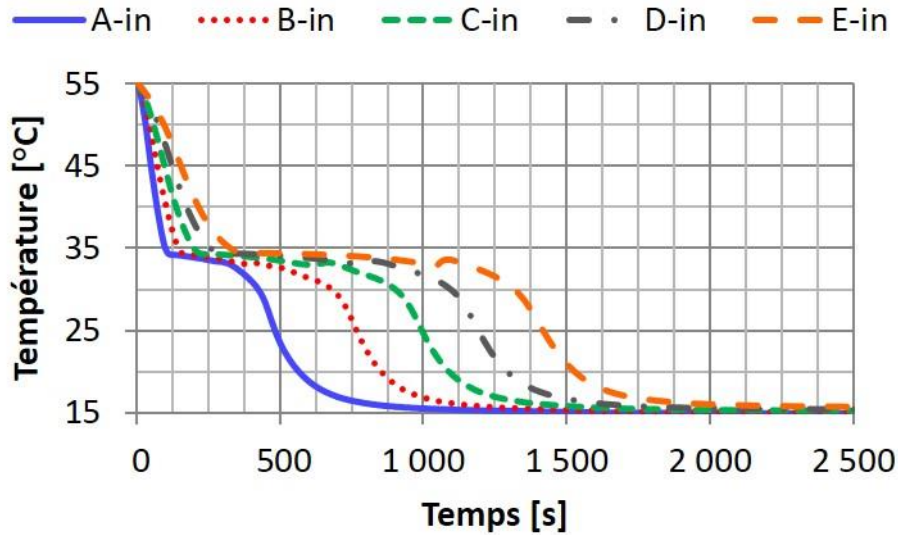


Figure 150 : Profils de température dans le MCP au cours d'une décharge à 15 °C, à 9,3 kg/h, par le haut (tube « 10 fpi », sans insert).

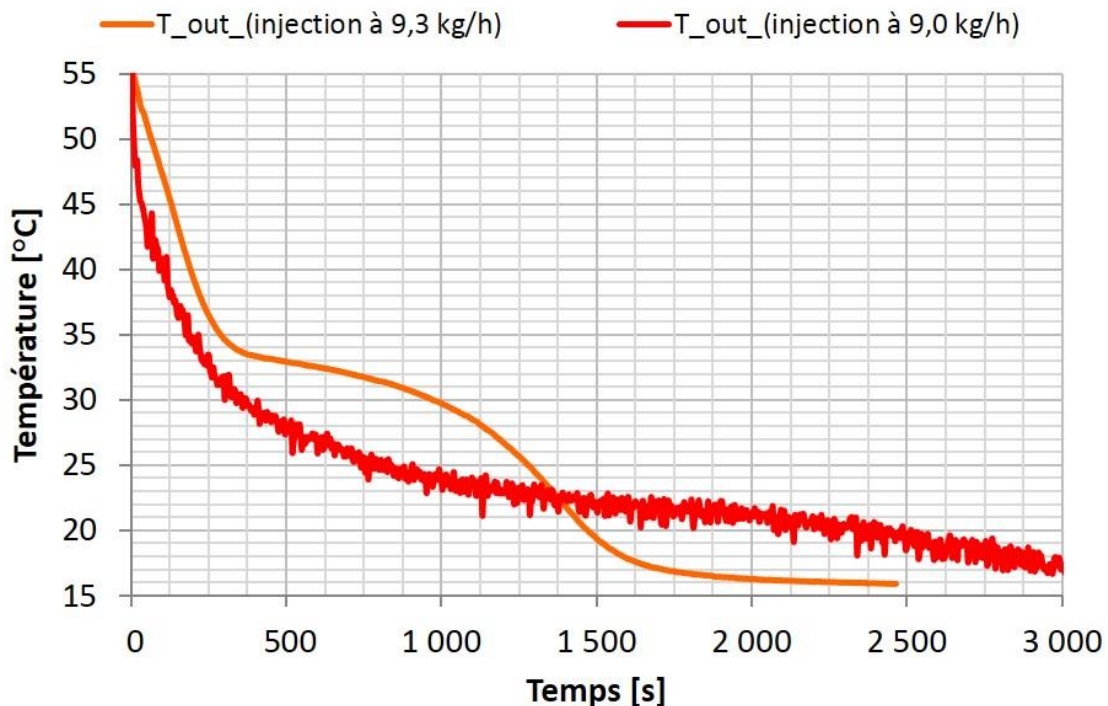


Figure 151 : Température en entrée et en sortie du fluide caloporteur, avec le tube « 10 fpi », sans insert, pour deux débits d'injection différents.

L'explication retenue est que la modification du débit entraîne une variation du nombre de Reynolds. Par suite, le régime d'écoulement s'en trouve modifié. Une fois encore, l'idée, ici, n'est pas de pointer un « bon » ou un « mauvais » régime de fonctionnement, mais plutôt de mettre en avant la sensibilité des résultats aux conditions opératoires.

La sensibilité des performances thermiques de la section d'essais aux conditions opératoires, qu'il s'agisse de la température d'injection ou du débit, est établie. Ainsi les inserts apportent-ils non pas une amélioration des performances thermiques stricto sensu, mais une meilleure stabilité et une meilleure prédictibilité des résultats. En effet, l'amélioration des performances thermiques via les inserts est théorique (Chapitre 2, §5.2, Figure 99 et éq.(35) & Chapitre 3, §1.6, p.113, cf. Figure 118), en comparaison d'un écoulement laminaire. Dans les faits, certains écoulements en convection mixte favorable permettent d'atteindre de meilleurs coefficients d'échange dans le tube.

2.4.4.3 Répétabilité

Face à une telle sensibilité et à la vue du bruit important sur les courbes de température dans le fluide caloporteur, évocateur de fortes instabilités, il est possible de se demander dans quelles mesures les essais sont répétables. La Figure 152 présente l'évolution de la température du MCP pour trois essais réalisés dans des conditions similaires⁷⁹. Les profils sont bels et bien similaires, ils se superposent presque. La remontée en température induite par la « sur-solidification » est visible sur les cinq courbes pour chacun des trois essais. Même ce phénomène s'avère être reproductible.

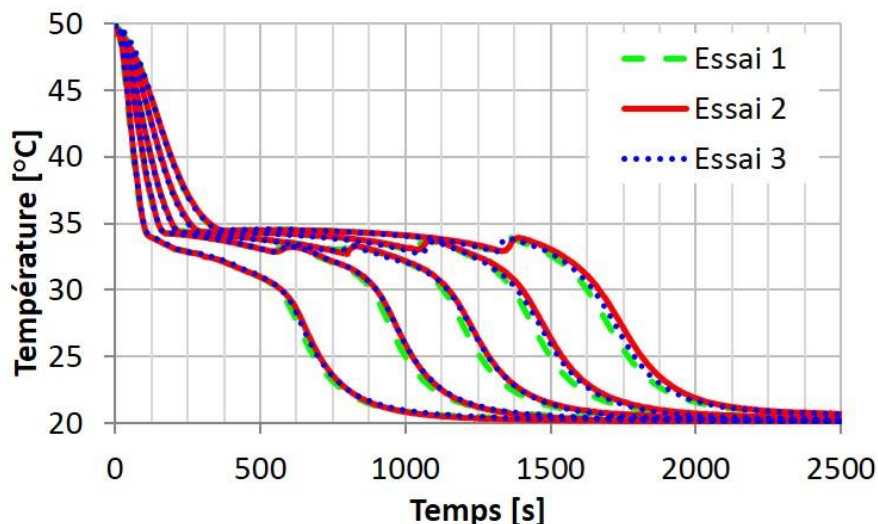


Figure 152 : Comparaison de l'évolution de la température dans le MCP pour différents essais réalisés dans des conditions opératoires similaires (injection par le haut, à 9,0 kg/h, à 20 °C, dans la géométrie 10 fpi, sans insert).

La Figure 153 présente les écarts de température entre les courbes de la Figure 154. Il s'agit de la température de sortie du fluide caloporteur pour les trois mêmes essais. La répétabilité des essais est également attestée sur la température du fluide caloporteur.

La Figure 155 (Gauche) montre l'évolution de l'énergie déstockée au cours de ces trois essais, calculée avec la méthode présentée au début de ce chapitre (Chapitre 3, §1.8, p.117). Le temps caractéristique moyen est 1 512 s, avec une moyenne des écarts absolus de 17 s. La répétabilité est bien validée. La Figure 155 (Droite) présente l'évolution des mêmes variables dans le cas de l'injection à 15 °C⁸⁰. Dans le cas des essais à 15 °C, où l'écoulement du fluide caloporteur est instable, la répétabilité est moins bonne localement : les courbes de température dans le MCP ne se superposent plus tout à fait d'un essai à l'autre. Plus globalement, les courbes de l'énergie déstockée dans la section d'essais sont, elles, plus proches les unes des autres. Finalement, les temps caractéristiques calculés ont pour

⁷⁹ Il s'agit d'un cas de fonctionnement stable. Les courbes représentatives de la température du fluide caloporteur en sortie sont lisses, les performances sont bonnes.

⁸⁰ Cas de fonctionnement instable, avec une température du fluide caloporteur en sortie qui est bruitée.

moyenne 2 620 s et une moyenne des écarts absolus de 110 s. La répétabilité reste bonne à l'échelle du système.

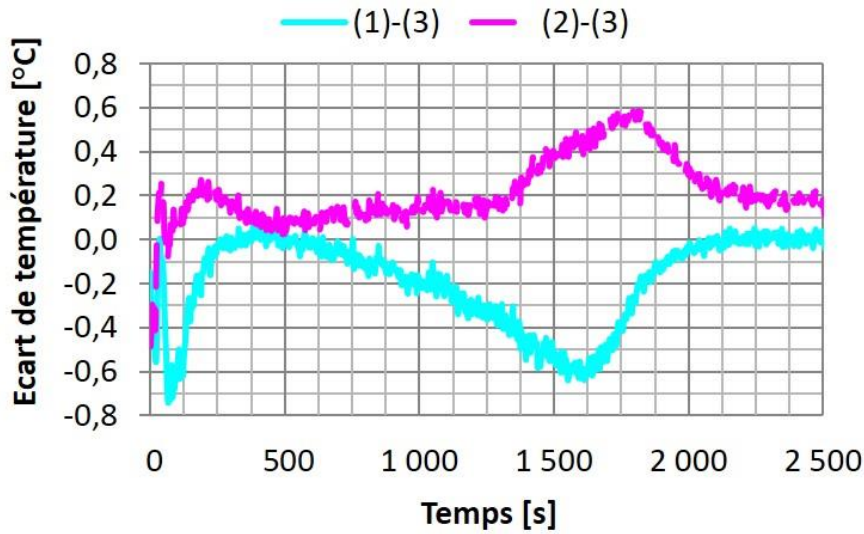


Figure 153 : Différence de température à la sortie de la section d'essais, dans le fluide caloporteur, entre différents essais réalisés dans des conditions opératoires similaires (injection par le haut, à 9,0 kg/h, à 20 °C, tube à 10 fpi, sans insert). La courbe mauve correspond à la différence des courbes bleue et rouge de la Figure 154. Celle cyan, à la différence des courbes bleue et verte de la Figure 154.

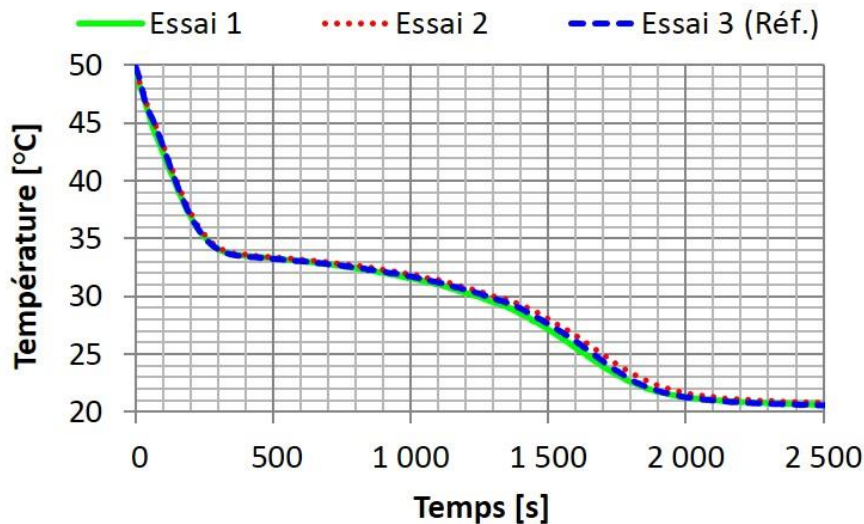


Figure 154 : Température du fluide caloporteur, en sortie de la section d'essais, entre différents essais réalisés dans des conditions opératoires similaires (injection par le haut, à 9,0 kg/h, à 20 °C, tube à 10 fpi, sans insert).

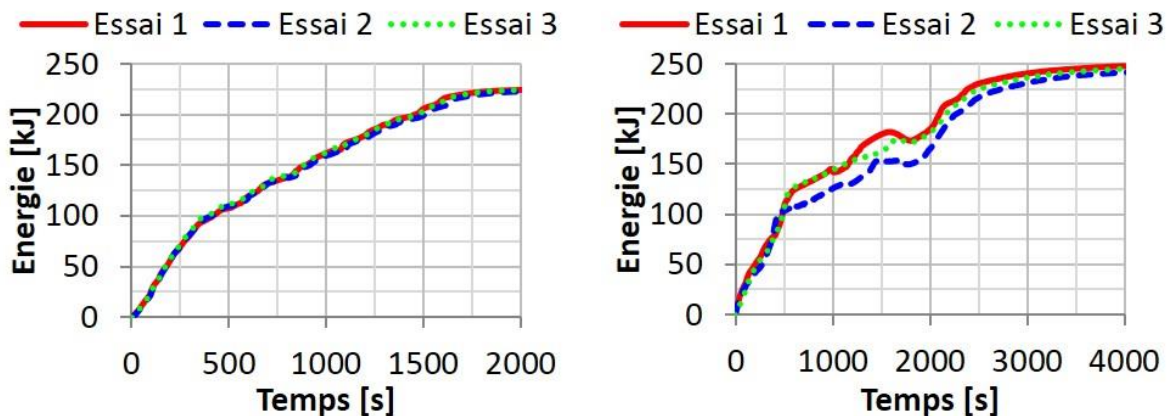


Figure 155 : Comparaison de l'évolution de l'énergie déstockée au cours de plusieurs essais de décharge par le haut (Tube « 10 fpi », sans insert). (Gauche) Fluide caloporteur injecté à 20 °C. (Droite) Fluide caloporteur injecté à 15 °C.

En définitive, les essais sont répétables, mais les résultats sont sensibles aux conditions d'entrée, comme cela a été présenté dans les sous-parties précédentes (Chapitre 3, §2.4.4.1, p.148 et §2.4.4.2 p.150). Quand les essais sont réalisés avec des conditions opératoires qui rendent le fonctionnement instable, la répétabilité est moins bonne.

N.B. : un seul essai a été réalisé à 9,3 kg/h et 15 °C. Pour ces conditions opératoires précises la répétabilité n'a pas été validée. Néanmoins, tous les autres essais ont présentés une excellente répétabilité, ce qui laisse supposer que ce doit être le cas pour cet essai aussi. Par ailleurs, quand bien même la répétabilité ne serait pas validée, cela irait malgré tout dans le sens d'un écoulement instable.

2.5 Etudes complémentaires

Une étude complémentaire sur l'influence du débit sur les performances du système est proposée en Annexe 4, p.262. Cette étude présente en premier lieu l'évolution du temps caractéristique en fonction du débit. Dans un second temps, une température de sortie minimale du fluide caloporteur est fixée et la quantité d'énergie récupérée avant de chuter en dessous de cette limite est estimée. L'évolution de cette quantité d'énergie en fonction du débit est également étudiée. Il en ressort, sans surprise, que l'augmentation du débit améliore la puissance du système, réduit la différence de température entre l'entrée et la sortie et réduit la quantité d'énergie récupérable.

Deux études auxiliaires ont été réalisées et sont présentées en annexes. La première concerne les pertes thermiques de la section d'essais et l'estimation d'un coefficient d'échange total avec l'extérieur (Annexe 5, p.264). Le coefficient d'échange total avec l'environnement est approximativement $h = [5, 8] \text{ W/m}^2/\text{K}$. La seconde étude concerne l'influence de l'historique de la section d'essais sur les essais à venir (Annexe 6, p.269). Autrement dit, étant donné que la répartition du MCP à la fin d'une décharge n'est pas la même selon que l'injection d'eau froide a été réalisée par le haut ou par le bas, est-ce que les charges donnent des résultats différents selon que la décharge précédente a été réalisée par le haut ou par le bas ? Il apparaît que non, « l'historique » n'a pas d'influence sur les essais.

2.6 Conclusion et perspectives

En conclusion, sur cette campagne d'essais, l'augmentation de la densité d'ailettes augmente la puissance du système, mais réduit légèrement la quantité d'énergie qui y est stockée. L'utilisation d'un insert à géométrie hélicoïdale améliore les performances en comparaison d'un insert, plus « simple », cylindrique. Par ailleurs, il a été démontré que les transferts thermiques dans les sections d'essais avec insert se font essentiellement par transferts conductifs. A cela, il convient de rajouter que les fronts de fusion/solidification, au cours des charges et décharges avec injection par le haut, progressent plus régulièrement que ceux observés pendant les charges et décharges, avec injection par le bas. Par ailleurs, les inserts, en réduisant la dimension caractéristique de l'écoulement, viennent limiter la mise en place des mouvements de convection, et par suite, les instabilités liées à ceux-ci. Les inserts apportent de la stabilité à l'écoulement du fluide caloporteur et améliorent la prédictibilité des performances thermiques du système.

Les instabilités de convection mixte peuvent être bénéfiques au système et améliorer les performances thermiques globales en comparaison à un système en convection forcée à nombres de Reynolds identiques. D'un point de vue théorique, ces régimes seraient à mieux

comprendre afin de pouvoir être utilisés pour optimiser le fonctionnement d'une installation. D'un point de vue plus pratique, il semble difficile d'opérer un système réel dans de telles conditions, sans jamais pouvoir prédire les performances thermiques de celui-ci.

Une méthode d'estimation de la conductivité thermique effective a été proposée. La méthode nécessite d'être encore améliorée. Qui plus est, il serait intéressant de réaliser un banc expérimental plus à même de répondre aux besoins du modèle : en imposant une température de paroi, par exemple. Les incertitudes associées aux résultats obtenus par le biais de cette méthode sont importantes, mais les ordres de grandeurs des valeurs ainsi mesurées sont cohérents entre eux et avec la littérature. Il a été estimé que la conductivité thermique effective est d'environ 7,4 et 10,9 W/m/K autour des tubes à 7 et 10 fpi respectivement.

Dans les conditions d'essais présentées, la résistance thermique de conduction effective dans le MCP est du même ordre de grandeur que la résistance de convection dans le fluide caloporteur. Ce point est un optimum de fonctionnement.

Au cours de ce chapitre, une comparaison a été faite entre deux tubes ayant des densités d'ailettes différentes. Les techniques d'ailettage étant limitées, il n'est pas possible de concevoir à échelle industrielle toutes les formes d'ailettes imaginables. C'est pourquoi d'autres technologies d'amélioration de la conductivité thermique effective sont investiguées dans le chapitre suivant. En particulier, les mousses métalliques présentent l'avantage d'être conçues sous forme de plaques. Mis à part la limitation technologique concernant l'épaisseur de la plaque, celle-ci peut être découpée en n'importe quelle forme. Les plaques pouvant atteindre des superficies de plusieurs mètres-carrés, il est tout à fait envisageable de placer plusieurs tubes par plaques et d'assurer de cette façon la continuité thermique entre les tubes. Les ailettes de type 'G', 'L', 'LL', 'KLM', etc. qui sont par nature circulaires et spécifiques à un seul tube ne permettent pas d'assurer cette continuité. Par conséquent, un système de taille réelle (plusieurs mètres-cubes) utilisant de tels tubes à ailettes souffre inévitablement d'une zone morte, contenant du MCP mais pas d'ailette (cette zone représente au minimum 9 % du volume cf. Chapitre 2, §5.2.1, p.94). Par ailleurs, les mousses métalliques ont des distances caractéristiques de conduction faibles. Elles sont néanmoins plus chères et aucune technologie actuelle ne permet une conception à échelle industrielle d'échangeurs à tubes et calandre ayant une mousse métallique qui occupe le volume de la calandre.

Dans le chapitre suivant, deux technologies d'échangeurs composés d'un tube entouré d'une mousse métallique sont testées dans des conditions similaires à celles de ce chapitre.

Chapitre 4 : Etude expérimentale des transferts thermiques dans des mousses métalliques à cellules ouvertes

L'objectif du présent chapitre est multiple.

En premier lieu, il s'agit de confirmer l'intérêt de la mousse de cuivre comme moyen d'amélioration de la conductivité thermique effective. De nombreux échantillons de mousses métalliques ont été caractérisés thermiquement et hydrauliquement, mais peu d'études proposent un passage à l'échelle du système. Par ailleurs, il ressort de l'état de l'art (présenté au Chapitre 2) qu'il existe peu de comparaisons entre un échangeur à tubes ailettés et d'autres où les tubes sont entourés de mousse métallique. En conséquence, une comparaison des performances thermiques de la mousse de cuivre avec celles d'autres géométries d'échangeurs, à savoir : un tube ailetté et un tube simple, est proposée.

Les essais et les géométries auxquels l'échangeur à mousse de cuivre est comparé sont issus des travaux de Caron-Soupart [54]. En effet, pour mener à bien la comparaison entre un tube ailetté et un tube entouré d'une mousse métallique, il convient d'avoir un tube de référence, sans mousse ni ailette : un tube simple, nu. Or, les travaux de Caron-Soupart [54], réalisés sur la même boucle hydraulique que celle qui a été présentée dans le chapitre précédent, regroupent déjà une comparaison entre différentes géométries d'échangeurs, dont un tube en cuivre à ailettes radiales extrudées, et un tube simple en acier. L'étude présentée dans ce chapitre est donc à double sens : d'un côté les travaux de Caron-Soupart [54] fournissent les éléments de comparaison à l'échangeur à mousse métallique testé ; tandis que d'un autre côté, l'étude de l'échangeur à mousse de cuivre va enrichir les travaux de comparaison de Caron-Soupart [54].

Dans une seconde partie de ce chapitre, une structure originale d'échangeur de chaleur est présentée. A mi-chemin entre les ailettes et la mousse, les structures alvéolaires en aluminium de la société Alvéotec, obtenues par voie de fonderie, offrent des possibilités nouvelles concernant le design des échangeurs de chaleur. Un de ces échangeurs alvéolaires a été testé et les résultats sont présentés. La géométrie de l'échangeur est telle qu'il n'est pas possible de le comparer directement aux autres échangeurs testés. Toutefois, une comparaison est faite en se basant sur l'estimation de la conductivité thermique équivalente.

Les essais qui sont présentés par la suite n'ont pas pu être réalisés avec des inserts. Aussi les résultats sont-ils fortement influencés par le régime d'écoulement à l'intérieur du tube. Les essais analysés seront choisis parmi ceux qui ne présentent pas d'instabilité de fonctionnement : c'est-à-dire ceux dont la courbe représentative de la température du fluide caloporteur en sortie est lisse et dont les performances thermiques sont bonnes (convection mixte favorable stationnaire).

1 La mousse de cuivre stochastique⁸¹

1.1 Présentation de la section d'essais

Le principe est le même que pour les sections d'essais avec les tubes ailettés. Un tube central est parcouru par de l'eau, autour de ce tube se trouve une mousse de cuivre, puis une calandre transparente en PMMA, coaxiale, fermée en haut et en bas par deux brides en acier. Les principales dimensions sont données sur la Figure 156.

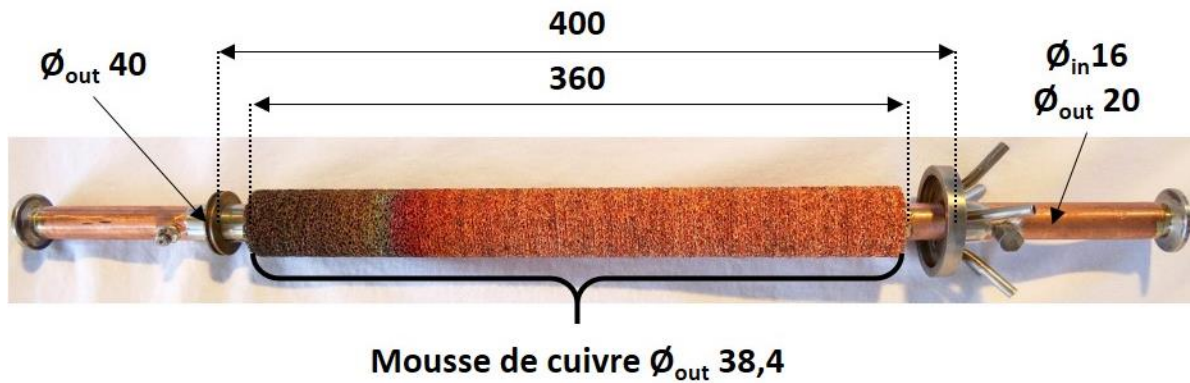


Figure 156 : Photographie de la section d'essais avec la mousse de cuivre autour du tube. Les principales dimensions sont données, en millimètres. La calandre a été retirée pour une meilleure visibilité.

La hauteur de la section d'essais est la même que pour les tubes ailettés : 400 mm. Le diamètre de la calandre, lui, est différent. Au lieu de 60 mm, il est choisi à 40 mm, comme les sections d'essais testées par Caron-Soupart [54].

La mousse métallique utilisée est une mousse de cuivre stochastique à cellules ouvertes obtenue par PVD, fournie par RecematBV (Pays-Bas). Elle se présente sous la forme d'anneaux de 5 mm d'épaisseur (Figure 157). La mousse est initialement conçue sous forme de plaques de 10 mm d'épaisseur. La plaque utilisée a été laminée afin d'en diminuer la porosité. Ceci a été fait dans le but de se rapprocher de la porosité effective de la géométrie à ailettes qui va être présentée par la suite. Les anneaux sont découpés de telle sorte que le diamètre interne de l'anneau (19,6 mm) est inférieur au diamètre externe du tube (20,0 mm). Par conséquent, lorsque les anneaux sont enfilés autour du tube, ils se déforment. Ils tiennent seulement grâce aux contraintes mécaniques.

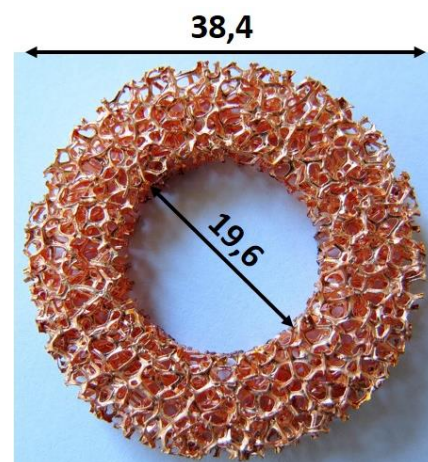


Figure 157 : Photographie d'un des anneaux de mousse métallique utilisés et dimensions principales, en millimètres.

Le diamètre externe des anneaux de cuivre (Figure 157) est identique au diamètre des ailettes du tube ailetté étudié par Caron-Soupart [54].

La hauteur de tube équipée de mousse est de 360 mm (Figure 156), soit 72 anneaux. Il y a 20 mm de tube nu en dessous et au-dessus des anneaux de mousse, pour le passage des thermocouples et le remplissage. La Figure 158 représente la distribution de porosité des anneaux. La valeur moyenne est de 90,9 % et l'écart-type de 1,2 %. La densité de pores oscille entre 5 et 10 ppi (pores par pouce). La surface d'échange spécifique estimée par le fournisseur

⁸¹ Les mousses métalliques « stochastiques », par opposition aux mousses « régulières », présentent une structure fibreuse irrégulière et une porosité aléatoire. La densité de pores renseignée pour ces mousses est généralement donnée dans une gamme, elle n'est pas fixe.

est de $2\,000\text{ m}^2/\text{m}^3$. 90 anneaux ont été reçus, ceux dont la porosité mesurée (par pesée) est trop grande ou trop faible ont été écartés pour ne garder que les 72 plus homogènes en porosité.

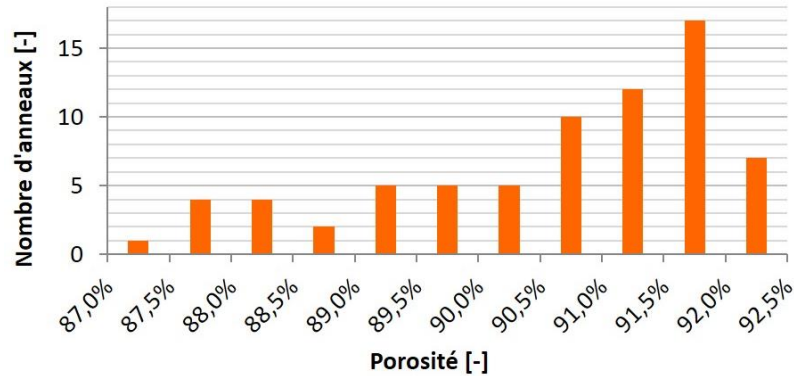


Figure 158 : Distribution de porosité des anneaux utilisés.

La boucle hydraulique sur laquelle la section d'essais est montée est la même que celle présentée dans le Chapitre 3 (§1.1, p.104). Une des différences principales, entre cette section d'essais et les précédentes, réside dans le fait qu'il n'y a pas d'insert dans l'écoulement. De plus, les charges se font à 55 °C et les décharges à 15 °C ; tandis que la section d'essais est stabilisée à 15 ou 55 °C respectivement. Le débit massique du fluide caloporteur est de $0,002\text{ kg/s}$ ($7,2\text{ kg/h}$). Ces conditions opératoires ont été choisies afin de se rapprocher des conditions expérimentales dans lesquelles Caron-Soupart [54] a réalisé ses essais. Dans ces conditions, le régime d'écoulement dans le tube central est caractérisé par les grandeurs adimensionnelles présentées dans le Tableau 34. Ces grandeurs sont également projetées sur la carte des écoulements de Metais et Eckert (Figure 159).

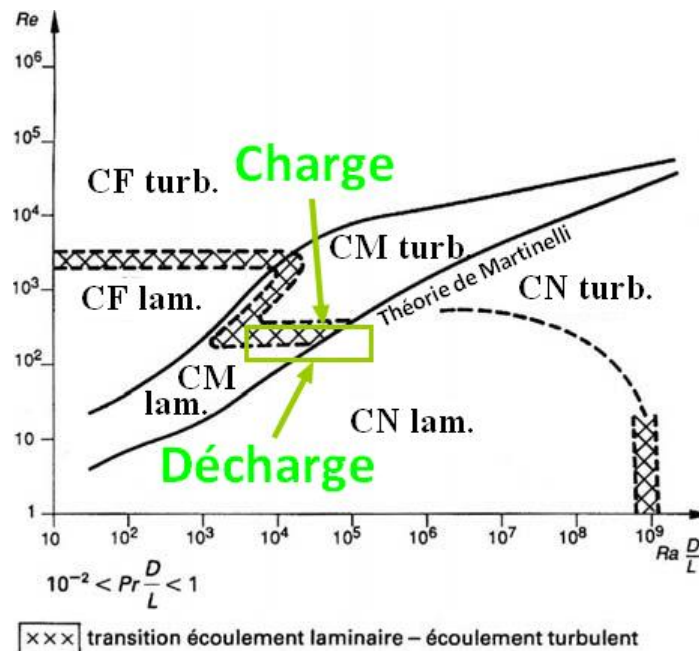


Figure 159 : Carte des régimes de convection de Metais et Eckert [221] et projection de la zone de fonctionnement pour la section d'essais considérée (en vert).

	\bar{v} [m/s]	Re [-]	Ra [-]
Charge	0,010	320	$4,9 \times 10^6$
Décharge		140	$7,5 \times 10^5$

Tableau 34 : Grandeurs caractéristiques de l'écoulement, en charge et en décharge.

Il résulte de la Figure 159 que le régime de convection est mixte et potentiellement en régime de transition laminaire-turbulente. Toutes les conclusions établies précédemment sont donc valables. En particulier, si la courbe représentative de la température du fluide caloporteur en sortie est bruitée, alors cela signifie que l'écoulement est potentiellement instable et qu'il s'agit de convection mixte défavorable. Des comparaisons dans ces conditions ne sont pas envisagées. *A contrario*, lorsque la convection mixte est favorable, que les performances thermiques sont bonnes et que la courbe représentative de la température du fluide caloporteur en sortie est lisse, alors des comparaisons pourront être réalisées entre les différents échangeurs. La répétabilité des essais est attestée.

L'instrumentation est réalisée de la même façon que dans le Chapitre 3 (§1.3, p.108), à la différence près que les thermocouples sont placés à 3,7 et 7,7 mm de la paroi du tube, pour les couronnes intérieure et extérieure respectivement. Qui plus est, il n'est pas nécessaire d'utiliser des supports pour les thermocouples, ceux-ci sont directement enfoncés dans la mousse, puis collés en périphérie des anneaux (Figure 160).



Figure 160 : Instrumentation de l'échangeur.

L'approche expérimentale présentée dans le chapitre précédent, qui repose sur le maillage expérimental, est réutilisée ici (Chapitre 3, §1.8, p.117). Au lieu des ailettes, c'est la quantité de mousse qui est prise en compte. C'est via ce modèle expérimental que la comparaison entre les échangeurs est effectuée.

Le MCP utilisé est toujours de la RT35HC. Il y a 260 g de MCP imprégnés dans la mousse de cuivre⁸². L'imprégnation n'a pas posé de problème et semble totale : la quantité imprégnée est cohérente avec ce qui était attendu. La part de chaque composant dans l'énergie totale stockée ou déstockée au cours d'un essai est représentée sur la Figure 161. Un quart de la part du MCP est de l'énergie sensible.

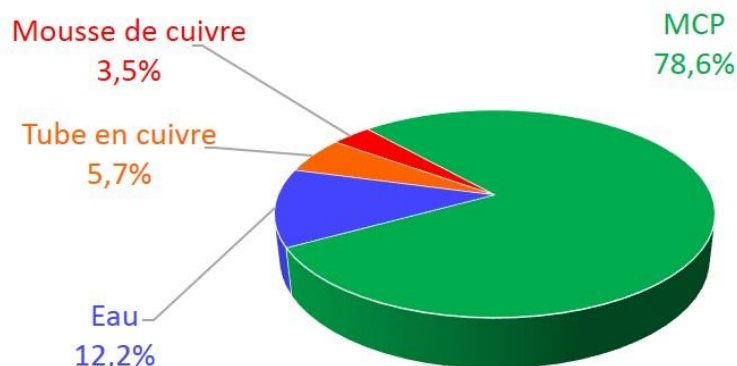


Figure 161 : Représentation schématique de la part des différents constituants dans le calcul de l'énergie totale dans la section d'essais avec la mousse métallique.

⁸² Etant donné que le diamètre interne de la calandre est de 40 mm au lieu de 60 mm comme dans le Chapitre 3, il y a 2,5 fois moins de MCP dans l'échangeur à mousse de cuivre que dans les sections d'essais avec les tubes ailetés étudiées dans le Chapitre 3.

1.2 Résultats

Les résultats détaillés sont une charge par le haut et une décharge par le haut. Les essais en charge et en décharge par le bas donnent des résultats comparables à ce qui a été obtenu avec les tubes ailetés lorsque le régime d'écoulement était défavorable aux transferts thermiques. La problématique des régimes de convection mixte en transition laminaire-turbulent a été abordée dans le Chapitre 3 et une solution lui a été apportée : les inserts. C'est pourquoi, ces essais ne sont pas présentés dans la suite.

1.2.1 Charge par le haut

La Figure 162 regroupe six photographies de la section d'essais, prises à différents instants au cours de la charge (fusion). La fusion du MCP commence au cœur de la section d'essais, en proximité du tube. Le MCP solide en périphérie de la mousse, ne permet pas de voir ce qu'il s'y passe. Entre la fusion du MCP au cœur et en paroi, un retard de plusieurs dizaines de secondes est observé. Le front de fusion (traits bleus discontinus), tel qu'il est visible depuis l'extérieur, descend à vitesse constante. En effet, les flèches vertes ont toutes la même taille et montrent que la distance parcourue par le front de fusion le long de la calandre progresse régulièrement. Aucune flèche verte n'est tracée entre les deux dernières photos car l'intervalle de temps n'est pas le même qu'entre les autres prises de vue. Les deux derniers centimètres de MCP, en bas (flèche rouge), qui ne sont pas imprégnés dans de la mousse de cuivre, mettent beaucoup plus de temps à fondre que le reste.

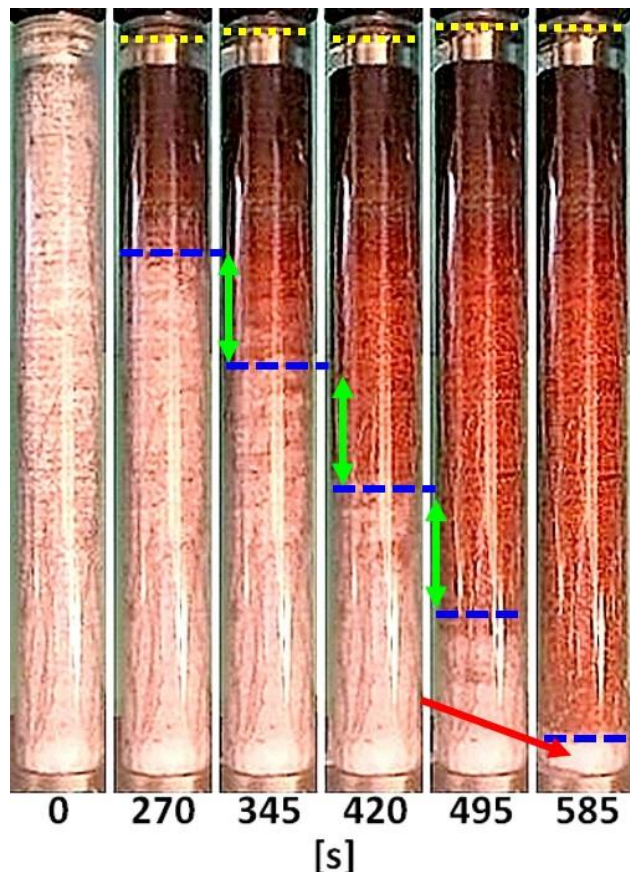


Figure 162 : Photos prises au cours d'une charge par le haut (échangeur à mousse de cuivre).

Sur la Figure 162 toujours, les traits jaunes discontinus représentent l'évolution du niveau liquide. Il augmente au début de l'essai, puis diminue entre le 345^e et la 420^e s et remonte ensuite jusqu'à atteindre la bride, qui ferme la calandre, à la 495^e s. La hauteur théorique du niveau liquide est 1 cm au-dessus de la mousse (et donc 1 cm en dessous de la bride). Ces variations de niveau sont expliquées par la présence de bulles d'air dans la section d'essais. En effet, comme avec les ailettes du Chapitre 3, lorsque le MCP se solidifie des cavités se forment et se remplissent d'air. Ces poches d'air peuvent se retrouver piégées dans le MCP liquide au cours de la fusion suivante. Ce n'est pas toujours le cas, en particulier, si le niveau liquide redescend entre la 345^e et la 420^e s, c'est que certaines bulles sont parvenues à s'échapper de la structure.

Quand le MCP est maintenu à l'état liquide, les bulles d'air remontent librement entre les ailettes des tubes ailetés, tandis que les fibres de la mousse métallique sont tortueuses et les

pores sont écrasés sur eux-mêmes du fait du laminage, ce qui contribue à limiter la remontée des bulles. Il en résulte que les bulles d'air se retrouvent parfois bloquées dans la structure poreuse et ne parviennent pas à remonter. Ce phénomène de piégeage survient lorsque les forces de pression ne sont pas prédominantes sur les forces de tension superficielle.

Si les bulles d'air piégées pendant la solidification ne parviennent pas à sortir du MCP nouvellement fondu, alors le niveau liquide augmente proportionnellement à la fraction volumique d'air dans le système. A la fin des essais de charge, il est nécessaire de secouer la section d'essais pour évacuer les bulles d'air, sans quoi la fraction volumique d'air piégé dans la section d'essais augmente d'essai en essai et fait augmenter le niveau liquide jusqu'à ce qu'il atteigne la bride supérieure. Ce qui se traduit invariablement par un débordement. La quantité d'air n'est pas négligeable comme le montre la Figure 163 qui représente la même section d'essais, à la fin d'une charge, avant et après que les bulles soient évacuées de la section d'essais en la secouant. Pour mener au débordement, il faut que la fraction volumique d'air dans la section d'essais soit supérieure ou égale à 2,5 %.

La présence de ces bulles n'est pas mentionnée dans la littérature. Par conséquent, même si l'observation directe du changement de phase ne permet pas toujours de suivre avec pertinence l'avancée du front de changement d'état, elle n'en est pas moins utile pour la découverte et l'observation de phénomènes secondaires qui ne sont pas forcément attendus.

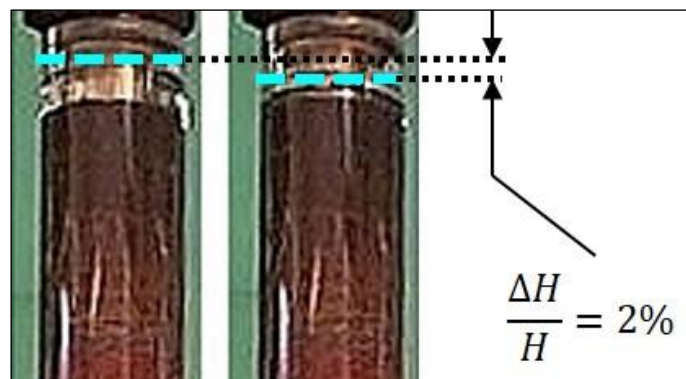


Figure 163 : Influence de l'évacuation de l'air piégé dans la mousse de cuivre sur le niveau de surface libre, à la fin d'une charge par le haut.

Les températures mesurées dans le MCP indiquent que la section d'essais a un comportement thermique axisymétrique. Par conséquent, comme dans le Chapitre 3, les courbes représentatives de la température dans le MCP sont des moyennes angulaires.

La Figure 164 renseigne sur l'évolution de la température dans le MCP au cours de l'essai, sur la couronne de thermocouples extérieure. Après 150 s d'essai, le MCP, en partie haute de l'installation est déjà fondu (flèche bleue) alors que le MCP en partie basse atteint seulement sa température de fusion (flèche orange). Le MCP est entièrement fondu au bout de 500 s (trait vertical discontinu noir). La dynamique de la fusion est rapide ici. Cela s'explique d'une part par la faible quantité de MCP (270 g) et d'autre part par l'efficacité de la mousse de cuivre. Ce dernier point sera confirmé lors de la comparaison avec les autres échangeurs. Le palier de fusion est peu marqué, comme cela avait pu être observé avec les tubes à ailettes du Chapitre précédent. Cela tend à confirmer que c'est un trait caractéristique du MCP. La section d'essais est trop petite pour permettre d'atteindre un régime pseudo-permanent, dans le sens où la section d'essais n'est jamais homogène thermiquement, à la température de changement de phase. La température mesurée sur la couronne de thermocouples intérieure est quasiment la même que celle mesurée sur la couronne extérieure. Cela s'explique par la structure de la mousse métallique qui permet d'homogénéiser la température radialement dans le système et par le fait que les couronnes de thermocouples sont relativement proches (4 mm).

La Figure 165 représente la variation d'énergie dans la section d'essais au cours du temps. Dans un premier cas (courbe continue bleue), elle est calculée à partir du modèle expérimental, avec le maillage de thermocouples. Dans un second cas (courbe discontinue rouge), elle est calculée à partir d'un bilan intégratif sur les températures mesurées dans le

fluide caloporteur. Sur la courbe (bleue) tracée avec la température dans le MCP, la rupture de pente lorsque 90 % de l'énergie maximale stockable est stockée est bien marquée (ligne horizontale discontinue bleue). Le temps caractéristique de charge de 500 s obtenu en traçant la verticale (ligne verticale discontinue noire) est cohérent avec les courbes de la Figure 164. Par ailleurs, la valeur asymptotique de l'énergie stockée est cohérente avec l'estimation théorique. Concernant le bilan avec les températures dans le fluide caloporteur, il apparaît qu'il n'est pas valable ici. Plusieurs raisons expliquent cela. Premièrement, il n'y a qu'un seul thermocouple en amont et en aval de la section d'essais dans le fluide caloporteur, ce qui limite considérablement la précision car la température sur la section de passage n'est pas homogène. Deuxièmement, le bilan est intégratif, c'est-à-dire que les incertitudes, liées à la mesure et à la position, se propagent à chaque nouveau pas de temps. Enfin, les pertes thermiques de la section d'essais sont intégrées dans le bilan sur le fluide caloporteur. C'est ce qui explique d'ailleurs que la courbe rouge soit infiniment croissante sur la Figure 165. Cette figure illustre la raison pour laquelle le bilan sur les thermocouples est préféré au bilan sur le fluide caloporteur.

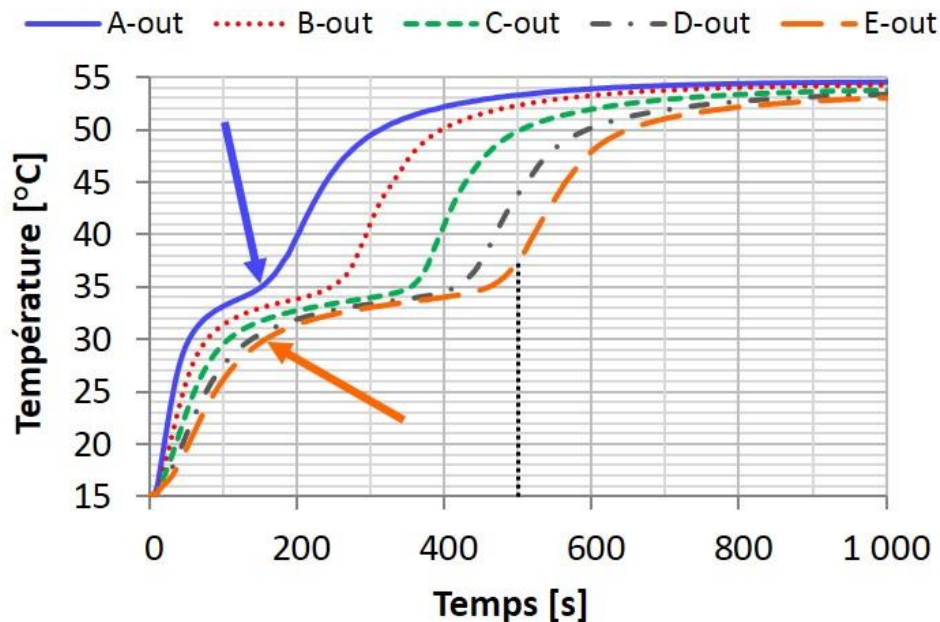


Figure 164 : Température dans le MCP, sur la couronne de thermocouples extérieure (charge par le haut, échangeur à mousse de cuivre).

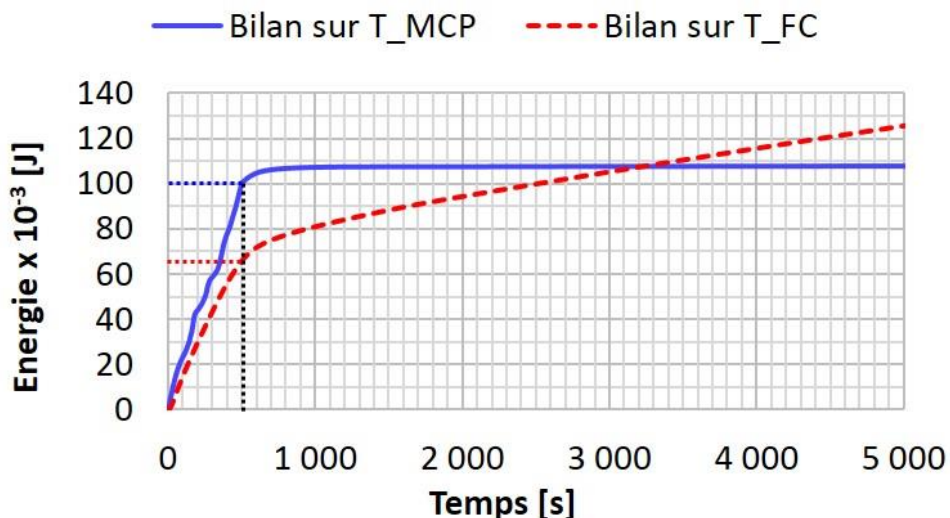


Figure 165 : Comparaison entre le bilan d'énergie réalisé à partir des températures dans le MCP (méthode du maillage expérimental) et le bilan réalisé à partir des températures mesurées dans le fluide caloporteur.

En conclusion sur la charge, les phénomènes observés sont similaires à ceux qui ont été commentés dans le Chapitre 3. La phénoménologie de la fusion est globalement la même. La problématique des bulles d'air se pose plus avec la mousse qu'avec les ailettes. A l'échelle d'un système de stockage industriel, cette problématique peut ne pas être anodine.

1.2.2 Décharge par le haut

1.2.2.1 Résultats expérimentaux

La Figure 166 regroupe six photographies de la section d'essais, prises à différents instants au cours de la décharge (solidification).

Les traits discontinus cyans représentent le niveau liquide. Il diminue au fur et à mesure que le MCP se solidifie. Le front de solidification (traits discontinus bleus) progresse régulièrement (flèches vertes). La flèche jaune pointe vers le front de solidification qui se développe autour des deux centimètres de tube qui ne sont pas entourés de mousse de cuivre, entre la 240^e et la 360^e s. Ce front de solidification, en partie basse de l'installation, renseigne sur l'état général de la section d'essais. En effet, si ce front apparaît, ici, c'est que le MCP au-dessus, dans la mousse de cuivre, a déjà commencé à se solidifier autour de la paroi du tube, même si cela ne se voit pas de l'extérieur. Cette couronne de MCP, en bas du tube, a une forme conique, plus évasée en bas (flèche violette). Cette forme s'explique essentiellement par la conduction dans la bride inférieure (en acier) et par la convection naturelle dans cette zone située sous la mousse de cuivre ($Ra = 2,5 \times 10^6$).

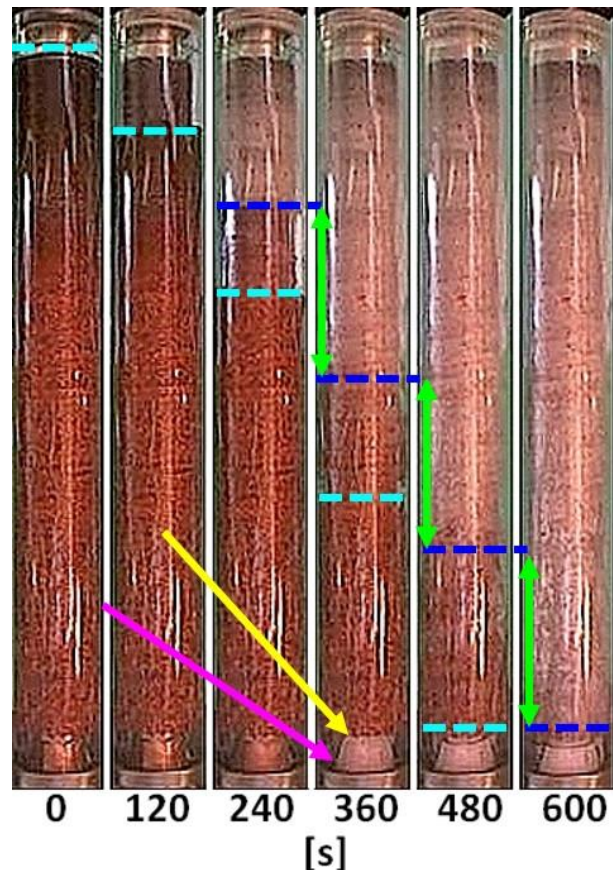


Figure 166 : Photos prises au cours d'une décharge par le haut (échangeur à mousse de cuivre).

Sur la Figure 167 sont représentés les profils temporels de la température dans le MCP. Comme dans le Chapitre 3, il apparaît que le palier de solidification est plus marqué que celui de fusion. Les deux lignes verticales discontinues noires délimitent la partie de l'essai qui s'écoule de la 240^e à la 360^e s. Il s'avère que sur cet intervalle de temps, la totalité du MCP dans la section d'essais est soit déjà solidifiée, soit en train de se solidifier, comme cela a été postulé en observant l'apparition du front de solidification en bas de la section d'essais (Figure 166, flèche jaune). Les mesures de température indiquent que la décharge est terminée après environ 630 s (ligne verticale discontinue violette).

Sur la Figure 167, toujours, la flèche orange indique le moment où la solidification commence au niveau des thermocouples 'E-out' (150^e s), la flèche bleue indique le moment où la solidification se termine au niveau des thermocouples 'A-out' (200^e s). Contrairement à l'essai de charge, pour lequel la partie supérieure de la section d'essais avait déjà fondu alors que la partie inférieure commençait tout juste à fondre, il y a, au cours de l'essai de décharge, 50 s pendant lesquelles quasiment toute la section d'essais est à la même température (entre

les deux flèches). Il est donc envisageable d'utiliser les corrélations empiriques définies dans le chapitre 2 afin d'estimer l'ordre de grandeur du coefficient d'échange convectif à l'intérieur du tube.

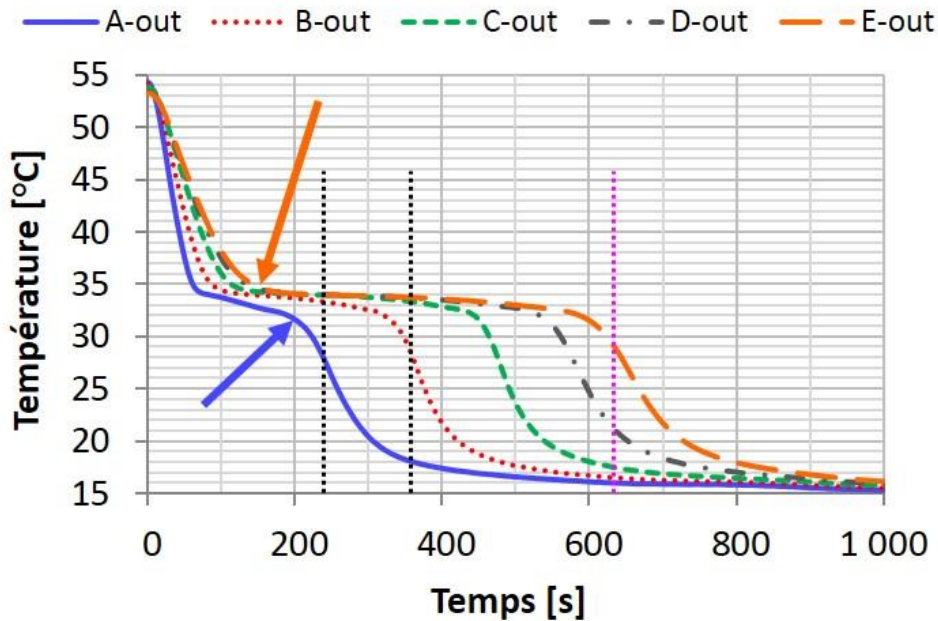


Figure 167 : Température dans le MCP, sur la couronne de thermocouples extérieure (décharge par le haut, échangeur à mousse de cuivre).

1.2.2.2 Exploitation analytique des résultats expérimentaux

L'équation (36) (p.101) pour les écoulements en convection forcée laminaire donne $h_{FL} = 210 \text{ W/m}^2/\text{K}$; les équations (38) à (44) (p.101) pour les écoulements en convection mixte laminaire favorable donnent $h_{ML} = 900 \text{ W/m}^2/\text{K}$.

En première approche, afin de savoir laquelle de ces valeurs est la plus représentative de la réalité expérimentale, il est possible de tester leur cohérence. Soit \overline{T}_{FC} la moyenne de température logarithmique dans le fluide caloporteur et \overline{T}_{MCP} la moyenne de température dans le MCP. L'énergie cédée par le MCP au fluide caloporteur peut être approchée par :

$$E(t) = \int \left[h \times \underbrace{\pi DH}_{S_{ech}} \times (\overline{T}_{MCP}(t) - \overline{T}_{FC}(t)) \right] dt \quad (63)$$

Ce calcul repose sur l'hypothèse qu'à tout instant, la totalité de la paroi interne du tube participe au transfert d'énergie. Cette hypothèse est vraie ici car l'analyse en système du premier ordre de l'écoulement indique qu'il faut une longueur de tube de plus de 0,4 m (hauteur de la section d'essais) pour atteindre 90 % de la température asymptotique et ce en considérant l'hypothèse haute, selon laquelle $h = h_{ML} = 900 \text{ W/m}^2/\text{K}$. La Figure 168 (page suivante) présente la courbe obtenue avec le modèle expérimental (maillage de thermocouples), ainsi que les courbes obtenues avec l'équation (63) pour $h = h_{FL} = 210 \text{ W/m}^2/\text{K}$ et pour $h = h_{ML} = 900 \text{ W/m}^2/\text{K}$. Il apparaît que ces coefficients d'échange convectifs sont trop faibles pour assurer le transfert de l'énergie calculé à partir des mesures expérimentales.

Avant d'aller plus loin, il est nécessaire de revenir sur les hypothèses et approximations qui ont été faites pour estimer ces deux valeurs du coefficient d'échange convectif. Tout d'abord, le régime d'écoulement dans le tube n'est pas connu, l'influence de la transition laminaire-turbulente n'est pas quantifiable. Qui plus est, les estimations des coefficients d'échange convectif ont été réalisées en supposant que la température de paroi était

homogène, constante et le régime établi. Or, ce n'est que partiellement vrai pendant 50 s (entre la 150^e et la 200^e s). Ces hypothèses et approximations expliquent que les valeurs calculées ne donnent pas de bons résultats.

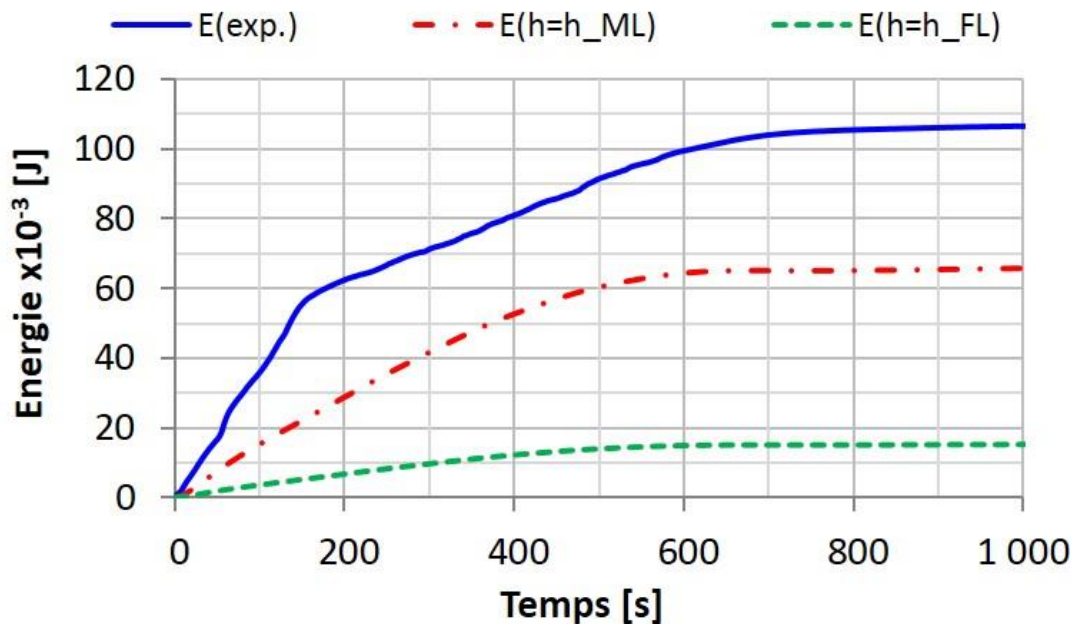


Figure 168 : Variation d'énergie dans le MCP, mesures et calculs expérimentaux (en bleu) et estimations par le calcul avec les corrélations empiriques pour le coefficient d'échange et les températures moyennes (éq.(63)) (en rouge et vert).

Une autre solution, pour estimer ce coefficient d'échange thermique est d'utiliser la résolution du problème de Stefan (Chapitre 2, §5.1, p.91). Le temps de solidification, entre 35 et 32 °C, en 'A-out' est estimé à 130 s (Figure 169). En utilisant l'équation (19) (p.93), il est possible, comme cela a été fait dans le Chapitre 3 avec les tubes à ailettes, de tracer l'ensemble des couples « coefficient d'échange convectif / conductivité thermique effective dans le MCP » permettant d'obtenir un temps de solidification de 130 s. Les résultats sont tracés sur la Figure 170.

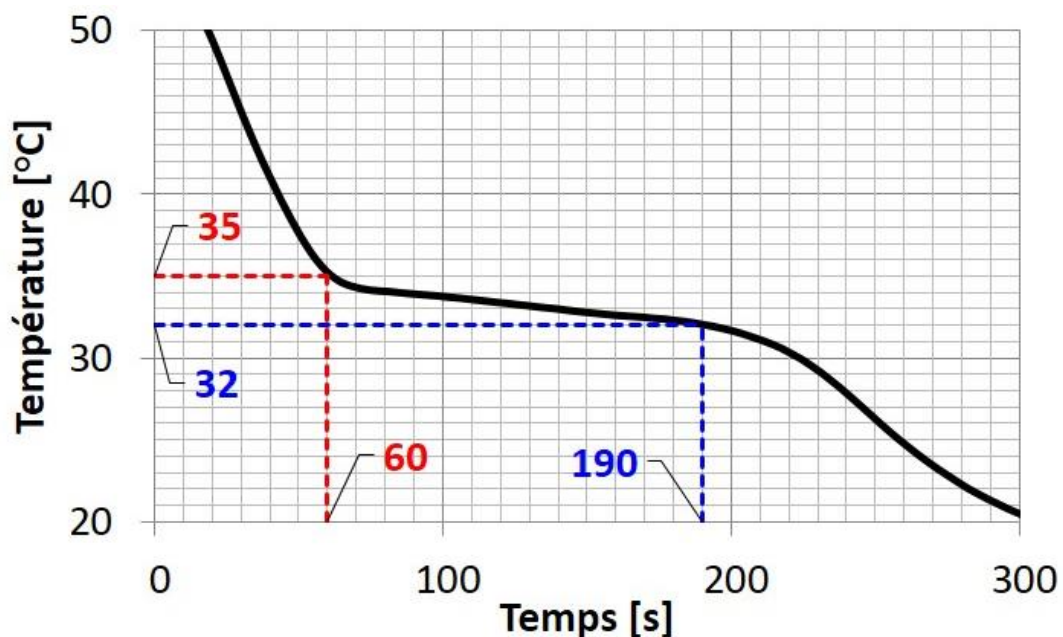


Figure 169 : Evolution de la température en 'A-out' au cours d'une décharge par le haut (échangeur à mousse de cuivre).

Pour utiliser l'équation (19) (p.93), qui a permis de tracer la Figure 170, il faut pouvoir négliger la conduction axiale. Cette hypothèse-ci est valable, car les anneaux de mousse ne font que 5 mm d'épaisseur et rien n'assure le contact entre deux anneaux superposés. La résistance thermique radiale est donc faible devant les résistances axiales.

Sur la Figure 170 deux asymptotes sont tracées (courbes $h_{FC,min}$ et $\lambda_{eff,min}$). Ces asymptotes correspondent aux valeurs seuils de la conductivité thermique effective et du coefficient d'échange convectif qui permettent d'avoir un temps de solidification de 130 s au niveau du thermocouple en 'A-out'. Tout d'abord, le coefficient d'échange convectif est nécessairement supérieur à 1 150 W/m²/K, ce qui est cohérent avec ce qui a été établi juste avant (Figure 168). Par ailleurs, les corrélations empiriques et analytiques présentées dans le Chapitre 1 (§3.3.3, p.60) relient la conductivité thermique effective de la mousse de cuivre à sa porosité. Les corrélations de Mesalhy et al. [154], Dul'nev [151], Calmidi et Mahajan [155], Bhattacharya et al. [156], Krishnan et al. [157], Calmidi et Mahajan-2 [155] sont utilisées. La valeur moyenne obtenue est de 13,4 W/m/K (écart-type de 1,3 W/m/K). Cette valeur est bien supérieure à la valeur seuil de 3,1 W/m/K estimée ici. Ce résultat est donc cohérent également.

En projetant, maintenant, cette valeur moyenne de 13,4 W/m/K, sur la courbe de la Figure 170 (ligne horizontale discontinue orange), une valeur approximative du coefficient d'échange dans le tube au niveau de 'A-out' est obtenue (ligne verticale discontinue orange). Cette valeur est de 1 500 W/m²/K.

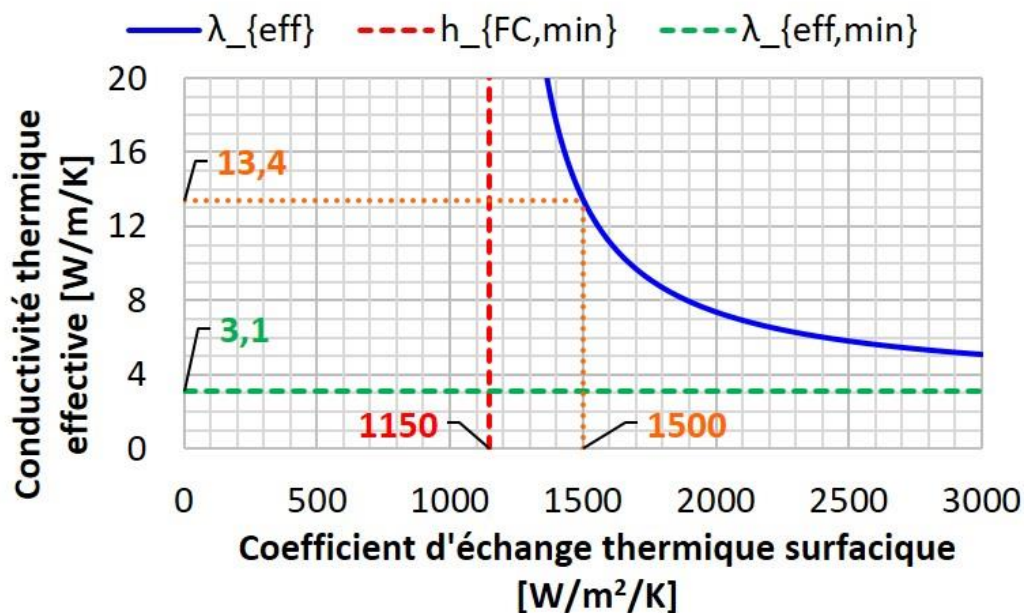


Figure 170 : Résolution du problème de Stefan pour un temps de solidification de 130 s et une différence de température moyenne de 14,4 °C. Identification des couples de coefficients de transferts thermiques possibles.

Avec les valeurs retenues, de 1 500 W/m²/K et de 13,4 W/m/K, il apparaît que c'est la valeur du coefficient d'échange convectif qui est limitante. En effet, sur la Figure 170, le point de fonctionnement (intersection des lignes discontinues orange) est sur la partie de la courbe qui présente la dérivée la plus forte (en valeur absolue). Cela signifie que pour garder le même temps de solidification il faut beaucoup varier la conductivité thermique et peu modifier le coefficient d'échange convectif. Autrement dit, l'influence relative du coefficient d'échange convectif est importante par rapport à celle de la conductivité thermique. Avant de retenir définitivement ce couple de valeurs, il reste toutefois à valider la valeur du coefficient de transfert convectif.

L'équation (63) (p.165) peut de nouveau être utilisée pour estimer quelle serait la courbe de l'énergie déstockée par le MCP au cours du temps, avec cette nouvelle valeur du coefficient d'échange dans le tube. Cette nouvelle courbe est comparée aux courbes de la Figure 168 sur la Figure 171, ci-après, en orange. Avec cette valeur de $1\,500\text{ W/m}^2/\text{K}$ et les températures moyennes dans le MCP et dans le fluide caloporteur, la courbe obtenue se superpose avec la courbe du modèle expérimental (maillage de thermocouples).

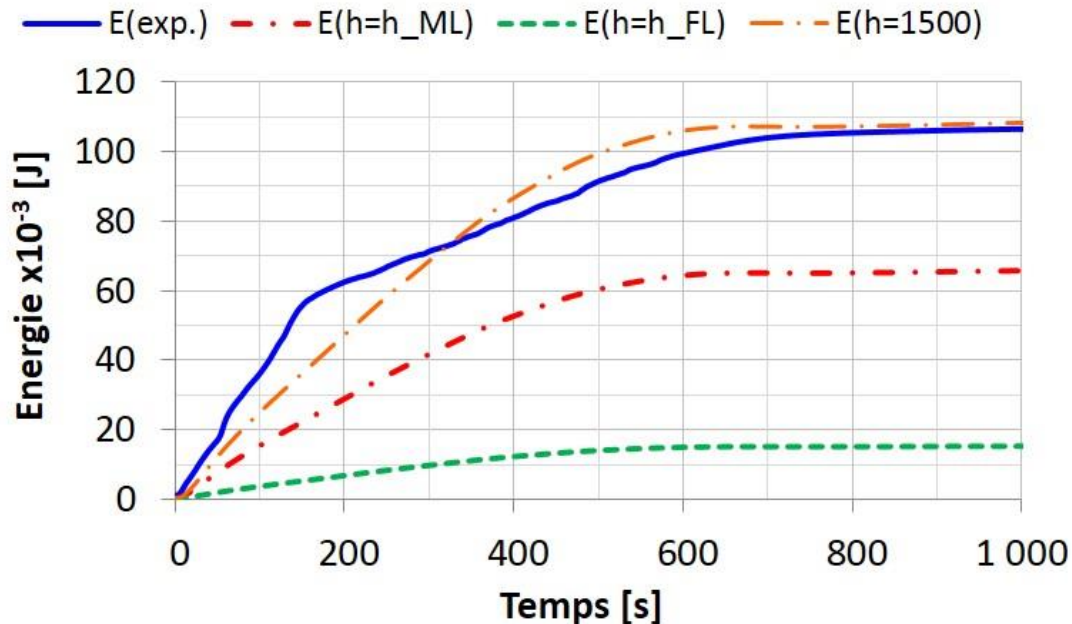


Figure 171 : Variation d'énergie dans le MCP, mesures et calculs expérimentaux (en bleu) ; estimations par le calcul avec les corrélations empiriques pour le coefficient d'échange et les températures moyennes (éq.(63)) (en rouge et vert); calcul avec le coefficient d'échange estimé par la résolution du problème de Stefan (en orange).

Un coefficient d'échange convectif global de $1\,500\text{ W/m}^2/\text{K}$ est donc une valeur cohérente. Cette valeur est supérieure à ce que donnent les corrélations pour la convection forcée laminaire et la convection mixte laminaire favorable. La convection forcée laminaire n'est, de toute évidence, pas caractéristique de l'écoulement ici (Figure 168, p.166). Même en considérant un écart de 20 °C entre le fluide caloporteur et le MCP sur toute la surface de l'échange et pendant toute la durée de l'échange (600 s), le coefficient d'échange de $210\text{ W/m}^2/\text{K}$ ne permet pas de transférer plus de $50\,000\text{ J}$, soit la moitié de la variation d'énergie attendue dans le MCP. Il est donc impossible que cette valeur de $210\text{ W/m}^2/\text{K}$ soit représentative des échanges convectifs. Concernant le coefficient de convection mixte laminaire favorable, une explication est que la valeur calculée de $900\text{ W/m}^2/\text{K}$ est une grandeur globale pour un écoulement développé et que l'écoulement ici n'est pas développé thermiquement ($L_{e,th} \approx 0,9 > 0,4\text{ m}$). Aussi le coefficient d'échange moyen sur la longueur du tube est-il plus élevé. La valeur du nombre de Nusselt entre un écoulement de convection mixte favorable développé et se développant peut varier du simple au trentuple [178].

L'idée proposée et mise en œuvre, ici, a été d'utiliser la méthode présentée précédemment, qui repose sur la résolution du problème de Stefan en monodimensionnel-radial. La mise en œuvre s'est faite à l'inverse de ce qui a déjà été fait dans le Chapitre 3. En effet, dans le Chapitre 3, c'est la conductivité thermique effective qui a été estimée à partir du coefficient d'échange convectif dans le tube. Ici, c'est le coefficient de transfert convectif dans le tube qui a été estimé à partir de la conductivité thermique effective.

En définitive, le coefficient d'échange convectif estimé est de $1\,500\text{ W/m}^2/\text{K}$ et la conductivité thermique de $13,4\text{ W/m/K}$. Par ailleurs, la résistance thermique limitante est celle de convection entre le fluide caloporteur et la paroi interne du tube. Par conséquent, la mousse métallique n'est pas utilisée au mieux de son potentiel.

La conductivité thermique effective de la mousse de cuivre est d'environ $13,4\text{ W/m/K}$, ce qui est supérieur à celle qui a été estimée dans les ailettes : $7,4$ et $10,9\text{ W/m/K}$ pour les tubes à 7 et 10 fpi respectivement.

Le coefficient d'échange convectif de $1\,500\text{ W/m}^2/\text{K}$ est 7 fois plus important que la valeur calculée à partir de la corrélation pour les écoulements en convection laminaire forcée, à même nombre de Reynolds. Une des conclusions du chapitre précédent est donc confirmée : la convection mixte peut améliorer considérablement les performances thermiques en comparaison d'un écoulement en convection laminaire forcée.

En conclusion sur ces deux essais de charge et de décharge avec injection par le haut, la phénoménologie est proche de ce qui a été observé dans le chapitre précédent, avec les tubes à ailettes. La même progression du front de changement d'état, en « piston » est observable sur les charges et décharges avec injection par le haut. Par conséquent, une approche quantitative s'avère indispensable pour comparer des échangeurs de ce type. C'est l'objet de la prochaine partie.

1.3 Comparaison avec les autres échangeurs

N.B. : les essais concernant les échangeurs, autre que le tube entouré de mousse de cuivre, ont fait l'objet du travail de thèse de Caron-Soupart [54]. La totalité des données concernant ces échangeurs est issue de ce travail. Deux autres échangeurs ont été testés par Caron-Soupart [54] : un tube à ailettes longitudinales en acier et une section d'essais à multitube. Ces géométries étant éloignées de la mousse de cuivre, elles n'ont pas été retenues dans le cadre de la présente étude comparative.

1.3.1 Présentation des échangeurs

Les deux échangeurs auxquels le tube entouré de mousse de cuivre va être comparé sont :

1. un tube simple, en acier (Figure 172) ;
2. un tube en cuivre avec des ailettes radiales extrudées (Figure 173) de $38,4 \times 10^{-3}\text{ m}$ de diamètre, de $5 \times 10^{-3}\text{ m}$ d'épaisseur et un pas d'ailette de $3,63 \times 10^{-3}\text{ m}$ (7 fpi).



Figure 172 : Tube simple en acier.



Figure 173 : Tube de cuivre à ailettes radiales extrudées.

Chaque section d'essais a été réalisée dans l'optique d'être la plus proche possible des autres, en ce qui concerne les dimensions de la calandre et du tube central. Les différences qui subsistent entre deux sections d'essais sont liées aux tolérances (diamètre de la calandre) ou aux disponibilités (diamètre du tube). Par exemple, les diamètres du tube en cuivre, nu, autour duquel les anneaux de mousse ont été enfilés, répondent à des normes industrielles. Les principales dimensions de ces échangeurs sont données dans le Tableau 35.

	Tube simple en acier	Tube ailetté en cuivre	Tube & mousse en cuivre
Porosité ou porosité effective [-]	100 %	82 %	92 %
Masse de MCP [kg]	0,290	0,230	0,260
Surface spécifique [m²/m³]	50	600	2 000
Surface spécifique [m²/m³_{MCP}]	50	750	2 200
Diamètre interne du tube [m]	0,015	0,015	0,016
Diamètre externe du tube [m]	0,021	0,020	0,020
Diamètre interne de la calandre [m]	0,041	0,040	0,040

Tableau 35 : Récapitulatif des principales dimensions des trois échangeurs utilisés dans la comparaison.

La porosité effective ϵ est la fraction volumique de MCP autour du tube *stricto sensu* (cylindre creux). Lorsque l'échangeur est un tube simple, cette valeur est naturellement de 100 %. Dans le cadre de l'échangeur à mousse de cuivre, le volume autour du tube ailetté est occupé à 8 % par de la mousse de cuivre et à 92 % par du MCP⁸³. Concernant le dernier échangeur (tube à ailettes), le cylindre du tube est entouré par des ailettes (à 18 %) et par le MCP (à 82 %). Il ressort donc du tableau précédent que la fraction volumique d'ailettes est plus de deux fois supérieure à la fraction volumique des fibres de la mousse de cuivre. Autrement dit, il y a deux fois plus de volume d'ailettes qu'il n'y a de volume de fibres métalliques. Par ailleurs, étant donné que les sections d'essais ont les mêmes dimensions, la quantité de MCP qu'il est possible de mettre dans la section d'essais est relative à cette porosité effective. C'est pourquoi il y a moins de MCP autour du tube à ailettes qu'il n'y en a autour du tube entouré de mousse de cuivre. Cette différence de masse de MCP (comme dans le Chapitre 3 entre les deux sections d'essais) est consubstantiel à la campagne d'essais puisque ce sont des échangeurs en tant que telles qui sont comparées : aussi bien en termes de quantité d'énergie stockable (quantité de MCP), qu'en termes de puissance et dynamique du changement de phase (géométrie de l'échangeur).

A propos de cette dynamique de changement de phase, le critère géométrique déterminant ici est la surface spécifique d'échange. Elle est définie d'une part par rapport au volume compris entre le tube et la calandre (MCP + mousse/ailettes) et d'autre part, seulement par rapport au volume de MCP. C'est la surface d'échange thermique offerte par l'échangeur, ramenée à un volume caractéristique. Cette surface d'échange spécifique, rapportée au volume de MCP, est multipliée par 15 entre le tube simple et le tube ailetté, et par 44 entre le tube simple et le tube entouré de mousse de cuivre.

Une autre différence, entre les géométries, concerne le matériau de l'échangeur. En effet, alors que le tube simple est en acier, les tubes à ailettes et à mousse sont en cuivre. Tout d'abord, l'étude réalisée a pour principal objet la comparaison des ailettes et de la mousse. Le

⁸³ La porosité de la mousse de cuivre est de 90,9 %, mais elle n'est pas présente dans la totalité du domaine. La porosité effective est donc supérieure.

tube en acier ne sert que de référence. Il permet de donner une idée, un ordre de grandeur, de ce qu'il advient du temps caractéristique et des performances avec une géométrie qui n'est pas optimisée, ni même pensée, pour ce type d'application. Dans un second temps, la résistance thermique dans la paroi du tube reste négligeable par rapport à celle de convection dans le tube et à celle de conduction dans le MCP, que le tube soit en cuivre ou en acier.

Les conditions opératoires dans lesquelles les essais de comparaison ont été réalisés sont récapitulées dans le Tableau 36. Les températures cibles de charge et de décharge sont 55 et 15 °C, respectivement. Le débit massique cible est de $1,95 \times 10^{-3}$ kg/s (7 kg/h). Avant les essais de décharge par le haut, réalisés avec l'échangeur à tube ailetté en cuivre, le MCP a été stabilisé à une température supérieure à la température cible, pour une raison inconnue. Cela a pour effet d'augmenter l'énergie totale du système, mais ne rallonge pas le temps caractéristique outre mesure car c'est de l'énergie sensible qui est récupérée avec une différence de température importante. Par ailleurs, les variations de température dans la section d'essais avec le tube simple sont plus faibles que dans les autres. La différence entre la température du fluide caloporteur et la température de solidification est, par exemple, non pas de 19 °C (entre 34 et 15) mais de 16 °C (-15 %). Cette différence influence certainement le temps caractéristique, mais cela ne pose pas de problème car, même si le temps caractéristique devait varier de 15 %, il serait toujours supérieur aux autres d'un ordre de grandeur.

Dans le Chapitre 3, il a été démontré qu'une faible variation des conditions d'entrée pouvait modifier considérablement les performances du système (Chapitre 3, §2.4.4, p.148). Ce n'est pas le cas ici car les régimes d'écoulement sont stables. Il s'agit d'ailleurs de la raison pour laquelle la comparaison se fait sur des décharges et des charges par le haut.

		Tube simple en acier	Tube ailetté en cuivre	Tube & mousse en cuivre
Charge	Débit massique du fluide caloporteur [kg/s]	$1,86 \times 10^{-3}$	$2,01 \times 10^{-3}$	$2,1 \times 10^{-3}$
	Température finale [°C]	53,5	54,3	54,9
	Température initiale [°C]	23,5	16,8	14,7
Décharge	Débit massique du fluide caloporteur [kg/s]	$1,82 \times 10^{-3}$	$1,87 \times 10^{-3}$	$2,1 \times 10^{-3}$
	Température finale [°C]	17,9	15,5	14,7
	Température initiale [°C]	46,6	64,5	53,9

Tableau 36 : Récapitulatif des conditions opératoires dans lesquelles les essais comparatifs ont été réalisés.
N.B. : Les températures initiales et finales sont définies au sens du bilan d'énergie (cf. (56) et (57), p.119).

1.3.2 Comparaison

La méthode expérimentale d'estimation du temps caractéristique, présentée dans le Chapitre 3 (§1.8, p.117), est réutilisée ici. C'est à partir des temps caractéristiques que seront comparées les différentes géométries étudiées.

Les temps caractéristiques calculés à partir des mesures expérimentales sont donnés dans le Tableau 37, pour la charge et pour la décharge, par le haut. L'énergie caractéristique correspondante (éq.(61), p.119) est également donnée. Enfin, la puissance moyenne est calculée en divisant le temps caractéristique par l'énergie caractéristique.

		Tube simple en acier	Tube ailetté en cuivre	Tube & mousse en cuivre
Charge par le haut	Temps caractéristique [s]	4 900	520	500
	Energie caractéristique [J]	90 200	88 600	99 100
	Puissance moyenne [W]	18	170	200
Décharge par le haut	Temps caractéristique [s]	5 400	720	580
	Energie caractéristique [J]	88 800	86 600	98 100
	Puissance moyenne [W]	16	120	170

Tableau 37 : Temps caractéristiques estimés pour les trois géométries comparées, pour la charge et la décharge, par le haut.

L'énergie caractéristique dans le tube à mousse de cuivre est la plus élevée des trois échangeurs (Tableau 37). Cela s'explique par la plus faible variation de température subie par l'échangeur à tube simple et par la moins forte porosité effective de l'échangeur à tube ailetté. *In fine*, la quantité d'énergie stockée/déstockée est du même ordre de grandeur entre la section d'essais à tube simple et celle à tube ailetté ; elle est 10 % plus élevée pour la section d'essais avec la mousse de cuivre.

Les sections d'essais à tubes ailetté et entouré de mousse ont des temps caractéristiques environ dix fois plus faibles que celle avec le tube simple (Tableau 37). Cela va de paire avec le fait que les puissances moyennes mesurées pour le tube simple sont faibles. Pour la charge comme pour la décharge, cette valeur est inférieure à 20 W. Il apparaît également que la section d'essais à mousse de cuivre et celle à tube ailetté donnent des résultats comparables ; bien que, globalement, le tube à mousse de cuivre présente de meilleures performances thermiques. En charge, le temps caractéristique est du même ordre de grandeur entre les deux géométries considérées, mais la quantité d'énergie stockée est supérieure de 10 % dans la section d'essais à mousse de cuivre. Par conséquent, la puissance développée est également supérieure. En décharge, le temps caractéristique est plus faible avec la géométrie à mousse de cuivre, avec une énergie déstockée supérieure. La différence est notablement plus marquée en décharge qu'en charge. En particulier, la puissance moyenne est, ici, 40 % plus élevée avec la mousse de cuivre qu'avec les ailettes de cuivre.

Afin de permettre une meilleure comparaison des différentes géométries testées, la puissance moyenne et l'énergie caractéristique sont rapportées au volume apparent de l'échangeur. C'est-à-dire au volume compris dans la calandre (Tube + ailettes ou mousse + MCP + eau). Ces grandeurs sont données dans le Tableau 38.

	Tube simple en acier	Tube ailetté en cuivre	Tube & mousse en cuivre
Puissance spécifique [W/m ³]	32 000	290 000	370 000
Energie spécifique [J/m ³]	1,69x10 ⁸	1,74x10 ⁸	1,96x10 ⁸
Energie spécifique [kWh/m ³]	47	48	54

Tableau 38 : Energie et puissance spécifiques des trois sections d'essais comparées.

La mousse de cuivre, du fait de sa forte porosité, permet d'atteindre une énergie spécifique supérieure à celle qui est obtenue avec le tube à ailettes. Par ailleurs, plusieurs paramètres géométriques contribuent à faire de l'échangeur à mousse de cuivre le meilleur

des échangeurs testés ici. Premièrement, les ailettes sont des chemins de conduction thermique ponctuels, par opposition à la mousse qui est homogène dans le volume de MCP : la distance caractéristique de conduction s'en trouve donc réduite dans la mousse. Deuxièmement, la mousse de cuivre présente une surface d'échange thermique rapportée au volume de MCP qui est trois fois supérieure à ce qu'offrent les ailettes. Toutefois, la porosité effective est plus faible dans la mousse que dans les ailettes, ce qui tend à jouer en sa défaveur. En tout état de cause, il apparaît que cette plus forte porosité est compensée par une importante surface spécifique et une distance caractéristique de conduction faible.

Par ailleurs, au cours des décharges (solidification), plus la surface d'échange spécifique est grande, plus la couche de MCP solidifié sera faible. C'est pourquoi les performances thermiques, surtout en décharge, sont meilleures avec la mousse qu'avec les ailettes.

Ce résultat est à mettre en parallèle des travaux d'Allen et al. [130], présentés dans le Chapitre 2 (§2, p.81), qui indiquent qu'un caloduc ailetté présente de meilleures performances thermiques qu'un caloduc entouré de mousse. A première vue, cela peut sembler être en contradiction avec ce qui vient d'être énoncé. Toutefois, dans leur étude, Allen et al. [130] utilisent des feuilles d'aluminium (24 μm d'épaisseur) comme ailettes et, ce faisant, parviennent à atteindre une densité d'ailettes de l'ordre de 50 fpi. La distance entre deux ailettes est de ce fait inférieure à 0,5 mm. La surface d'échange spécifique ainsi offerte par leur caloduc ailetté est d'environ 3 900 m^2/m^3 . Or, les mousses qu'ils utilisent dans leur comparaison ont, au mieux, une surface d'échange spécifique de 1 500 m^2/m^3 . En définitive, les résultats d'Allen et al. [130] confortent ceux qui viennent d'être présentés : il faut une distance de conduction faible et une surface d'échange importante.

La question qui se pose alors est : pourquoi l'échangeur avec la mousse métallique présente-t-il des performances thermiques « seulement » 16 % supérieures au tube ailetté⁸⁴ ? Une réponse possible se trouve dans la sous-partie précédente (§1.2.2, p.164), où il a été montré que le facteur limitant, en termes de performances thermiques, est le coefficient d'échange convectif entre le fluide caloporteur et la paroi interne du tube.

1.4 Conclusion

En conclusion de cette première partie sur les mousses métalliques, il s'avère que la mousse de cuivre est un moyen efficace d'améliorer les performances thermiques dans un MCP. Effectivement, non seulement l'intégration d'une mousse de cuivre autour d'un tube permet de multiplier par au moins dix les performances de l'échangeur, mais la mousse de cuivre s'avère également être au moins aussi efficace que des ailettes de même dimensions apparentes. Les paramètres géométriques prépondérants, qui confèrent cet avantage à la mousse, sont son importante surface spécifique et sa faible distance caractéristique de conduction.

Concernant l'échangeur à mousse de cuivre, le temps caractéristique des essais en décharge (580 s) est du même ordre de grandeur que celui de ceux en charge (500 s). Ce point tend à montrer que les mouvements fluidiques (flottabilité) sont, ici encore, négligeables.

Enfin, un point n'a pas été abordé jusqu'ici, hormis dans la partie bibliographique du Chapitre 2 : il s'agit de la résistance thermique de contact entre le tube et la mousse de cuivre.

⁸⁴ Avec l'échangeur à mousse de cuivre, en comparaison de celui à ailettes, l'énergie spécifique est 12 % supérieure, la puissance spécifique 26 %, le temps caractéristique 20 % plus faible en décharge et 4 % plus faible en charge. La valeur moyenne de 16 % est retenue.

Selon Sadeghi et al. [210], elle peut atteindre 50 % de la résistance thermique totale dans le composite à base de mousse métallique. Les ailettes auxquelles la mousse de cuivre a été comparée sont obtenues par extrusion du tube en cuivre. Par conséquent, il n'y a pas de résistance thermique de contact. Malgré cela, il a été démontré que la mousse de cuivre permettait d'atteindre de meilleures performances. L'intérêt de la mousse métallique est certainement plus prononcé si la résistance de contact est réduite, voire supprimée. La géométrie d'échangeur présentée ci-après est obtenue par un procédé qui permet de s'affranchir de la problématique de la résistance de contact.

2 La mousse d'aluminium régulière

La géométrie d'échangeur présentée et étudiée dans cette partie ne peut pas être comparée directement aux autres échangeurs qui ont été étudiés jusqu'ici. En effet, le procédé de conception ne permet pas d'obtenir une structure d'échangeur représentative qui tienne dans une calandre de 60 mm (tubes ailettés du Chapitre 3) et encore moins dans une calandre de 40 mm (échangeurs de la partie précédente). C'est donc par l'estimation de sa conductivité thermique équivalente que cette structure sera caractérisée et comparée aux autres échangeurs.

Comme pour l'échangeur à mousse de cuivre, aucun insert n'a pu être adapté. Le régime d'écoulement dans le tube est donc difficilement prédictible étant donné que la pleine mesure du régime de convection n'est pas connue. Par conséquent, comme précédemment, seuls les essais de charge et de décharge par le haut sont présentés.

La mousse métallique étudiée dans cette partie est une mousse « régulière », par opposition aux mousses « stochastiques », comme celle dont il a été question précédemment. Chaque pore est une répétition dans l'espace des pores qui lui sont adjacents. La structure alvéolaire de cet échangeur de chaleur, bien qu'appelée mousse, est en réalité plutôt à mi-chemin entre la mousse métallique et les ailettes radiales. Des structures de ce type ont été caractérisées thermiquement et hydrauliquement par Kumar et al. [227;228] mais il s'agit de la première mise en œuvre expérimentale, à l'échelle système. Ces essais de fusion et solidification d'un MCP, autour d'une mousse régulière à cellules ouvertes sont, jusqu'à preuve du contraire, une première mondiale.

2.1 Présentation de la section d'essais

Les mousses régulières en aluminium Alvéotec, sont obtenues par un procédé connu sous le nom de CastFoam[®], détenu par le CTIF (Centre Technique des Industries de la Fonderie). Les différentes étapes de ce procédé sont résumées sur la Figure 174. Des noyaux de silice et de résine sont obtenus par impression « 3D », leur assemblage correspond à la préforme. Cette préforme est le négatif de la mousse régulière : chaque noyau est en fait un des pores de la mousse métallique en devenir. Aujourd'hui, ce procédé est, avec la fusion sélective par laser, le seul à permettre la conception de mousse régulière à cellules ouvertes.

N.B. : Bien que ces géométries soient couramment appelées « mousses », le terme est ici employé à tort. La notion de mousse solide est théoriquement réservée aux mousses liquides solidifiées, gélifiées ou polymérisées. L'usage a voulu que les mousses métalliques présentées dans la partie précédente s'appellent de cette façon, alors qu'elles n'en sont pas. Toutefois,

les mousses métalliques stochastiques sont généralement obtenues à partir d'une mousse quelconque, ce qui donne de la cohérence à cette appellation. Ce n'est pas le cas des mousses régulières, qui n'ont absolument rien d'une mousse *stricto sensu*. Dans un souci de cohérence avec l'état de l'art, la littérature et l'usage, le terme de « mousse » sera utilisé dans la suite.

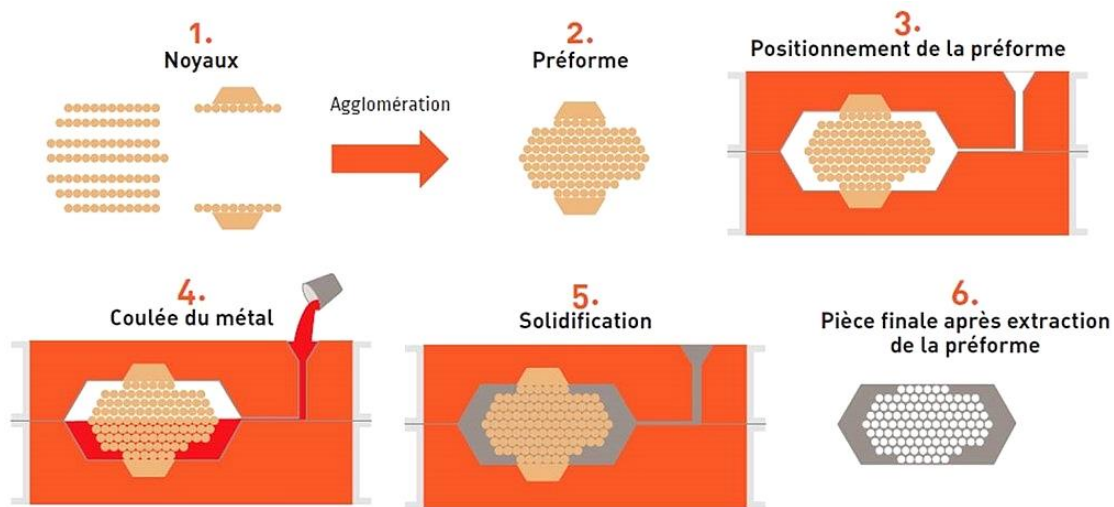


Figure 174 : Schéma représentatif des différentes étapes du procédé CastFoam®.

Les pores ont la forme d'une cellule de Kelvin (tétrakaidécaèdre à huit faces hexagonales et six faces carrées). La mousse métallique utilisée a une porosité de 78 % et un diamètre de pore équivalent de 14 mm. Le diamètre équivalent est le diamètre qu'aurait une sphère de même volume que la cellule de Kelvin qui forme les pores. La surface spécifique de la mousse est d'environ $280 \text{ m}^2/\text{m}^3$, ce qui est relativement faible et qui s'explique par la taille considérable des « brins » (Figure 176, a). Une telle surface spécifique, plus faible même que la plupart des tubes ailetés, est à l'opposé des recommandations établies à la fin de la partie précédente. Cette géométrie présente toutefois trois intérêts majeurs.

1. L'épaisseur des fibres qui participe à limiter la surface d'échange (pour une porosité donnée) augmente le « rendement thermique d'ailettes »⁸⁵ de la structure, dans le sens où cette importante épaisseur des fibres va contribuer à l'homogénéité thermique de l'échangeur ;
2. le tube central est moulé en même temps que la structure alvéolaire, il n'y a, par conséquent, aucune résistance de contact, ni aucune déformation mécanique (comme cela peut être le cas au cours d'une extrusion par exemple), pour dégrader les transferts thermiques ;
3. la porosité de la mousse est faible : 78 %. Ce dernier point peut être vu comme un désavantage car cette faible porosité contribue à réduire l'énergie spécifique que peut stocker le système, cependant elle augmente proportionnellement la conductivité thermique effective.

Par ailleurs, le procédé CastFoam® permet de concevoir des géométries relativement larges, dans le sens où le diamètre périphérique de la mousse est de 83 mm ici. Aussi quand bien même la porosité effective est-elle faible, le rapport du diamètre de l'échangeur sur celui du tube est plus grand. Finalement, à part l'échangeur à mousse de cuivre, les énergies spécifiques rapportées au volume total de l'échangeur sont similaires pour toutes les géométries considérées jusqu'ici (Tableau 39).

⁸⁵ Rapport de la puissance échangée par l'ailette avec son environnement sur la puissance échangée par une ailette idéale géométriquement similaire dans les mêmes conditions.

Tube simple en acier	Tube ailetté en cuivre	Tube & mousse en cuivre	Tube ailetté 10 fpi	Tube ailetté 7 fpi	Mousse régulière
47	48	54	48	49	48

Tableau 39 : Energie spécifique, en kilowattheures par mètre cube, calculée à partir du volume compris dans la calandre, pour les six géométries d'échangeurs rencontrés jusqu'ici.

Cependant, la technologie de conception par fonderie, ne permet pas, actuellement, de concevoir des pièces hautes (>8 ou 10 cm). Par conséquent, l'échangeur a été réalisé en quatre pièces, vissées les unes aux autres (Figure 176, c, traits horizontaux discontinus bleus). Par ailleurs, le procédé de fabrication ne permet pas de concevoir de petites structures. Les dimensions du tube sont, par exemple, imposées. Dans l'optique d'avoir au moins deux couronnes de pores sur un rayon (Figure 176, b, flèches violettes), il est nécessaire d'avoir un diamètre d'échangeur de 83×10^{-3} m.

La section d'essais est réalisée sur le même schéma que les précédentes : une calandre en PMMA coaxiale à l'échangeur, fermée en haut et en bas par des brides en inox et des joints en PTFE. Les principales dimensions de l'échangeur sont renseignées sur la Figure 176 (b et c). La calandre est choisie de telle sorte qu'elle est au plus proche de la paroi de l'échangeur : son diamètre interne est de $84,8 \times 10^{-3}$ m.

Le MCP utilisé est toujours de la RT35HC. Du fait du diamètre important de la calandre, la quantité de MCP utilisée est plus importante que dans les sections d'essais précédentes : 1,270 kg. Pour rappel, il y a 0,65 et 0,67 kg de paraffine dans les échangeurs à tubes ailettés « 7 fpi » et « 10 fpi », respectivement, ainsi que 0,26 kg de MCP dans l'échangeur à mousse de cuivre.

L'instrumentation est réalisée, elle-aussi, sur le même principe que précédemment. Le maillage expérimental est composé de cinq sections verticales 'A', 'B', 'C', 'D' et 'E' ; chaque section est divisée en deux couronnes de rayons différents (à 13,3 et 26,7 mm de la paroi du tube) ; quatre thermocouples sont placés sur chaque couronne à 90° les uns des autres dans le plan orthogonal à l'axe du tube. Les thermocouples sont placés, dans la mesure du possible, au centre des pores (Figure 175, a, b).

La mousse étant régulière, les pores sont alignés. Il est par conséquent possible de voir à travers la mousse (Figure 175 a, b et Figure 176, a) dans plusieurs directions. Contrairement aux ailettes radiales qui bloquent les mouvements de convection naturelle et à la mousse stochastique qui les réduit, la convection naturelle est libre de s'établir dans cette géométrie.

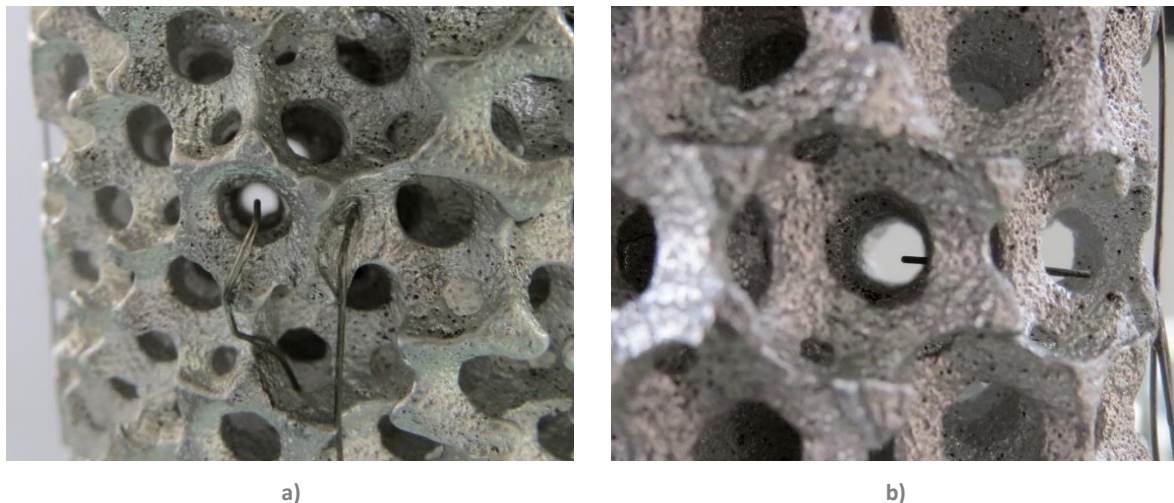
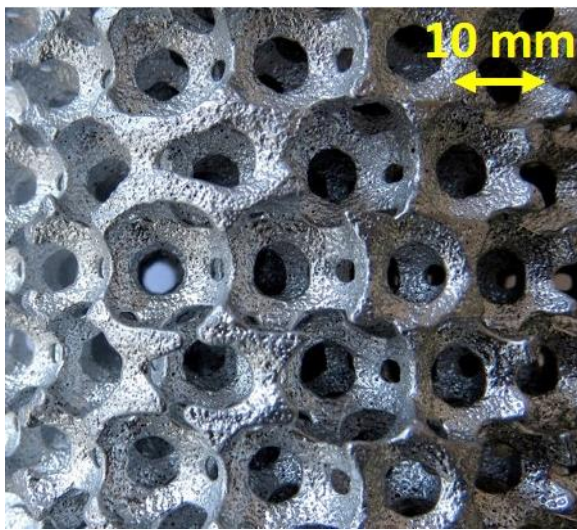
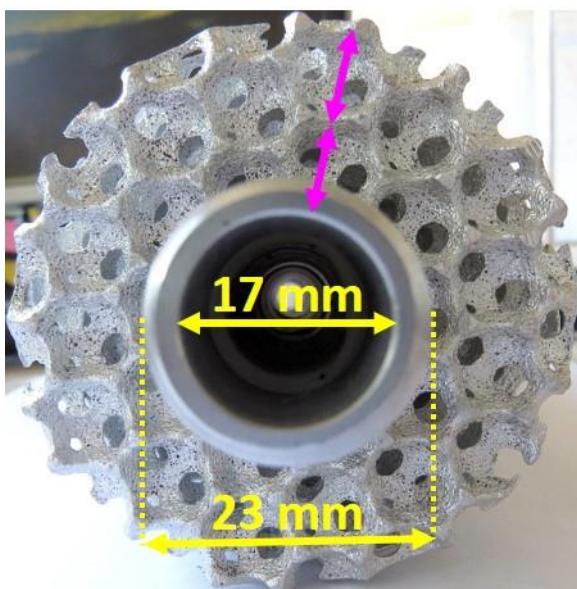


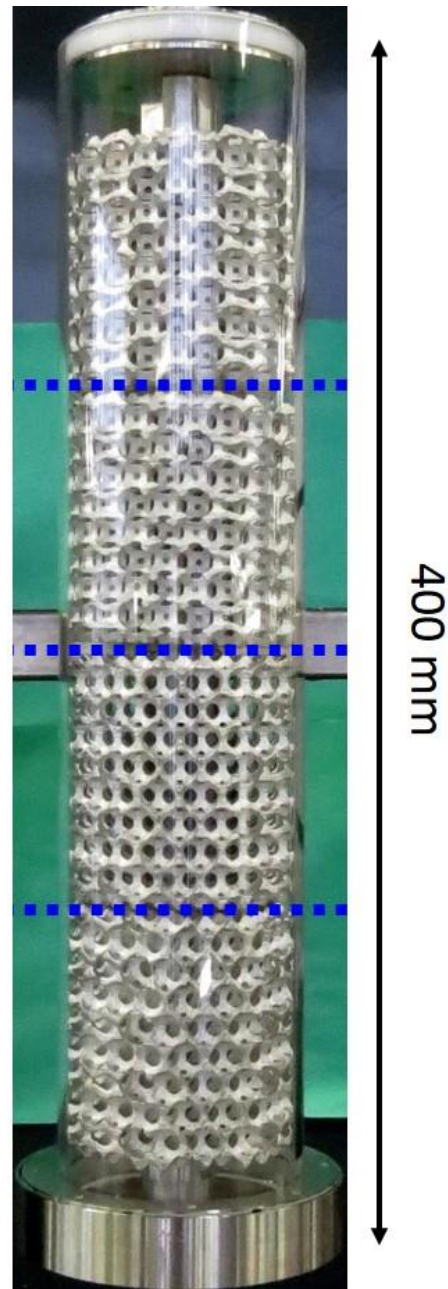
Figure 175 : Photographies de la section d'essais : a) Vue en plongée de l'instrumentation ; b) Vue traversante, rendue possible par la régularité de la structure.



a)



b)



c)

Figure 176 : Photographies de la section d'essais : a) Vue zoomée sur la structure ; b) Vue du dessus ; c) Vue de face

Les charges se font à 50 °C et les décharges à 20 °C, tandis que la section d'essais est stabilisée à 20 ou 50 °C respectivement. Le débit massique du fluide caloporteur est de 0,005 kg/s (18 kg/h). Pour rappel, il était entre deux et trois fois plus faible dans les autres sections d'essais testées. Un tel débit permet d'accélérer les processus de charge et de décharge. L'objectif est que les résultats ne soient pas trop perturbés par les pertes thermiques. En effet, il y a deux fois plus de MCP que dans les tubes ailettés du Chapitre 3. Au même débit que précédemment ($\sim 0,002$ kg/s), l'essai serait trop long et les pertes thermiques pourraient ne plus être négligeables. C'est d'autant plus vrai que la surface d'échange avec l'environnement extérieur est plus importante car la calandre est plus large (+25 %).

Le régime d'écoulement dans le tube central est caractérisé par les grandeurs adimensionnelles présentées dans le Tableau 34. Ces grandeurs sont également projetées sur la carte des écoulements de Metais et Eckert (Figure 177). Selon toute vraisemblance, le régime de convection est soit de la convection mixte turbulente, soit de la convection mixte en transition laminaire-turbulent. Le nombre de Reynolds est plus élevé en charge qu'en décharge, c'est donc au cours de la charge que le régime d'écoulement a le plus de probabilité d'être en dehors de la zone de transition laminaire-turbulente et d'être de la convection mixte turbulente. Il est question de « probabilité » car, bien que les grandeurs adimensionnelles soient calculables, elles évoluent au cours de l'essai et rien ne permet de dire, quel est le régime d'écoulement au cours de l'essai à un instant t donné.

	\bar{V} [m/s]	Re [-]	Ra [-]
Charge	0,022	685	3,8x10 ⁶
Décharge		375	1,0x10 ⁶

Tableau 40 : Grandeurs caractéristiques de l'écoulement, en charge et en décharge.

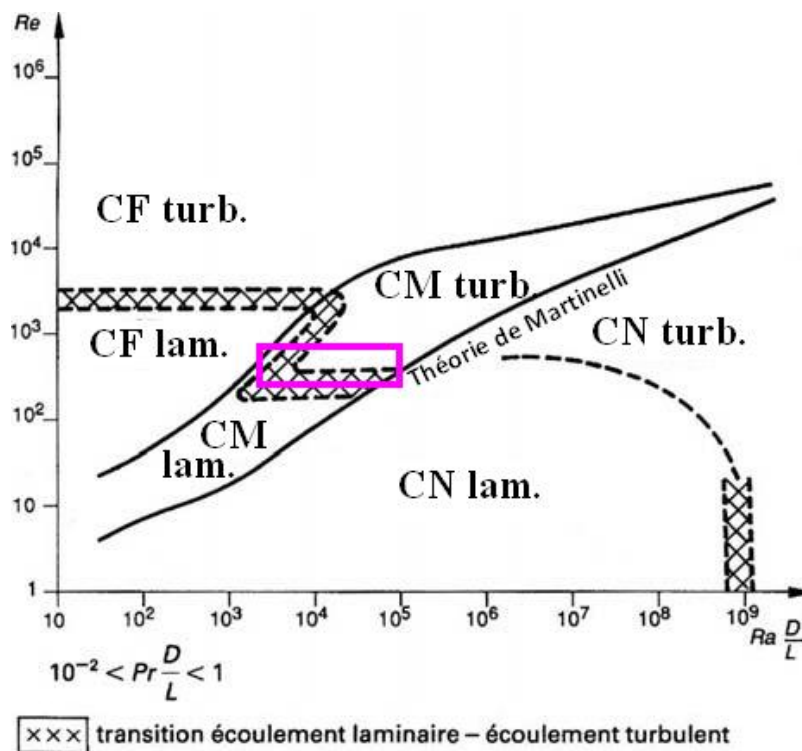


Figure 177 : Carte des régimes de convection de Metais et Eckert [221] et projection de la zone de fonctionnement pour la section d'essais considérée (en violet).

2.2 Résultats

2.2.1 Charge par le haut

La Figure 178 est composée de six photographies de la section d'essais prises à un intervalle de temps régulier. Les traits horizontaux bleus indiquent le niveau liquide. Alors qu'avec les ailettes (Chapitre 3) le niveau liquide augmente tout au long de l'essais (Figure 130, p.128), le niveau liquide dans la section d'essais avec la mousse d'aluminium augmente au début et se stabilise rapidement. Son niveau à la 540^e s est quasiment le même que celui à la fin. La structure même de la mousse, avec ses pores larges et alignés, permet en effet aux bulles d'air de remonter dans le MCP liquide, sans être bloquées par des ailettes ou une mousse à forte densité de pores. Concrètement, au fur et à mesure que le MCP fond, le niveau

liquide augmente, mais il diminue d'autant lorsque l'air qui était piégé dans le MCP solide, puis liquide, en ressort. Par ailleurs, comme sur les autres sections d'essais, la couronne de MCP située en dessous de la mousse (flèche cyan, sur la Figure 178) met un temps beaucoup plus long à fondre que le MCP dans le reste de la section d'essais. Le MCP solide en paroi de la section d'essais est moins gênant pour la visualisation que sur d'autres géométries car la mousse d'aluminium est au contact de la calandre en certains points, ce qui permet de faire fondre de manière homogène le MCP sur le rayon. A la 1 620^e s, l'influence de la mousse est bien visible (ovale rouge) : le MCP à son contact est entièrement fondu tandis que le MCP au centre des pores est encore solide.

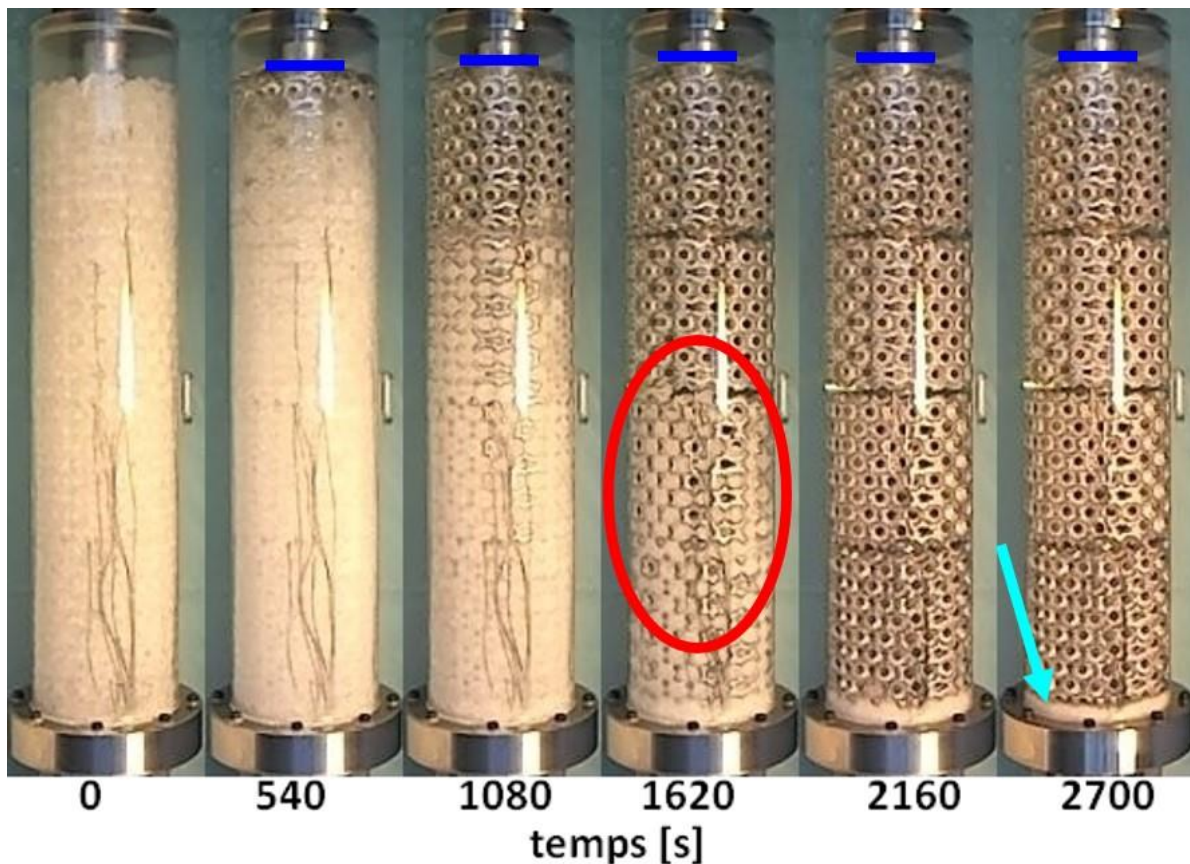


Figure 178 : Photos prises au cours d'une charge par le haut (mousse régulière en aluminium).

Sur les échangeurs testés dans le Chapitre 3, le choix a été fait d'avoir un débit de fluide caloporteur faible, afin de se rapprocher des conditions opératoires d'un système de stockage d'énergie thermique sur un réseau de chaleur. Avec l'échangeur en mousse régulière d'aluminium, ce débit a été doublé (0,005 kg/s). Il en résulte que la courbe représentative de la température du fluide caloporteur en sortie n'atteint jamais sa valeur asymptotique, il n'y a pas de palier comme cela a pu être observé avec les échangeurs à tube à ailettes. La Figure 179 (page suivante), montre l'évolution de cette courbe : la température mesurée en sortie du fluide caloporteur ne fait qu'augmenter au cours de l'essai. Par conséquent, la différence de température et la puissance ne font que diminuer au cours de l'essai. Cela met bien en évidence la nécessité d'avoir un débit relativement faible si la contrainte de fonctionnement est, non seulement en puissance, mais aussi en température.

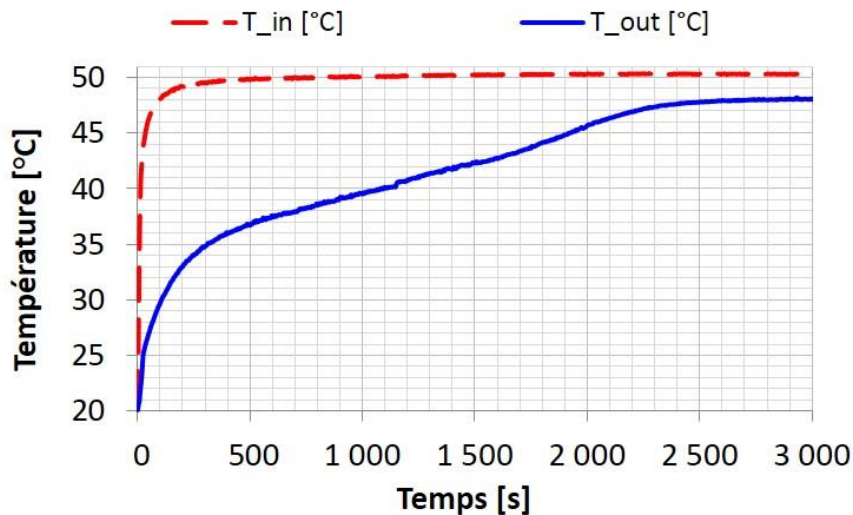


Figure 179 : Courbes représentatives de la température dans le fluide caloporteur (charge par le haut, mousse régulière en aluminium).

Sur la Figure 180 sont représentées les courbes caractéristiques de la température dans le MCP. Le palier de fusion est moins marqué qu'avec les autres échangeurs testés. Cela peut s'expliquer par la convection naturelle qui accélère localement la fusion. Les flèches de couleur correspondent à des chutes soudaines de température, de l'ordre de 0,2 à 0,5 °C dans le MCP. Ces variations sont attribuées au passage des bulles d'air sur les thermocouples.

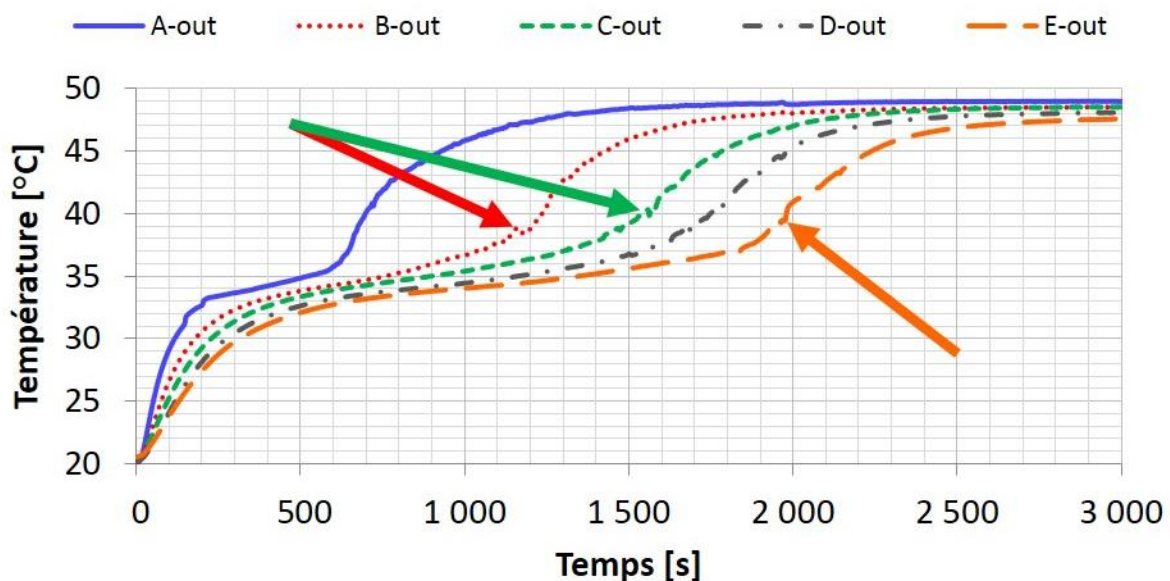


Figure 180 : Température dans le MCP, sur la couronne de thermocouples extérieure (charge par le haut, échangeur à mousse régulière en aluminium).

Bien que la géométrie soit très différente des autres géométries testées, la phénoménologie de la fusion reste la même lorsque le fluide caloporteur est injecté par le haut. La progression du front de fusion est toujours axiale. Toutefois, le fait que la géométrie ne bloque pas les mouvements de convection naturelle semble contribuer à effacer le palier de fusion, qui est moins marqué qu'avec les autres échangeurs qui ont été testés.

2.2.2 Décharge par le haut

Au cours d'une décharge par le haut, le fluide caloporteur refroidit d'abord la partie haute de la section. Tant que le MCP est liquide, cette zone plus froide en haut de la section d'essai va être soumise aux forces de flottabilité. Dans les géométries à ailettes, ce phénomène n'est

pas visible, car les ailettes bloquent les possibles mouvements fluidiques axiaux. Dans la structure alvéolaire de la mousse régulière, la mise en mouvement du MCP liquide est moins contrainte. Sur la Figure 181, sur laquelle sont tracées les courbes représentatives de la température dans le MCP, il apparaît que le refroidissement initial est relativement homogène dans toute la section d'essais. Après 300 s, la totalité de la section d'essais est à la température de changement de phase (flèche violette). Ce refroidissement est rapide. En comparaison, il fallait près de 500 s, durant la charge, pour que le MCP atteigne, partout, la température de fusion (Figure 180). Par ailleurs, sur la Figure 180, les courbes sont moins rapprochées que sur la Figure 181. L'influence de la convection naturelle est visible ici. Etant donné que le refroidissement sensible est rapide et que le palier de solidification est plus marqué que le palier de fusion, il s'avère que pendant près de 400 s la totalité de la section d'essais est homogène en température (flèche verte). Sur cet intervalle de temps la température du fluide caloporteur en sortie va pouvoir se stabiliser. Par conséquent, la différence de température dans le fluide caloporteur entre l'entrée et la sortie va se stabiliser également.

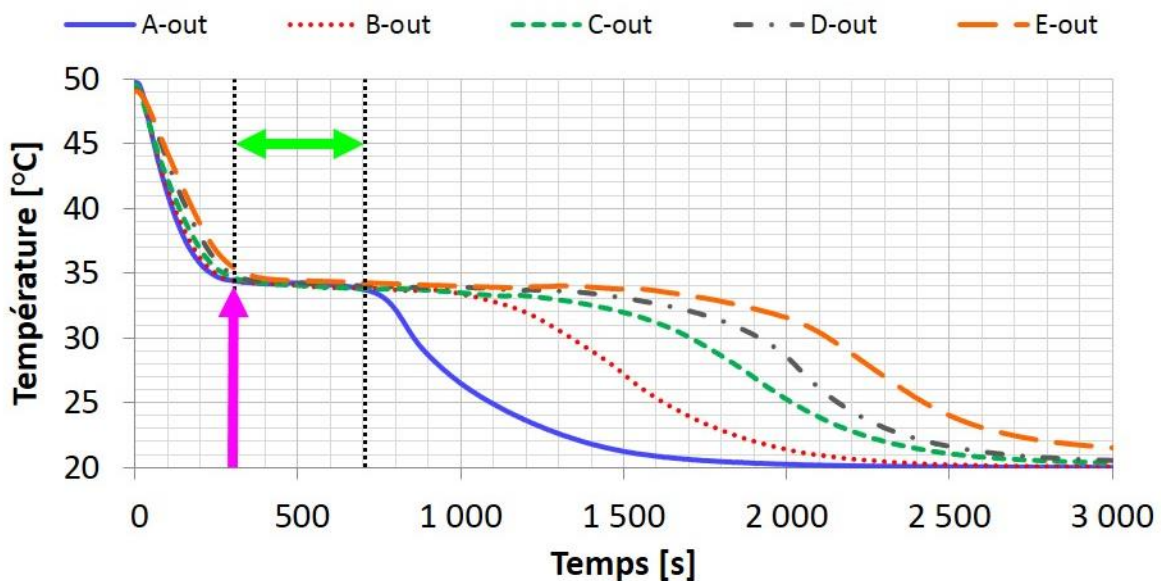


Figure 181 : Température dans le MCP, sur la couronne de thermocouples extérieure (décharge par le haut, échangeur à mousse régulière en aluminium).

Sur l'intervalle de temps au cours duquel la température dans le MCP est homogène et constante, l'hypothèse peut être faite que l'écoulement se fait avec une condition limite de type « température de paroi imposée ». Le coefficient d'échange en convection mixte favorable est calculé (éq.(38) à (44) (p.101)). Sa valeur est de $880 \text{ W/m}^2/\text{K}$. En tout état de cause, il faut s'attendre à ce que le coefficient d'échange réel soit plus important, car cette valeur, comme pour l'échangeur à mousse de cuivre, est une grandeur globale. Or, la longueur d'établissement thermique est supérieure à la longueur du tube sur laquelle les échanges thermiques avec le MCP se font. Par conséquent, la valeur locale sera supérieure à la valeur globale [178]. L'écoulement dans le tube de l'échangeur à mousse d'aluminium est proche de celui dans l'échangeur à mousse de cuivre. Mis à part la valeur du nombre de Reynolds, qui varie du simple au double, les autres grandeurs sont similaires. C'est d'ailleurs pour cette raison que les coefficients d'échange convectifs estimés par les corrélations empiriques sont proches : $900 \text{ W/m}^2/\text{K}$ pour l'échangeur à mousse de cuivre et $880 \text{ W/m}^2/\text{K}$ pour l'échangeur à mousse d'aluminium. Etant donné que les écoulements sont similaires et que les coefficients d'échange calculés empiriquement (éq.(38) à (44) (p.101)) sont proches également, il est possible, en première approche, de considérer que le coefficient d'échange convectif dans

l'échangeur à mousse d'aluminium est le même que dans celui à mousse de cuivre : autour de $1\,500\text{ W/m}^2/\text{K}$.

Pour s'en assurer, l'approche théorique reposant sur la résolution du problème de Stefan est, une fois encore, réalisée. Jusqu'ici, le temps de solidification était calculé par rapport à la courbe de température en 'A-out' seulement. Avec l'échangeur à mousse d'aluminium, il faut utiliser la courbe en 'A-in' et celle en 'A-out'. La raison est que le diamètre de la calandre est trop important pour que le thermocouple en 'A-out' capte le début de la solidification en 'A-in'. Or, le modèle analytique permet de relier les résistances thermiques avec le temps de solidification depuis la paroi du tube jusqu'au point considéré. C'est pourquoi, le temps auquel la solidification commence est calculé par rapport à la courbe de température en 'A-in'. Le temps de solidification est estimé à 640 s (Figure 182).

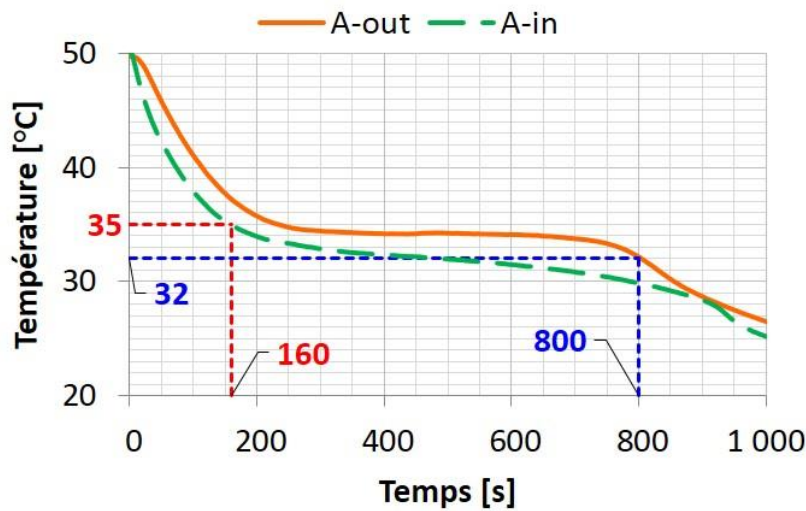


Figure 182 : Evolution de la température en 'A-out' au cours d'une décharge par le haut (échangeur à mousse de cuivre).

La courbe bleue sur la Figure 183 représente l'ensemble des couples « conductivité thermique effective dans le MCP / coefficient d'échange thermique convectif » possibles, permettant d'obtenir un temps de solidification de 640 s dans les conditions considérées.

La conductivité thermique effective dans la structure alvéolaire d'aluminium peut être estimée grâce aux travaux de Kumar et al. [227] et Kumar et Topin [228]. La valeur obtenue est $\lambda_{eff} = 39,4\text{ W/m/K}$. Cette valeur est reportée sur la Figure 183. Le point de fonctionnement supposé est représenté par l'intersection des lignes orange discontinues. Le coefficient de convection ainsi estimé est de $1\,500\text{ W/m}^2/\text{K}$. C'est exactement la même valeur que celle qui a été estimée et qui a été calculée pour l'échangeur à mousse de cuivre. Le fait que ce soit exactement les mêmes valeurs est fortuit. Toutefois, il est plutôt cohérent de trouver des valeurs similaires.

La Figure 184 est composée de six photographies de la section d'essais prises à intervalle de temps régulier. Le niveau liquide, visible initialement (trait bleu) disparaît rapidement. La raison principale en est que le MCP se refroidit de manière homogène en 300 s et qu'il entame ensuite sa solidification dans la totalité de la section d'essais, au même moment. Le MCP étant, partout, partiellement solide et partiellement liquide, il n'y a pas à proprement parler de niveau liquide. A la 540^e s une couronne de MCP solide se forme autour de la base du tube (flèche cyan) ce qui indique bien que le MCP en bas comme en haut, est en train de se solidifier. A la 1 080^e s, l'ovale rouge représente une zone sur laquelle l'importance de la mousse d'aluminium est mise en avant : la couche solide, blanche et opaque, épouse bien la forme de la structure alvéolaire, tandis que le centre des pores est encore un peu transparent, ce qui est représentatif d'une *mushy zone*. La forme de la couche solide, en haut de la section

d'essais, est caractéristique d'un fluide dont la solidification entraîne une diminution du niveau liquide, car le MCP est solidifié en couche et non pas en bloc (Figure 185).

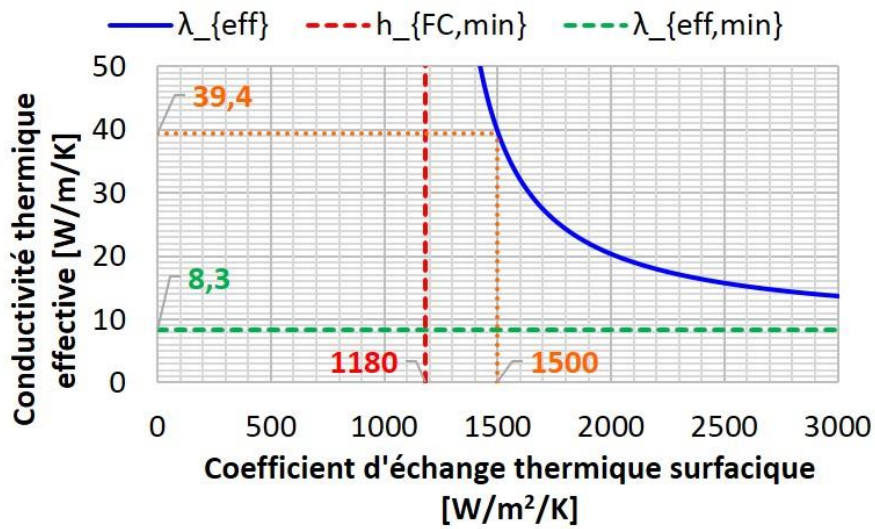


Figure 183 : Résolution du problème de Stefan pour un temps de solidification de 640 s et une différence de température de 14,2 °C. Identification des couples de coefficients de transferts thermiques possibles.

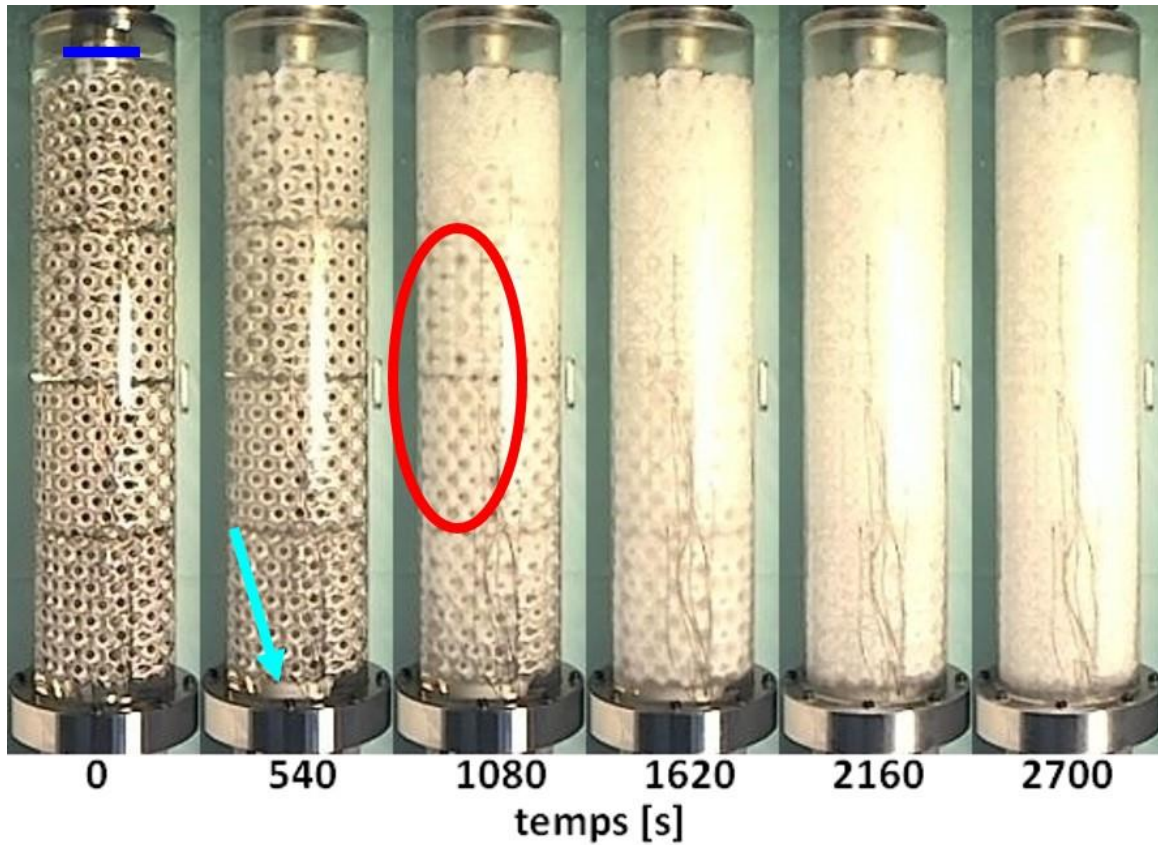


Figure 184 : Photos prises au cours d'une décharge par le haut (mousse régulière en aluminium).

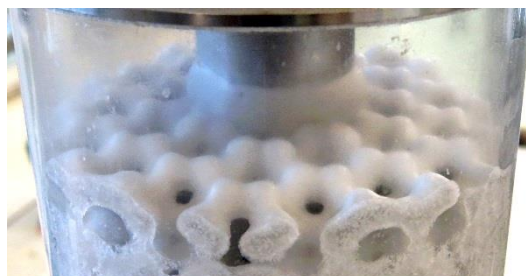


Figure 185 : Photographie de la partie haute de la section d'essais à la fin d'une décharge par le haut.

En conclusion sur la mousse régulière en aluminium, la conductivité thermique effective de cette structure est estimée à pratiquement 40 W/m/K, ce qui est bien supérieur à ce qui a pu être observé par ailleurs, que ce soit avec la mousse stochastique ou avec les tubes ailetés. Il apparaît que la faible surface spécifique est ici compensée par une structure alvéolaire originale qui s'étend dans tout le domaine, des fibres épaisses, un matériau structural à conductivité thermique élevé, un procédé de conception qui ne détériore par cette conductivité thermique et permet de s'affranchir de résistance thermique de contact entre le tube et la structure conductrice et, surtout, une faible porosité. Par ailleurs, cette géométrie ne bloque pas les mouvements fluidiques et n'est pas limitante pour les transferts par convection naturelle.

3 Conclusion générale sur les campagnes d'essais

Le potentiel des deux mousses métalliques étudiées, stochastique en cuivre et régulière en aluminium, a été démontré. Tout d'abord l'échangeur à mousse de cuivre est apparu être au moins dix fois plus performant thermiquement qu'un tube simple et plus performant qu'un échangeur à ailette. Par ailleurs, les corrélations empiriques proposées dans la littérature ont permis d'estimer la conductivité thermique effective de la mousse stochastique en cuivre et de la mousse régulière en aluminium. Il apparaît que la conductivité thermique effective dans la mousse d'aluminium est trois fois plus importante que dans la mousse de cuivre, qui est elle-même 1,4 fois et 1,8 fois plus élevée que celles qui ont été calculées dans les ailettes des échangeurs du Chapitre 3, pour le tube à 10 et à 7 fpi, respectivement. Alors que l'importante conductivité thermique effective de la mousse régulière en aluminium vient de sa faible porosité, la mousse de cuivre stochastique tire ses performances de sa surface d'échange spécifique élevée et de sa faible distance caractéristique de conduction.

En couplant les conductivités thermiques effectives avec les données expérimentales et le modèle analytique de résolution du problème de Stefan, les coefficients d'échanges convectifs dans le tube ont pu être estimés. Les valeurs ainsi obtenues sont plusieurs fois supérieures aux estimations pour de la convection forcée laminaire, ce qui met en avant l'intérêt théorique de la convection mixte. Les valeurs obtenues sont également plus importantes que celles calculées avec la corrélation empirique pour de la convection mixte favorable. La raison principale à cela est que les sections d'essais sont trop courtes pour que la couche limite thermique s'établisse. Dans cette zone d'établissement, le coefficient d'échange est plus important que dans le reste tube, où le régime est établi [178]. Aussi les coefficients d'échanges convectifs estimés par l'approche analytique bénéficient-ils d'un effet d'entrée.

Par ailleurs, il a été remarqué que la phénoménologie du changement de phase est relativement similaire avec toutes les géométries testées pour les charges par le haut comme pour les décharges par le haut. Bien que l'influence de la convection naturelle soit plus marquée avec la mousse régulière d'aluminium, aucune influence majeure de la convection naturelle n'a pu être observée dans les études expérimentales.

Enfin il manque invariablement à ces échangeurs un insert à l'intérieur du tube. Faute de temps, les essais avec insert n'ont pas pu être réalisés.

Chapitre 5 : Etude numérique des transferts thermiques autour de tubes ailettes

Cet avant-dernier chapitre présente l'étude bibliographique de l'état de l'art des méthodes et modèles numériques qui concernent la simulation in silico du changement de phase solide/liquide. Suite à cet exposé, un modèle numérique et une géométrie d'échangeur sont choisis et les résultats numériques sont comparés aux résultats expérimentaux. La validation du paramétrage du modèle est réalisée. La dernière partie de ce chapitre concerne un point particulier de la modélisation du changement de phase solide/liquide, à savoir l'expansion volumique qui lui est associée.

L'appréhension d'un phénomène physique, la mesure d'une grandeur ou l'analyse de l'impact d'un paramètre (géométrique ou opératoire) peut se faire de plusieurs façons :

- Par l'expérimentation, lorsque les moyens de mesure sont maîtrisés. Cette approche peut toutefois être longue, coûteuse ou difficile à réaliser à l'échelle.
- Analytiquement, par la résolution des équations de la physique. Dans la nature, les phénomènes physiques sont régis par un grand nombre de paramètres qui interagissent entre eux. Ces interactions, et leur aspect parfois non-linéaire, rendent la résolution des équations associées possible seulement pour des cas spécifiques, simplifiés.
- Par la simulation numérique et le recours à la modélisation numérique. Le principe d'un modèle est de remplacer un système complexe par un système plus simple qui reproduit les aspects et comportements principaux du phénomène étudié. La construction d'un modèle mathématique, simulant un phénomène physique, doit s'accompagner de sa validation expérimentale.

La modélisation et la simulation numériques sont des passages presque indispensables entre le prototype fonctionnel et la conception à échelle industrielle. Alors que le prototype a pour objectif de valider la technologie, la simulation permet généralement de pouvoir estimer les gains que va engendrer l'intégration de la nouvelle technologie considérée (ici le stockage par matériau à changement de phase) dans un système global. Qui plus est, le modèle numérique validé peut être utilisé dans le but d'optimiser la géométrie, les dimensions et le choix des matériaux.

1 Bibliographie

La modélisation numérique du changement de phase solide/liquide a une histoire qui remonte au début des années 1970. Les premiers modèles répondaient essentiellement à des besoins de l'industrie métallurgique et de la verrerie. Ces mêmes modèles ont ensuite été améliorés pour répondre à des problématiques de glaciation du sol ou de solidification de la croûte terrestre. Ce n'est qu'en 1974, avec les travaux de Shamsundar et Sparrow [229;230] que ces modèles sont utilisés pour répondre aux problématiques du stockage d'énergie thermique. Depuis lors, ces modèles n'ont eu de cesse d'évoluer.

Une présentation des principaux modèles et de leurs mises en application est proposée par Dutil et al. [179]⁸⁶ en 2011. Une des conclusions principales de leur analyse concerne l'évolution de la validation des modèles. Selon eux, il est de plus en plus fréquent que les modèles soient validés à partir de résultats, souvent numériques, présentés par d'autres auteurs. La validation n'est alors que partielle. Par ailleurs, les codes utilisés sont de plus en plus souvent des codes commerciaux et les discussions concernant la stabilité, la convergence, l'indépendance du maillage... se font de plus en plus rares. Ce point est également appuyé par Verma et al. [231] qui déplorent également la trop fréquente absence de validation expérimentale des modèles présentés.

En plus des travaux de revues de Dutil et al. [179] et de Verma et al. [231], un état de l'art des différents algorithmes numériques utilisés et/ou utilisables pour les problèmes de changement de phase, a également été publié par Idelsohn et al. [232] en 1994.

La modélisation numérique du changement de phase présente de nombreuses complications :

- les propriétés physiques du matériau n'évoluent pas linéairement avec la température (changement de volume entre autres) ;
- l'interface solide/liquide est mobile et sa position est une inconnue ;
- l'équilibre énergétique à l'interface solide/liquide n'est pas linéaire (le changement de phase est endothermique ou exothermique).

Les modèles numériques dits « de changement de phase » sont regroupés en trois catégories : les modèles à domaine fixe (*Fixed-grid models*) qui utilisent un seul jeu d'équations sur la totalité du domaine ; les modèles à maillage adaptatif qui suivent l'interface (*Adaptative mesh models*) ; les méthodes combinées Eulérienne-Lagrangienne (*Mixed Eulerian-Lagrangian methods*). Une autre distinction peut être faite selon que le modèle repose sur la première ou la seconde loi de la thermodynamique. La suite concerne essentiellement les modèles à domaine fixe car c'est un modèle de ce type qui est utilisé *in fine*.

1.1 Les modèles à domaine et maillage fixes

Ces modèles utilisent une approche Eulérienne. Le maillage est fixe sur la totalité du domaine. Le modèle est indépendant de la position de l'interface solide/liquide. Un seul système d'équations aux dérivées partielles est résolu sur la totalité du domaine pour les deux phases et la position de l'interface est déterminée *a posteriori*. Le maillage est nécessairement raffiné puisqu'il faut pouvoir résoudre numériquement les discontinuités induites par la présence de l'interface en tous points du domaine. Deux des avantages principaux de ces modèles sont, d'une part qu'ils permettent de modéliser des interfaces dont la topologie est complexe et, d'autre part qu'ils peuvent modéliser une interface dont l'épaisseur n'est pas nulle (cas d'un changement d'état non-isotherme, pour des mélanges par exemple).

Dans le cadre de la modélisation du changement de phase solide/liquide pour du stockage d'énergie thermique, et en comparaison de leurs homologues, les méthodes à domaine fixe sont très majoritairement utilisées. Dans la suite, l'accent est mis sur les modèles à capacité thermique équivalente et à formulation enthalpique, qui sont les deux méthodes les plus utilisées.

⁸⁶ Les travaux de Dutil et al. [111] offrent une vision plus complète de l'étendue des études numériques qui ont pu être réalisées avant 2011, en particulier en ce qui concerne la modélisation de structures d'encapsulation, de cavité remplie de MCP, les *slurry*, les lits fixes...

1.1.1 Les modèles à capacité thermique équivalente

Usuellement, si les équations sont basées sur la température, alors il est nécessaire de résoudre l'équation de Fourier dans le solide et dans le liquide (éq.(64), pour un problème de conduction pure, monodimensionnel) et d'imposer une condition aux limites au niveau de l'interface (appelée condition de Stefan et présentée précédemment cf. Chapitre 2, §5.1, p.91). Les méthodes à domaine fixe s'affranchissent de cette condition-limite à l'interface et résolvent le même jeu d'équations sur la totalité du domaine.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_{\varphi} \frac{\partial T_{\varphi}}{\partial x} \right) = \rho c_{p,\varphi} \frac{\partial T_{\varphi}}{\partial t} \quad (64)$$

La méthode de la capacité thermique équivalente consiste à incorporer l'enthalpie de changement de phase dans une expression de la capacité thermique. La capacité thermique est alors, nécessairement, une fonction de la température.

Cette méthode a d'abord été proposée par Bonacina et al. [233] en 1973. Analytiquement elle se traduit pour une substance pure (changement de phase isotherme) par :

$$h(T) = \int c_p(T) dT + \Lambda \times \Pi(T - T_{\varphi}) \quad (65)$$

$$c_p^*(T) = \frac{dh_m}{dT} = c_p(T) + \Lambda \times \mathcal{D}(T - T_{\varphi}) \quad (66)$$

où Π est la fonction de Heaviside et \mathcal{D} la distribution de Dirac.

Les inconvénients principaux de cette méthode sont qu'il y a des contraintes sur la discrétisation spatiale et temporelle et la définition de la plage de température de changement de phase. En particulier, le changement de phase ne peut pas être isotherme. Ainsi faut-il, d'une part, imposer une plage de température pour le changement de phase, en faisant attention à ce que celle-ci ne soit pas trop petite sans quoi la non-linéarité des propriétés thermodynamiques et des équations deviendra limitante en termes de convergence, et d'autre part s'assurer que le pas de temps est suffisamment petit pour éviter de passer d'un état à l'autre sans passer par l'état intermédiaire au cours d'un pas de temps. Le risque, ici, est de sauter le pic de capacité thermique équivalente qui modélise le changement de phase.

Ce modèle est amélioré par Cao et Faghri [234] en 1990. Ce nouveau modèle (le *Temperature Transforming Model*) s'affranchit des conditions de stabilité, mais n'est pas toujours consistant lorsque les mouvements fluidiques sont modélisés dans le MCP [235].

1.1.2 Les modèles enthalpique

La formulation enthalpique revient à résoudre l'équation de conservation de l'énergie sous sa forme enthalpique, le champ de température étant calculé *a posteriori*. Cette méthode, comme la plupart des méthodes à domaine fixe, rend possible la modélisation d'un front de changement de phase qui n'est pas infiniment mince. Une nouvelle quantité apparaît alors : la fraction liquide. Elle s'exprime usuellement sous la forme :

$$f(T) = \begin{cases} 0 & T \leq T_{sol} \\ \frac{T - T_{sol}}{T_{liq} - T_{sol}} & T_{solidus} < T < T_{liq} \\ 1 & T \geq T_{liq} \end{cases} \quad (67)$$

Sa valeur est nulle dans la phase solide, elle est unitaire dans la phase liquide et elle varie entre 0 et 1 dans la *mushy zone*. Cette zone correspond à l'ensemble du domaine dans lequel les

phases solide et liquide coexistent et où l'enthalpie spécifique se situe entre celle du solide à la température de solidus et celle du liquide à la température du liquidus. La présence de cette zone réduit les problèmes de divergence et d'instabilité des modèles car elle adoucit la transition entre la phase solide et la phase liquide : il n'y a plus de discontinuité entre les deux phases. Par conséquent, la définition même de cette zone, c'est-à-dire son épaisseur et la façon dont elle est discrétisée, est primordiale pour les performances du modèle.

1.1.2.1 Modèles purement conductifs

Les premiers travaux proposant cette formulation datent des années 70. Meyer [236] en 1973, Atthey [237] en 1974 et Shamsundar [229] en 1975 sont parmi les premiers à utiliser la formulation enthalpique. L'équation générale, à résoudre, s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) = \frac{\partial h_v}{\partial t} \quad (68)$$

où h_v est une fonction de la température qui prend en compte l'énergie sensible aussi bien que celle de changement d'état, c'est l'enthalpie volumique.

Voller et Cross [238] montrent les limitations des modèles d'Atthey [237], de Meyer [236] et des modèles de changement de phase de manière générale. En particulier, Voller et Cross [238] montrent que la modélisation du changement de phase isotherme se solde parfois par des solutions oscillantes (dans l'espace) et avec l'apparition de plateaux de température artificiels. Toutefois, l'apport majeur de Voller et al. [239-241] à la résolution numérique des problèmes de Stefan, est la formulation de l'enthalpie de changement de phase sous la forme d'un terme source/puit dans l'équation bilan d'énergie. Proposée et développée en 1987 [239;240], puis généralisée en 1991 [241], cette méthode permet de s'affranchir de nombreux problèmes de convergence. En repartant de la formulation de Patankar [242], l'équation de la conservation de l'énergie s'écrit [239] :

$$\frac{\partial \rho h_m}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} h_m) - \nabla \cdot (\lambda \nabla T) = 0 \quad (69)$$

L'idée de Voller et al. [239-241] est de décomposer l'enthalpie massique en deux termes (éq.(70)). Le premier représente l'enthalpie dite « sensible » et le second, l'enthalpie de changement de phase. Ce faisant, l'ensemble des éléments liés au changement de phase sont regroupés dans un terme source.

$$h_m = h_{\Delta T} + h_\varphi \quad (70)$$

où :

$$h_\varphi = \begin{cases} 0 & T \leq T_{sol} \\ f\Lambda & T_{sol} < T < T_{liq} \\ \Lambda & T_{liq} \leq T \end{cases} \quad (71)$$

Ainsi l'équation de conservation de l'énergie se réécrit-elle :

$$\frac{\partial \rho h_{\Delta T}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} h_{\Delta T}) - \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + S_h = 0 \quad (72)$$

avec :

$$S_h = \frac{\partial (\rho h_\varphi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} h_\varphi) \quad (73)$$

D'autres modèles sont apparus par la suite. En particulier, une méthode à capacité thermique apparente avec correction post-itérative, formulée en enthalpie, est proposé par

Pham [243]. Il s'agit d'un modèle aux éléments finis, le « *lumped capacitance model* » et d'une méthode à prédicteur et correcteur, la « *three-level enthalpy method* ». Plus tard Date [244] présente une formulation enthalpique 'forte' du problème de Stefan. Cette formulation permet d'éviter les problèmes d'oscillation de la solution. Le modèle, aux différences finies, rend possible le recours à l'algorithme de Thomas (*Tridiagonal Matrix Algorithm*) pour la résolution du système linéaire, ce qui diminue considérablement le temps de calcul. Par ailleurs, le pas de temps ainsi que la discrétisation spatiale peuvent être plus grossiers, ce qui diminue encore le temps de calcul. Rapidement cependant, avec l'essor des méthodes numériques et la montée en puissance des moyens de calculs, les méthodes aux volumes finis sont préférées aux méthodes aux différences finies [179].

1.1.2.2 Modèles avec convection

Afin de se rapprocher de la réalité, et parce que son importance a été démontrée [180], les modèles et les méthodes se développent peu à peu afin de prendre en compte l'influence de la convection naturelle dans les transferts thermiques. Il est souvent nécessaire pour cela de résoudre les équations de conservation de la quantité de mouvement. La difficulté principale vient du fait que les modèles à domaine fixe n'utilisent qu'un seul système d'équation pour la totalité du domaine. Il faut donc mettre au point des méthodes qui rendent possible la modélisation des mouvements induits par la convection naturelle dans le liquide, qui les bloquent dans la zone solide et qui gère la transition entre les deux dans la *mushy zone*. Trois méthodes principales existent pour annuler la vitesse dans le MCP solide.

1. Les méthodes d'arrêt (*switch-off methods*) redéfinissent la vitesse comme étant nulle dans la zone solide.
2. Les méthodes à viscosité variable font tendre la valeur de la viscosité vers l'infini en phase solide [245].
3. La méthode d'enthalpie-porosité [239;240] consiste à rajouter un terme puit dans l'équation de conservation de la quantité de mouvement. Ce terme puit est fonction de la fraction liquide. Lorsque la fraction liquide est égale à 1 le terme puit est nul. *A contrario*, quand la fraction liquide est nulle, le terme puit est de plusieurs ordres de grandeur supérieur aux autres termes de l'équation et fait tendre la vitesse vers 0. La modélisation usuelle de ce terme puit est issue de la théorie des milieux poreux (Lois de Darcy et de Kozeny-Carman). Le terme source prend, usuellement, la forme suivante :

$$S_{\mathbf{u}} = A_1 \frac{(1-f)^2}{f^3 + A_2} \mathbf{u} \quad (74)$$

où $A_1 \in [10^3, 10^{10}]$ et $A_2 \approx 10^{-3}$. A_2 est un artefact numérique qui empêche la division par 0.

Une alternative, pour modéliser la convection naturelle, est d'utiliser une valeur de la conductivité thermique qui varie en fonction de la température et d'augmenter artificiellement la conductivité thermique du MCP en phase liquide pour simuler l'influence de la convection naturelle. Lacroix [190], Zhang et Faghri [191] et Farid et Husian [246] utilisent cette méthode.

Les trois méthodes présentées sont paradoxales numériquement parlant. En effet, les équations de conservation de la quantité de mouvement sont résolues dans la phase solide alors que tout est fait pour que la vitesse y soit nulle. Par ailleurs, les deux dernières méthodes ne permettent pas d'obtenir une vitesse égale à 0. Elles permettent seulement d'obtenir une vitesse qui tend vers 0.

Plusieurs autres expressions du terme source d'amortissement du modèle d'enthalpie-porosité sont testées par Galione et al. [247]. Finalement, la formulation du terme source proposée par Voller et al. [240] est retenue. Il s'agit, selon eux, de la formulation qui permet l'amortissement le plus progressif.

La modélisation de l'amortissement de la vitesse à l'interface, est une variable d'ajustement, comme le montre Shmueli et al. [248]. Le travail qu'ils ont réalisé concerne la fusion, dans un tube cylindrique, d'un MCP solide. Les résultats obtenus diffèrent considérablement selon la valeur de la constante d'amortissement utilisée (Figure 186, la constante d'amortissement est notée C). Au bout de 20 min de temps physique, la majorité du solide est fondu lorsque la constante de mushy zone est choisie égale à 10^5 , alors qu'il reste au moins la moitié du solide si cette constante est égale à 10^8 . Qui plus est, Shmueli et al. [248] montrent aussi qu'il existe, sur la plage testée, une valeur de cette constante pour laquelle le temps de fusion est maximal. Ils constatent en effet que le temps de fusion est plus long avec une constante de mushy zone égale à 10^8 qu'en prenant 10^5 , 10^7 , 10^9 ou 10^{10} . Ce facteur d'amortissement n'étant pas mesurable expérimentalement, il s'agit d'une variable d'ajustement du modèle. La validation expérimentale du modèle numérique est alors indispensable.

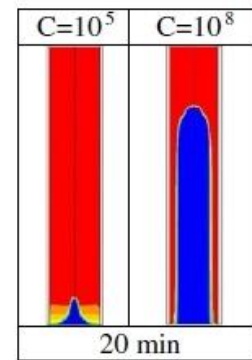


Figure 186 : Influence de la constante de mushy zone (notée C ici) sur l'évolution de la fraction liquide dans le MCP après 20 min de temps physique simulé [248]. Le solide est en bleu, le liquide en rouge.

Parmi les dernières améliorations du modèle enthalpique, la contribution de Rösler et Brüggemann [249] consiste à utiliser une fonction continue de l'enthalpie plutôt que celle, présentée jusqu'ici, continue par morceaux. Ce faisant, il n'est plus nécessaire de réaliser une itération entre l'enthalpie et la fraction liquide. Par ailleurs, l'utilisation du modèle enthalpique à domaine fixe pour la résolution des problèmes de Stefan s'est couramment faite en utilisant un schéma temporel implicite. Récemment (2013), Galione et al. [250] ont proposé une variante semi-explicite et adaptée aux maillages non-structurés, qui permet de coupler le modèle de changement de phase à des modèles de turbulences.

Le modèle d'enthalpie-porosité basés sur l'utilisation de termes sources, mis au point par Voller et al. [239-241], est le modèle le plus usité à ce jour. Il s'agit, en particulier, du modèle qui est intégré au logiciel commercial Fluent®, pour simuler les changements de phase solide/liquide.

1.1.3 Les autres méthodes et modèle

La méthode à champs de phase a été utilisée pour la première fois en 2013 pour modéliser un front de fusion/solidification d'un MCP [251] pour du stockage thermique,. Le modèle est purement conductif et monodimensionnel. Toutefois, il prend en compte le changement de volume induit par le changement d'état. Ces modèles sont généralement utilisés pour représenter une dynamique spécifique de l'interface à une échelle microscopique, à condition que l'épaisseur de celle-ci soit infiniment fine. Parmi les variables prises en compte se trouvent la tension de surface, la différence d'entropie entre les deux phases et la courbure de l'interface. Le principe est de substituer une équation aux dérivées partielles à la condition limite à l'interface.

L'index de solidification est une méthode basée sur un changement de variable. Le but est d'avoir recours à une variable continue et dérivable sur l'ensemble du domaine considéré. Les équations en fonction de l'index de solidification sont dérivées à partir des équations

gouvernantes qui sont fonction de la température. Le champ de température ou d'enthalpie est obtenu par dérivation de l'index de solidification.

Tay et al. [252] proposent un modèle de changement de phase original. Le MCP est considéré comme un mélange binaire homogène constitué de deux composants : le MCP solide et le MCP liquide. La température de saturation du mélange est la température de changement de phase.

Dans le cadre de la modélisation du changement de phase solide/liquide pour du stockage d'énergie thermique, l'utilisation de ces méthodes reste sporadique et ponctuelle. Ces méthodes ne sont pas forcément adaptées à une utilisation à l'échelle du stockage d'énergie thermique. Aussi apportent-elles peu, voire rien, en comparaison du modèle d'enthalpie-porosité. Ce dernier est mieux connu, plus utilisé et plusieurs fois validé.

En conclusion globale sur les méthodes à domaine fixe, ce sont des méthodes générales qui permettent la simulation de la progression d'un ou de plusieurs fronts de changement de phase, qui peuvent apparaître sans contrainte n'importe où dans le domaine. En particulier les méthodes à capacité thermique équivalente et à formulation enthalpique ont été largement utilisées et ont fait leurs preuves. Etant donné que la position de l'interface est un résultat obtenu a posteriori, il est nécessaire de raffiner le maillage en tout point du domaine. Ajouté à cela que les algorithmes sont moins performants que dans les modèles avec suivi de l'interface, la simulation s'en trouve plus coûteuse en temps de calcul que pour les modèles avec suivi de l'interface. Avec l'essor de l'ère du numérique, les moyens de calcul disponibles sont usuellement suffisants pour que ce surcoût ne soit pas contraignant.

1.2 Les modèles avec suivi de l'interface

Contrairement aux modèles à maillage fixe, l'interface est suivie et le maillage peut être adapté en fonction de la position de celle-ci. Cette approche permet d'avoir recours à un maillage globalement plus grossier que pour les modèles à maillage fixe, pour un niveau de précision équivalent, le maillage n'étant raffiné qu'au niveau de l'interface dans les modèles avec suivi. Il est toutefois plus difficile de modéliser des fronts de changement d'état dont la topologie est complexe et il n'est pas prévu de modéliser un cas pour lequel il y aurait plusieurs fronts distincts. Par ailleurs, il n'est pas envisageable de modéliser le changement d'état d'une substance qui n'est pas pure (*i.e.* ayant un changement de phase qui n'est pas isotherme). En pratique, ces modèles sont peu utilisés car leur champ d'application est limité.

1.2.1 Les méthodes à maillage fixe

Dans les méthodes à maillage fixe, la position de l'interface est connue à tout instant. A chaque pas de temps le changement de phase est pris en compte en modifiant explicitement la discrétisation de part et d'autre de l'interface. Les conditions limites spécifiques à l'existence de l'interface sont attribuées aux nœuds les plus proches de celle-ci. Ainsi le champ de température est-il résolu en premier lieu et l'avancée du front de changement d'état est calculée *a posteriori* par égalité du flux. Le flux qui arrive à l'interface est converti en vitesse d'avancée du front de changement de phase. Afin de prévenir une divergence du modèle, il est préférable que l'évolution de l'interface soit régulière.

1.2.2 Les méthodes à maillage variable

Il s'agit ici de fixer l'interface sur nœud et de déformer le maillage au fur et à mesure que l'interface avance. Le nombre de nœuds de part et d'autre de l'interface est conservé. Leur

distribution peut être régulière ou non. Une des contraintes principales est que l'interface doit avoir une position initiale définie. Cette méthode d'immobilisation de l'interface se fait généralement via un changement de variable, qui permet de conserver les mêmes valeurs de coordonnées à tout instant pour l'interface (Cf. Chapitre 5, §1.2.5, p.192). Cette méthode, comme la précédente, est adaptée pour de la résolution de problèmes monodimensionnels. Leurs extensions à des configurations multidimensionnelles sont possibles, mais tellement complexes, qu'elles sont jugées impraticables [232]. Un des protagonistes de la modélisation du changement de phase par cette méthode est Sparrow, qui, avec ses collaborateurs ont d'abord réalisé des expériences sur des modules d'encapsulation cylindrique [253], puis ont développé successivement un modèle numérique monodimensionnel aux différences finies [254;255] et un modèle bidimensionnel aux volumes finis [256;257], qui est semi-implicite, semi-explicite.

1.2.3 Les méthodes à maillage mobile (*r-method*)

Le domaine est fixe et le nombre de mailles également. L'interface est suivie et à chaque pas de temps les points du maillage sont déplacés afin que le maillage soit adapté au problème. L'idée est d'avoir un maillage raffiné au niveau de l'interface et plus grossier loin de celle-ci. La position de l'interface, dans cette méthode, n'est pas fixée à un nœud.

1.2.4 Les méthodes Eulérienne-Lagrangienne (*h-method*)

Ces méthodes sont des combinaisons des deux précédentes. Les calculs sont réalisés avec un maillage fixe et un maillage mobile. Le maillage mobile s'adapte à la position de l'interface : à chaque itération des points sont ajoutés ou retirés afin de créer un maillage optimisé. La complexité du modèle réside dans le fait que le nombre de mailles et la structure du maillage changent à chaque itération. Le modèle peut être sujet à des pertes d'information. Ces modèles sont principalement utilisés à des échelles très petites, à l'échelle d'un cristal par exemple.

1.2.5 Les méthodes d'immobilisation de l'interface

Les avantages des techniques d'immobilisation de l'interface sont avant tout leur précision et leur faible coût en temps de calcul. De plus, leur mise en œuvre est relativement simple. Le désavantage principal est la manipulation de dérivées partielles mixtes dues à la non-orthogonalité du système de coordonnées. Le changement de variable permet d'immobiliser l'interface solide/liquide et de la rendre parallèle aux autres frontières du système afin de résoudre les deux systèmes d'équations dans des maillages fixes. Ismail et al. [258] ont validé ce modèle avec d'autres résultats numériques et des résultats expérimentaux, dont les leurs. Les résultats sont cohérents et valident la méthode.

Deux autres méthodes (aux éléments finis mobiles et à frontière mobile) ne sont pas développées ici car, bien que leur viabilité théorique soit attestée, leur utilisation pratique est quasi-inexistante dans le cadre du stockage thermique. Ces méthodes sont complexes à mettre en œuvre, sont spécifiques et sont limitées à une utilisation pour des cas simples. Concernant les méthodes à maillage variable ou mobile, le contrôle du maillage fait à la fois la force et la difficulté de ces méthodes. C'est d'autant plus vrai que les géométries sont complexes. Le faible nombre de travaux concernant l'utilisation de ces méthodes n'a pas permis de les faire évoluer autant que d'autres. La méthode d'immobilisation de l'interface, par exemple, n'a pas encore été utilisée pour du stockage d'énergie thermique autrement qu'en conduction pure, sans surchauffe initiale et en modélisant l'écoulement du fluide caloporteur par une corrélation empirique à la frontière.

Les méthodes à suivi de l'interface permettent une meilleure appréhension de la position de l'interface et du gradient thermique de part et d'autre de celle-ci. Les algorithmes sont souvent optimisés et les calculs s'en trouvent accélérés. Ce sont en général des algorithmes spécifiques à un problème en particulier. Ces méthodes présentent l'inconvénient de nécessiter une solution initiale pour la position du front (apparition et disparition du front de changement de phase impossible), elles ne peuvent pas traiter les problèmes à topologie complexe (plusieurs fronts de changement de phase ou une interface qui n'est pas lisse) et elles ne prennent pas en compte la mushy zone. Par ailleurs, il faut résoudre un jeu d'équations par phase, la position de l'interface est généralement calculée itérativement, la modification du maillage est complexe à mettre en œuvre. C'est pourquoi, en définitive, ces méthodes ne sont pas retenues dans la suite du travail.

1.3 Prise en considération du changement de densité lors du changement de phase.

Depuis 40 ans, les modèles numériques pour simuler le changement de phase se succèdent, s'améliorent et se remplacent. Un des défis principaux auquel sont actuellement confrontés les acteurs du domaine est la modélisation de la variation de densité qui accompagne la transition de phase. Outre la méthode des champs de phase mentionnée précédemment, d'autres méthodes existent et ont déjà été mises en œuvre. En particulier, les trois qui seront présentés ci-après utilisent la méthode d'enthalpie-porosité.

Avant-propos : la notion de fusion contrainte et non-contrainte fait indirectement référence à l'intrusivité de la thermométrie par thermocouple. Dans un module d'encapsulation, le MCP solide commence à fondre au niveau des parois. Si un thermocouple est placé au centre de ce module, le MCP solide va y rester accroché et ne va pas couler/flotter comme il est supposé le faire dans un cas où il n'y aurait pas de thermocouple. Concernant la modélisation numérique, la fusion contrainte implique que la vitesse dans le solide soit nulle ; tandis que la fusion non-contrainte implique que le solide doit pouvoir couler/flotter dans le module. Des photographies d'une fusion non-contrainte (Figure 190) et d'une fusion contrainte (Figure 191) sont présentées dans la suite.

La publication de Shmueli et al. [248] fait figure de référence dans le domaine de la modélisation numérique du changement de phase solide/liquide. Ils utilisent le logiciel commercial Fluent® d'ANSYS® et les deux modèles de changement de phase (module : *Solidification & Melting*) et de surface libre (module : *Volume of Fluid*). La géométrie considérée est un module cylindrique vertical au sein duquel se trouve du MCP et de l'air. Les travaux concernent l'évolution de l'interface solide/liquide au cours d'une fusion. Une attention particulière est portée au choix des paramètres du modèle : en plus de l'étude paramétrique sur la constante d'amortissement de la vitesse dans la *mushy zone* (Figure 187), différents schémas de discrétisation de la pression ainsi que deux algorithmes de couplage vitesse/pression sont comparés. Aucune différence notable n'est observée entre les deux algorithmes de couplage PISO et SIMPLE. *A contrario*, les résultats obtenus avec les deux schémas d'interpolation, PRESTO! et *Body-Force-Weighted*, diffèrent considérablement (Figure 188). Les auteurs établissent que ces schémas ne traitent pas la *mushy zone* de la même façon. En définitive, ils optent pour le schéma de discrétisation PRESTO! qui leur permet d'obtenir des résultats numériques plus cohérents avec leurs résultats expérimentaux.

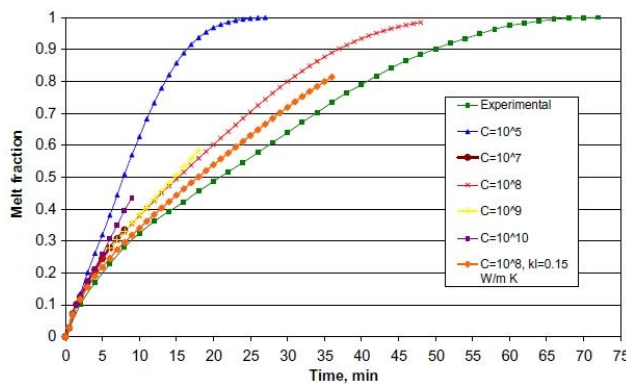


Figure 187 : Influence de la valeur de la constante de mushy zone sur l'évolution de la fraction liquide [248].

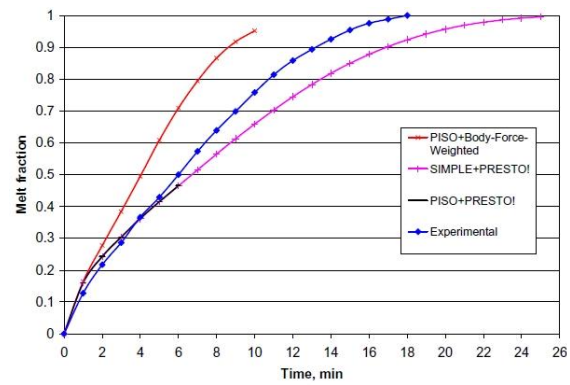


Figure 188 : Influence des méthodes de résolution sur l'évolution de la fraction liquide [248].

Pour modéliser la chute des particules solides qui coulent dans le MCP liquide, Wang et al. [117] n'utilisent que le module *Volume of Fluid*. Le module de solidification, lui, n'est pas utilisé. L'idée proposée par Wang et al. [117] est de considérer trois phases eulériennes dans le modèle *Volume of Fluid* : le fluide caloporteur, le MCP liquide et le MCP solide. Le changement d'état est modélisé par un transfert de masse de la phase eulérienne 'MCP liquide' vers l'autre phase eulérienne 'MCP solide'. Pour ce faire, un module d'évaporation-condensation est utilisé et adapté. L'intérêt de cette méthode, et la raison supposée pour laquelle les auteurs l'ont préférée à une autre utilisant le module *Solidification & Melting*, est que le solide n'est pas immobilisé dans l'espace comme c'est le cas avec le modèle d'enthalpie-porosité de Voller et al. [240;241]. La géométrie étudiée par Wang et al. [117] est une cuve cylindrique horizontale dans laquelle le MCP et le fluide caloporteur sont en contact direct (Figure 189). Pendant la décharge du système de stockage, le fluide caloporteur froid solidifie localement le MCP. Les particules de MCP solide nouvellement formées ont une densité plus importante que le MCP liquide et coulent au fond de la cuve. Ce modèle est particulièrement adapté à la configuration étudiée par Wang et al. [116;117], mais il n'est pas adaptable à toutes les géométries. Effectivement, étant donné que le MCP solide est considéré comme une phase eulérienne à part entière et que son mouvement n'est pas bloqué ; il se comporte comme un fluide.

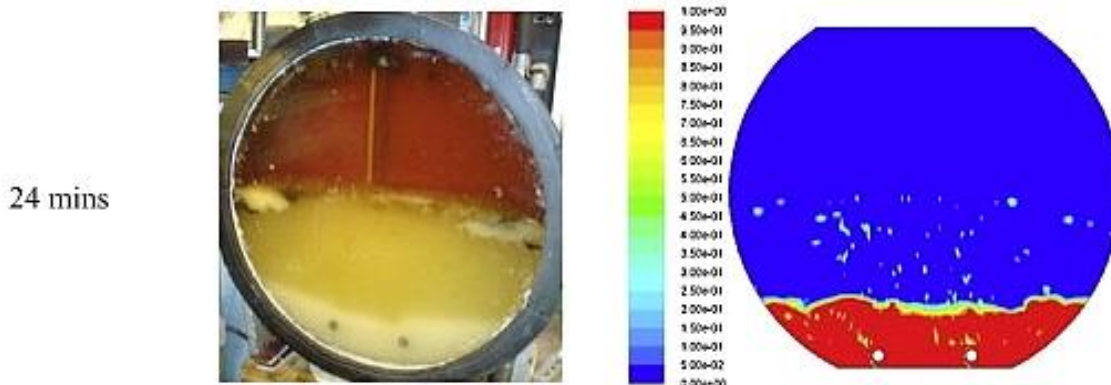


Figure 189 : Comparaison qualitative entre un essai expérimental (à gauche) et une simulation numérique (à droite) dans un échangeur à contact direct huile/érythritol [117]. Sur l'image de droite, l'échelle de couleur correspond à la fraction solide : le solide est en rouge, le liquide en bleu.

Hosseinizadeh et al. [259] utilisent le logiciel commercial Fluent® d'ANSYS® et combinent les deux modèles *Volume of Fluid* et *Solidification & Melting*. Ils simulent numériquement la fusion non-contrainte d'un MCP dans un module d'encapsulation sphérique. Les résultats qu'ils obtiennent sont cohérents avec leurs résultats expérimentaux (Figure 190). Toutefois une question subsiste : comment le MCP parvient-il à couler alors que le module *Solidification*

& *Melting*, qui utilise le modèle d'enthalpie-porosité de Voller et al. [240;241], est censé immobiliser le solide ? En tout état de cause, et sans spécification de la part des auteurs, il semble que la chute du MCP solide soit un artefact du modèle d'enthalpie-porosité. Effectivement, dans le terme source d'amortissement de la vitesse (éq.(74), p.189 redonnée ci-après), la constante de *mushy zone* est multipliée par le vecteur vitesse \mathbf{u} , ce qui implique qu'il doit exister une vitesse résiduelle dans le solide pour que ce terme source soit non-nul. En présence de forces de pression, comme la flottabilité, un second terme source est mis en balance de celui d'amortissement dans l'équation de conservation. Il est mathématiquement impossible que la vitesse soit nulle. Il semble donc qu'Hosseinizadeh et al. [259] utilisent, sciemment ou non, cette vitesse résiduelle pour faire couler leur MCP solide.

$$S_u = A_1 \frac{(1 - f)^2}{f^3 + A_2} \mathbf{u}$$

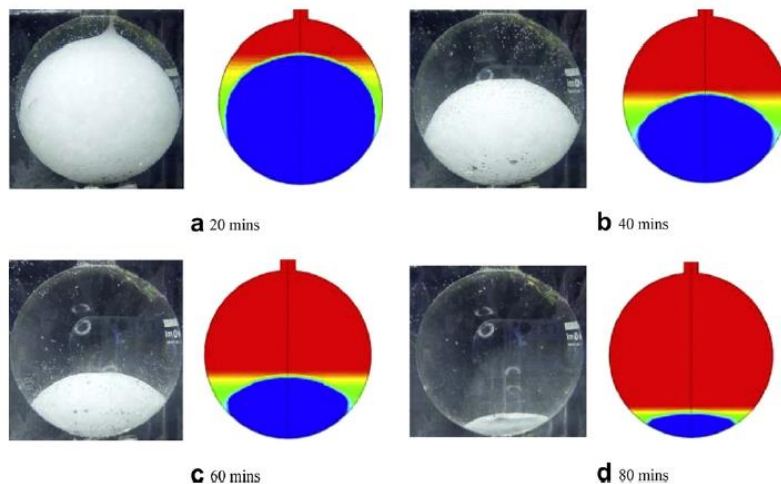


Figure 190 : Comparaison qualitative entre un essai expérimental (à gauche) et une simulation numérique en 2D-axisymétrique (à droite) dans un module d'encapsulation sphérique ; dans le cadre d'une fusion non-contrainte [259].

Le modèle développé par Galione et al. [247] impose une vitesse nulle dans le solide. Plus exactement, les équations de conservation de la quantité de mouvement ne sont pas résolues dans le milieu solide. Le terme source d'amortissement de la vitesse est réservé à la mushy zone. Par conséquent, le solide est accroché au maillage et ne peut pas couler ou flotter (Figure 191). Dans cette simulation, le modèle n'est pas globalement conservatif. Faute de modélisation d'un ciel gazeux, la variation de densité lors du changement de phase est compensée par une perte ou un gain de masse dans le système. Qui plus est, bien que la variation de densité liée au changement de phase soit prise en compte, le MCP solide ne peut pas couler dans le MCP liquide car la vitesse dans le solide est nulle. Ce n'est pas problématique dans la simulation considéré puisqu'il s'agit d'une fusion contrainte.

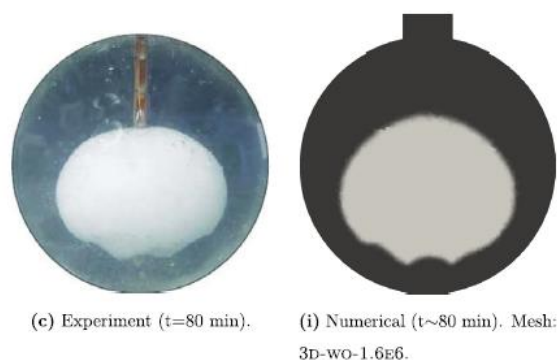


Figure 191 : Comparaison qualitative entre un essai expérimental (à gauche) et une simulation numérique en 3D (à droite) dans un module d'encapsulation sphérique ; dans le cadre d'une fusion contrainte [260].

1.4 Conclusion

Historiquement, les premiers modèles se sont focalisés sur la solidification. Ce processus est dominé principalement par les transferts thermiques conductifs, plus simples à modéliser que les transferts par convection. Peu à peu, les modèles prenant en compte la convection se sont multipliés. De ce fait, sur les dernières années, les travaux numériques concernant la fusion d'un MCP prédominent en comparaison de ceux traitant de sa solidification. Après la conduction et la convection, c'est le changement de volume qui fait l'objet de plus en plus de publications récentes.

Le modèle d'enthalpie-porosité est, de loin, le plus utilisé [109;187;199;248;249;261-264]. Sa large diffusion est le fruit de sa simplicité d'utilisation, de sa polyvalence et de sa facilité à être intégré à des codes commerciaux. En particulier, son adoption dans le logiciel Fluent® d'ANSYS® a certainement participé à ce que son utilisation soit répandue. Ce modèle a été validé plusieurs fois avec des résultats analytiques et de nombreuses fois avec des résultats expérimentaux. Le paramétrage de ce modèle apparaît toutefois comme étant indispensable, principalement du fait de la forte sensibilité des résultats à la valeur de la constante de mushy zone.

2 Modèle numérique

Encore récemment (2010), Voller [265] a mis en avant la robustesse, la flexibilité et la précision du modèle d'enthalpie-porosité pour résoudre des problèmes pour lesquels des modèles spécifiques, plus complexes, sont développés. En 30 ans, le modèle d'enthalpie-porosité, dit « de Voller », a fait ses preuves. Ce modèle étant validé, connu et reconnu, simple, accessible et polyvalent, il ne semble pas nécessaire d'avoir recours à un autre dans le cadre du travail présenté ici. D'autant plus que les modèles avec suivi de l'interface écarteraient pour la plupart de facto la possibilité de simuler le comportement d'un front de changement d'état autour d'un tube ailetté.

Dans cette partie sont présentées : la géométrie simulée ainsi que le maillage réalisé, la mise en équation du modèle et son paramétrage – tant du point de vue des propriétés des matériaux que des paramètres propres à l'algorithme de résolution – et, enfin, l'influence des paramètres sur les résultats.

2.1 Domaine de calcul

La première question qui se pose concerne les attentes de la simulation numérique. Le modèle numérique doit pouvoir permettre d'extrapoler les résultats obtenus à l'échelle du banc expérimental à une plus grande échelle. A l'heure actuelle, pour une application sur un réseau de chaleur, les mousses métalliques ne sont pas viables économiquement en comparaison des tubes ailettés. L'extrapolation doit donc concerner les tubes ailettés.

Il a été conclu à l'issue des campagnes d'essais sur les tubes ailettés, que la convection naturelle a un rôle négligeable dans les transferts thermiques. Par conséquent, le recours à un domaine numérique en trois dimensions n'est pas nécessaire. Par ailleurs, les ailettes hélicoïdales peuvent être approchées par des ailettes circulaires. Ce faisant une erreur de seulement 0,2 % est faite sur la surface d'échange entre les ailettes et le MCP. Ce qui est

négligeable. Enfin, étant donné que les géométries sans insert n'ont pas été retenues à l'issue des campagnes d'essais sur les tubes ailettes, il semble évident que la géométrie modélisée sera équipée d'un insert. L'insert cylindrique est sélectionné car il présente un axe de symétrie. En définitive, un modèle 2D-axisymétrique est choisi.

La géométrie retenue (Figure 192) est constituée du tube en acier, autour duquel se trouvent les ailettes en aluminium. Au sein du tube se trouve un insert cylindrique et le fluide caloporteur circule entre cet insert et la paroi du tube. Ni la calandre, ni les brides ne sont représentées dans la géométrie ; elles sont modélisées via des conditions aux limites. Le tube, avec l'insert, est prolongé de part et d'autre de la section d'essais, sur 0,2 m afin de permettre au profil de vitesse dans l'écoulement de s'établir et pour simuler la montée en température progressive de la température du fluide caloporteur à l'entrée de la section d'essais.

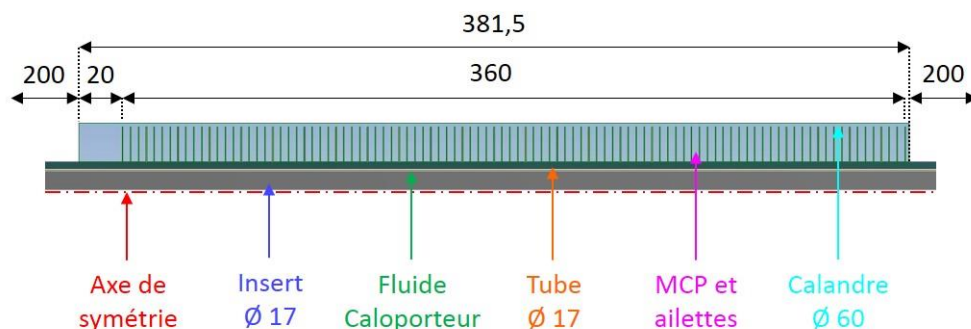


Figure 192 : Représentation schématique de la géométrie retenue pour la modélisation numérique.

Le modèle ne tient pas compte du changement de volume induit par le changement de phase. Or, il a été montré dans le Chapitre 3 que les charges et les décharges avec injection par le bas sont plus influencées par le changement de volume, qui est à l'origine de l'apparition d'un second front de fusion/solidification en partie haute de l'échangeur (Chapitre 3, §2.2, p.123, et plus spécifiquement la Figure 128, p.127 et la Figure 133, p.130) que les essais avec injection par le haut. C'est pourquoi, la majorité des essais simulés dans la suite sont des essais qui ont été réalisés avec injection du fluide caloporteur par le haut. Il est d'ailleurs démontré dans la suite que les simulations corrélaient mieux avec les mesures expérimentales lorsque les essais simulés ont été réalisés avec une injection par le haut.

Ce choix, de ne pas modéliser le changement de volume, est fait car la modélisation de l'expansion/du retrait volumique n'est pas maîtrisée. La dernière partie de ce chapitre est entièrement consacrée à la modélisation de ce phénomène et aux limites du modèle testé (Chapitre 5, §5, p.231).

Expérimentalement, avant une décharge, le niveau liquide est situé à 1 cm au-dessus de l'ailette la plus haute du tube. Étant donné que le changement de volume n'est pas modélisé, ce volume de MCP va rester, tout au long de la simulation, au-dessus de l'ailette la plus haute. Il ne va pas descendre comme il le ferait expérimentalement. Par ailleurs, comme il est éloigné de l'ailette, il ne va pas se solidifier. La présence de ce MCP, qui reste liquide en partie haute de l'installation n'est pas acceptable, car elle n'est pas réaliste. Par conséquent, il a été décidé de retirer cette zone liquide. C'est la raison pour laquelle la hauteur de la calandre, dans le domaine numérique, est plus faible que dans la réalité (Figure 192) ; elle mesure 0,381 5 m au lieu de 0,4 m. La masse volumique du MCP dans le modèle a été ajustée de telle sorte que la masse totale de MCP dans la section d'essais soit la même numériquement et expérimentalement. Le domaine de calcul est le même en charge (fusion) et en décharge (solidification) puisque cette zone de MCP, en haut, est problématique dans les deux cas.

Le logiciel Fluent® d'ANSYS® est utilisé pour cette étude, avec le modèle d'enthalpie-porosités.

2.2 Discrétisation spatio-temporelle

Le maillage retenu est constituée de mailles parallépipédiques-rectangles dans le plan. Le maillage est structuré, c'est-à-dire que la connectivité entre les mailles est régulière : à chaque face d'une maille correspond la face d'une unique autre maille.

Quatre maillages et différents pas de temps sont testés. Les maillages comprennent 43, 186, 748 et 1 680 milliers de mailles (Figure 193). Ces maillages seront appelés « grossier », « moyen », « fin » et « très fin » respectivement. Entre les ailettes le ratio d'aspect des mailles est d'environ 1,6 dans la direction radiale pour 1 dans la direction axiale. En périphérie d'ailettes, le ratio est de 1 pour 1. Les mailles sont plus petites en périphérie d'ailettes car c'est là que la convection naturelle est la plus susceptible de s'établir. Dans la zone entre les ailettes, les maillages correspondent à des tailles de maille d'en moyenne (en millimètres) : 0,35 par 0,59 pour le maillage « grossier » ; 0,18 par 0,29 pour le maillage « moyen » ; 0,09 par 0,15 pour le maillage « fin » ; 0,04 par 0,07 pour le maillage « très fin ». Les pas de temps vont de 0,05 à 3 s.

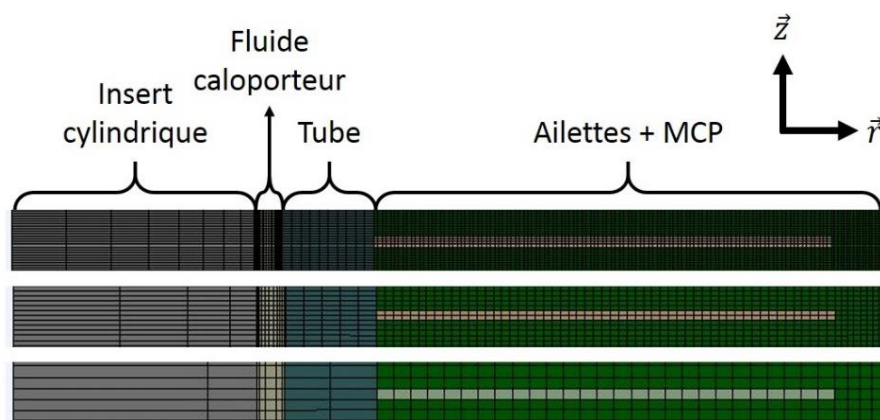


Figure 193 : Comparaison des différents maillages. En haut : maillage « fin » ; au milieu : maillage « moyen » ; en bas : maillage « grossier ». Le maillage « très fin » n'est pas représenté car la densité de mailles est trop importante pour que celles-ci soient visibles à cette échelle.

2.3 Conditions aux limites

L'entrée du fluide caloporteur est définie par un flux de masse et une température. La condition de sortie est une pression différentielle, fixée à 0 Pa. En haut, en bas et autour du domaine du MCP se trouvent, respectivement, la bride supérieure, la bride inférieure et la calandre. Pour ces trois frontières, une condition aux limites de troisième type (Robin) est imposée : un coefficient d'échange convectif surfacique est renseigné pour chacune des trois frontières. La résistance thermique de conduction dans ces éléments (brides, calandre) est également prise en compte pour le calcul des pertes thermiques. Pour les essais en décharges, le coefficient d'échange avec l'extérieur est nul. En charge, pour simuler correctement la stratification thermique qui se met en place dans le MCP liquide, ce coefficient doit être non-nul. La valeur de 20 W/m²/K est retenue (Annexe 5, §5.3, p.267). Les frontières du tube avec l'extérieur, ainsi que celles de l'insert en haut et en bas sont adiabatiques.

2.4 Propriétés physiques des matériaux constituants

Les propriétés des matériaux sont données dans le Tableau 41. Les températures de déclenchement et de fin de fusion/solidification qui ont été calculées avec la méthode des tangentes sur les courbes issues de la μ DSC (Chapitre 3, §1.5, p.111) ne sont pas les températures de solidus et de liquidus qui sont retenues ici. En effet, afin de se rapprocher des résultats expérimentaux, ce sont les plages de fusion/solidification observées au cours de

la campagne d'essais qui sont choisies. Autrement dit, la fusion s'étale entre 33 et 35 °C et la solidification entre 34 et 33 °C. L'enthalpie de changement de phase est calculée de sorte que la variation d'enthalpie spécifique dans le MCP soit la même numériquement que celle mesurée via les résultats de μ DSC (Chapitre 3, §1.5, p.111).

	c_p [J/kg/K]	ρ [kg/m ³]	λ [W/m/K]	β [1/K]	μ [kg/m/s]	Λ [J/kg]
Acier PG235H (Tube)	460	7 850	57	-	-	-
Aluminium (Ailettes)	900	2 700	220	-	-	-
Eau	4 179	994	0,62	-	7,2x10 ⁻³	-
Eicosane solide	2 219	789,5 ⁸⁷	0,20	-	-	234x10³
Eicosane liquide	2 323		0,20	7,14x10 ⁻⁴	3,1x10 ⁻³	
Inox 304L (Brides)	500	8 030	16	-	-	-
Peek (Insert)	1 340	1 320	0,25	-	-	-
PMMA (Calandre)	1 190	1 470	0,20	-	-	-

Tableau 41 : Récapitulatif des propriétés physiques des matériaux considérés [58;224;225;266;267].
Les valeurs en gras sont issues de mesures.

2.5 Paramétrage du modèle

Concernant la discrétisation de la pression, le schéma PRESTO! est le plus utilisé [109;117;187;248;259;262;264], devant le *Pressure-based* [263] et le *Body-force-weighted*. Cela rejoint les conclusions de Shmueli et al. [248], présentées précédemment.

En ce qui concerne l'algorithme de couplage entre le champ de pression et le champ de vitesse, il n'y a pas de franche tendance qui se soit établie. Ici encore, cela rejoint les conclusions de Shmueli et al. [248] qui obtiennent les mêmes résultats qu'ils utilisent l'algorithme SIMPLE [109;261-263] ou PISO [117;248;259;264]. L'algorithme *Coupled* est cependant moins utilisé [187].

Par ailleurs, l'influence de la constante de mushy zone sur les résultats est attestée dans plusieurs travaux. Aussi le choix de cette valeur n'est-il pas intuitif et doit, soit faire l'objet d'une étude spécifique *a priori*, soit faire l'objet d'une étude de sensibilité *a posteriori*. Les valeurs choisies par les auteurs de travaux numériques sont variables : Voller et Prakash [240] prennent $1,6 \times 10^3$, Seddegh et al. [187] comme Mat et al. [109] choisissent 10^5 , Hosseini et al. [262] 10^6 , Tiari et al. [134;263] s'en servent comme d'une variable d'ajustement plus que comme un paramètre intrinsèque au PCM et à la *mushy zone* et prennent dans une première étude $2,5 \times 10^6$ et 10^{10} dans une seconde étude, Rösler et Brüggemann [249] prennent 10^8 , comme Shmueli et al. [248].

La convection naturelle est généralement modélisée à partir de l'approximation de Boussinesq [109;187;199;249;250;261-263].

En première approche, donc, la méthode numérique choisie est l'algorithme SIMPLE et le schéma de discrétisation PRESTO!, la simulation est réalisée avec une constante de mushy zone égale à 10^5 . Cette valeur est choisie car c'est la valeur par défaut sous Fluent®. Certaines des études qui vont être présentées sont réalisées en conduction pure dans le MCP, d'autre prendront en compte la convection naturelle dans le MCP via l'approximation de Boussinesq.

⁸⁷ Pour rappel, cette valeur de 789,5 kg/m³ est un artefact numérique permettant de conserver la même masse dans le domaine numérique que dans la section d'essais expérimentale (Chapitre 5, §2.1, p.198).

Une étude paramétrique est réalisée et présentée par la suite afin d'étudier l'influence de ces choix.

2.6 Mise en équations

Pour un fluide newtonien, dans un système de coordonnées cylindriques, en supposant la géométrie et les phénomènes comme étant axisymétriques, les équations de conservation s'écrivent de la manière suivante⁸⁸ :

- Conservation de la masse

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (75)$$

- Conservation de la quantité de mouvement

$$\frac{\partial \rho \mathbf{u}_x}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \mathbf{u}_x) = \nabla \cdot (\mu \nabla \mathbf{u}_x) - \frac{\partial P}{\partial x} + S_x + S_b \quad (76)$$

$$\frac{\partial \rho \mathbf{u}_y}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \mathbf{u}_y) = \nabla \cdot (\mu \nabla \mathbf{u}_y) - \frac{\partial P}{\partial y} + S_y \quad (77)$$

- Conservation de l'énergie

$$\frac{\partial \rho h_{\Delta T}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} h_{\Delta T}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) - S_h \quad (78)$$

Les termes sources s'expriment comme suit :

$$S_{x,y} = A_{mush} \frac{(1-f)^2}{f^3 + A_0} \mathbf{u}_{x,y} \quad (79)$$

$$S_b = \rho g \beta (T - T_{ref}) \quad (80)$$

$$S_h = \frac{\partial (\rho h_\varphi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} h_\varphi) \quad (81)$$

Les termes sources S_x et S_y sont issus du modèle de porosité et permettent l'amortissement de la vitesse dans la *mushy zone*, entre le liquide et le solide.

Le terme source S_b est introduit par l'approximation de Boussinesq. Il simule l'influence des forces de flottabilité et permet de modéliser la convection naturelle tout en conservant une masse volumique constante. Par conséquent, les expressions des équations de conservation pour un fluide incompressible restent valables. Il faut, pour que l'approximation de Boussinesq soit acceptable, que les variations de température soit faibles. Dans le cas présent, le MCP liquide subit une variation de température de l'ordre de 15 °C, ce qui est acceptable. L'approximation de Boussinesq pourra ou non être utilisée. En comparant les résultats avec et sans l'approximation de Boussinesq, la conclusion expérimentale selon laquelle les transferts thermiques sont essentiellement conductifs autour des tubes ailetés sera confirmée ou infirmée.

Le terme source S_h vient du modèle d'enthalpie et regroupe tous les termes contenant l'enthalpie « latente » h_φ (éq.(71), p.188)

Dans les solides (tube, ailettes), seule l'équation de conservation de l'énergie est résolue, sans terme source ni terme d'advection.

⁸⁸ Sous Fluent®, l'axe de symétrie est nécessairement l'axe \vec{x} . La coordonnée « y » correspond donc au rayon.

3 Etudes préliminaires

L'objectif de cette sous-partie est d'estimer le raffinement du maillage et le pas de temps nécessaires pour obtenir des résultats indépendants de la discrétisation spatiale et temporelle. La dépendance du modèle à la méthode de résolution des équations est également investiguée.

3.1 Modèle purement conductif dans le MCP

L'influence du maillage sur les résultats du modèle de conduction pure est représentée graphiquement sur les figures suivantes. La Figure 194 et la Figure 195 représentent l'influence du maillage sur la variation d'énergie dans la section d'essais et sur la température au niveau d'un thermocouple (en 'C-out'). Il apparaît que le maillage « fin » est suffisamment raffiné pour que les résultats deviennent indépendants au maillage.

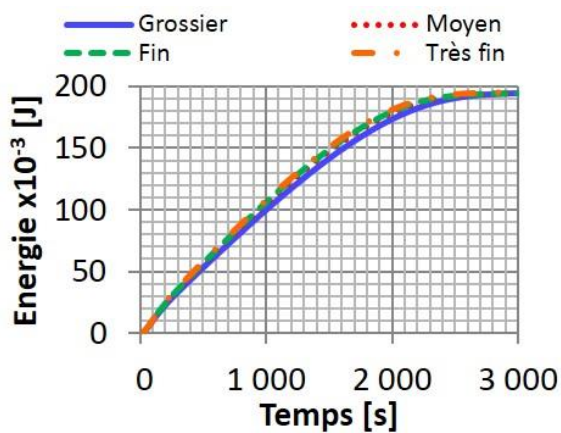


Figure 194 : [Num.] Variation d'énergie dans le MCP pour différents maillages.

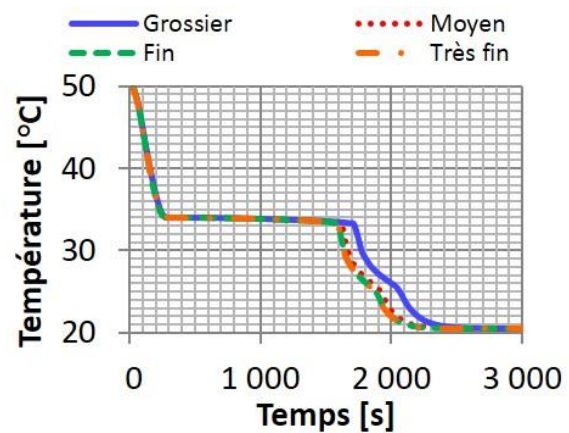


Figure 195 : [Num.] Evolution de la température dans le MCP, en « C-out », pour différents maillages.

Trois simulations ont été réalisées avec le maillage « fin », avec un pas de temps de 3 s, de 1 s ou de 0,1 s. Une simulation avec un pas de temps de 5 s a également été testée, mais elle a divergé. Il apparaît sur la Figure 196 et la Figure 197 que la solution devient indépendante du pas de temps pour un pas de temps de 1 s.

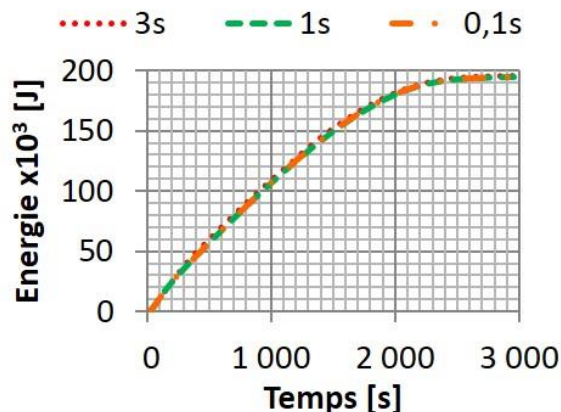


Figure 196 : [Num.] Variation d'énergie dans le MCP, en « C-out », pour différents pas de temps.

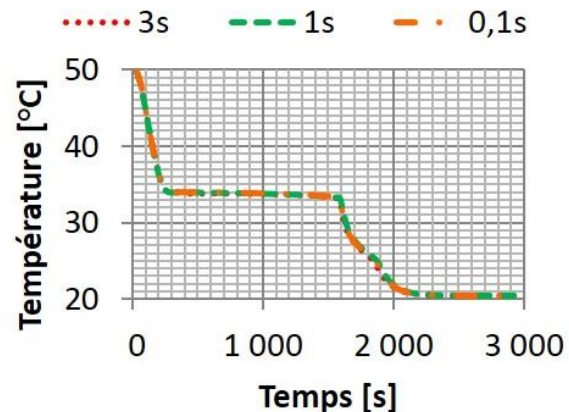


Figure 197 : [Num.] Evolution de la température dans le MCP, en « C-out », pour différents pas de temps.

En conclusion, le maillage fin et le pas de temps de 1 s sont retenus, pour le modèle en conduction pure dans le MCP.

3.2 Modèle avec approximation de Boussinesq dans le MCP

La même analyse est maintenant réalisée sur des simulations pour lesquelles la convection naturelle dans le MCP est modélisée par l'approximation de Boussinesq. Le MCP liquide soumis à un gradient thermique est donc mis en mouvement. Etant donné que les décharges (solidification) sont des processus mettant en jeu les transferts conductifs essentiellement, ce sont des charges (fusion) qui vont être simulées.

Dans un premier temps, une simulation est réalisée avec un pas de temps de 1 s et le maillage « fin », puisqu'il s'agit des paramètres retenus à l'issue de l'étude précédente, pour le modèle en conduction pure. Les résultats sont présentés sur la Figure 198. Les courbes tracées représentent l'évolution de la température en dix points, qui correspondent aux positions expérimentales des thermocouples dans la section d'essais (Chapitre 3, §1.3 ; p.108).

Il apparaît que les solutions numériques se mettent à osciller après quelques centaines de secondes de simulation et perdent, dès lors, toute cohérence physique. Ce phénomène d'oscillation se traduit par des volumes de contrôle qui se solidifient et fondent alternativement. L'apparition de ces oscillations est évoquée par Voller et Cross [238] en 1981.

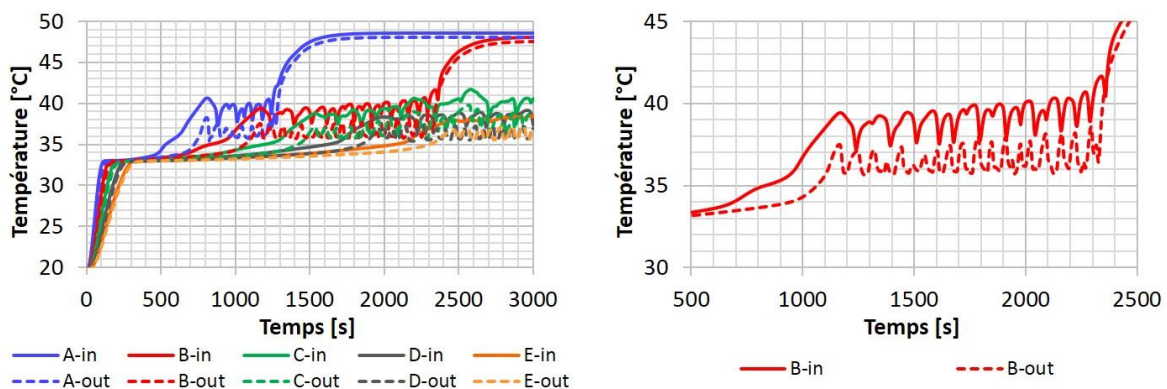


Figure 198 : [Num.] Courbes de température dans le MCP : (gauche) aux mêmes positions que les thermocouples dans la section d'essais expérimentale ; (droite) vue centrée sur deux points représentation 'B-in' et 'B-out'.

Deux maillages différents sont testés avec le même pas de temps : le maillage « moyen » et le maillage « très fin ». Dans tous les cas les oscillations apparaissent. Sur l'intervalle d'étude, plus le maillage est raffiné plus la fréquence des oscillations est faible et leur intensité importante.

Ce problème a deux solutions connus. Il faut soit réduire la constante de *mushy zone*, soit réduire le pas de temps. Toutefois, la modification de cette constante influe directement sur la modélisation de la convection naturelle dans l'interface solide/liquide et n'est pas recommandée puisqu'elle modifie la phénoménologie du changement de phase. Il est donc préférable de diminuer le pas de temps. Ainsi l'étude d'influence du pas de temps est-elle réalisée pour des pas de temps strictement inférieurs à 1 s : 0,1 et 0,05 s. Les différences observées entre les simulations avec les deux pas de temps sont négligeables.

Par ailleurs, les maillages testés sont le « fin » et le « très fin ». Les résultats obtenus avec ces deux maillages sont très proches : les différences sont négligeables.

Dans la suite, alors que les simulations en conduction pure dans le MCP sont réalisées avec le maillage "fin" et un pas de temps de 1 s, celles pour lesquelles l'approximation de Boussinesq est utilisée sont réalisées, toujours avec le maillage « fin », mais avec un pas de temps de 0,1 s. Le temps de simulation d'un essai pour lequel l'approximation de Boussinesq est utilisée est de facto environ dix fois plus long qu'une simulation en conduction pure dans le MCP.

3.3 Influence de la méthode de résolution

Après le maillage et le pas de temps c'est la méthode de résolution qui est étudiée. Deux algorithmes de résolution sont comparés (SIMPLE et PISO), ainsi que deux schémas de discrétisation de la pression (PRESTO! et Body-force-weighted).

Cette étude est réalisée avec le modèle prenant en considération les mouvements fluidiques dans le MCP liquide et les simulant via l'approximation de Boussinesq. Dans le modèle en conduction pure, il n'y a pas de mouvement dans le MCP liquide. Par conséquent la pression n'intervient pas et le schéma de discrétisation associé importe peu.

Les différences entre les simulations réalisées, que ce soit avec l'algorithme SIMPLE ou PISO et avec le schéma de discrétisation PRESTO! ou *Body-force-weighted* (B-f-w), sont négligeables. Les résultats sont strictement identiques. Par ailleurs, les temps de calcul sont du même ordre de grandeur. Il est dès lors possible de conclure qu'avec la géométrie étudiée et les conditions opératoires choisies, le choix du schéma de discrétisation de la pression (entre B-f-w et PRESTO!) et de l'algorithme de couplage de la vitesse et de la pression (entre SIMPLE et PISO) n'a pas d'influence.

Dans la suite, la résolution numérique est réalisée avec l'algorithme SIMPLE et le schéma de discrétisation de la pression PRESTO!.

4 Résultats

Dans cette partie sont présentés les résultats des simulations numériques ainsi que leurs comparaisons avec les résultats expérimentaux. L'objectif est de valider la cohérence du modèle numérique en démontrant qu'il est possible de simuler le comportement de la section d'essais. Cette validation passe aussi bien par la comparaison de l'évolution de la température dans le MCP (validation locale) que par la comparaison de l'évolution de la température du fluide caloporteur en sortie (validation globale).

Le modèle expérimental⁸⁹, basé sur le maillage de thermocouples, qui permet l'estimation du temps caractéristique (Chapitre 3, §1.8, p.117) et le suivi de la variation d'énergie dans le système de stockage est également comparé aux résultats numériques.

Seuls les résultats concernant le tube « 7 fpi » sont détaillés, ceux concernant le tube « 10 fpi » sont donnés en Annexe 7 (p.270).

Pour la comparaison aux résultats expérimentaux, les points du domaine de calcul numérique auxquels la température est récupérée, correspondent aux positions expérimentales des thermocouples (Chapitre 3, §1.3, p.108).

4.1 Tube « 7 fpi » - Décharges

Les résultats expérimentaux sont d'abord comparés à une simulation en conduction pure dans le MCP, puis à une simulation réalisée avec un modèle

⁸⁹ Dans la suite, afin de prévenir toute confusion, il sera fait référence au modèle expérimental par « l'approche expérimentale ». Afin d'éviter d'utiliser le terme modèle à la fois pour le modèle numérique et le modèle expérimental.

prenant en compte l'approximation de Boussinesq dans le MCP. La troisième sous-partie concerne la simulation d'un essai avec injection par le bas. Ces trois études numériques et leur comparaison aux résultats expérimentaux permettent de conclure quant à la validation du modèle. Enfin, le modèle est utilisé afin de mieux comprendre la phénoménologie des transferts thermiques dans la section d'essais.

4.1.1 Décharge par le haut (sans l'approximation de Boussinesq)

Le fluide caloporteur est injecté à $2,5 \times 10^{-3}$ kg/s (*i.e.* 9 kg/h) et à 20,5 °C, par le haut. La température initiale du domaine est uniforme et égale à 50 °C.

La Figure 199 et la Figure 200 présentent l'évolution de la température dans le MCP⁹⁰, sur la couronne intérieure et la couronne extérieure respectivement. Les températures calculées numériquement sont comparées à celles mesurées expérimentalement. Dans l'ensemble, les résultats numériques sont cohérents avec ceux expérimentaux.

Le refroidissement sensible du MCP, au début de la simulation, est plus rapide numériquement qu'expérimentalement (flèches rouges). Cela s'explique par la difficulté à reproduire numériquement l'influence de l'ouverture et de la fermeture des quatre vannes qui entourent la section d'essais (Figure 102, Chapitre 3, §1.1, p.105, vannes V200 et vannes V201). Ces vannes doivent, toutes les quatre, être tournées pour initier l'essai. Ces vannes ne peuvent pas être manipulées simultanément par une seule personne, elles le sont donc alternativement. Cela entraîne des mouvements fluidiques à l'intérieur du tube qui ne sont pas reproduits numériquement.

Bien que, sur les courbes numériques, le palier de solidification dure un peu plus longtemps qu'expérimentalement (flèches bleues), le changement de phase est fidèlement reproduit. En effet, rapidement, les courbes numériques et expérimentales se rejoignent (flèches vertes). Cette différence est liée à la formulation du changement de phase dans le modèle numérique. Il y est considéré que la solidification s'étale de 34 à 33 °C. Expérimentalement, le palier de solidification *stricto sensu* est bien à ces températures, mais la solidification semble se prolonger, de manière moins marquée, jusqu'à 30 °C (point d'inflexion des courbes continues).

Le refroidissement sensible est légèrement plus lent expérimentalement que numériquement (flèches violettes). Cela peut s'expliquer par la résistance thermique de contact entre l'échangeur et le MCP solide. En particulier, en partie basse de l'installation (section 'E'), où la solidification est la plus longue, la température expérimentale atteint une valeur asymptotique plus élevée que la température des autres sections. Sur la Figure 200, les flèches orange pointent une différence de comportement observé numériquement mais pas expérimentalement : l'influence du MCP situé sur la périphérie des ailettes. La pente des courbes représentatives de la température ralentit avant d'accélérer de nouveau lorsque le MCP, en périphérie des ailettes, termine son changement de phase.

⁹⁰ Dans l'ensemble des graphiques qui suivront dans cette partie, et sauf mention contraire, les courbes continues représenteront des données expérimentales et les courbes discontinues des résultats numériques.

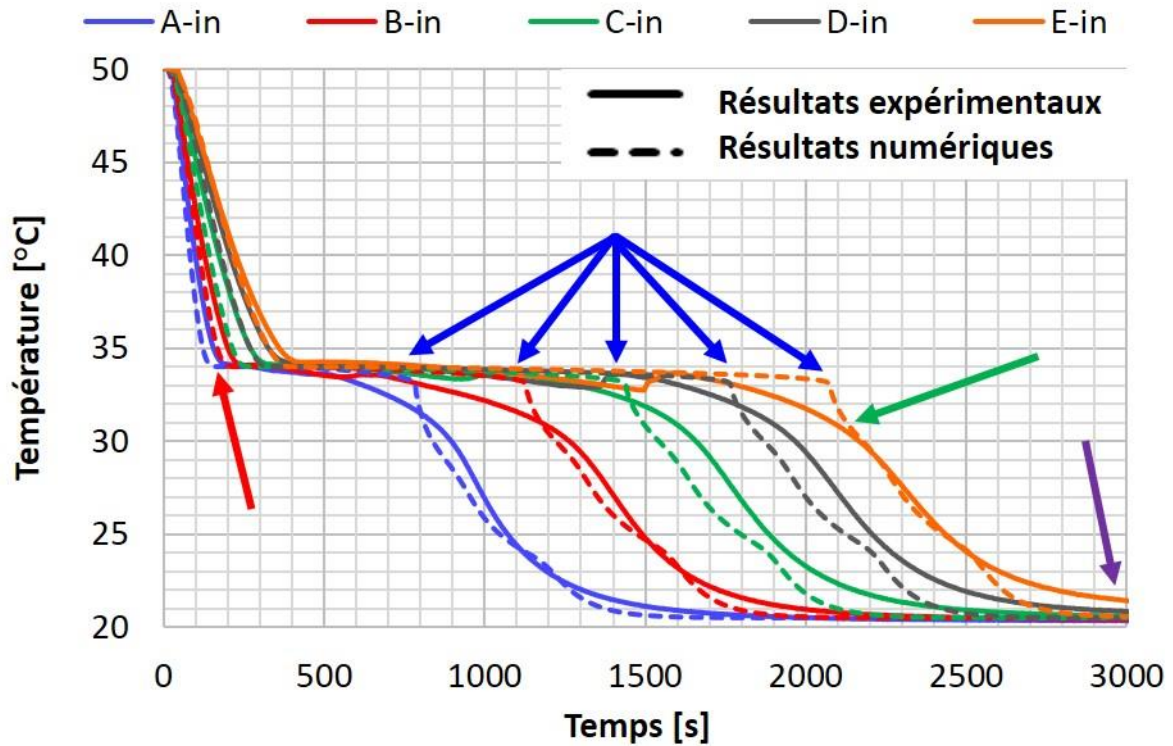


Figure 199 : Evolution de la température dans le MCP, pour les cinq sections, sur la couronne intérieure. Comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux (tube « 7 fpi », insert cylindrique, décharge par le haut, sans approximation de Boussinesq).

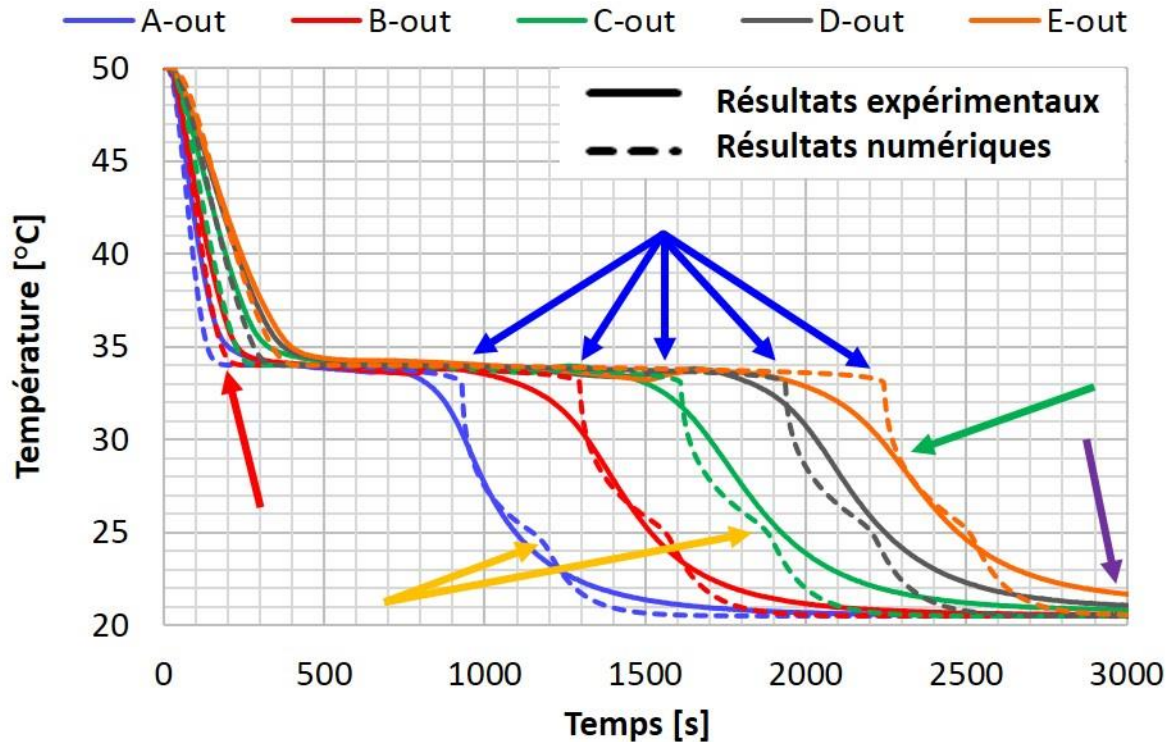


Figure 200 : Evolution de la température dans le MCP, pour les cinq sections, sur la couronne extérieure. Comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux (tube « 7 fpi », insert cylindrique, décharge par le haut, sans approximation de Boussinesq).

La Figure 201 compare qualitativement l'évolution du front de solidification expérimentalement et numériquement. Sur les images issues de la simulation (à droite pour chaque pas de temps), la coloration est effectuée en fonction de la fraction liquide. Le bleu correspond à une fraction liquide nulle, *i.e.* à du solide. Le rouge correspond à une fraction liquide égale à 1. Les couleurs intermédiaires correspondent à la *mushy zone*. Par conséquent, la ligne verticale rouge représente un liquide : c'est le canal d'écoulement annulaire du fluide caloporteur. De part et d'autre de cette ligne se trouve l'insert (à gauche) et la paroi du tube (à droite). Plus à droite, la zone du MCP et des ailettes est facilement reconnaissable grâce aux lignes horizontales bleues que forment les ailettes. Les images de la simulation sont des vues en coupe de la section d'essais alors que les photographies sont des prises de vue extérieures à la section d'essais. Les résultats numériques et expérimentaux sont cohérents, les fronts de solidification évoluent d'une part radialement et d'autre part axialement. Dès la 15^e minute le profil du front de solidification est établi (rectangle discontinue violet) et se déplace axialement, jusqu'à atteindre la partie basse de l'installation.

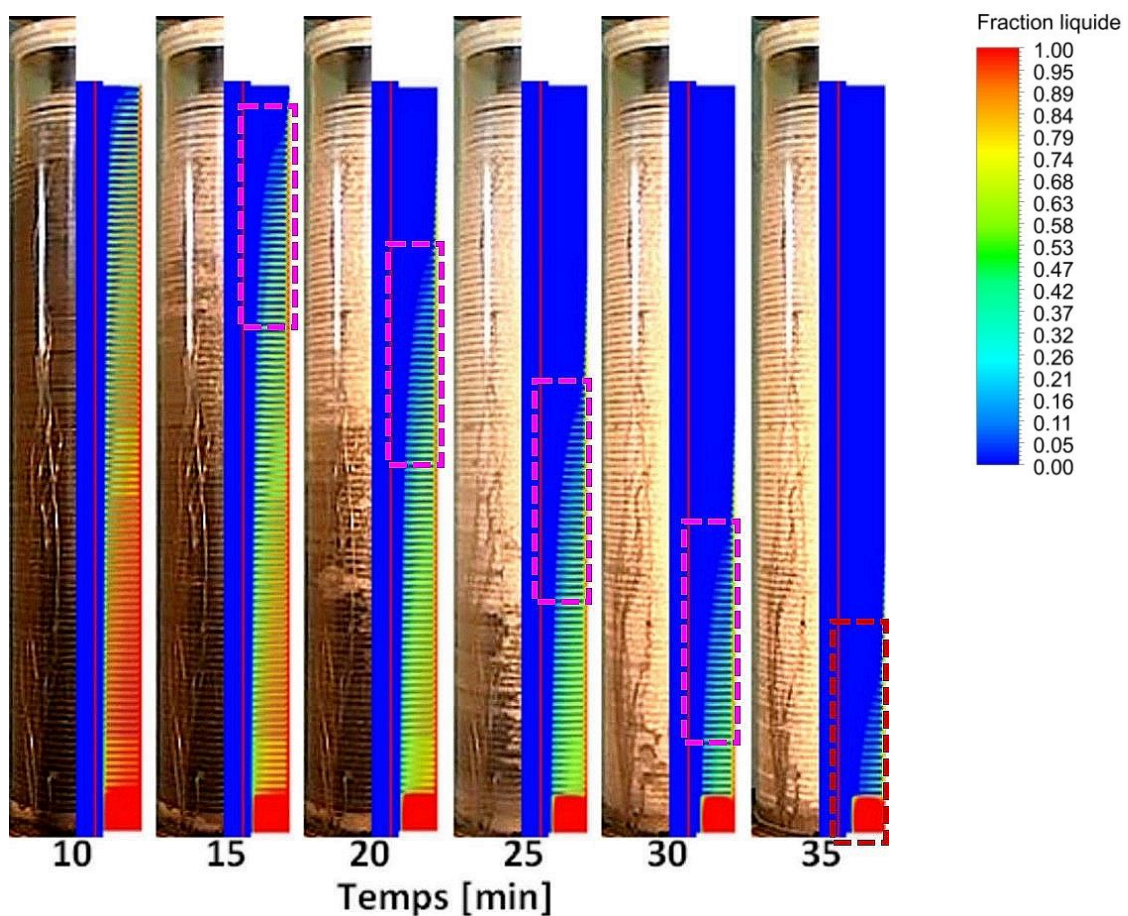


Figure 201 : [Num.] Comparaison qualitative de la progression du front de solidification entre les photos prises pendant l'essai (à gauche) et la simulation numérique (à droite). La coloration est fonction de la fraction liquide. Le trait rouge verticale représente donc l'écoulement du fluide caloporteur entre l'insert et le tube (en bleu). *N.B.* : Les photos sont des vues extérieures de la section d'essais alors que les résultats numériques présentés sont des coupes axiales du domaine.

Un zoom de la Figure 201, au niveau du rectangle rouge discontinu, est donné sur la Figure 202. La coloration est toujours une fonction de la fraction liquide, avec le bleu qui correspond au solide et le rouge au liquide. Les nuances intermédiaires sont relatives à la *mushy zone*. Deux points sont à mettre en avant sur cette image. Premièrement, au-delà des ailettes, dans la zone entre la périphérie des ailettes et la calandre, le MCP met plus de temps à se solidifier que dans la zone ailettée. Deuxièmement, dans la zone sans ailette, ou plutôt dans la zone située en dessous des ailettes, le MCP ne se solidifie qu'à proximité de la paroi

du tube : une couronne de MCP reste liquide alors que tout le reste du domaine est solidifié. Ces résultats sont cohérents avec les observations expérimentales.

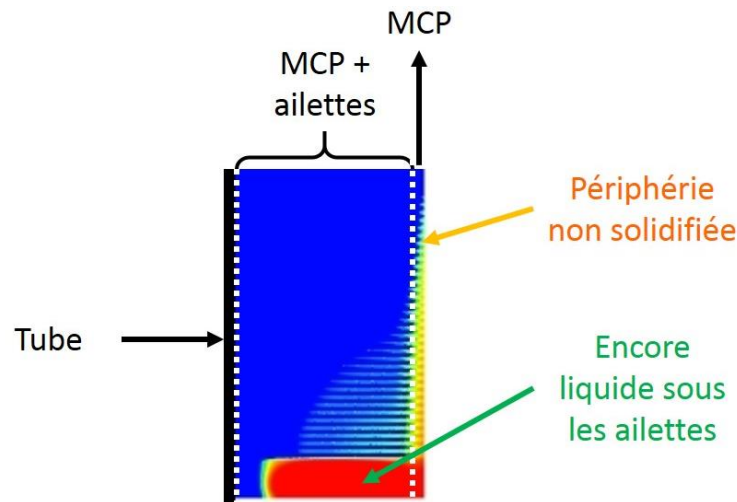


Figure 202 : [Num.] Zoom de la Figure 201 (au niveau du rectangle rouge discontinu), à la 35^e min.

La Figure 203 représente la puissance échangée par le fluide caloporteur, calculée expérimentalement et numériquement à partir du débit et de la différence de température entre l'entrée et la sortie. Globalement, les courbes sont très proches. Le pic initial (flèche rouge), lié à la récupération de l'énergie « sensible » du système, est toutefois plus marqué numériquement qu'expérimentalement ; d'environ 10 %. Cela s'explique, ici aussi, par la difficulté à représenter numériquement l'impact de la manipulation alternative des quatre vannes. Le palier de puissance (flèche verte), qui représente la récupération d'énergie « latente », est fidèlement reproduit numériquement. Enfin, la différence sur les valeurs asymptotiques à la fin de l'essai (flèche violette) s'explique en partie par les pertes thermiques du système. En effet, les pertes thermiques ne sont pas modélisées en décharge, il est donc normal de voir la puissance échangée par le fluide caloporteur tendre vers 0 dans le modèle numérique. Il y a toutefois des pertes thermiques expérimentalement, car la température ambiante est de 24,5 °C. Ce qui explique que la courbe expérimentale ne tende pas vers 0. Par ailleurs, l'incertitude des thermocouples est telle qu'une puissance résiduelle est toujours mesurée.

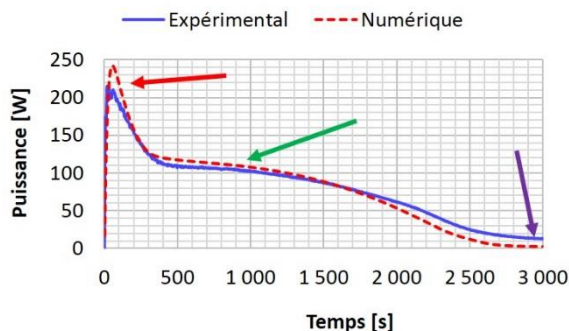


Figure 203 : Puissance échangée par le fluide caloporteur (décharge par le haut, conduction pure, tube « 7 fpi », insert cylindrique).

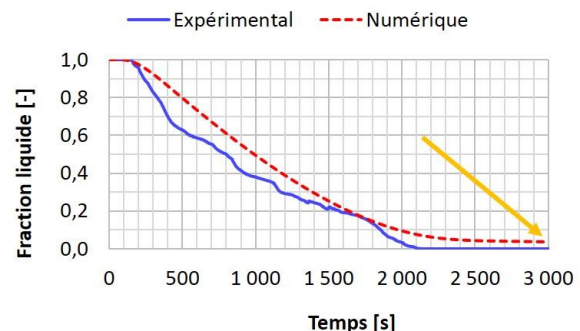


Figure 204 : Fraction liquide dans le MCP (décharge par le haut, conduction pure, tube « 7 fpi », insert cylindrique).

La Figure 204 donne l'évolution de la fraction liquide dans le modèle numérique et via une estimation expérimentale : la fraction liquide expérimentale est calculée à partir de la température mesurée dans la section d'essais, en supposant qu'elle évolue linéairement, en fonction de l'enthalpie, sur la plage de température de changement de phase. Sur la Figure 204, les deux courbes sont relativement similaires, bien que celle issue de l'approche

expérimentale (maillage de thermocouples) présente deux biais. Le premier est lié à la surestimation, dans l'approche expérimentale, de la fraction solide en décharge. Ce point a été abordé précédemment (Chapitre 3, §2.2.1.5, p.132, Figure 135). Cela explique que la courbe bleue surévalue, par rapport au modèle numérique, la quantité de MCP déjà solidifiée. Le second biais est lié au MCP, en dessous des ailettes, dans la zone des 2 cm de tube nu, qui met un temps très long à se solidifier en comparaison du reste du MCP qui est au contact des ailettes. Dans l'approche expérimentale, ce volume est attribué au thermocouple le plus proche. Ce thermocouple, comme les autres thermocouples, se situe entre deux ailettes. Par conséquent, dès que le MCP au niveau de ce thermocouple est solidifié, la totalité du volume attribué à ce thermocouple est considéré comme étant solidifiée. Numériquement, cette zone ne se solidifie pas en 3 000 s (durée de la simulation) et c'est la raison pour laquelle la fraction liquide n'atteint pas zéro à la fin de la simulation (flèche orange). Malgré tout, l'approche expérimentale et le modèle numérique restent relativement cohérents.

La Figure 204, comme les deux suivantes (Figure 205 et Figure 206), permet de comparer l'approche expérimentale, basée sur le maillage de thermocouples et le modèle numérique.

La Figure 205 représente la variation absolue d'énergie dans le MCP, telle qu'elle est mesurée et calculée expérimentalement et numériquement. Le même biais que pour la fraction liquide est observé ici : l'approche expérimentale surévalue la variation d'énergie au cours de l'essai et à la fin. Qui plus est, la courbe de l'approche expérimentale est moins régulière. Cela s'explique par le nombre de mailles. Alors que l'approche expérimentale repose sur 40 thermocouples et donc sur 40 « mailles », le modèle numérique, lui, en comporte 748 000. Il est donc normal d'observer un comportement beaucoup plus discontinu sur la courbe de l'approche expérimentale.

La Figure 206, enfin, représente la variation absolue d'énergie dans le métal du tube et des ailettes, de l'eau et de l'insert. L'approche expérimentale, malgré tous ses défauts (Chapitre 3, §1.9, p.120) et bien que la température du tube, des ailettes, de l'eau et de l'insert soit estimée via des mesures de la température dans le MCP, donne des résultats cohérents avec le modèle numérique.

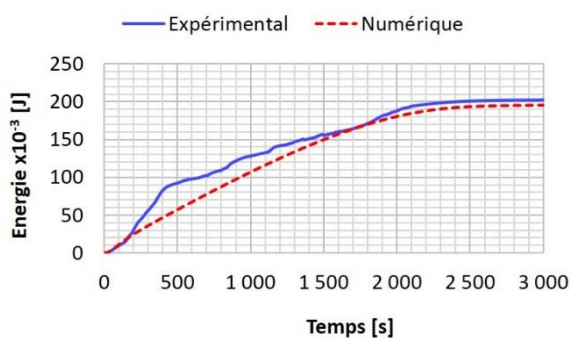


Figure 205 : Variation d'énergie dans le MCP (décharge par le haut, conduction pure, tube « 7 fpi », insert cylindrique).

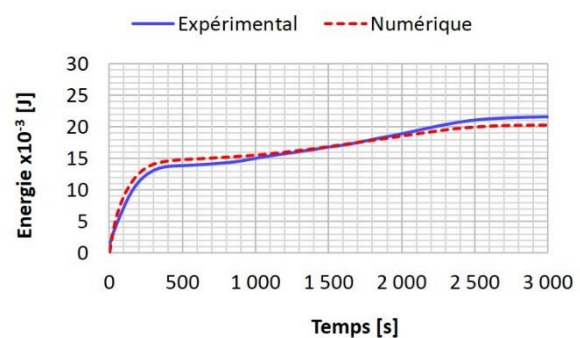


Figure 206 : Variation d'énergie dans le métal, l'eau et l'insert (décharge par le haut, conduction pure, tube « 7 fpi », insert cylindrique).

La comparaison de l'évolution de la température en dix points et de la puissance échangée par le fluide caloporteur ont permis de valider le modèle numérique avec les résultats expérimentaux à l'échelle locale (la température en un point) comme à l'échelle globale (la puissance thermique échangée par le système). Par ailleurs, l'approche expérimentale, basée sur le maillage de thermocouples, a été utilisée dans les chapitres précédents pour suivre la variation d'énergie dans le système. En comparant les résultats de l'approche expérimentale et les bilans numériques, il s'avère que les deux donnent des résultats comparables. Ce qui tend à valider l'approche expérimentale, basée sur le maillage de thermocouples.

Les résultats de la simulation sont satisfaisants, les comportements thermiques locaux et les performances globales de l'installation sont fidèlement reproduits. Le modèle donne des résultats cohérents avec ce qui a été observé expérimentalement. Par ailleurs, l'absence de modélisation des forces de flottabilité dans le MCP ne pose pas de problème majeur. Tout porte à croire que la convection naturelle a une importance négligeable dans les transferts thermiques. C'est ce qui va être démontré dans la partie suivante.

4.1.2 Décharge par le haut (avec l'approximation de Boussinesq)

La Figure 207 illustre les différences entre deux simulations, réalisées toutes les deux avec le maillage fin, avec et sans l'approximation de Boussinesq. Pour rappel, la simulation avec l'approximation de Boussinesq nécessite un pas de temps dix fois plus faible que la simulation en conduction pure dans le MCP. La simulation est donc dix fois plus longue. Il apparaît que la convection naturelle, telle qu'elle est modélisée ici est négligeable à l'échelle globale (Figure 207, gauche) comme à l'échelle locale (Figure 207, droite).

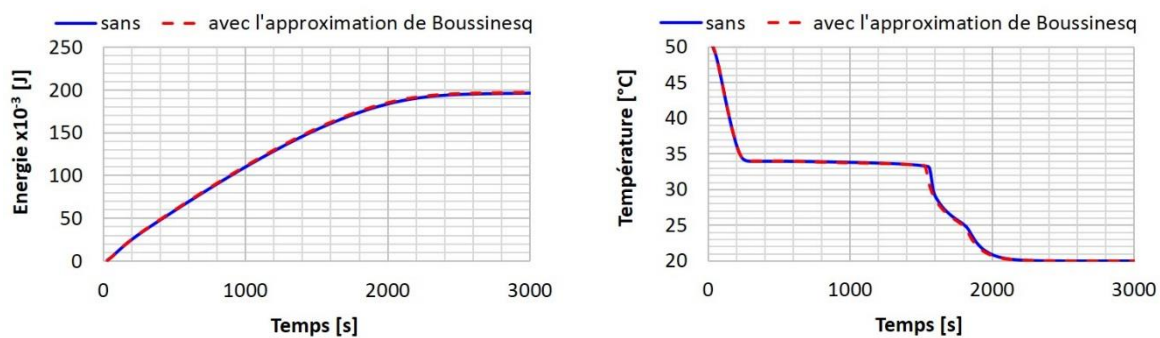


Figure 207 : [Num.] Variation d'énergie totale (à gauche) et température au niveau de 'C-out' (à droite) pour deux essais, avec et sans l'approximation de Boussinesq (décharge par le haut, tube « 7 fpi », insert cylindrique).

Il y a deux causes possibles au fait que la convection naturelle soit négligeable : ou bien la convection naturelle est mal modélisée (il faudrait peut-être un autre modèle que celui de Boussinesq), ou alors la part de la convection naturelle dans les transferts thermiques est négligeable pendant les décharges (solidification). Dans la partie qui traite de la charge (fusion), dans la suite du Chapitre 5 (§4.2.2, p.220), l'impact de la convection naturelle sur les résultats est visible. Ce qui laisse supposer que l'approximation de Boussinesq suffit, dans les cas considérés ici, à modéliser l'impact de la convection naturelle, aussi faible soit-il. Par suite, la convection naturelle est suffisamment bien modélisée, mais joue un rôle négligeable dans les transferts thermiques pendant les décharges par le haut. Ce qui confirme l'hypothèse établie à la suite des campagnes expérimentales.

En ce qui concerne la constante de *mushy zone*, son influence est d'autant plus négligeable que l'influence de la convection naturelle est faible. Aucune différence n'a pu être observée en modifiant cette constante sur la gamme $[10^4, 10^8]$.

La modélisation de la convection naturelle par l'approximation de Boussinesq n'a pas d'influence significative sur les résultats. Les différences sont faibles et ce gain de précision est coûteux en temps de calcul puisque la simulation avec l'approximation de Boussinesq est presque 16 fois plus longue. En conclusion, pour les décharges par le haut, le modèle de conduction pure dans le MCP suffit pour simuler la solidification du MCP autour d'un tube à ailettes radiales à forte densité d'ailettes (> 7 fpi). Il permet de reproduire fidèlement le comportement thermique de la section d'essais expérimentale avec un temps de calcul restreint (< 40 min, avec huit processeurs de 2 GHz). La modélisation de la convection naturelle n'apporte rien de significatif.

4.1.3 Décharge par le bas (avec et sans l'approximation de Boussinesq)

Comme pour la décharge par le haut, la modélisation de la convection naturelle par l'approximation de Boussinesq a un effet restreint sur les résultats (Figure 208). Le temps de calcul, lui, est 13 fois plus long. Par conséquent, c'est l'essai en conduction pure qui est retenu et analysé dans la suite.

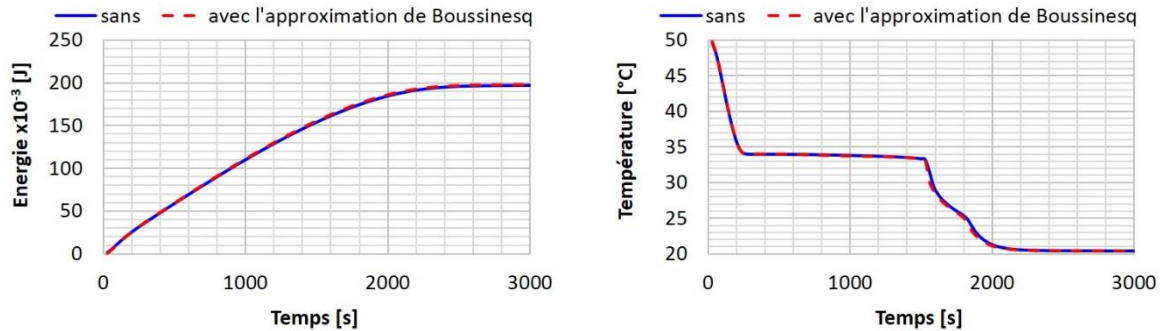


Figure 208 : [Num.] Variation d'énergie totale (à gauche) et température au niveau de 'C-out' (à droite) pour deux essais, avec et sans l'approximation de Boussinesq (décharge par le bas, tube « 7 fpi », insert cylindrique).

Le fluide caloporteur en entrée est à 20,3 °C. Le débit est de $2,6 \times 10^{-3}$ kg/s. La température initiale du domaine est uniforme et égale à 50,1 °C. Le fluide caloporteur, froid, est injecté par le bas.

La Figure 209 et la Figure 210 montrent les courbes représentatives de la température dans le MCP obtenues numériquement et expérimentalement.

Comme cela a déjà été observé pour les décharges avec injection par le haut, le modèle numérique manque de précision durant les premières centaines de secondes de simulation, pendant le refroidissement du MCP jusqu'à la température de solidification (flèches vertes).

Le changement de phase dans la partie basse ('E') est plus rapide numériquement qu'expérimentalement (flèches orange). Pour reprendre, dans les grandes lignes, ce qui a été avancé dans le Chapitre 3 : au fur et à mesure que le MCP se solidifie, en partie basse ('E') de l'installation, celui-ci se densifie, laissant un vide immédiatement comblé par le MCP encore liquide qui coule alors en bas de la section d'essais. Par conséquent, la masse de MCP augmente localement, en bas de l'échangeur, tandis qu'elle diminue dans la partie haute de l'échangeur (du fait de la diminution du niveau liquide). Dans la simulation numérique, le changement de volume spécifique du MCP n'est pas pris en compte. C'est pourquoi, le dénoyage de la partie supérieure de l'échangeur, observé expérimentalement, n'est pas reproduit numériquement. Finalement, alors que la température dans la partie haute de l'échangeur s'harmonise expérimentalement (flèches violettes), le front de solidification avance en 'piston' ascendant, régulièrement, dans la simulation numérique (flèches bleues). Le phénomène d'homogénéisation de la température en haut de la section d'essais n'est pas reproduit numériquement.

En définitive, il apparaît que les résultats expérimentaux et numériques sont moins cohérents entre eux ici qu'ils ne l'étaient dans le cas de la décharge avec injection par le haut. Le modèle tel qu'il a été conçu est moins approprié pour une décharge par le bas que pour une décharge par le haut. Comme cela a déjà été avancé, dans les cas où le fluide caloporteur est injecté par le bas, la variation du volume spécifique occasionnée par la solidification a une influence sur la phénoménologie des transferts thermiques. Il est donc nécessaire, pour simuler correctement le comportement d'une décharge avec injection par le bas, de modéliser la variation de volume induite par le changement de phase. Ce qui permettra de rendre compte des transferts de masse associés dans l'échangeur.

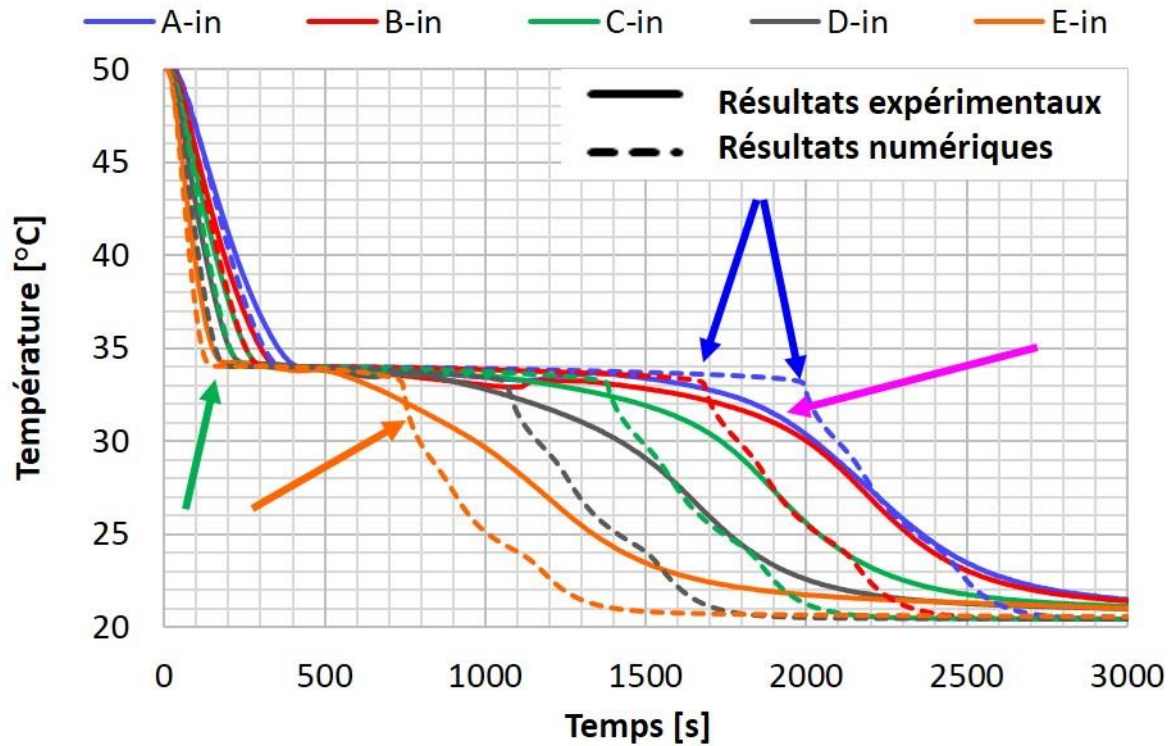


Figure 209 : Evolution de la température dans le MCP, pour les cinq sections, sur la couronne intérieure. Comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux (tube « 7 fpi », insert cylindrique, décharge par le bas, sans approximation de Boussinesq).

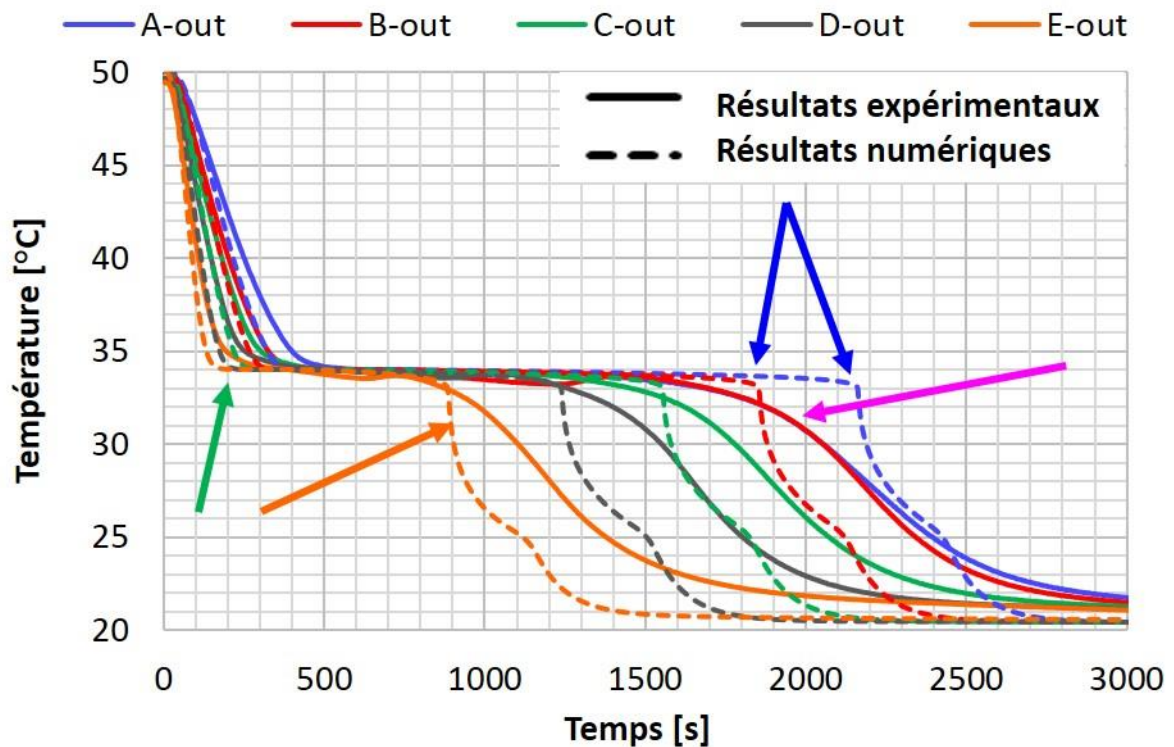


Figure 210 : Evolution de la température dans le MCP, pour les cinq sections, sur la couronne extérieure. Comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux (tube « 7 fpi », insert cylindrique, décharge par le bas, sans approximation de Boussinesq).

Même si des différences existent localement entre la simulation et l'essai, les performances globales, elles, sont proches et les résultats numériques et expérimentaux sont cohérents à l'échelle du système. En effet, les courbes de puissance échangée par le fluide caloporteur (Figure 211) et d'énergie déstockée dans le MCP (Figure 212) montrent que le modèle numérique reproduit bien ce qui a été mesuré et calculé expérimentalement. Par conséquent, même si le modèle n'est pas tout à fait fidèle à l'expérimental, localement, les performances globales, elles, le sont. Ce point a déjà été mis en avant par Tay et al. [252]. L'idée sous-jacente est que les performances dépendent essentiellement de la quantité de MCP qui se solidifie et non pas de comment évolue le front de solidification.

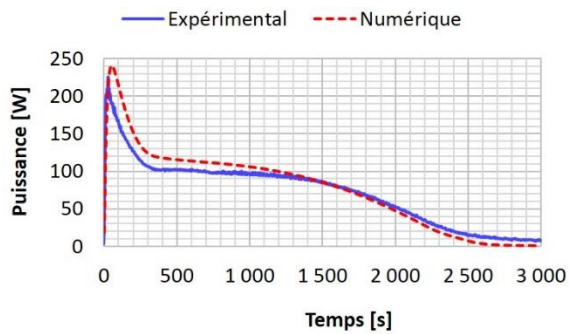


Figure 211 : Puissance échangée par le fluide caloporteur (décharge par le bas, conduction pure, tube « 7 fpi », insert cylindrique).

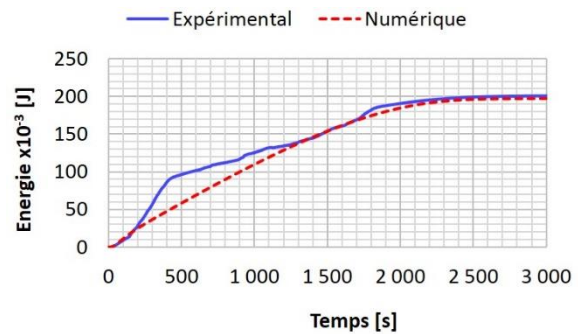


Figure 212 : Variation d'énergie dans le MCP (décharge par le bas, conduction pure, tube « 7 fpi », insert cylindrique).

4.1.4 Evolution de la forme du front de solidification entre deux ailettes

Maintenant que le modèle numérique est validé en solidification, il est possible de tirer profit de celui-ci pour analyser le changement de phase. En particulier, la Figure 213 présente l'évolution du front de solidification et du champ de température entre deux ailettes, en conduction pure. La température mesurée en 'C-out' (point noir sur la Figure 213) est donnée sur la Figure 214.

A la 180^e s, la zone considérée est liquide, le gradient thermique entre le tube et la calandre est important. Dès la 210^e s le front de solidification apparaît le long de la paroi du tube. Le front est moins visible à la base des ailettes car celles-ci courbent les lignes de flux (car l'effusivité de l'aluminium est 40 fois plus grande que celle du MCP) et entraîne un refroidissement local du tube, à la base des ailettes. A la 240^e s la température au niveau du thermocouple atteint la température de solidification, l'espace interailette devient homogène thermiquement. Jusqu'à la 1 170^e s, le domaine considéré reste homogène thermiquement. Entre la 540^e et la 1 170^e s, la chute de température n'est que de 0,2 °C au niveau du thermocouple 'C-out'. Le MCP est à la température de solidification, mais n'a pas vraiment commencé à se solidifier. A la 1 590^e s, le gradient thermique est de nouveau élevé entre le tube et la paroi, car le MCP a terminé de se solidifier à proximité de la paroi et a commencé son sous-refroidissement, tandis qu'une langue de MCP liquide s'étend encore de la calandre jusqu'au point noir. La température en ce point est encore dans la plage de solidification. Dès que la solidification est terminée, après la 1 590^e s, le sous-refroidissement est rapide et la température du MCP se réhomogénéise rapidement. Par ailleurs, comme cela a été avancé précédemment (Chapitre 3), l'accélération du refroidissement, à la 1 890^e s, correspond bien à la fin de la solidification en périphérie d'ailette.

Le front qui part de la paroi du tube est perpendiculaire à celle-ci, tandis que le front qui se développe autour des ailettes forme un arc. Le profil de l'épaisseur de la couche solide s'infléchit au cours du temps (Figure 213, e et f, lignes discontinues noires et blanches). De convexe par rapport à l'ailette, il devient concave.

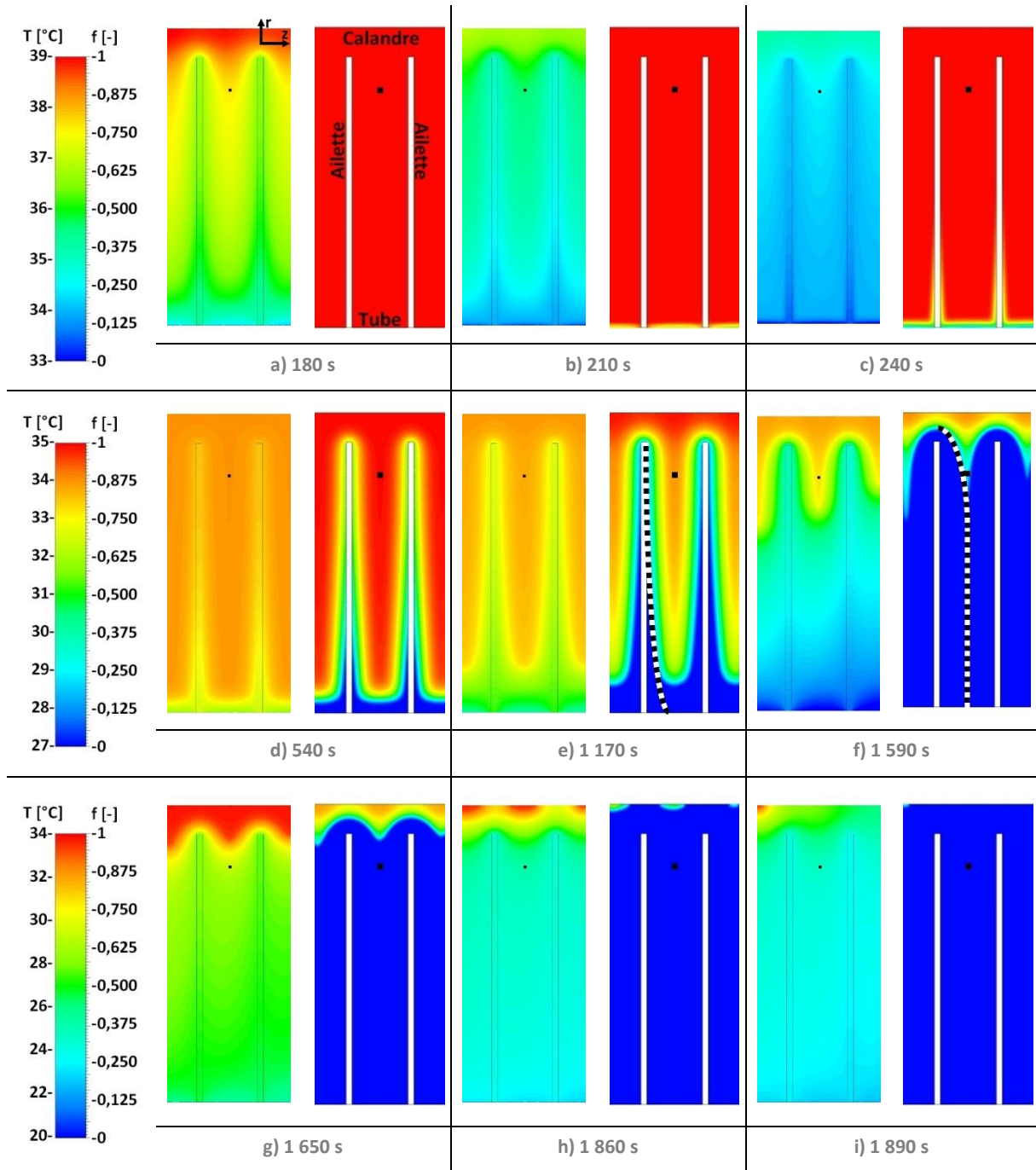


Figure 213 : [Num.] Visualisation du champ de température (à gauche) et du front de solidification (à droite) entre deux ailettes (tube « 7 fpi », insert cylindrique, décharge par le haut, conduction pure). *N.B. : l'échelle de température est variable. N.B.2 : le point noir correspond à la position du thermocouple 'C-out'.*

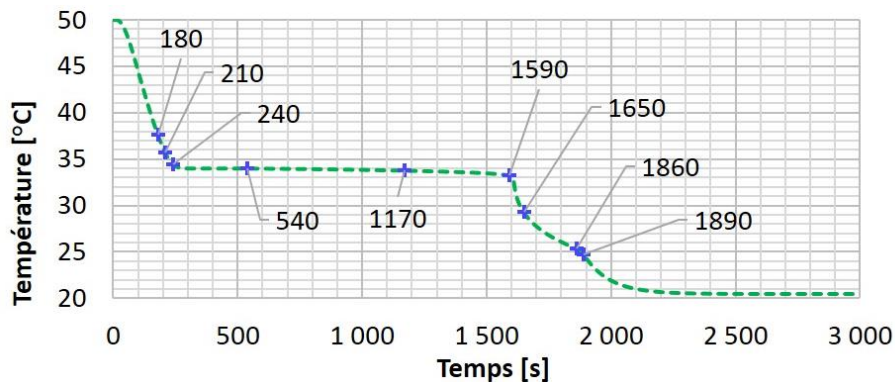


Figure 214 : [Num.] Température en 'C-out' (tube « 7 fpi », insert cylindrique, décharge par le haut, en conduction pure). Les croix bleues correspondent aux instants auxquels le front de solidification est représenté sur la Figure 213.

La forme du front de solidification, lorsque la convection est prise en compte, est très légèrement différente de celle en conduction pure (Figure 215). Cet effet est à peine visible sur le graphique à la 500^e s (a), mais apparaît plus nettement à la 1 000^e s (b) où des ondulations se dessinent entre les ailettes. Ces ondulations indiquent une variation spatiale de la fraction liquide à ce niveau. Elles ne sont pas visibles dans la simulation en conduction pure (e). Par ailleurs, à la 1 500^e s (c et f), la fraction de MCP solidifiée est localement plus importante dans la simulation avec convection naturelle que dans la simulation en conduction pure. Sur l'intervalle de temps représenté ici (500 à 1 500 s) la température est en effet plus faible dans la simulation avec convection que dans celle en conduction (Figure 216, a). Finalement, le changement de phase est terminé plus rapidement dans l'essai en convection que dans celui en conduction (Figure 216, b). Ce qui tend à prouver que la convection naturelle, bien que négligeable à l'échelle globale à un impact à l'échelle locale.

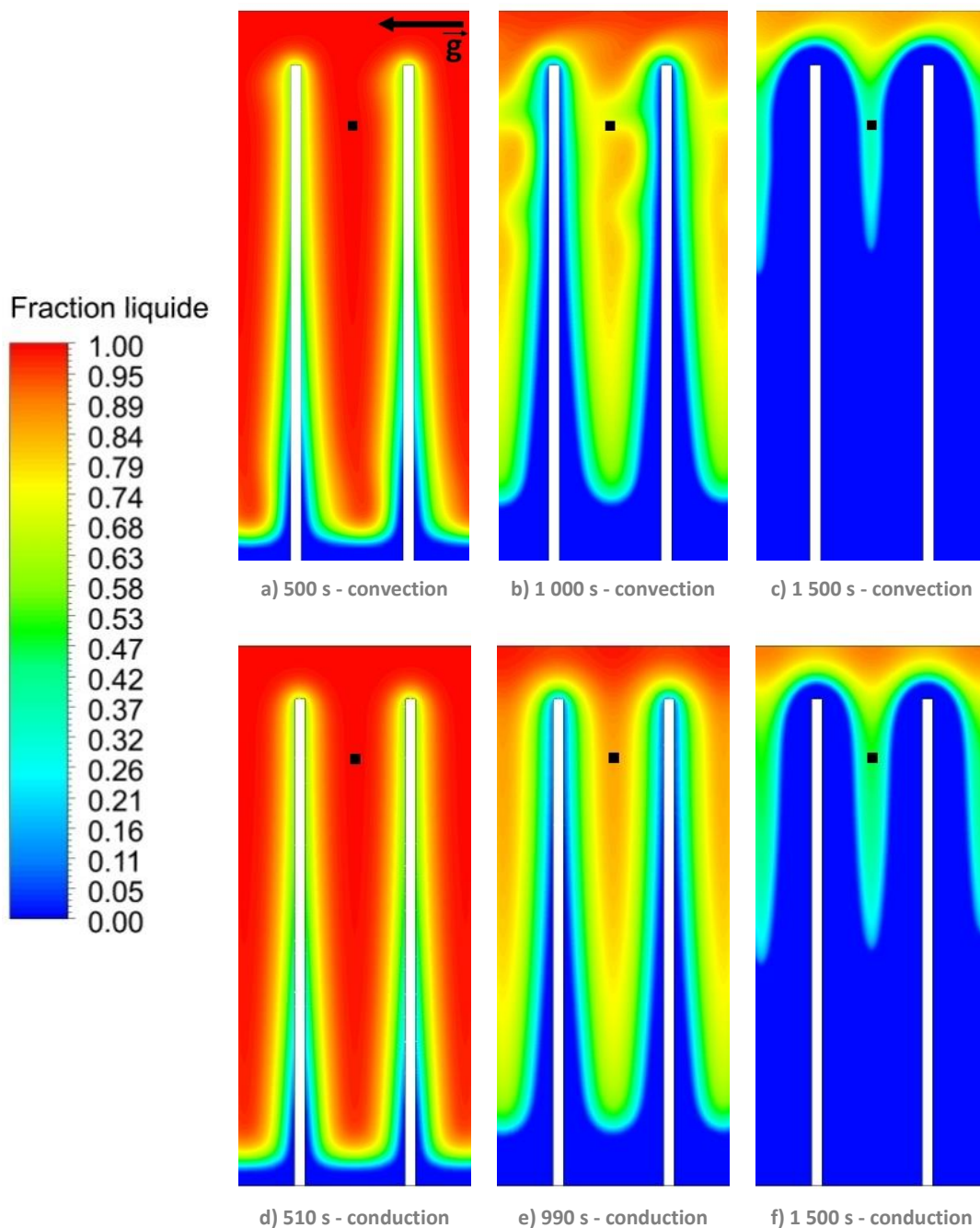


Figure 215 : [Num.] Comparaison du front de solidification, à différents pas de temps, autour et entre les ailettes, entre deux simulations avec et sans modélisation de la convection (tube « 7 fpi », insert cylindrique, décharge par le haut). Le point noir correspond à la position expérimentale du thermocouple 'C-out'.

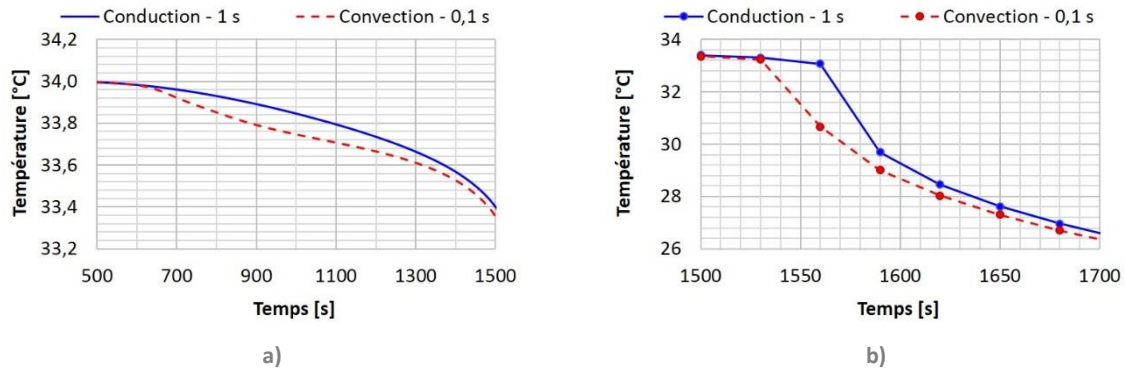


Figure 216 : [Num.] Comparaison de l'évolution de la température en 'C-out' entre les deux simulations de décharge par le haut considérées : avec et sans l'approximation de Boussinesq et avec un pas de temps de 0,1 et 1 s respectivement (tube « 7 fpi », insert cylindrique, décharge par le haut).

Il est donc établi que la convection naturelle joue un rôle, aussi faible soit-il, dans la forme du front de solidification. Afin d'appréhender la pleine mesure de ce rôle, la Figure 217 présente les graphiques représentatifs de la vitesse dans le MCP liquide, au même endroit et aux mêmes instants que pour la fraction liquide (Figure 215). La coloration de ces graphiques est réalisée en fonction de la vitesse, la légende va de 0 à 0,02 mm/s. Par conséquent, même s'il est attesté que des mouvements fluidiques existent et que le MCP liquide est mis en mouvement par les forces de flottabilité, il s'avère que l'ordre de grandeur de ces vitesses est faible (10^{-5} m/s) et que le rôle de la convection dans les transferts thermiques l'est également ($Pe \approx 0,28$). En conséquence, les mouvements fluidiques ne jouent pas un rôle primordial dans les transferts thermiques. C'est d'autant plus vrai que la vitesse du fluide atteint ou dépasse 10^{-5} m/s seulement dans les zones où le MCP est encore liquide. C'est d'ailleurs pour ces raisons que les performances thermiques de la section d'essais, dans les deux simulations, avec et sans l'approximation de Boussinesq, sont proches.

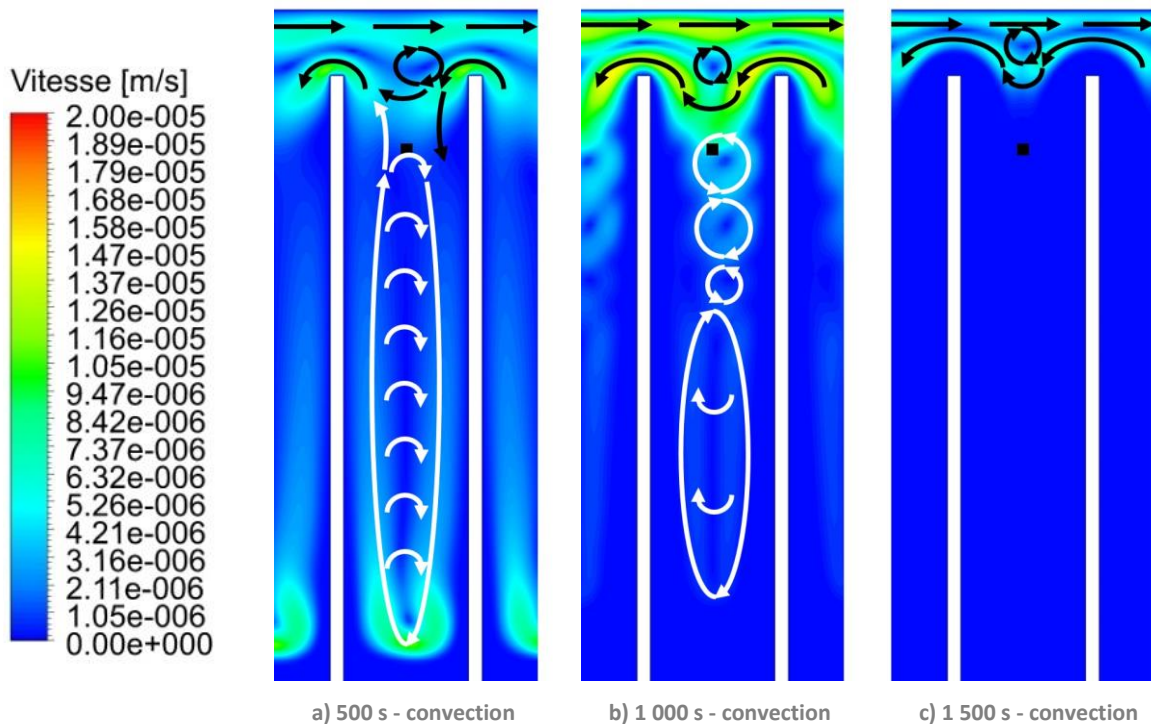


Figure 217 : [Num.] Visualisation de la distribution de vitesse autour et entre les ailettes, à différents pas de temps (tube « 7 fpi », insert cylindrique, décharge par le haut, avec l'approximation de Boussinesq). N.B. : les flèches noires et blanches représentent les mouvements liquides.

4.2 Tube « 7 fpi » - Charges

Le plan suivi est le même que pour la partie sur la simulation de la décharge. Dans un premier temps les résultats du modèle purement conducteur sont comparés aux résultats expérimentaux. Ensuite, la même étude est faite avec le modèle prenant en considération les forces de flottabilité. Une fois que ces deux modèles sont validés, la simulation de l'essai avec injection du fluide caloporteur par le bas est présentée et comparée aux résultats expérimentaux. Enfin, les modèles validés sont utilisés pour observer en détail l'évolution du front de fusion entre deux ailettes et pour mieux appréhender l'influence des forces de flottabilité dans cette évolution.

4.2.1 Charge par le haut (sans l'approximation de Boussinesq)

Le fluide caloporteur est injecté à $2,5 \times 10^{-3}$ kg/s (i.e. 9 kg/h) et à 50,0 °C. La température initiale du domaine est uniforme et égale à 19,8 °C. Le fluide caloporteur est injecté par le haut.

La Figure 218 et la Figure 219 présentent l'évolution de la température dans le MCP, sur la couronne intérieure et la couronne extérieure respectivement. Le champ de température calculé numériquement est comparé aux mesures de température expérimentales. La montée en température initiale (flèches rouges) du MCP se fait plus rapidement numériquement (courbes discontinues) qu'expérimentalement (courbes continues). Deux phénomènes expliquent cela. Le premier est le même qu'en décharge, il s'agit de la manipulation des quatre vannes nécessaires au lancement de l'essai. La seconde explication vient de la formulation de la capacité thermique dans le modèle numérique. En effet, dans le modèle, la capacité thermique du MCP est constante entre 20 et 33 °C alors que la mesure par μ DSC présentée dans le Chapitre 3 (§1.5, p.111) montre que la capacité thermique équivalente augmente aux alentours de 27 °C, jusqu'au changement de phase effectif. Dans le modèle numérique, le choix a été fait de conserver une capacité thermique constante dans le solide et dans le liquide, afin de regrouper la totalité de l'enthalpie de changement de phase dans le terme source du modèle d'enthalpie-porosité. Il s'agit de la définition même du modèle d'enthalpie-porosité.

Par ailleurs, même si, sur les courbes numériques, le palier de changement de phase dure un peu plus longtemps qu'expérimentalement (flèches bleues), le changement de phase est, globalement, fidèlement reproduit. Une fois le MCP liquide, les courbes numériques et expérimentales suivent des tendances similaires.

Sur la Figure 219, les flèches orange pointent toutefois un comportement observé numériquement mais pas expérimentalement : l'influence du MCP situé sur la périphérie des ailettes. La pente des courbes représentatives de la température ralentit avant d'accélérer de nouveau lorsque le MCP, en périphérie des ailettes, termine son changement de phase. Tant qu'il n'est pas fondu, l'inertie du MCP en périphérie d'ailette ralentit la surchauffe du MCP situé entre les ailettes. Ce phénomène est commun aux simulations de la charge et de la décharge, en conduction pure.

Enfin, la stratification thermique, à la fin de la simulation, est correctement représentée par les pertes thermiques (flèches vertes). D'un point de vue général, les résultats numériques sont cohérents avec ceux expérimentaux.

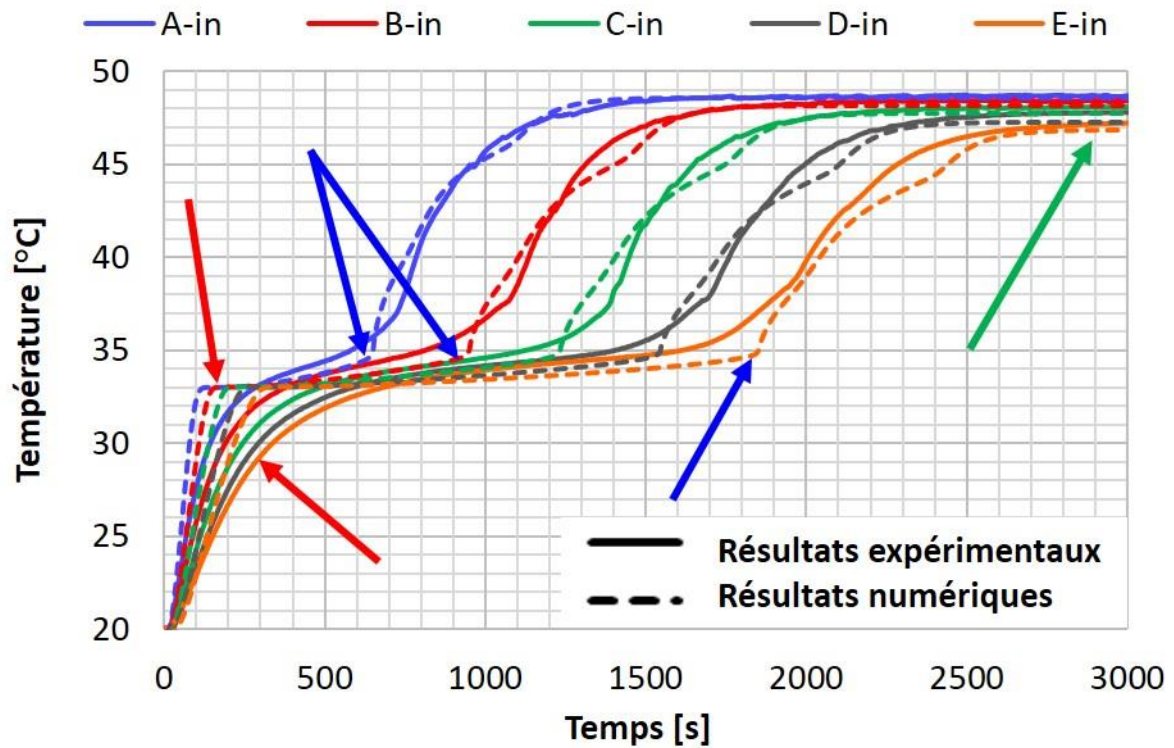


Figure 218 : Evolution de la température dans le MCP, pour les cinq sections, sur la couronne intérieure. Comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux (tube « 7 fpi », insert cylindrique, charge par le haut, sans l'approximation de Boussinesq).

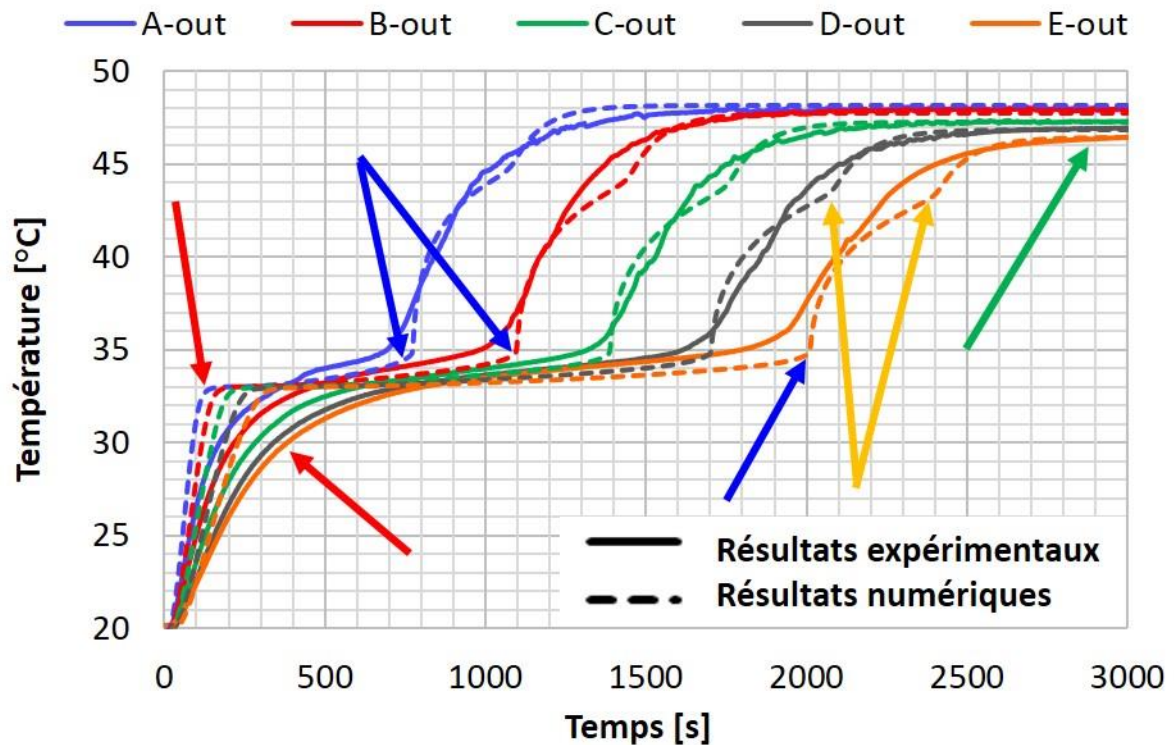


Figure 219 : Evolution de la température dans le MCP, pour les cinq sections, sur la couronne extérieure. Comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux (tube « 7 fpi », insert cylindrique, charge par le haut, sans l'approximation de Boussinesq).

La Figure 220 représente la puissance échangée par le fluide caloporteur, mesurée et calculée à partir du débit et de la différence de température entre l'entrée et la sortie. Les courbes expérimentale et numérique sont similaires. Comme pour la simulation de la décharge, le pic initial, lié à la récupération de l'énergie « sensible » du système, est plus marqué numériquement qu'expérimentalement ; d'environ 10 %. Le palier de puissance (flèche verte), qui représente la récupération d'énergie « latente », est fidèlement reproduit numériquement. Les paliers de puissance expérimentaux, en charge et en décharge, sont différents, cela avait été mis en avant dans le Chapitre 3 (§2.2.1.5, p.132). Effectivement, le palier est moins marqué en charge qu'en décharge. Cette différence de comportement, attribué à des plages de température de changement de phase de largeur différente, est correctement modélisée ici. Enfin, à la fin de l'essai, la puissance échangée pour équilibrer les pertes thermiques est la même numériquement et expérimentalement (flèche violette).

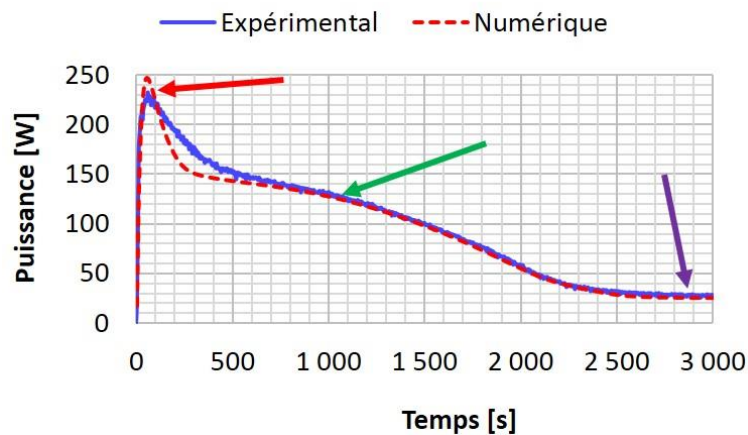


Figure 220 : Puissance échangée par le fluide caloporteur (charge par le haut, conduction pure, tube « 7 fpi », insert cylindrique).

La Figure 221 représente la variation absolue d'énergie dans le MCP, telle qu'elle est mesurée et calculée expérimentalement et numériquement. Les mêmes conclusions que pour la simulation de la décharge peuvent être tirées. Les deux courbes, expérimentale et numérique, sont légèrement différentes. Le biais principal est lié à la différence entre les températures de changement de phase calculées avec les résultats de la calorimétrie et celles observées expérimentalement. Ce point a été abordé au cours du Chapitre 3 (§2.2.1.5, p.132). *In fine*, l'approche expérimentale sous-estime la variation d'énergie tout au long du changement de phase, jusqu'à ce qu'il soit considéré, à tort, que tout est fondu alors que ce n'est pas le cas, ni numériquement, ni par observation à l'œil nu. En effet, dans la zone des 2 cm de tube nu, sous les ailettes, le MCP met plus longtemps à fondre que dans le reste de la section d'essais. Dans l'approche expérimentale, ce volume est attribué au thermocouple le plus proche. Ce thermocouple, comme les autres thermocouples, se situe entre deux ailettes. Dès que le MCP au niveau de ce thermocouple est fondu, la totalité du volume attribué à ce thermocouple est considérée comme étant fondue. Or, numériquement, cette zone n'est toujours pas fondue après les 3 000 s de la simulation. C'est la raison pour laquelle la variation d'énergie est surestimée, à la fin, sur la Figure 221 et que la fraction liquide n'atteint pas 1 à la fin de la simulation (Figure 222, flèche orange, courbe rouge).

Le problème principal, dans l'approche expérimentale, est que les températures de déclenchement et de fin de fusion utilisées sont celles obtenues via les mesures par μ DSC ([34,9, 37,2] °C), qui sont différentes de celles observées expérimentalement ([33, 35] °C).

La Figure 222 donne l'évolution de la fraction liquide dans le modèle numérique (courbe rouge) et calculée expérimentalement, soit avec la plage de fusion issue de la μ DSC (courbe

bleue), soit avec la plage de fusion observée expérimentalement (courbe verte). La méthode expérimentale basée sur la plage de fusion « DSC » (courbe bleue) sous-estime la part de MCP fondu. Par ailleurs, la comparaison entre la courbe verte et la courbe bleue est représentative des biais liés à l'approche expérimentale elle-même, il n'y a plus de biais lié à la plage de température de fusion puisque la fraction liquide évolue de 0 à 1 sur la même plage de température allant de 33 à 35 °C. La courbe verte est en retard par rapport à la bleue, au début, car le MCP a commencé à fondre en haut de la section d'essais mais l'approche expérimentale ne le voit pas, car le MCP au niveau des thermocouples les plus hauts n'a pas commencé à fondre. A l'inverse, la courbe verte est en avance, à la fin, car le MCP en bas de la section d'essais n'est pas encore fondu, mais l'approche expérimentale considère que c'est le cas, car le MCP au niveau des thermocouples les plus bas a déjà fondu.

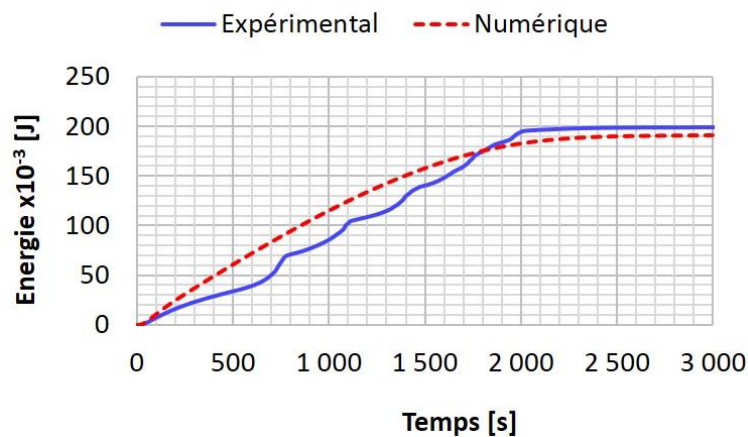


Figure 221 : Variation d'énergie dans le MCP (charge par le haut, conduction pure, tube « 7 fpi », insert cylindrique).

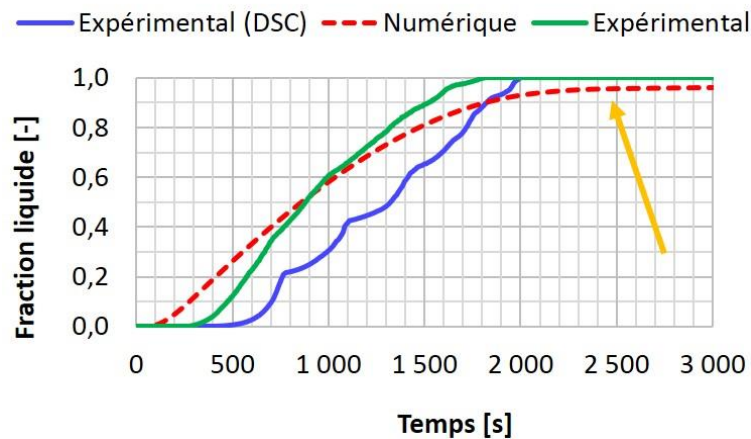


Figure 222 : Fraction liquide dans le MCP (charge par le haut, conduction pure, tube « 7 fpi », insert cylindrique).

Dans les grandes lignes, les conclusions tirées dans cette sous-partie sont les mêmes que pour la simulation de la décharge par le haut. En effet, les résultats de la simulation sont satisfaisants : les profils de température dans le MCP et la puissance échangée par le fluide caloporteur sont correctement simulés. Les observations numériques et expérimentales sont cohérentes entre elles. L'absence de modélisation des forces de flottabilité dans le MCP ne pose pas de problème significatif. Ce qui laisse penser que la géométrie de l'échangeur n'est pas propice à la mise en place de mouvement de convection naturelle et/ou que son importance est relativement négligeable face aux transferts conductifs, et ce même en simulant un processus de fusion. Le modèle conductif est donc maintenant validé pour la simulation de charge avec injection du fluide caloporteur par le haut, tout comme il a été validé en décharge, avec injection du fluide caloporteur par le haut.

La prochaine partie a vocation à valider ce modèle lorsque l'approximation de Boussinesq est utilisée pour simuler la convection naturelle dans le MCP liquide.

Par ailleurs, il a été montré que les températures de déclenchement et de fin de fusion obtenues via les mesures par μ DSC ne permettent pas d'estimer correctement la fraction liquide dans le MCP via l'approche expérimentale. Il est nécessaire d'utiliser la plage de température de fusion observée expérimentalement.

4.2.2 Charge par le haut (avec l'approximation de Boussinesq)

Avant tout, il convient de régler la valeur de la constante de mushy zone. Les valeurs utilisées vont de 10^3 à 10^{10} (Chapitre 5, §2.5, p.199). Les valeurs recommandées dans la documentation de Fluent® vont de 10^4 à 10^7 [268]. Toutes les simulations sont réalisées avec l'algorithme SIMPLE, le schéma de discrétisation PRESTO!, le maillage « fin » et un pas de temps de 0,1 s. Les valeurs testées vont de 10^3 à 10^{10} . Concrètement, plus cette valeur est élevée, plus l'amorçage de la convection naturelle sera tardif. Au cours d'une fusion, plus cette valeur est grande, plus les transferts convectifs interviendront tardivement dans le processus. Par ailleurs, ils se traduiront par une inflexion plus soudaine de la courbe représentative de la température.

Sur la Figure 223 sont représentées les courbes de température, calculée numériquement, en 'C-out', pour six valeurs différentes de la constante de *mushy zone*. Les courbes sont indistinctes de part et d'autre de la fin de la fusion et de la montée en température du MCP liquide, qui s'étale entre la 1 200^e s et la 2 000^e s. C'est pourquoi l'analyse des différences entre ces courbes est réalisée à l'aide de la Figure 224, qui est une vue zoomée de la zone d'intérêt (rectangle noire discontinue sur la Figure 223).

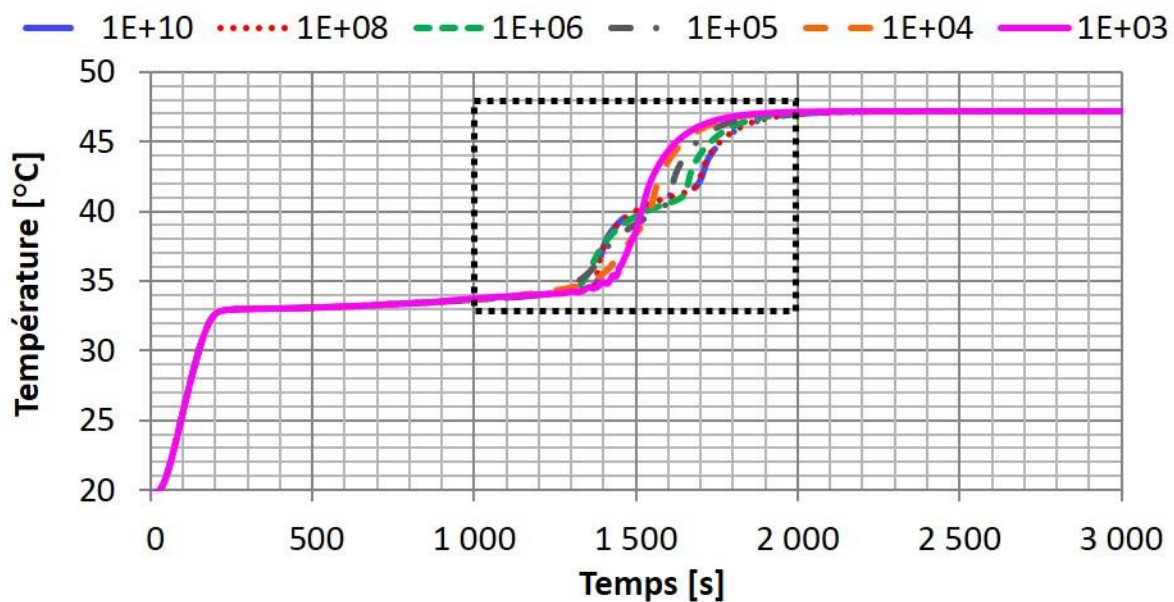


Figure 223 : [Num.] Courbes de température en 'C-out', obtenues pour différentes valeurs de la constante d'amortissement de la vitesse dans la *mushy zone* (charge par le haut, tube « 7 fpi », insert cylindrique).

Les courbes obtenues avec une constante de 10^8 (courbe rouge en pointillés '.') et 10^{10} (courbe bleue discontinue '-.-') se superposent presque. Par conséquent, au-delà de 10^8 la variation de la constante d'amortissement est supposée ne plus avoir d'influence sur les profils de température. *A contrario*, lorsque la valeur varie entre 10^3 et 10^8 , l'impact sur les courbes de température est visible. En effet, les courbes obtenues avec une constante de 10^8 et 10^{10} présentent deux points d'inflexion nets (flèches rouges). Ces deux points d'inflexion correspondent à la mise en mouvement du fluide au point géographique considéré et à la fusion du MCP en périphérie d'ailettes. Plus la constante d'amortissement est faible, moins

ces points d'inflexion sont marqués. En particulier, avec une valeur de constante de 10^5 et moins (courbes discontinues grise '-' et orange '--'), le premier point d'inflexion disparaît complètement (flèche grise) : la courbe est alors plus lisse et plus régulière. De même, le second point d'inflexion est encore légèrement visible avec une constante de 10^4 (flèche orange, courbe orange '--'), mais ne l'est plus avec une valeur de la constante de 10^3 (courbe continue violette). Toutefois, avec une constante de *mushy zone* de 10^3 , un phénomène d'oscillation apparaît à la fin de la fusion (flèche violette).

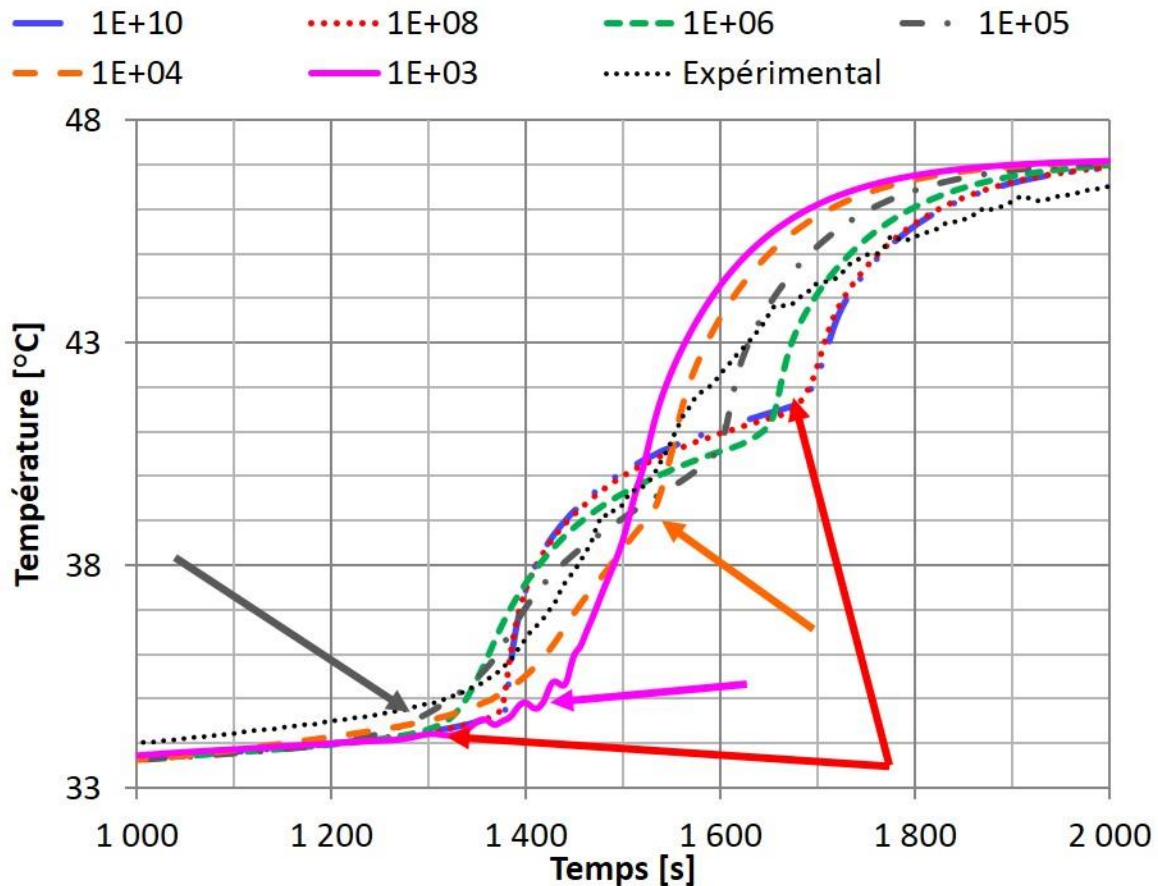


Figure 224 : [Num.] Courbes de température en 'C-out', obtenues pour différentes valeurs de la constante d'amortissement de la vitesse dans la *mushy zone* (charge par le haut, tube « 7 fpi », insert cylindrique). Les courbes sont ciblées sur le changement de phase, il s'agit d'un zoom de la Figure 223.

En comparant ces mêmes courbes à celle issue des résultats expérimentaux (courbe discontinue '...' noire sur la Figure 224), il s'avère que c'est la courbe obtenue avec une constante d'amortissement de 10^4 qui donne les résultats plus cohérents. En effet, sur la zone du changement de phase en lui-même (de 33 °C jusqu'au second point d'inflexion autour de 42 °C), la courbe orange et la courbe noire suivent des profils similaires. Sur la fin de la comparaison, entre la $1\,600^{\text{e}}$ et la $2\,000^{\text{e}}$ s, la courbe expérimentale s'éloigne des courbes numériques, mais cette différence de comportement n'est pas attribuable à la valeur de la constante d'amortissement. *In fine*, la valeur de 10^4 est donc retenue dans la suite.

A l'échelle du système, la variation d'énergie et la puissance échangée par le fluide caloporteur, sont les mêmes pour toutes les valeurs de la constante de *mushy zone*. Ce résultat semble différer de ceux de Shmueli et al. [248] présentés précédemment. Cependant, cette différence s'explique facilement. Alors que, dans les travaux de Shmueli et al. [248], la convection naturelle est le mode de transfert thermique prédominant, son influence est négligeable ici. Etant donné que la constante de *mushy zone* influe directement sur le déclenchement de la convection naturelle, il est normal que sa valeur soit primordiale dans les travaux de Shmueli et al. [248] et que son influence soit réduite dans l'étude présentée ici.

La Figure 225 et la Figure 226 présentent l'évolution de la température dans le MCP, sur la couronne intérieure et sur la couronne extérieure respectivement. Le champ de température calculé numériquement est comparé aux mesures expérimentales. Les résultats numériques sont cohérents avec ceux expérimentaux.

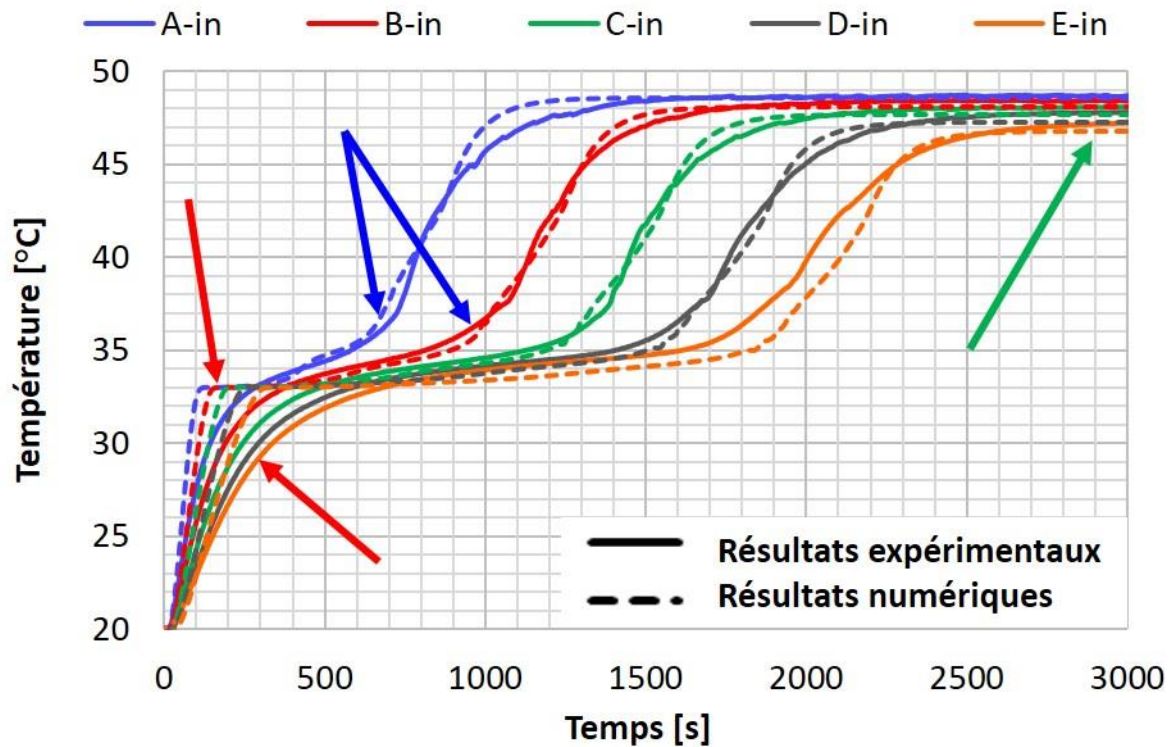


Figure 225 : Evolution de la température dans le MCP, pour les cinq sections, sur la couronne intérieure. Comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux (tube « 7 fpi », insert cylindrique, charge par le haut, avec l'approximation de Boussinesq).

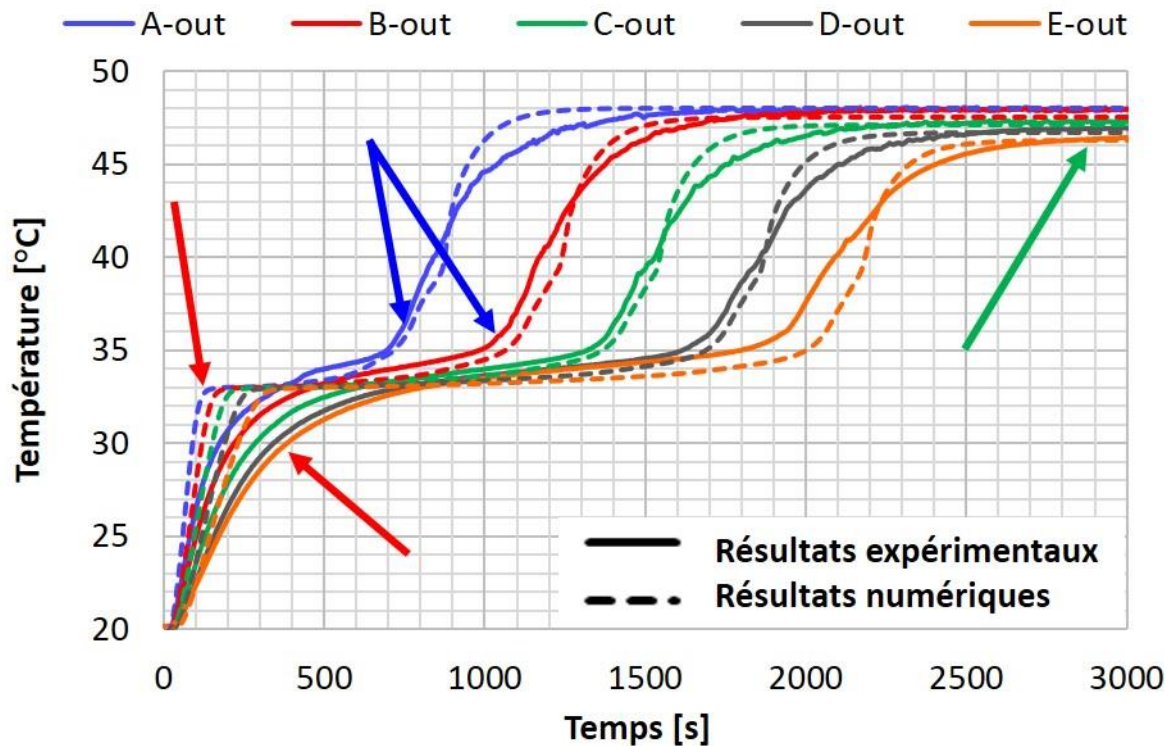


Figure 226 : Evolution de la température dans le MCP, pour les cinq sections, sur la couronne extérieure. Comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux (tube « 7 fpi », insert cylindrique, charge par le haut, avec l'approximation de Boussinesq).

Excepté la fin du palier de fusion (flèches bleues) les résultats sont les mêmes que dans le modèle purement conductif :

- la montée en température initiale (flèches rouges) du MCP se fait plus rapidement numériquement qu'expérimentalement ;
- la stratification thermique, à la fin de la simulation, est correctement représentée par les pertes thermiques (flèches vertes).

La valeur de 10^4 pour la constante de mushy zone donne de bons résultats (flèches bleues) : les courbes expérimentales et numériques se suivent et se superposent presque, à la fin et après la fusion. En particulier, la fin de la fusion est mieux modélisée ici, avec le modèle utilisant l'approximation de Boussinesq qu'avec le modèle en conduction pure. Par ailleurs, un élément, présent sur les courbes de la simulation en conduction pure, est absent de celles issues du modèle avec l'approximation de Boussinesq. Il s'agit du changement de pente sur les profils de température de la couronne extérieure qui est induit par la fusion/solidification du MCP situé en périphérie des ailettes. Ce comportement, visible sur les profils de température numériques de la Figure 200 (p.205, flèches orange) et de la Figure 219 (p.217, flèches orange) et absent des courbes expérimentales, n'est pas visible ici, sur la Figure 226. La modélisation de la convection naturelle permet bien de mieux simuler le comportement thermique du MCP, à la fin de la fusion d'une part, et quand le MCP est totalement liquide d'autre part. Toutefois, les performances du système, en termes d'énergie stockée et de puissance échangée sont les mêmes dans les deux simulations, avec et sans modélisation de la convection naturelle. En résumé, la convection naturelle a une influence qui est notable à l'échelle locale mais négligeable à l'échelle globale du système.

Sur la Figure 227 sont représentées trois courbes de température. La première est issue des résultats expérimentaux (courbe verte continue). Les deux autres sont issues des simulations. Elles représentent la température calculée numériquement au point où se situe le thermocouple considéré ('C-in' à gauche, 'C-out' à droite). La courbe discontinue rouge correspond à la simulation avec l'approximation de Boussinesq, tandis que la courbe discontinue bleue correspond à la simulation sans l'approximation de Boussinesq, *i.e.* en conduction pure dans le MCP. Cette figure montre l'intérêt de la modélisation de la convection naturelle. A la fin de la fusion (flèche orange) la simulation avec convection naturelle donne de meilleurs résultats que celle en conduction pure. Par ailleurs, les mêmes points d'inflexion qu'avec des constantes de *mushy zone* trop grandes sont retrouvés sur la courbe issue de la simulation en conduction pure dans le MCP (flèches bleues). Le passage de la modélisation en conduction pure à celle avec la convection naturelle ne rapproche pas la courbe numérique de celle expérimentale dans l'absolu (les écarts restent à peu près les mêmes), mais la forme de la courbe, elle, est plus proche de celle expérimentale.

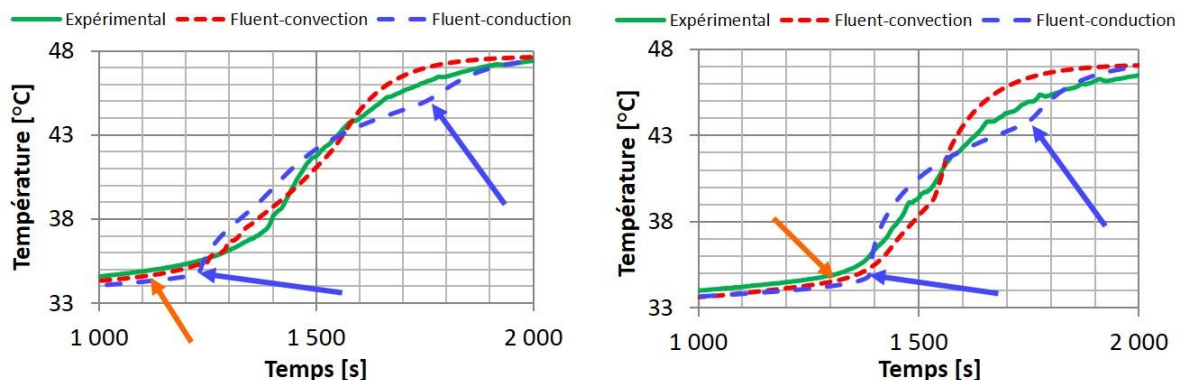


Figure 227 : Courbes de température en 'C-in' (gauche) et en 'C-out' (droite). Comparaison entre la courbe expérimentale et deux simulations, avec et sans l'approximation de Boussinesq (charge par le haut, tube « 7 fpi », insert cylindrique).

En conclusion sur les simulations de charge avec injection par le haut, les résultats, en ne modélisant que les transferts conductifs dans le MCP, sont suffisants pour estimer les performances thermiques du système. Le recours à la modélisation de la convection naturelle n'est pas nécessaire, si ce n'est pour étudier la phénoménologie du changement de phase localement, entre les ailettes. Ces conclusions ne sont valables que dans le cadre de la fusion d'un MCP autour d'un tube à forte densité d'ailettes radiales (>7 fpi), placé verticalement et ne sont pas extrapolables telles quelles à d'autres types d'échangeurs. Par ailleurs, le modèle proposé ici donne des résultats qui corrént avec les résultats expérimentaux. La cohérence est meilleure lorsque l'approximation de Boussinesq est utilisée pour modéliser les mouvements dans le MCP liquide.

4.2.3 Charge par le bas (avec l'approximation de Boussinesq)

Etant donné que la phénoménologie de la fusion est mieux simulée lorsque la convection naturelle est modélisée, la simulation de la décharge avec injection du fluide caloporteur par le bas, présentée ci-après, est réalisée en prenant en compte l'approximation de Boussinesq et une constante de mushy zone de 10^4 .

Le débit massique de fluide caloporteur est de $2,5 \times 10^{-3}$ kg/s, sa température de 19,8 °C. La température initiale du domaine est uniforme et égale à 50,3 °C. Le fluide caloporteur, chaud, est injecté par le bas.

La Figure 228 représente les courbes de température dans le MCP obtenues numériquement et expérimentalement. Comme pour les charges avec injection par le haut, le modèle numérique manque de précision les premières centaines de secondes, pendant le refroidissement du MCP jusqu'à la température de solidification (flèches rouges). Le changement de phase est aussi rapide numériquement qu'expérimentalement : au niveau des flèches violettes, les courbes expérimentales et numériques se croisent aux alentours de 34-35 °C. Toutefois, après la fin de la fusion, les courbes numériques présentent une pente plus prononcée que celles expérimentales. Finalement, la montée en température sur les courbes numériques est plus rapide dans les sections les plus basses : 'E', 'D' et 'C' (flèches orange). *Contrairement*, la température mesurée par le thermocouple de la section la plus haute, en 'A', chauffe plus vite que n'évolue la température calculée numériquement au même point (flèche bleue). Cela s'explique par l'expansion volumique du MCP au cours de la fusion, qui va engendrer un transport de matière (MCP liquide) en partie haute de l'échangeur. Concrètement, la quantité de MCP à fondre dans les parties les plus hautes de l'échangeur est moindre que celle qui a été fondue dans les autres sections, plus basses. C'est d'ailleurs pour cette raison que les mesures expérimentales de la température, en 'A' et 'B', sont si proches à la fin de l'essai (flèche verte).

En définitive, la conclusion est la même que pour la simulation de la décharge par le bas : la cohérence entre les résultats expérimentaux et numériques est moindre, ici, qu'elle ne l'est dans le cas de la charge avec injection par le haut. Le modèle numérique ne modélise pas l'expansion volumique qui est à l'origine des différences observées entre les résultats numériques et expérimentaux. Pour simuler correctement le comportement du MCP au cours d'une charge avec injection par le bas, il faut modéliser la variation de volume induit par le changement de phase et les transferts de masse associés.

Les graphiques ne sont pas donnés car ils sont similaires à ce qui a déjà été vu, mais les performances globales de l'échangeur, en terme de puissance thermique échangée et d'énergie stockée, sont similaires numériquement et expérimentalement.

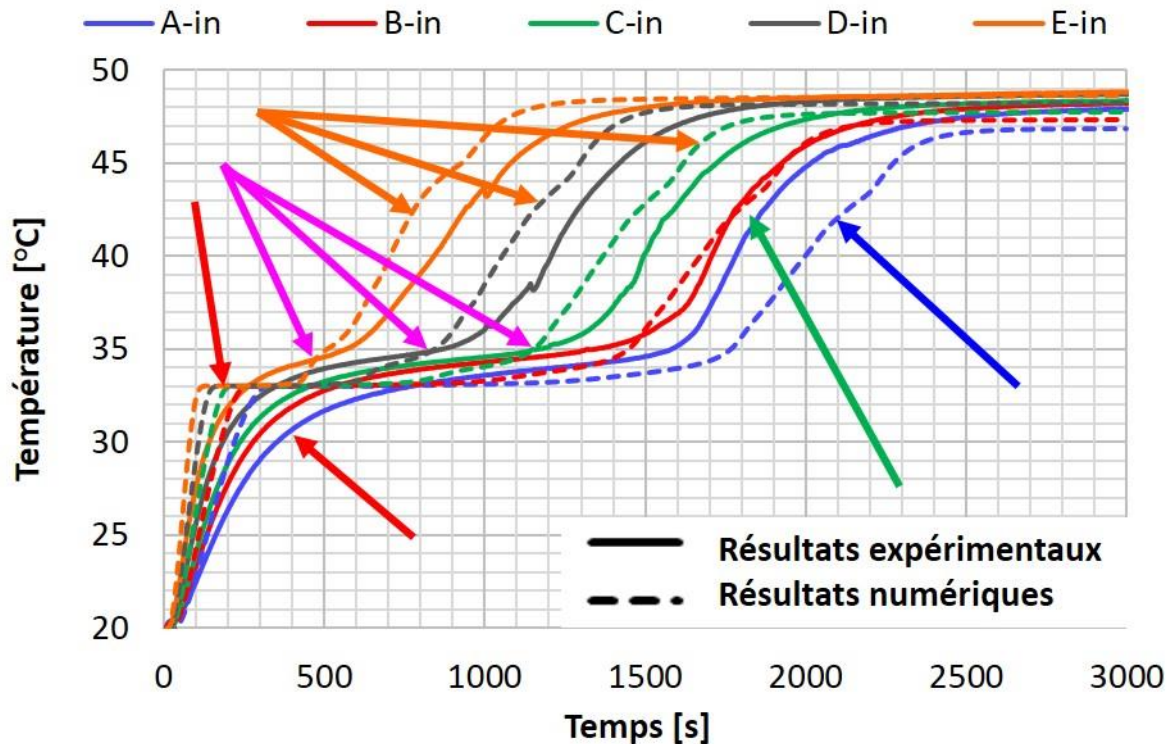


Figure 228 : Evolution de la température dans le MCP, pour les cinq sections, sur la couronne intérieure. Comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux (tube « 7 fpi », insert cylindrique, charge par le bas, sans l'approximation de Boussinesq).

4.2.4 Etude complémentaire sur les simulations numériques

Tout comme le front de solidification entre deux ailettes a été étudié numériquement, le front de fusion est maintenant analysé à son tour.

Dans le modèle numérique, le MCP a la même conductivité thermique qu'il soit solide ou liquide. Par conséquent, les évolutions du front de fusion et du front de solidification sont identiques lorsque le modèle en conduction pure dans le MCP est utilisé. Bien que les fronts de changement d'état aient les mêmes formes, une différence significative existe entre les deux simulations de charge et de décharge en conduction pure dans le MCP. Il s'agit de la vitesse de progression du front de changement d'état. L'apparition du front se fait autour de la 200^e s en solidification contre 150 s en fusion ; la solidification se termine au niveau du thermocouple en 'C-out' autour de la 1 600^e s, contre 1 400 s en fusion ; la solidification en périphérie d'ailettes est totale à la 1 890^e s, contre 1 750 en fusion. Or, les deux simulations sont réalisées en conduction pure, la conductivité du MCP est la même qu'il soit solide ou liquide, et le fluide caloporteur a des propriétés physiques indépendantes de la température. Il ne devrait donc pas y avoir de différences notables. Cette différence s'explique par le fait que le fluide caloporteur est injecté à 20 °C ou 50 °C selon les cas et que le changement de phase se fait sur l'intervalle [33, 35] °C en fusion et [33, 34] °C en solidification. L'écart de température entre le fluide caloporteur et le front de changement d'état est donc plus élevé dans le cas des charges que des décharges. En conséquence, si les charges expérimentales sont plus rapides que les décharges expérimentales (Chapitre 3, §2.2.1.5, p.132), cela n'est peut être due qu'à cette différence de température et non à l'influence de la convection naturelle. Il faut, pour s'en assurer, comparer l'évolution du front de fusion sans et avec modélisation de la convection naturelle.

L'évolution du front de fusion est donnée sur la Figure 229. A chaque pas de temps, la première ligne correspond à la simulation sans l'approximation de Boussinesq, tandis que la seconde correspond au cas avec l'approximation de Boussinesq. Le point noir, visible entre les deux ailettes, correspond à la position du thermocouple 'C-out'. La Figure 230 est à mettre en parallèle de la Figure 229. Cette dernière renseigne sur les champs de température et de vitesse au cours de la simulation avec l'approximation de Boussinesq.

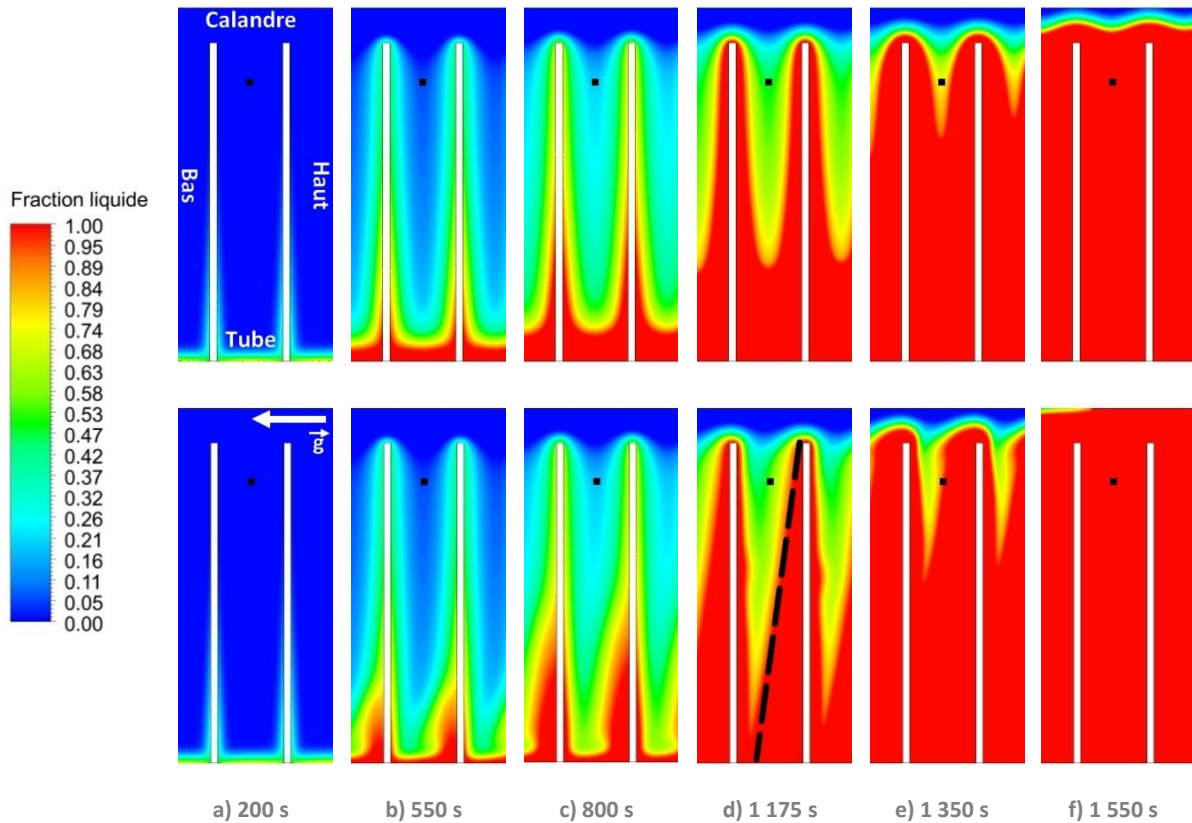


Figure 229 : [Num.] Visualisation du front de solidification entre deux ailettes sans (en haut) et avec (en bas) l'approximation de Boussinesq (tube « 7 fpi », insert cylindrique, charge par le haut).

Jusqu'à la 200^e s rien ne permet de distinguer les deux simulations. La vitesse, dans la *mushy zone* est de l'ordre de 10^{-6} m/s, ce qui est trop faible pour être significatif. Rapidement, dès la 225^e s, la vitesse dépasse 10^{-5} m/s ; puis 10^{-4} m/s à la 900^e. Dès lors l'évolution des profils diffère selon que la convection naturelle est ou n'est pas modélisée. Ces différences sont visibles, sur la Figure 229, dès la 550^e s. La convection naturelle déforme le front de fusion, ce qui résulte en une asymétrie du front par rapport à l'axe interailette. Cette asymétrie est telle qu'à la 1 175^e s, le domaine entre les ailettes est comme séparé en deux par une diagonale (ligne en pointillés noirs), toute la partie à droite de cette ligne (donc au-dessus, puisque les ailettes sont représentées inclinées de 90°) est fondue, tandis que la partie à gauche est encore en train de fondre. Toutefois, à la 1 350^e s, il apparaît que la fraction liquide locale est similaire dans les deux simulations : seule une langue de MCP encore partiellement solide, qui s'étend depuis la couche de MCP solide en paroi jusqu'à la position du thermocouple, reste à fondre. Qui plus est, cette langue de MCP partiellement solide est plus marquée dans la simulation avec convection naturelle que dans celle sans. Aussi cela signifie-t-il que, même si la convection naturelle déforme le front de fusion et impacte les transferts d'énergie dans le MCP, elle ne joue pas un rôle prépondérant dans les transferts d'énergie entre l'échangeur et le MCP. En effet, la quantité d'énergie cédée par l'échangeur au MCP est la même dans les deux cas puisque la fraction liquide évolue de la même manière. En d'autres termes, la convection naturelle n'influe pas de manière significative sur les échanges thermiques, mais

contribue à transporter de la matière et, qui plus est, de la matière qui est en train de changer de phase. Il y a donc un transport d'enthalpie de changement de phase. C'est ce transport qui est à l'origine de la forme du front de fusion.

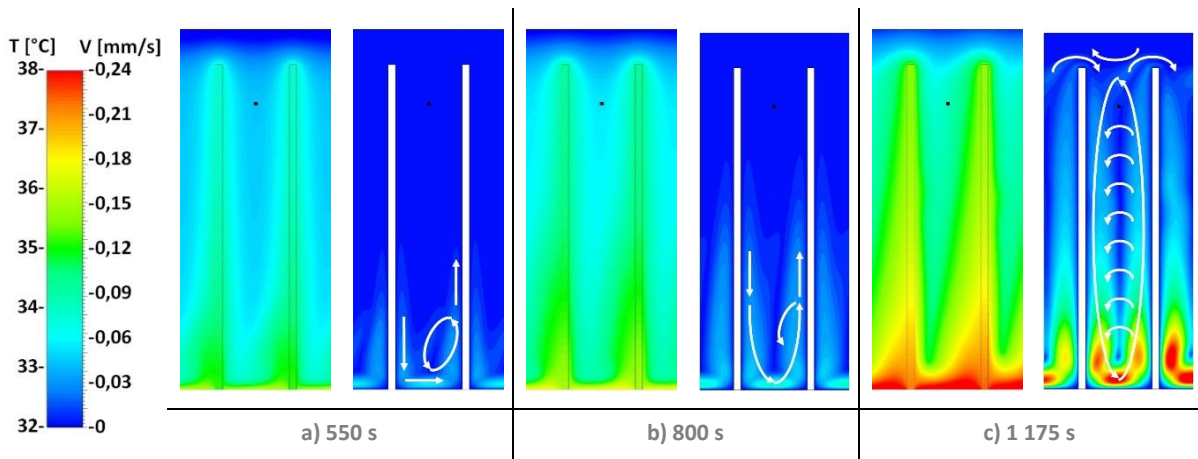


Figure 230 : [Num.] Visualisation du champ de température (à gauche) et du champ de vitesse (à droite) entre deux ailettes (tube « 7 fpi », insert cylindrique, charge par le haut, avec l'approximation de Boussinesq).

Une autre différence majeure, entre les simulations avec et sans modélisation de la convection naturelle, concerne la fusion du MCP en périphérie des ailettes. Sur la Figure 229, le MCP en périphérie des ailettes n'est toujours pas fondu après 1 550 s en conduction pure, alors qu'il l'est dans la simulation avec la convection naturelle. En effet, cette zone est éloignée de la surface des ailettes, c'est pourquoi elle est plus longue à faire fondre que le reste en conduction pure. Par ailleurs, cette zone est propice au développement de la convection naturelle (jusqu'à 0,6 mm/s). *In fine*, ces deux raisons expliquent que cette zone fonde plus vite lorsque la convection naturelle est modélisée.

Contrairement aux autres modèles l'évolution de la courbe de température, après la fin de la fusion (>1 400-1 450 s), reste régulière (Figure 231) ; il n'y a pas de brusque changement de la pente. Cela s'explique par l'influence de la convection naturelle dans la fusion du MCP en périphérie des ailettes. Comme la fusion est plus rapide, l'inertie thermique du MCP en périphérie d'ailettes n'a pas d'impact sur la courbe de température en 'C-out', comme cela a pu être observé sur les simulations (charge et décharge) en conduction pure.

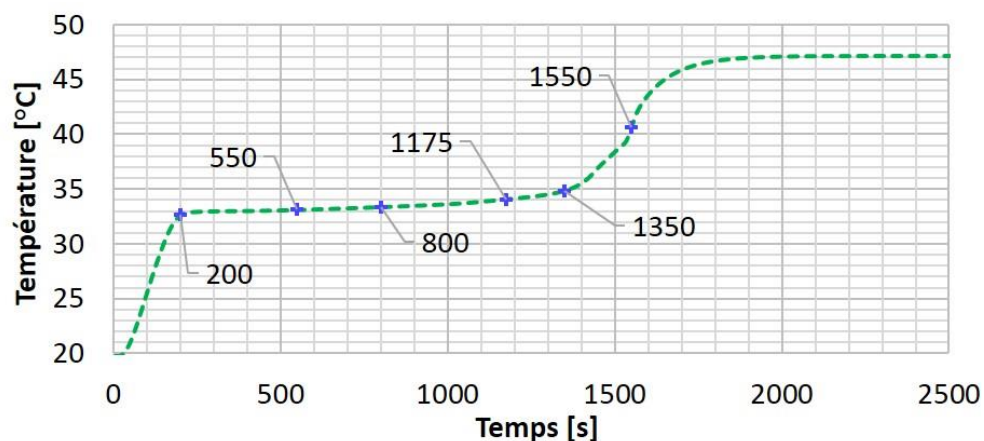


Figure 231 : [Num.] Température en 'C-out' (tube « 7 fpi », insert cylindrique, charge par le haut, avec modélisation de la convection). Les croix bleues correspondent aux instants auxquels le front de fusion est représenté sur la Figure 229.

L'ensemble de ces résultats est toutefois à nuancer car ce modèle utilisant l'approximation de Boussinesq ne permet pas de modéliser la chute du MCP solide dans le MCP liquide. D'une part parce que le solide est immobilisé artificiellement dans le modèle d'enthalpie-porosité et d'autre part parce que les forces mises en jeu par l'approximation de

Boussinesq ne tiennent pas compte des changements de densité autres que ceux liés à la dilatation thermique. Par conséquent, la langue de MCP semi-liquide visible à la 1 350^e s, n'a peut-être pas lieu d'être dans la réalité. Sa densité, plus élevée que celle du MCP liquide, devrait la pousser à couler et à tomber sur l'ailette. Selon Kozak et al. [197], cela devrait résulter en ce qu'ils appellent du *close-contact-melting* (Figure 86 p.79) et devrait accélérer le changement de phase. En pratique, pour représenter numériquement ce phénomène, il faut utiliser un modèle qui prend en considération la variation de volume spécifique du MCP au cours du changement de phase. Néanmoins, étant donné que les résultats numériques sont en accord avec les résultats expérimentaux, tout laisse à penser que ce phénomène n'est pas prépondérant ici et qu'il peut être négligé.

La Figure 232 représente l'évolution de la fraction liquide, calculée numériquement, entre deux simulations de charge par le haut, avec et sans modélisation de la convection naturelle. Les courbes diffèrent, au plus, de 0,012. Cette différence est principalement liée à la fusion du MCP dans le volume de 2 cm de hauteur sous les ailettes (Figure 233). En effet, le MCP et le front de fusion sont plus influencés par la convection naturelle dans cette zone sans ailette que dans la partie ailettée de l'échangeur. Or, cette zone non-ailettée contient environ 2,5 % du MCP présent dans la section d'essais. En conclusion, et comme cela avait été présupposé, l'influence de la convection naturelle entre les ailettes est négligeable à l'échelle du système.

Il est maintenant possible de répondre à la problématique posée en début de la sous-partie, à savoir : est-ce que les différences de temps caractéristiques observées expérimentalement (Chapitre 3, §2.2.1.5, p.132) entre les essais de charge et de décharge sont attribuables à la convection naturelle ? La réponse est donc non, car l'influence de la convection naturelle sur les performances globales est négligeable. Aussi la fusion n'est-elle pas, intrinsèquement, plus rapide que la solidification, dans les géométries considérées et sous réserve que la conductivité thermique du MCP soit la même dans le solide que dans le liquide. Les différences observées expérimentalement sont donc attribuées aux différences de température entre le fluide caloporteur et la changement de phase.

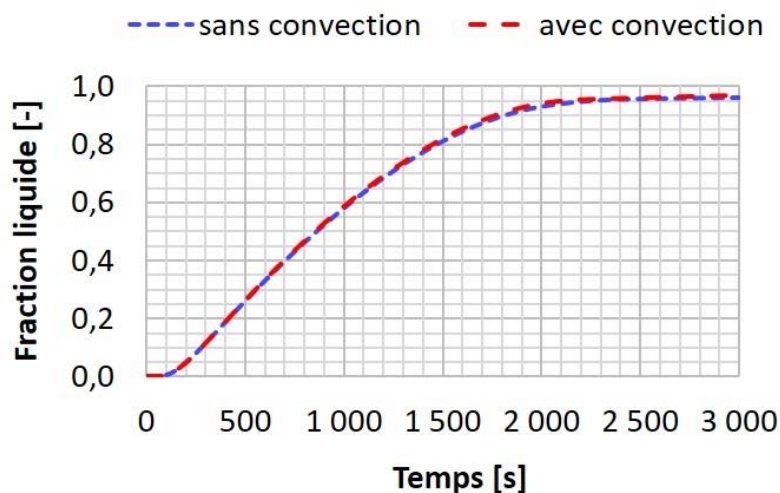


Figure 232 : [Num.] Comparaison de l'évolution de la fraction liquide pour deux simulations, avec et sans modélisation de la convection naturelle (tube « 7 fpi », insert cylindrique, charge par le haut).

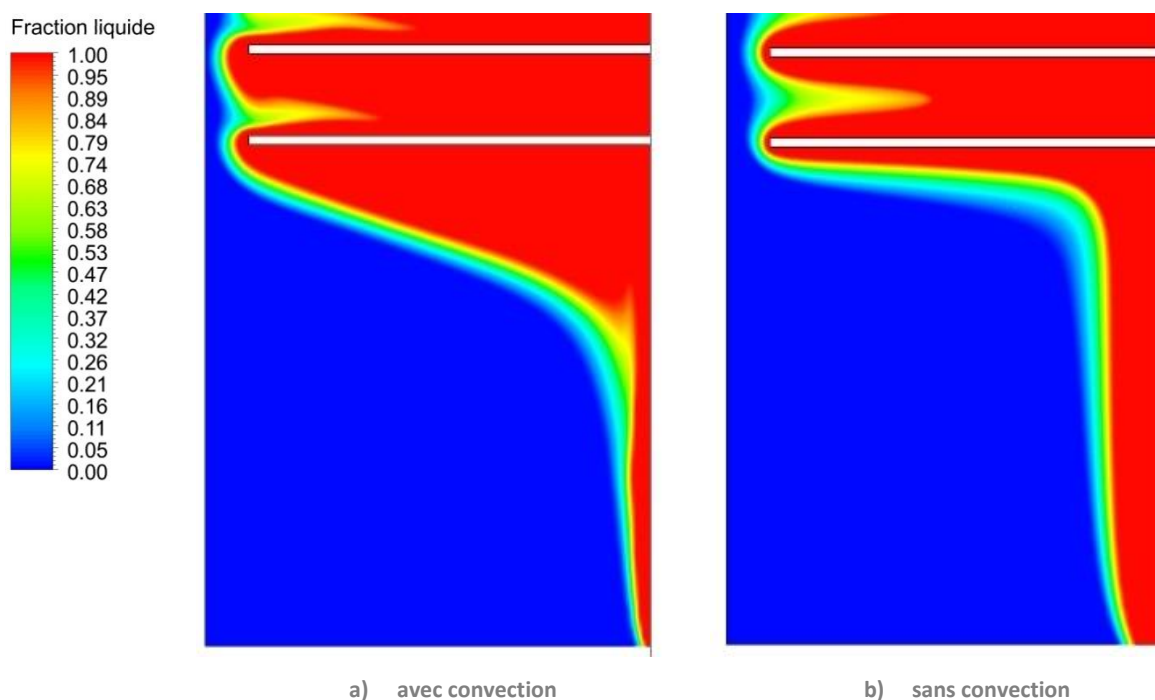


Figure 233 : [Num.] Visualisation du front dans la partie basse de l'échangeur, avec (a) ou sans (b) modélisation de la convection (tube « 7 fpi », insert cylindrique, charge par le haut).

4.3 Conclusion

La validation du modèle a également été réalisée avec la géométrie de la section d'essais du tube à 10 fpi. Les principaux graphiques de résultats sont disponibles en Annexe 7 (p.270).

Dans le cas des charges et des décharges avec injection par le haut, le modèle a été validé aux deux échelles : globale et locale. Deux types d'études peuvent donc être réalisés avec ce modèle. Dans un premier temps, il est possible d'extrapoler le modèle sur un tube plus grand afin d'estimer les performances thermiques de ce dernier au cours d'une charge, d'une décharge ou bien en fonctionnement alternatif, avec des charges et des décharges partielles qui se succèdent. En utilisant le modèle en conduction pure les résultats seront cohérents avec ce qui peut être obtenu expérimentalement sans que le coût numérique ne soit élevé. Dans un second temps, le modèle peut être utilisé sur des géométries similaires à celles présentées et étudiées dans le cadre de la thèse afin d'analyser en détail la phénoménologie des transferts thermiques. Il est, par exemple, envisageable d'utiliser le modèle pour estimer une conductivité thermique équivalente du milieu occupé par le MCP et les ailettes. Par extension, si la conductivité thermique équivalente est connue, il est possible d'utiliser le modèle sur un tube sans ailette en remplaçant la conductivité thermique du MCP par une conductivité thermique équivalente, anisotrope (pour rendre compte que les ailettes augmentent la densité de flux dans une direction privilégiée, orthogonale au tube).

L'influence de la convection naturelle, telle qu'elle est modélisée, est négligeable sur les performances globales des systèmes simulés. A l'échelle locale, toutefois, la convection naturelle a deux conséquences sur l'évolution du front de fusion. Premièrement, elle modifie la typologie du front entre les ailettes. Deuxièmement, elle accélère la fusion du MCP situé en périphérie des ailettes.

Par ailleurs, une fois le modèle numérique validé, celui-ci a été utilisé pour valider l'approche expérimentale basée sur le maillage de thermocouples. En particulier, la variation de l'énergie stockée est bien estimée par l'approche expérimentale. Les résultats sont cohérents avec le modèle numérique.

La charge et la décharge par le bas ne sont pas modélisables avec grande précision, en l'état du modèle. La modélisation du changement de densité du MCP est nécessaire pour simuler les transferts de masse qui accompagnent le changement d'état. La simulation des charges par le bas présente un intérêt réduit, car ce processus ne sera certainement jamais réalisé à une échelle industrielle du fait des risques inhérents associés (Chapitre 3, §2.2.1.5, p.132). Ce n'est pas le cas des décharges par le bas. Afin de simuler précisément la phénoménologie de la solidification au cours d'une décharge par le bas, il est impératif de parvenir à modéliser le retrait volumique associé. C'est l'objet de la prochaine partie.

5 Modélisation du changement de volume

Les résultats présentés dans cette partie ne concernent pas une géométrie de tube aileté. Seules quelques simulations sur des géométries simples ont été réalisées, afin d’appréhender pleinement le modèle. Cette partie a donc vocation à présenter le modèle, ses subtilités, ses inconvénients et les pistes d’amélioration envisagées.

Les études déjà publiées dans lesquelles le changement de densité du MCP au cours de son changement d’état est pris en compte concernent exclusivement le processus de fusion : Shmueli et al. [248] modélisent la fusion d’un cylindre de MCP, tandis que Galione et al. [247] et Hosseinizadeh et al. [259] simulent la fusion d’une sphère de MCP. Wang et al. [117] simulent une solidification dans leur échangeur à contact direct, mais le MCP solide est considéré comme un fluide et s’écoule comme tel.

Par ailleurs, ce sont les essais avec injection par le bas qui sont le plus sensibles au changement de masse volumique. Les charges ne seront pas réalisées par le bas à l’échelle industrielle, tandis que les décharges le seront certainement. C’est pourquoi, les simulations présentées dans cette partie sont des solidifications/décharges.

5.1 Géométries étudiées

La première géométrie choisie est bidimensionnelle et a une section carrée de 0,1 m de côté. La partie inférieure du domaine est remplie d’eicosane liquide, à 37 °C, tandis que la partie supérieure du domaine est constituée d’air (Figure 234). Au début de la simulation les parois latérales et celle inférieure sont refroidies en quelques millièmes de seconde de 37 °C à 17 °C. Une seconde géométrie, similaire, mais avec des ailettes est étudiée dans un second temps (Figure 235). Les ailettes sont intégrées à la géométrie d’origine afin de se rapprocher de la géométrie visée, à savoir : un tube à ailette.

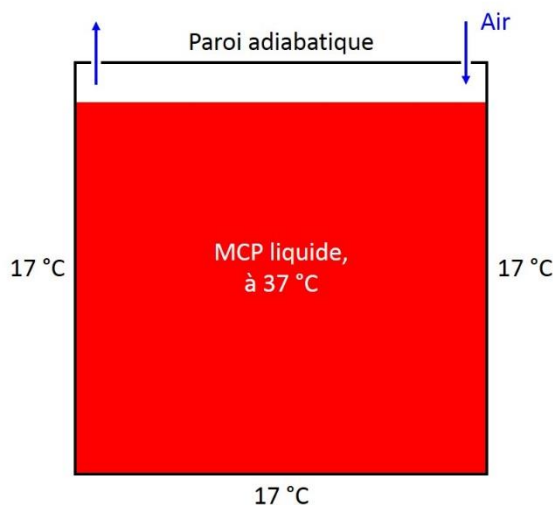


Figure 234 : Représentation du domaine d’étude numérique, géométrie sans ailette.

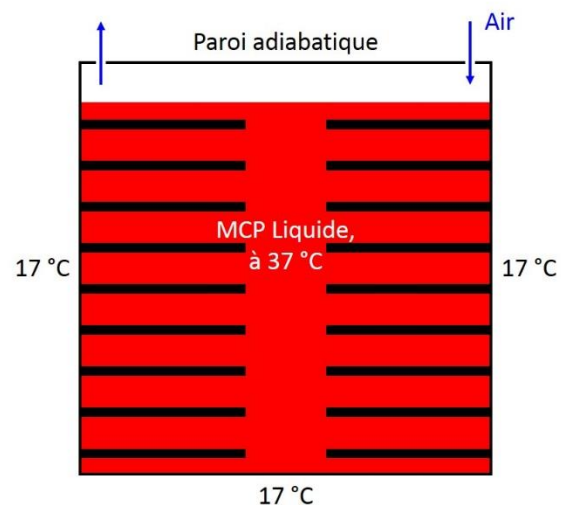


Figure 235 : Représentation du domaine d’étude numérique, géométrie avec ailettes.

Les propriétés physiques de l'eicosane sont identiques à celles utilisées dans les parties précédentes (Chapitre 5, §2.4, p.198). Les seules différences sont que la conductivité thermique est artificiellement multipliée par 100 (20 W/m/K au lieu de 0,2 W/m/K) pour accélérer le processus et que la masse volumique varie linéairement au cours du changement de phase de 880 kg/m³ dans le solide à 770 kg/m³ dans le liquide ; elle est par ailleurs constante dans le solide et dans le liquide.

La simulation est réalisée avec ANSYS® Fluent®. Les modèles sélectionnés sont celui d'enthalpie-porosité pour le changement de phase (module *Solidification & melting*) et un modèle de surface libre (module *Volume of fluid*).

Le maillage est un pavage régulier du domaine. Les parois sont découpées en 500 mailles. Il y a donc 250 000 mailles de 0,2 mm de côté (Figure 236). Le maillage est de ce fait plutôt raffiné. Le pas de temps nécessaire à la modélisation à la fois du changement de phase et du milieu multiphasique est inférieur à 0,001 s.

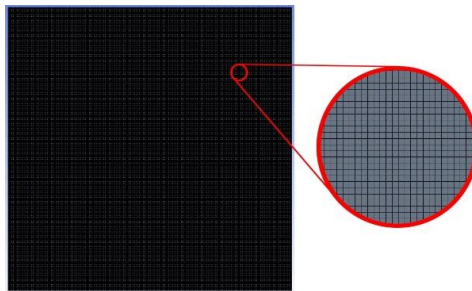


Figure 236 : Maillage du domaine utilisé pour modéliser le couplage du changement de phase avec le changement de volume et vue zoomée du maillage.

5.2 Réglage du modèle

La première subtilité est la modélisation de l'air, dans la partie supérieure du domaine. Si le ciel gazeux est livré à lui-même, mû seulement par les gradients thermiques et le changement de volume du MCP, soit le modèle ne parvient pas à converger, soit il diverge. La zone gazeuse est en quelque sorte trop immobile pour que le modèle converge vers une solution. Une alternative à ce problème est d'imposer un écoulement d'air dans le ciel gazeux. La paroi supérieure du domaine est donc découpée de façon à ce qu'il y ait une admission d'air en haut à droite et une évacuation d'air en haut à gauche (Figure 234). Une condition limite de vitesse est renseignée pour l'admission d'air. Outre l'entrée et la sortie, le reste de la paroi est un mur adiabatique. L'air est considéré comme un gaz parfait dans la modélisation.

Avant d'aller plus loin, il est nécessaire d'aborder la notion de vitesse résiduelle dans le MCP solide. Le MCP solide, dans le modèle d'enthalpie-porosité, est modélisé comme étant un fluide maintenu en place par l'adjonction d'un terme d'amortissement de la vitesse (équ.(76), Chapitre 5, §2.6, p.200) dans l'équation de conservation de la quantité de mouvement. Si les forces de gravité ne sont pas prises en compte (si elles sont supposées négligeables), alors les forces de pression sont nulles. Dans ce cas, le terme source d'amortissement suffit pour que la vitesse soit nulle dans le MCP solide. Si, maintenant, la gravité est prise en compte et l'approximation de Boussinesq (équ.(80), p.200) est utilisée, alors un terme source de quantité de mouvement entre en jeu pour mettre en mouvement le MCP lorsqu'il est soumis à un gradient thermique. Si les forces de frottements sont négligées, ce terme, pour de l'eicosane, dans le modèle tel qu'il a été construit dans les parties précédentes, avec une constante de *mushy zone* de 10⁵, est :

$$\frac{S_b}{(T - T_{ref})} = \rho g \beta = 5,5 \text{ N/m}^3/\text{K} \quad (82)$$

En comparant ce terme source à celui d’amortissement (éq.(79), Chapitre 5, §2.6, p.200), il apparaît, que la vitesse en régime permanent est égale à : $u_x = 5,5 \cdot 10^{-8}$ m/s, si les forces de frottement sont négligées. La vitesse résiduelle ainsi calculée est négligeable. Ce terme signifie, en effet, que pour chaque degré de différence, la vitesse en un volume de contrôle donné est de 1 mm par 18 000 s⁹¹. Si, maintenant, le changement de densité est pris en compte, alors la vitesse résiduelle n’est plus négligeable. Effectivement, la variation de la densité du MCP, couplée à la prise en compte de la gravité, implique que la vitesse résiduelle est de l’ordre de 10^{-5} m/s. En reprenant l’équation de conservation de la quantité de mouvement établie précédemment (projection selon la verticale, éq.(76), Chapitre 5, §2.6, p.200), en régime permanent et en négligeant les frottements, cela se traduit mathématiquement par :

$$0 = -|\Delta\rho|g + A_{mush} \frac{(1-f)^2}{f^3 + A_0} u_x \quad (83)$$

En attribuant à chaque variable sa valeur⁹² :

$$u_x = 1,08 \cdot 10^{-5} \text{ m/s} \quad (84)$$

Une telle vitesse correspond à un déplacement d’1 mm toute les 100 s. Bien que faible, les résultats sont lourdement affectés par cette vitesse résiduelle. Dans le cas d’étude présenté au début de cette partie, le MCP qui se solidifie en proximité de paroi au cours de la simulation, finit par tomber et l’interface tend à être plate. Concrètement, en partant de l’état initial présenté précédemment (Figure 234), l’état final va être celui représenté sur la Figure 237, alors qu’il devrait être peu ou prou tel qu’il est représenté sur la Figure 238. Etant donné que le MCP solide n’est pas totalement immobilisé, il s’étale comme un liquide le ferait par l’action des forces de pression. Sur la Figure 238, le MCP se solidifie d’abord en paroi, le retrait volumique associé entraîne une diminution de hauteur du niveau liquide. Au fur et à mesure de la solidification le niveau liquide diminue. Par conséquent, chaque nouvelle couche de MCP solide, en partant de la paroi, est plus « basse » que la précédente. C’est ce qui donne une forme convexe à l’interface entre le solide et le ciel gazeux.

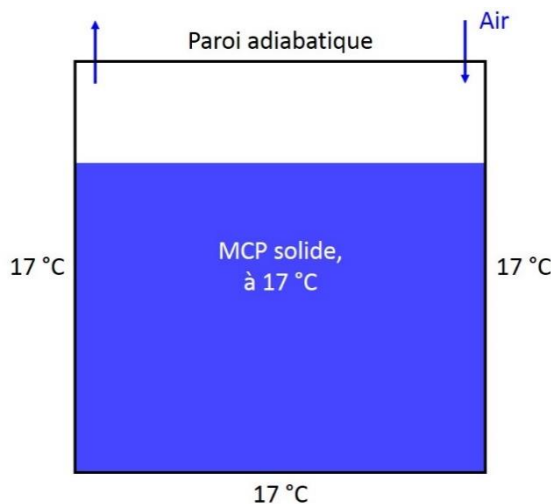


Figure 237 : Représentation schématique de la fin du procédé de solidification, avec la prise en compte du changement de densité et une vitesse résiduelle non-négligeable dans le MCP solide.

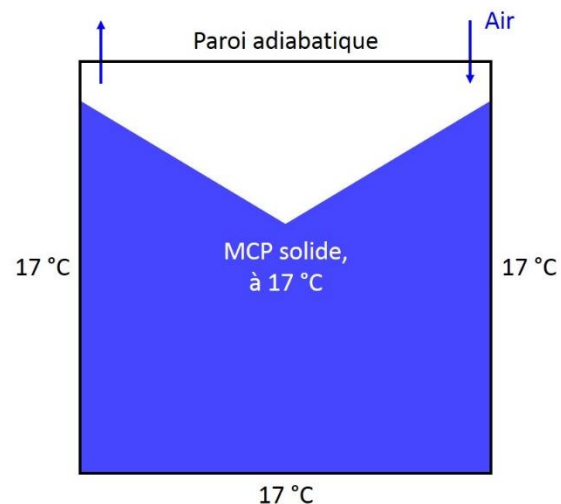


Figure 238 : Représentation schématique de la fin du procédé de solidification, avec la prise en compte du changement de densité et une vitesse résiduelle négligeable dans le MCP solide.

⁹¹ Soit 5h, c’est 10 fois l’ordre de grandeur usuel des temps caractéristiques calculés dans le Chapitre 3.

⁹² Par défaut, A_0 est égale à 10^{-3} sous Fluent®

Afin de mieux appréhender le problème un cas d'étude spécifique a été simulé dans la même géométrie : un bloc de MCP solide, à 17 °C, est positionné au centre du domaine, le bloc est moins large que la distance entre les parois. Les parois sont maintenues à 17 °C, comme l'ensemble du domaine (Figure 239). La simulation est donc complètement adiabatique : le domaine et les frontières sont isothermes.

Si la vitesse dans le MCP est nulle, alors le bloc de MCP doit rester en place et conserver sa forme initiale. Si, comme supposé, une vitesse résiduelle subsiste dans le MCP, alors le MCP va s'écouler et s'étaler comme un liquide le ferait.

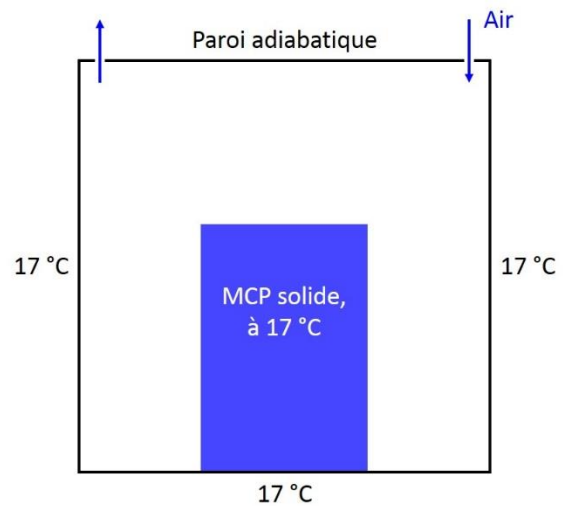


Figure 239 : Domaine d'étude numérique, simulation de l'écoulement du solide.

Les résultats qualitatifs sont présentés sur la Figure 240. Au bout de quelques dizaines de secondes, le bloc de MCP solide commence à s'étaler, à s'écraser sous son propre poids, comme un fluide le ferait, au ralenti.

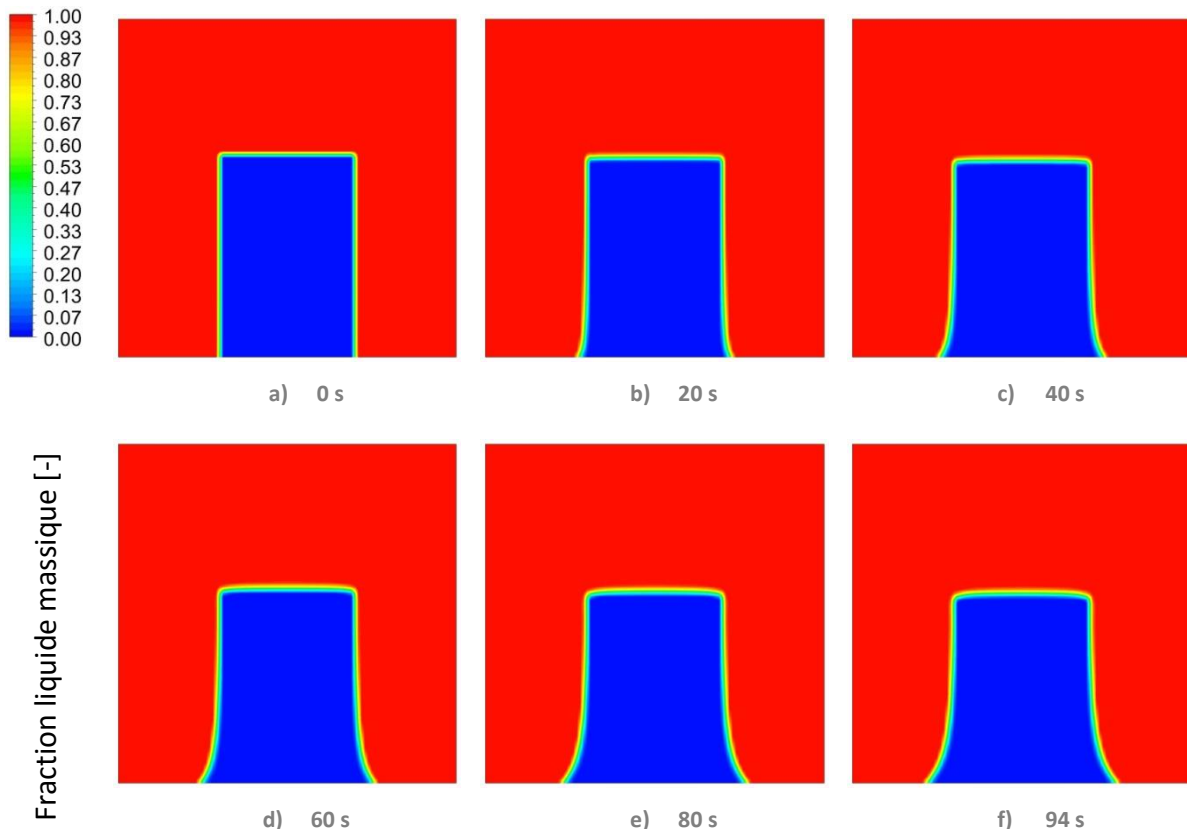


Figure 240 : [Num.] Mise en évidence de la vitesse résiduelle dans le MCP, à l'état solide. Représentation graphique de la distribution spatiale de la fraction liquide massique (=1, rouge, dans le fluide ; =0, bleu, dans le solide).

La vitesse, dans ce cas d'étude, est supérieure à 10^{-5} m/s car le MCP solide n'est pas retenu par les parois et que la valeur de la poussée d'Archimède n'est plus celle du MCP solide dans le MCP liquide, mais celle du MCP solide dans l'air. La Figure 241 permet de mieux appréhender la problématique de la vitesse résiduelle. Elle représente l'évolution de la vitesse dans le MCP au point en bas à gauche du bloc rectangulaire (Figure 241, à droite).

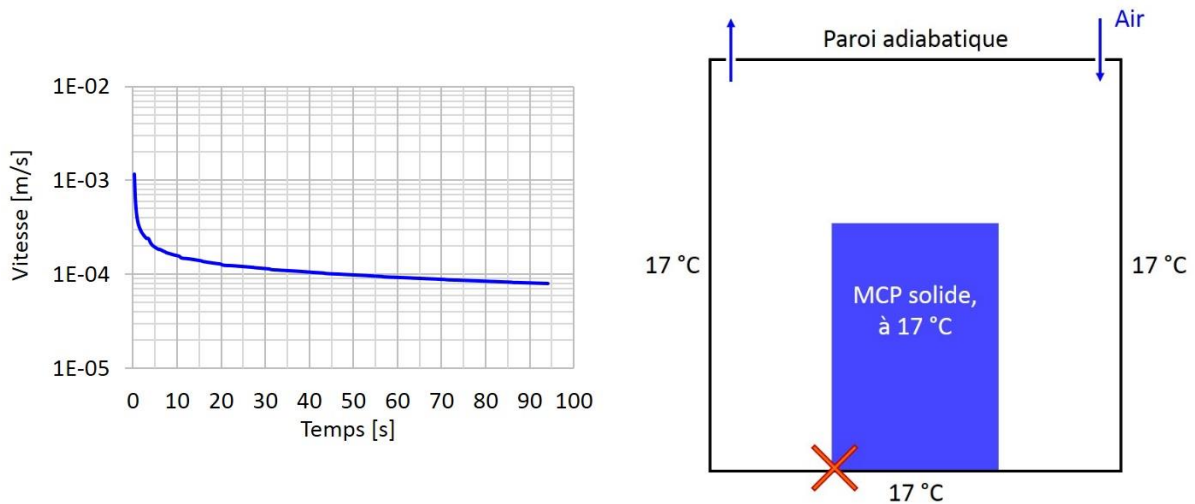


Figure 241 : [Num.] Evolution temporelle de la vitesse (à gauche) en un point donné du solide (situé au niveau de la croix orange, sur la figure de droite).

Une solution évidente pour réduire la vitesse résiduelle est d'augmenter la constante d'amortissement A_{mush} . Il a toutefois été dit (Chapitre 5, §2.5, p.199) et démontré (Chapitre 5, §4.2.2, p.220) que cette constante est spécifique à la dynamique du changement de phase lui-même. Aussi changer cette constante revient-il à modifier la phénoménologie du changement de phase. La solution imaginée et mise en œuvre est donc d'augmenter la constante de *mushy zone*, mais seulement dans le solide, par le biais d'une UDF (Figure 242). La constante de *mushy zone* est donc maintenue à 10^5 durant le changement de phase et augmente, sur 1°C , quand le MCP est totalement solide, jusqu'à 10^8 . Pour garder une certaine cohérence numérique et afin de prévenir d'une modification trop brutale de cette valeur, l'évolution se fait suivant le schéma du modèle de Darcy (éq.(74), p.189), c'est-à-dire avec la fonction suivante :

$$A_{mush}^{new} = A_{mush}^{old} \times \left(1 + \frac{(1 - \iota)^2}{\iota^3 + A_{mush}^{correcteur}} \right) \mathbf{u}_x \quad (85)$$

où ι est une valeur qui varie de 0 à 1 entre 32°C et 33°C . La Figure 242 illustre l'évolution de la nouvelle constante de mushy zone sur la plage de température considérée. Ici, $A_{mush}^{correcteur}$ est égal à 10^{-3} . C'est pourquoi la nouvelle valeur maximale du terme d'amortissement est 1 000 fois plus grande que l'ancienne valeur (Figure 242). Ce faisant, la vitesse dans le solide est réduite d'un facteur 1 000. Elle se stabilise donc autour de 10^{-8} m/s. Sur 3 000 s de simulation, le solide se déplace, au maximum de 0,03 mm.

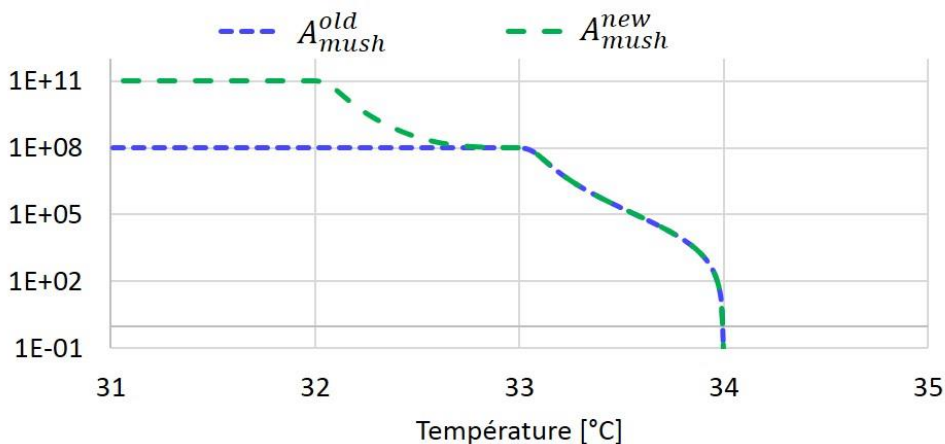


Figure 242 : Evolution du terme d'amortissement de la vitesse selon la nouvelle formulation.

5.3 Résultats avec la géométrie sans ailette

La modélisation est plutôt concluante, comme le montre la Figure 243⁹³. La Figure 243 montre bien que : le MCP se solidifie d'abord en paroi, le front progresse ensuite vers le centre du domaine, la solidification s'accompagne d'un retrait volumique et le niveau liquide descend, l'interface entre le solide et le ciel gazeux prend la forme d'un triangle incurvé. Les résultats, les observations et les conclusions expérimentaux et numériques présentés dans les chapitres précédents convergent vers ce résultat, cette évolution est celle qui était attendue. En conclusion, et même si les résultats ne sont pas validés, le modèle semble simuler avec cohérence la phénoménologie du changement de phase avec variation de densité.

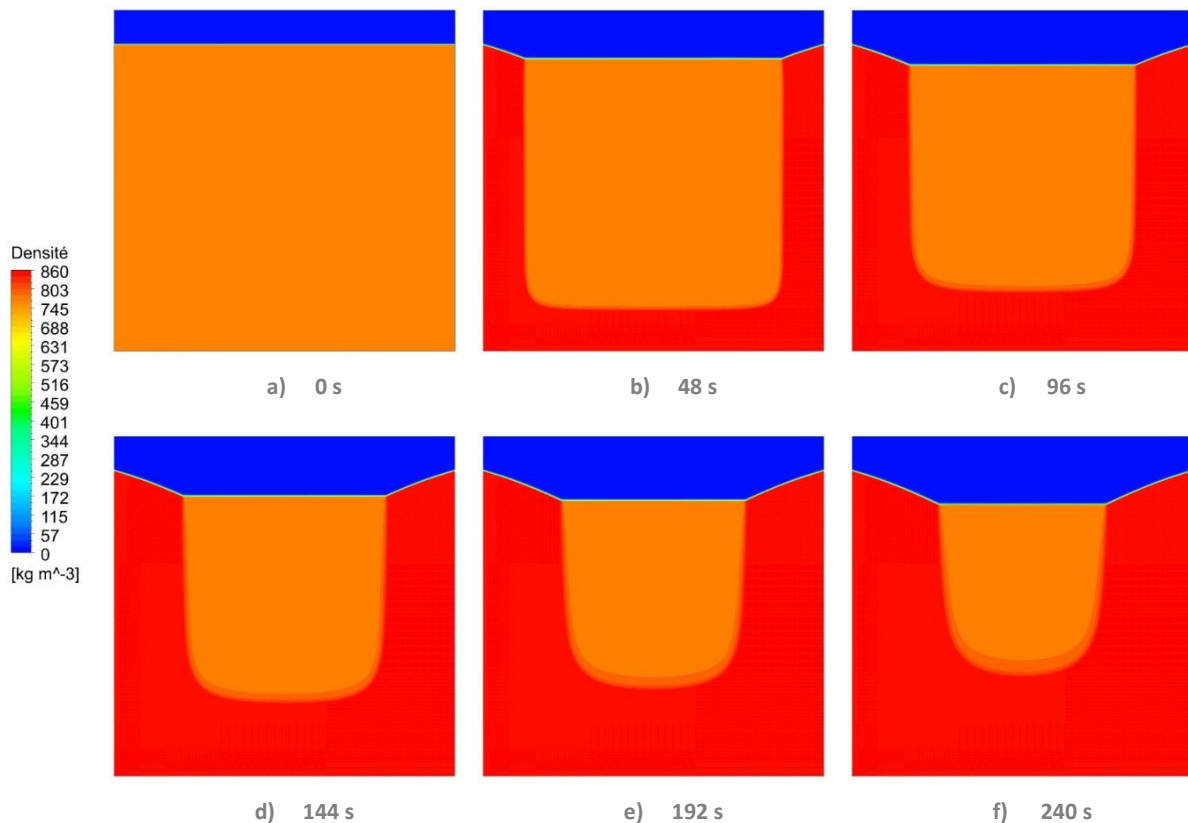


Figure 243 : [Num.] Etude bidimensionnelle de la solidification par les parois, avec prise en compte du changement de volume. Représentation graphique de la distribution de densité (=1 kg/m³, bleu, dans l'air ; =770 kg/m³, orange, dans le MCP liquide ; =860 kg/m³, rouge, dans le MCP solide).

La Figure 244, représente la distribution de densité dans le système étudié après 240 s de refroidissement/solidification. Il s'agit en fait d'une vue tronquée de la Figure 243, f. Les lignes noires continue et discontinue représentent le niveau liquide initial et final, respectivement. Les lignes discontinues verte et bleue (à gauche) représentent les tangentes à l'interface solide/gaz au début et à la fin de l'essai, respectivement. Il apparaît que l'interface solide n'est pas rectiligne et ne forme pas un triangle comme cela a été postulé précédemment (Figure 238, p.233). La forme arrondie, concave, suggère qu'au fur et à mesure de l'essai le niveau liquide descend plus vite que le front de solidification ne s'éloigne des parois latérales.

Ce résultat a pour origine trois phénomènes distincts. Le premier phénomène s'explique par le fait que la densité de flux est plus importante au niveau des angles en bas que dans le reste du domaine. C'est ce qui explique la forme en « U » de l'interface solide/liquide au bout de 240 s. Ce phénomène a pour conséquence que l'épaisseur du front de solidification au

⁹³ Les résultats ne vont que jusqu'à 240 s car la simulation a dû être arrêtée avant la fin par manque de temps. Il a fallu un mois pour simuler ces 240 s, avec 8 processeurs de 2,4 GHz.

niveau de la paroi inférieure du domaine est plus importante que l'épaisseur latérale (Figure 245, a). Or, les premières secondes, la couche a une épaisseur similaire en tout point du domaine (Figure 245, b). Cela implique que la vitesse du front de solidification issu de la paroi inférieure accélère en comparaison de celui issu des parois latérales. Il en résulte nécessairement que la diminution du niveau liquide accélère relativement à la vitesse du front parallèle aux parois latérales. Ce qui a pour effet direct de courber l'interface solide/gaz en haut. Qui plus est ce phénomène est amplifié du fait que le MCP liquide qui est en train de se solidifier coule au fond du « U » et participe à accélérer l'avancée du front de solidification qui part d'en bas. C'est pour cette raison que la densité dans cette zone est intermédiaire entre celle du solide et celle du liquide (flèche jaune sur la Figure 245, a).



Figure 244 : [Num.] Vue zoomée de la Figure 243, f, avec les tangentes à l'interface solide, à 0 s (courbe verte) et à 240 s (courbe bleue).

Le deuxième phénomène est qu'il s'agit de la forme naturelle du profil de l'interface solide/gaz lorsque l'épaisseur de la couche évolue parallèlement aux parois. En effet, soient X et Y , la largeur et la hauteur de l'interface solide/liquide (Figure 245, b). Une augmentation δx de l'épaisseur de la couche solide latérale va s'accompagner d'une augmentation $A_x \delta x$, où A_x est une constante, de l'épaisseur de la couche solide inférieure et va entraîner une diminution δy du niveau liquide (Figure 245, b). En supposant que δx est infinitésimale, il est possible de considérer que la forme de l'interface solide/gaz progresse linéairement de δx en largeur et de δy en hauteur (trait jaune sur la Figure 245, b). Il est alors possible d'exprimer $\delta y = f(\delta x)$ puis de tracer la forme de l'interface. Il apparaît alors que la forme du front est concave.

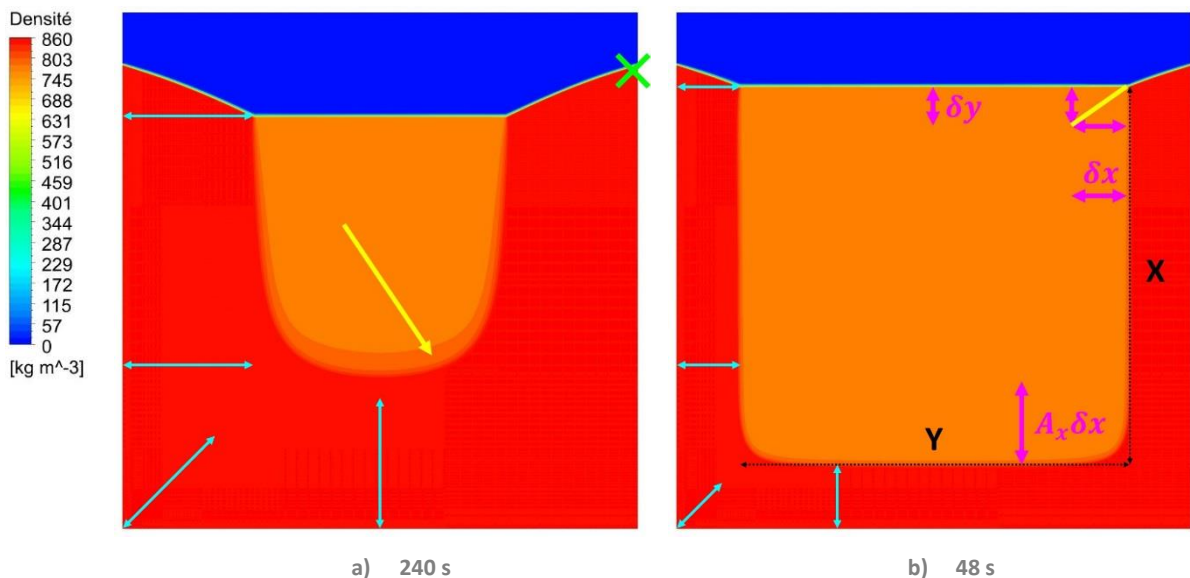


Figure 245 : [Num.] Comparaison de l'épaisseur de la couche solide depuis les frontières du domaine. Sur chaque figure, les flèches cyans sont de la même taille. Ces figures sont une vue zoomée de : a) la Figure 243, f ; b) la Figure 243, b.

Le troisième phénomène est lié à la couche solide de MCP. Au fur et à mesure que celle-ci s'épaissit, la résistance thermique entre les parois, froides, et le MCP liquide, chaud, augmente. Par conséquent la progression du front de solidification est ralentie (la diminution de la fraction liquide se fait de moins en moins vite). Le MCP liquide qui commence à se

solidifier a donc plus de temps avant sa solidification complète pour couler le long de l'interface solide. Ce phénomène a certainement une importance moindre que les précédents.

Afin de confirmer l'hypothèse selon laquelle la vitesse dans le solide est négligeable, l'évolution de celle-ci au cours de la simulation, est tracée sur la Figure 246, pour un point donné du domaine (Figure 245, croix verte) sujet à cette vitesse résiduelle. Au début, la vitesse est faible mais n'est pas négligeable ; car le MCP n'est pas encore solide. La vitesse chute rapidement et oscille ensuite autour de la valeur asymptotique de 7×10^{-9} m/s. Cette vitesse est du même ordre de grandeur que celle calculée précédemment. En considérant qu'un déplacement de l'ordre de 0,1 mm est un maximum de tolérance sur une simulation, alors cette vitesse est négligeable dans le cadre de simulation de moins de 14 000 s. Si tant est qu'il est nécessaire de réduire encore cette vitesse, il est possible de modifier le facteur correcteur de l'équation (85) (p.235).

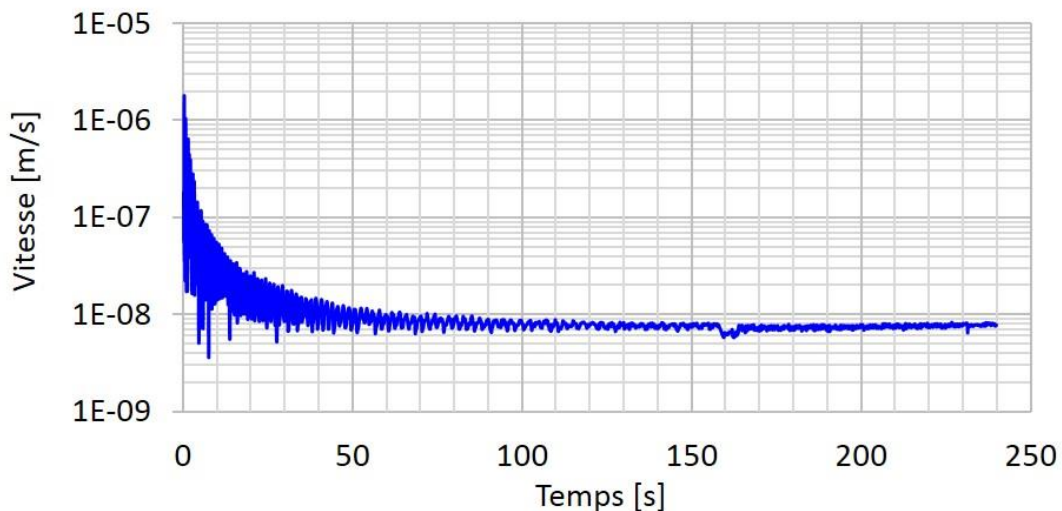


Figure 246 : [Num.] Evolution temporelle de la vitesse en un point donné du solide (situé au niveau de la croix verte, Figure 245, b)

5.4 Résultats avec la géométrie avec ailettes

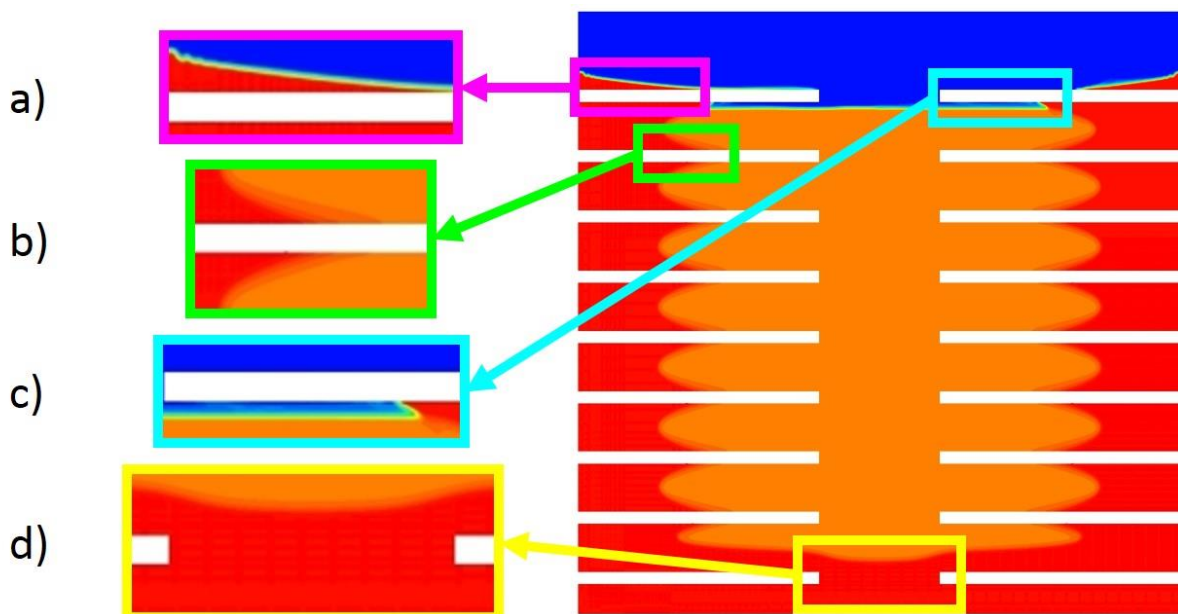
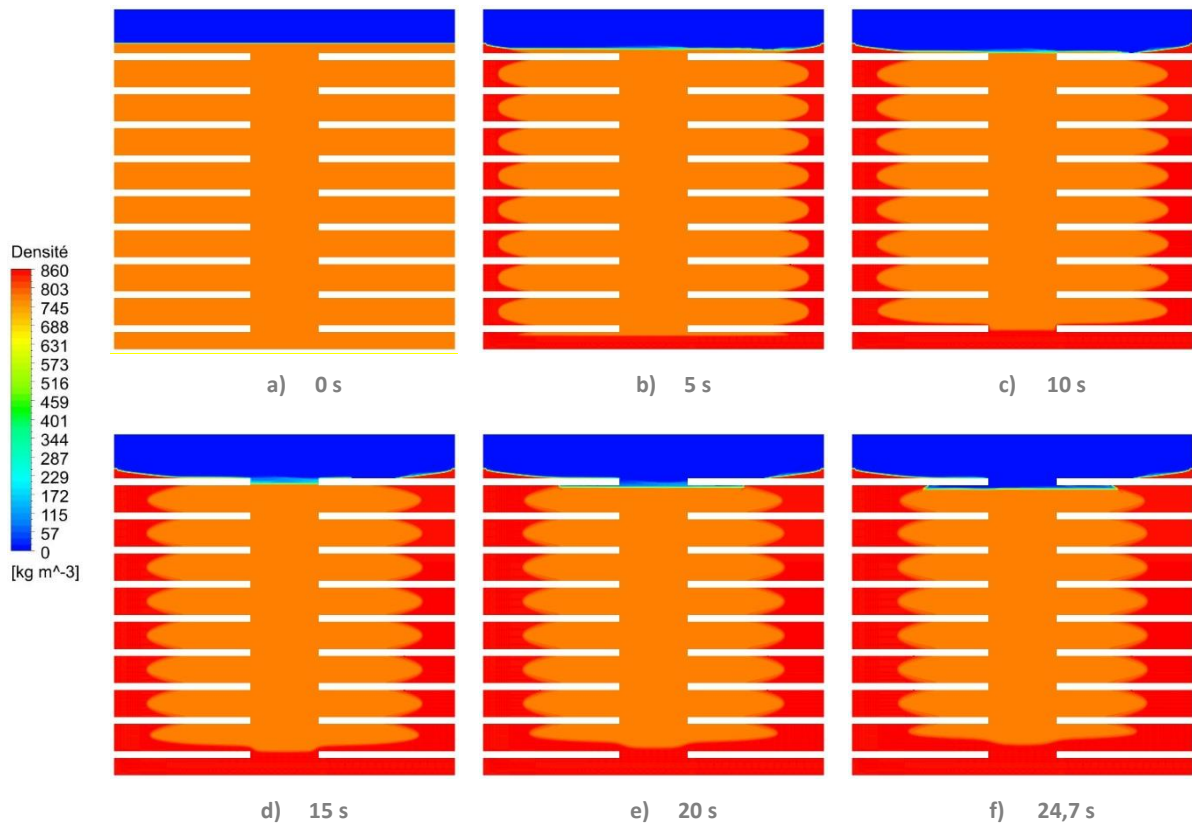
Plus que pour l'aspect thermique, cette géométrie est étudiée afin d'observer le comportement du modèle lorsque : 1. Le niveau liquide descend en dessous des ailettes les plus hautes, 2. Le front de solidification passe au-dessus des ailettes les plus basses. Un autre point d'intérêt est la manière dont le MCP solidifié va se comporter : s'il va rester « collé » aux ailettes ou non, par exemple.

La géométrie étudiée ici reprend celle de la sous-partie précédente. La seule différence réside dans l'adjonction d'ailettes (Figure 235, p.231). Les ailettes sont en aluminium et leur conductivité thermique est fixée, comme tel, à 220 W/m/K. Etant donné que la conductivité thermique du MCP a été artificiellement fixée à 20 W/m/K, l'apport des ailettes est relativement restreint sur le plan de la thermique.

Ici encore, bien qu'il n'y ait aucune validation qu'elle soit expérimentale ou analytique, la modélisation est concluante car elle répond aux attentes (Figure 247). Effectivement, dès les premières premières secondes et jusqu'à la fin de la simulation, l'influence des ailettes sur le front de solidification est observable : le MCP solide « accroché »⁹⁴ autour des ailettes est bien visible (Figure 248, b). Au fur et à mesure de la simulation, le niveau de MCP liquide (en

⁹⁴ Pour rappel, le MCP solide n'est pas réellement accroché aux ailettes, il est juste immobilisé là où il s'est solidifié.

orange) descend tandis que le front de solidification (en rouge) progresse depuis les parois et autour des ailettes. Vers la 10^e s, le front de solidification (en rouge) en bas, dépasse les ailettes inférieures (Figure 248, d), sans que cela ne semble poser de problème au modèle. Autour de la 15^e s, le niveau liquide (interface orange-bleu) passe en dessous des ailettes supérieures (Figure 248, c), ici encore sans que cela ne pose de problème au modèle. Le MCP qui s'est solidifié avant que ce niveau liquide descende en dessous des ailettes supérieures reste bien au-dessus de celles-ci, il est immobilisé (Figure 248, a).



Après 24,7 s de simulation le modèle a divergé. Rien ne permet d'indiquer si la divergence est inhérente au modèle ou bien à sa mise en œuvre. Peu avant la divergence du modèle, l'écoulement d'air dans le ciel gazeux est devenu instationnaire et fortement recirculant. L'origine de la divergence est peut-être dans cet écoulement d'air.

5.5 Conclusion et perspectives

Les résultats obtenus avec les géométries et modèles utilisés sont plutôt concluants. La variation de volume spécifique est bien prise en compte au cours de la solidification et la diminution du niveau liquide est visible. Le MCP solide est immobilisé (à l'échelle de temps de la simulation), ce qui permet d'obtenir des fronts de solidification « accrochés » aux parois. Dans l'ensemble, les modèles permettent de simuler avec cohérence les phénomènes qui ont été observés expérimentalement. La prochaine étape est de valider le modèle expérimentalement ou analytiquement.

Un écoulement dans le ciel gazeux a été introduit afin de faciliter la convergence. In fine, cet écoulement est peut être à l'origine de la divergence qui a entraîné la fin prématurée de la simulation. Il faut, dans les futures simulations, modifier la circulation de l'air dans le ciel gazeux. Un écoulement parallèle à l'interface air/MCP plutôt qu'orthogonale à celle-ci est recommandé. Par ailleurs, l'écoulement d'air dans la dernière simulation présentée est instationnaire et recirculant. En élargissant la taille de l'admission et de l'échappement, les zones de recirculation seront moins nombreuses et plus petites. Par ailleurs, les modules de changement de phase et multiphasique nécessitent un maillage fin. Le couplage d'un maillage fin avec des vitesses relativement importantes dans le ciel gazeux (ici 1 m/s en entrée et jusqu'à 4 m/s en sortie) pose une contrainte sur le pas de temps afin de respecter la condition de CFL (Courant-Friedrichs-Lewy). Il faut donc limiter la vitesse dans le ciel gazeux.

La vitesse résiduelle, dans le MCP, pose un autre problème, qui n'a pas été mentionné jusqu'ici. Durant la résolution numérique, pour chaque pas de temps, les résidus des équations de conservation de la quantité de mouvement oscillent autour de 2×10^{-3} et empêchent, parfois, le modèle de converger convenablement (limites des résidus à 10^{-3}). La conséquence de ces oscillations est attribuée aux vitesses résiduelles qui subsistent dans le MCP solide. Comme le ciel gazeux qui, s'il est trop immobile, empêche le modèle de converger, le MCP solide en étant proche de l'immobilité sans être vraiment immobile, pose des problèmes de convergence.

Chapitre 6 : Etude d'un cas concret

Maintenant que le modèle numérique est validé à partir des résultats expérimentaux, il est possible de l'extrapoler pour estimer les performances thermiques d'un système de stockage de taille réelle. Le domaine de calcul numérique est bidimensionnel et axisymétrique. Un seul tube est modélisé. Ce tube est considéré comme une cellule élémentaire du système, représentative des autres tubes.

Par ailleurs, un modèle semi-analytique est présenté, validé et utilisé pour réaliser le même calcul. Les résultats des deux modèles sont ensuite comparés.

1 Conditions opératoires

Le dimensionnement du système de stockage n'est pas détaillé. Seules les grandeurs globales sont présentées.

Le système imaginé est intégré à une sous-station d'un réseau de chaleur urbain. La puissance thermique échangée dans une sous-station au cours d'une journée connaît deux pics de consommation. Le premier a lieu le matin, à l'heure du lever, tandis que le second a lieu en début de soirée, lorsque les usagers rentrent chez eux. L'objectif du système de stockage est de fournir l'énergie nécessaire pour que la surconsommation par rapport à la moyenne, pendant ces pics, ne soit pas ressentie sur le réseau principal. Le système de stockage est chargé la nuit, déchargé une première fois le matin, chargé de nouveau avant le second pic de consommation, puis déchargé en début de soirée.

La charge et la décharge doivent être réalisées en 3 h. La puissance nécessaire est de 150 kW (450 kWh). Le système est installé entre le réseau primaire en eau chaude surchauffée et le réseau secondaire en eau chaude (Figure 22 et Figure 23, Chapitre 1, §2.4, p.22). La température de charge est de 110 °C et la température de décharge est de 40 °C. L'objectif est que la température en sortie du système, pendant la décharge, soit au moins de 70 °C.

Un réservoir contenant 16 couronnes de tubes, c'est-à-dire 817 tubes, est retenu. La hauteur utile des tubes est de 1,5 m. Les tubes choisis sont similaires à ceux testés dans le cadre du Chapitre 3 (§1.2, p.106) avec une densité d'ailettes de 7 fpi et des inserts cylindriques. Les tubes sont espacés de 10 mm les uns des autres. Cette couronne de MCP en périphérie d'ailettes représente, d'une part le volume mort de MCP à l'intersection de trois tubes ailettes (Figure 95, p.95), et d'autre part la difficulté technologique à concevoir un système multitube dans lequel les ailettes d'un tube seraient au contact de celles d'un autre.

Il faut un MCP dont la température de solidification soit supérieure à 70 °C. Le MCP retenu a une température de fusion de 93 °C, son enthalpie de changement de phase est de 240 000 J/kg, sa capacité thermique évolue entre 1 200 et 1 400 en solide J/kg/K et entre 2 500 et 2 750 J/kg/K en liquide sur l'intervalle de température considéré, sa densité est considérée constante et égale à 1,35 dans le modèle.

La différence de température entre le fluide caloporteur et le changement de phase est de 53 °C (40 à 93 °C) en décharge et de 17 °C (93 à 110 °C) en charge. Pour avoir une puissance de 150 kW avec de telles différences de température, il faut un débit par tube de $2,4 \times 10^{-3}$ kg/s (8,64 kg/h) en charge et $0,8 \times 10^{-3}$ kg/s (2,88 kg/h) en décharge.

2 Approche numérique

2.1 CFD en 2D-axisymétrique

Le logiciel utilisé est Fluent®. Le maillage est similaire au maillage « moyen » du Chapitre 5, mais le domaine de calcul est plus grand. Le nombre total de mailles s'élève à 932 000. Le modèle utilisé est en tout point similaire à celui qui a été présenté dans le Chapitre 5. La convection naturelle n'est pas modélisée. Il s'agit donc du modèle de conduction pure dans le MCP. Par conséquent, le pas de temps est fixé à 1 s.

Sur la Figure 249 et la Figure 250 est représentée l'évolution de l'énergie et de la fraction liquide dans le système, respectivement. Sur la Figure 251 sont représentées les températures en entrée et en sortie du fluide caloporteur. Durant les 3 heures de charge l'admission se fait par le haut ($T_{sup}=110\text{ °C}$), durant les 4 heures suivantes⁹⁵, de décharge, l'admission se fait par le bas ($T_{inf}=40\text{ °C}$).

Le palier de fraction liquide nulle sur la Figure 249 (flèche violette), associé au fait que sur la Figure 250 l'énergie dans le système augmente, indique que le début de la charge se traduit majoritairement par des transferts d'énergie sensible. Par ailleurs, la courbe représentative de l'énergie dans le MCP a une pente plus importante au début de la charge (Figure 250, flèche violette). Ces 40 premières minutes correspondent au réchauffement du MCP jusqu'à sa température de fusion. Pendant ces 40 premières minutes la température du fluide caloporteur en sortie est inférieure à la température de solidification (Figure 251, flèche violette). La pente de la courbe de la Figure 250 est ensuite constante (flèche verte) et la température du fluide caloporteur en sortie est égale à la température de solidification (Figure 251, flèche verte). Il y a donc trois phases distinctes : d'abord la fraction liquide stagne à 0, c'est un transfert d'énergie « sensible » qui est relativement court ; ensuite la fraction liquide augmente mais la température du fluide caloporteur en sortie est inférieure à la température de fusion, c'est un transfert d'énergie « sensible » et d'énergie « latente » ; enfin, la température en sortie est égale à la température de fusion et les pentes des courbes représentatives de l'énergie et de la fraction liquide sont constantes, c'est un transfert d'énergie « latente » : il s'agit du régime nominal du système, c'est un état stationnaire qui dure plusieurs heures ici.

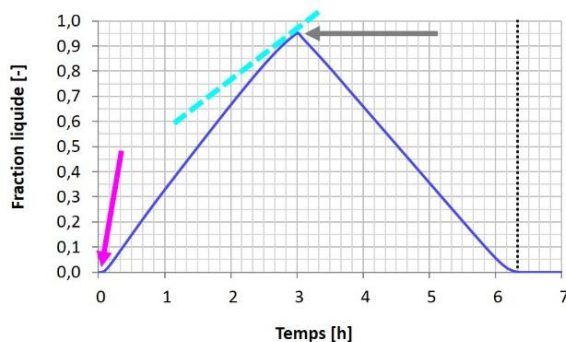


Figure 249 : [Num.] Fraction liquide moyenne dans le MCP (Système de stockage de 450 kWh, 3 h de charge, 4 h de décharge).

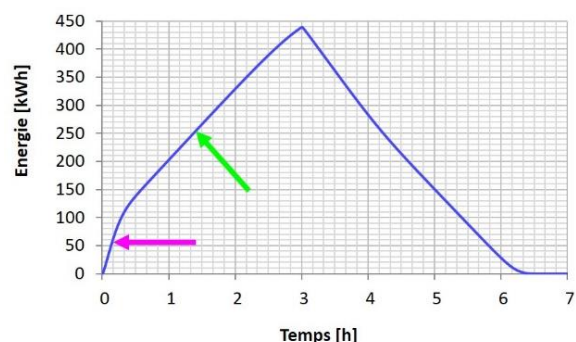


Figure 250 : [Num.] Energie stockée/déstockée dans le MCP (Système de stockage de 450 kWh, 3 h de charge, 4 h de décharge).

Au cours de cette phase de fonctionnement au nominal, la partie haute du système est fondue, la partie basse est solide et la *mushy zone* se déplace du haut vers le bas. Les transferts

⁹⁵ La durée de décharge est de 3 h, la simulation est effectuée sur 4 h afin de pouvoir observer le comportement du système jusqu'à ce que tout soit solidifié.

thermiques se font principalement sur la hauteur de tube correspondant à la *mushy zone* du MCP. Dès lors que la *mushy zone* commence à atteindre le bas du système, cela signifie que la hauteur (et donc la surface) du tube dans laquelle se font les échanges thermiques devient trop faible pour que la température du fluide caloporteur atteigne sa valeur asymptotique en sortie, qui est la température de fusion du MCP. C'est pourquoi le fluide caloporteur sort de plus en plus chaud (Figure 251, flèche cyan).

La tangente à la fraction liquide est tracée à la fin de la charge sur la Figure 249 (ligne discontinue cyan), la diminution de la vitesse de fusion est évidente. Elle correspond à cette période durant laquelle la surface d'échange est de plus en plus faible. Les 3 h de charge ne suffisent pas ici pour faire fondre la totalité du MCP, seulement 95 % sont fondus. Les 5 % restants seront relativement plus long à fondre étant donné que la vitesse de fusion diminue.

Au début de la charge, un palier à $f = 0$ est observé le temps que la température du MCP atteigne la température de fusion. *A contrario*, le MCP commence à se solidifier dès que la décharge est amorcée (Figure 249, flèche grise). Cela s'explique par le fait que le MCP n'est pas totalement fondu à la fin des 3 h de charge. Le MCP, en bas de l'installation, est toujours à la température de changement de phase quand la décharge est amorcée. Il n'y a pas de récupération d'énergie sensible dans cette zone et le MCP peut commencer à se solidifier immédiatement.

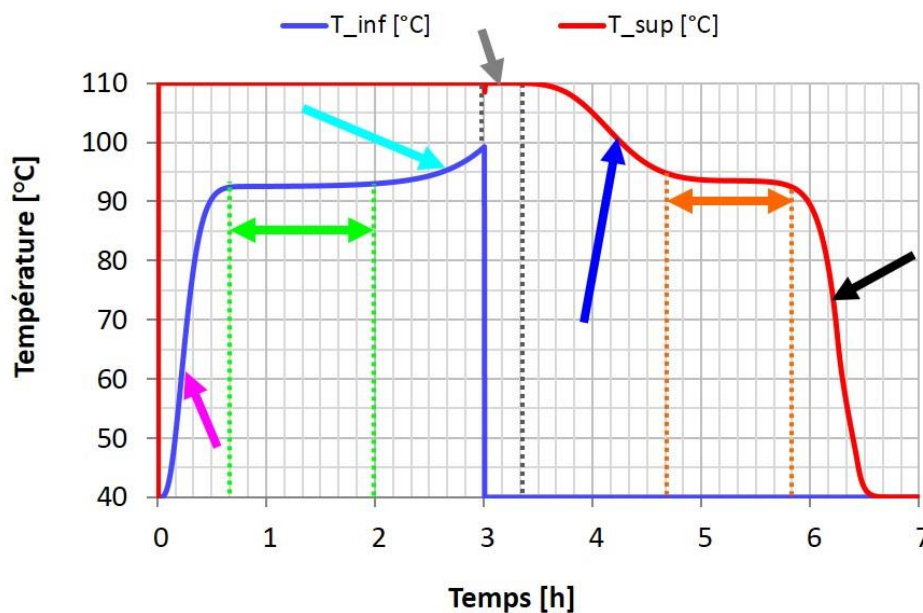


Figure 251 : [Num.] Température du fluide caloporteur en bas et en haut du tube (Système de stockage de 500 kWh, 3 h de charge, 4 h de décharge).

Le débit du fluide caloporteur est trois fois plus faible en décharge qu'en charge. C'est pourquoi, pendant la récupération d'énergie sensible (Figure 251, flèche grise), la température du fluide caloporteur en sortie présente un palier à 110 °C. Au fur et à mesure que l'énergie sensible du système est récupérée, la température en sortie chute jusqu'à la température de solidification (Figure 251, flèche bleue). L'énergie récupérée par le fluide caloporteur est essentiellement latente sur la zone définie par les lignes verticales discontinues orange (Figure 251). Si la décharge est prolongée au-delà de 3h (donc après 6 h sur les graphiques), la température en sortie chute rapidement (Figure 251, flèche noire) alors qu'il reste 6 % du MCP à faire solidifier.

Les résultats en termes de puissance échangée par le fluide caloporteur sont présentés sur la Figure 252. Les mêmes tendances que sur la Figure 251 sont observées. Le même code de flèches colorées est utilisé pour repérer ces phases de fonctionnement. En charge et en

décharge, un palier de puissance est atteint et met en avant un des intérêts du stockage d'énergie thermique par changement de phase. Le système permet de récupérer en moyenne 160 kW pendant les 3 h de décharge.

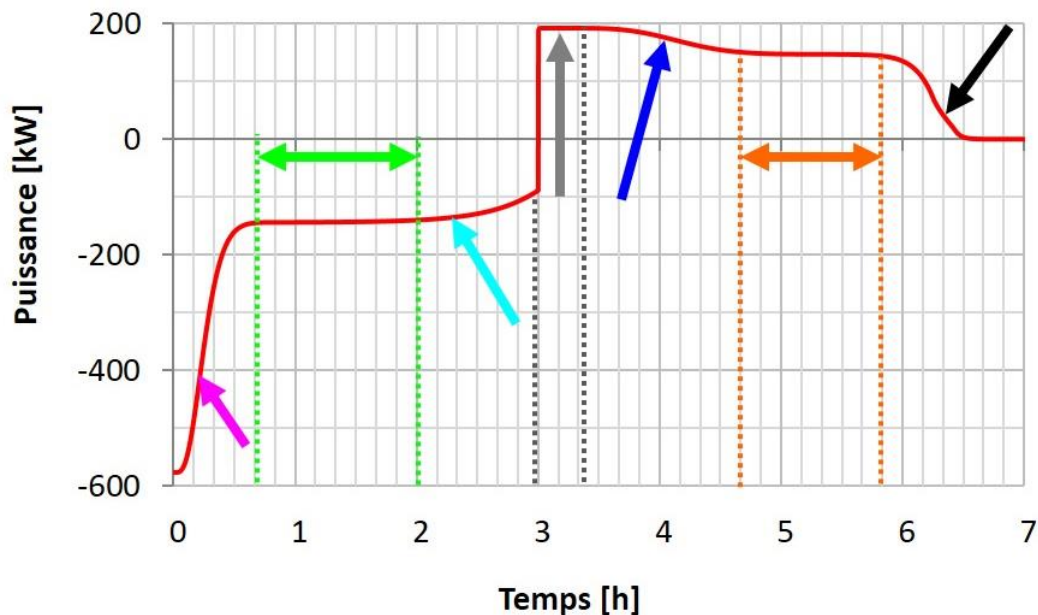


Figure 252 : [Num.] Puissance échangée par le fluide caloporteur (Système de stockage de 500 kWh, 3 h de charge, 4 h de décharge).

2.2 Modèle semi-analytique

La phénoménologie du changement de phase est macroscopiquement la même avec la mousse de cuivre stochastique, la mousse d'aluminium régulière et avec les deux tubes à ailettes testés. La question qui se pose alors est : est-il possible de modéliser le comportement de la section d'essais sans avoir besoin de modéliser la géométrie ? C'est-à-dire en utilisant une grandeur qui rend compte de l'influence de la géométrie de l'échangeur dans les transferts thermiques. La grandeur la plus évidente est la conductivité thermique équivalente. L'objectif de cette partie est de démontrer qu'il est possible d'obtenir une valeur approchée des performances thermiques globales d'une installation avec un modèle relativement simple.

2.2.1 Présentation du modèle

Ce modèle semi-analytique repose sur la résolution du problème de Stefan proposée à la fin du Chapitre 2 (§5.1, p.91). La même démarche analytique est proposée.

Le fluide caloporteur est discrétisé axialement. A chaque maille du fluide caloporteur correspond une maille de MCP (Figure 253). Cette maille de MCP est supposée à température constante. A chaque pas de temps, la différence de température entre le fluide caloporteur et la maille de MCP adjacente est divisée par la résistance thermique totale (éq.(86)). La résistance thermique totale est la somme des résistances thermiques de convection dans le fluide caloporteur, de conduction dans le tube et de conduction dans la couche de MCP solide si elle existe (éq.(87)). Le flux thermique Φ ainsi défini est multiplié par un pas de temps Δt pour obtenir l'énergie reçue par la maille de MCP. Cette énergie est convertie soit en énergie sensible pour refroidir la maille considérée, soit en énergie latente pour faire avancer le front de solidification de δr (éq.(88)).

$$\Phi(t) = \frac{T_p - T_\varphi}{R_{th,tot}} \quad (86)$$

$$R_{th,tot} = R_{th}^{FC} + R_{th}^{tube} + R_{th}^{MCP} \quad (87)$$

$$\Phi \cdot \Delta t = 2\pi r \Delta x \delta r \rho \Lambda \quad (88)$$

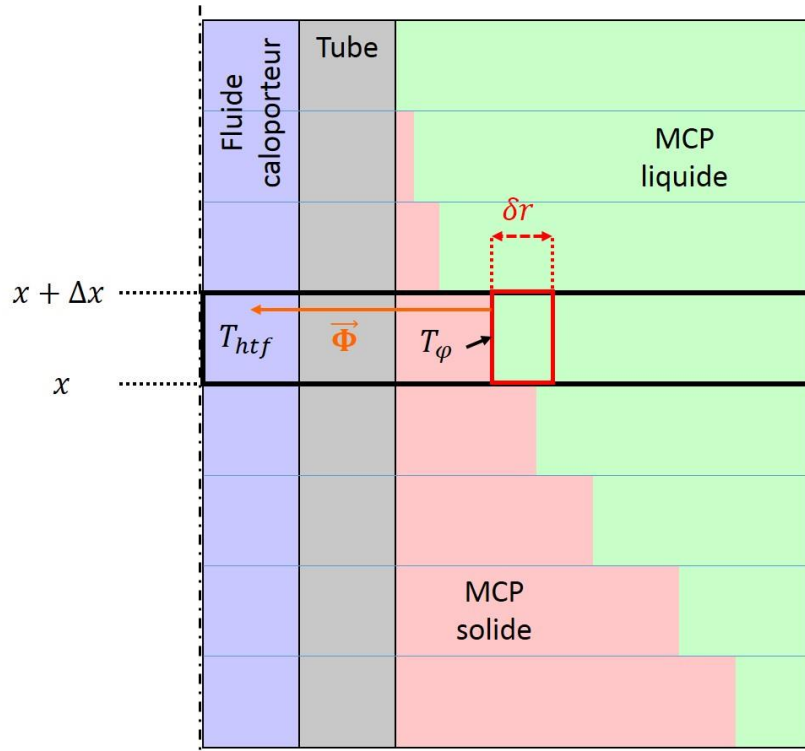


Figure 253 : Représentation schématique du modèle semi-analytique

L'hypothèse principale, selon laquelle la totalité de l'énergie transférée, tant que la maille est à la température de solidification, est utilisée pour faire progresser le front de solidification, est d'autant plus vraie que le nombre de Stefan est proche de 0. Par ailleurs, les pertes thermiques ainsi que la conduction axiale sont négligées.

La montée en température du fluide caloporteur se fait via un bilan de puissance avec le MCP. La capacité thermique de chaque maille de MCP englobe la capacité thermique du tube, des ailettes ou de la mousse et du MCP. La fraction d'ailettes ou de mousse dans chaque maille est renseignée sous la forme d'une porosité effective.

Le modèle semi-analytique est codé avec le logiciel Matlab®.

2.2.2 Validation du modèle

Ce modèle repose sur un échange de chaleur purement conductif. Il est donc à privilégier pour de la solidification. Par conséquent, la validation se fait avec les essais de décharge par le haut. La validation est faite avec le tube 7 fpi avec un insert cylindrique, la mousse stochastique en cuivre et la mousse régulière en aluminium.

Concernant l'échangeur avec le tube à 7 fpi et l'insert cylindrique, la conductivité thermique effective dans le MCP est de 7,4 W/m/K et le coefficient d'échange convectif dans le fluide caloporteur de 800 W/m²/K (Chapitre 3, §2.2.2, p.134).

Etant donné que cet essai de décharge par le haut a été simulé avec le modèle de CFD sous Fluent®, ces résultats sont également représentés dans la comparaison. Les figures

suivantes comparent donc les résultats expérimentaux, les résultats du modèle de CFD obtenus avec Fluent® et les résultats du modèle semi-analytique qui vient d'être présenté.

La Figure 254 représente l'évolution de l'énergie dans le métal (tube et ailettes) et le MCP. Globalement, les trois modèles (expérimental, CFD et semi-analytique) donnent des résultats équivalents. La conductivité thermique effective dans le modèle est la même partout, la zone en dessous des ailettes se solidifie donc rapidement, au même titre que le reste du MCP. Expérimentalement, cette zone n'est pas solidifiée même après 3 000 s d'essai, mais dans l'approche expérimentale cette zone est, à tort, considérée comme étant solidifiée (c'est un des biais dont il a été question dans les Chapitre 3, 4 et 5). Seul le modèle de CFD simule vraiment le comportement du MCP dans cette zone. En définitive, le modèle semi-analytique et l'approche expérimentale diffèrent du modèle « Fluent® » à la fin de l'essai/de la simulation, mais c'est la simulation avec Fluent® qui se rapproche le plus de la réalité.

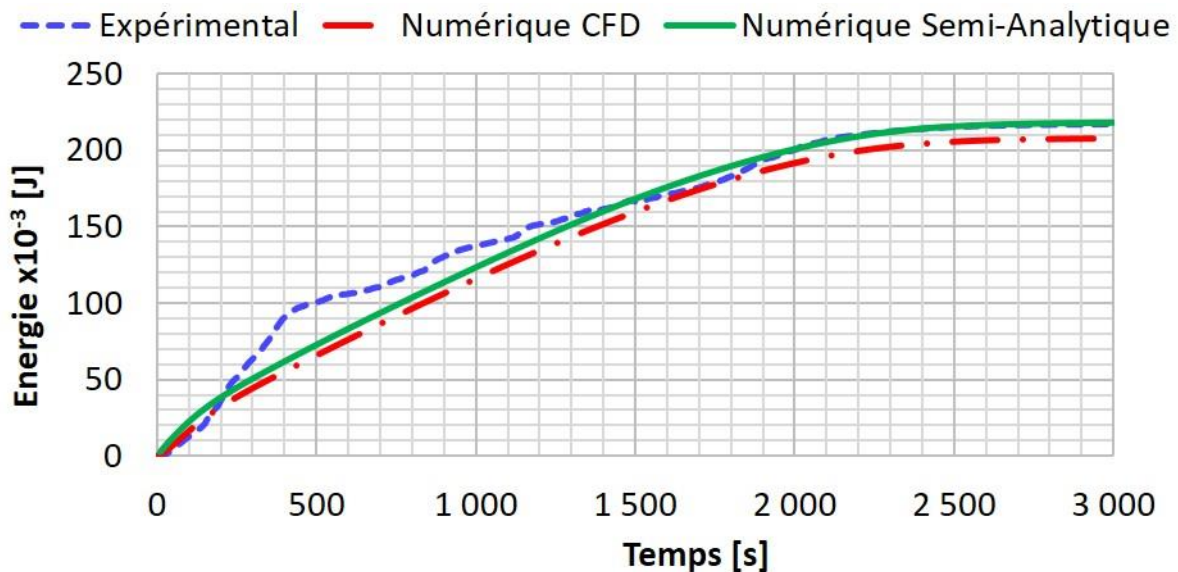


Figure 254 : Energie déstockée (métal + MCP), tube à 7 fpi avec insert cylindrique.

La Figure 255 présente la puissance échangée par le fluide caloporteur. Les pertes thermiques sont négligées dans le modèle semi-analytique, c'est pourquoi la courbe tend vers 0 à la fin de la simulation, comme c'est le cas avec le modèle « Fluent® » mais pas expérimentalement.

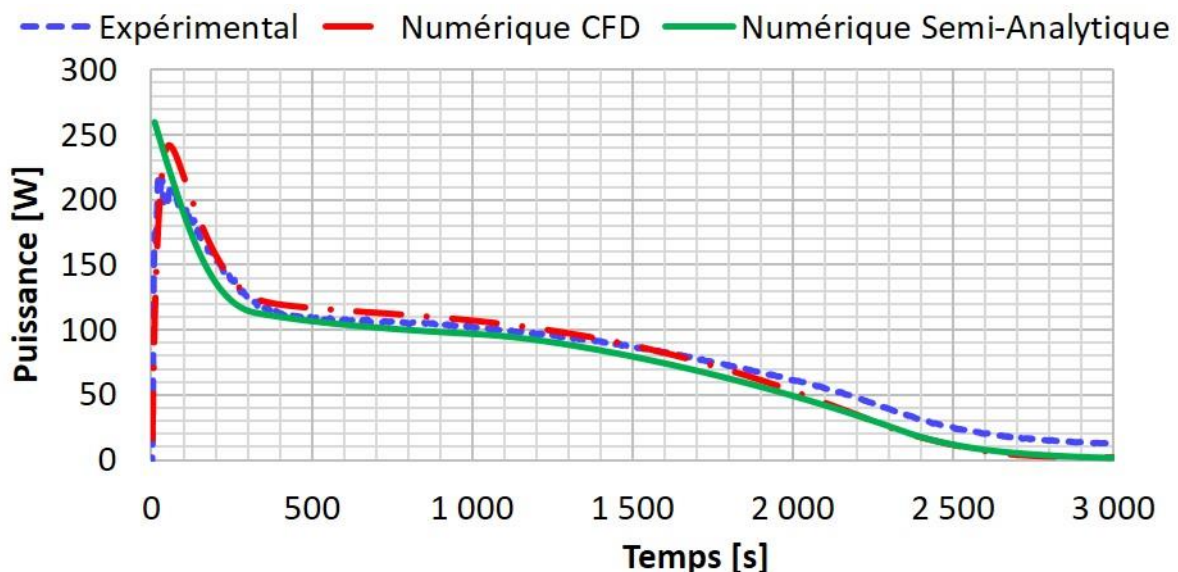


Figure 255 : Puissance échangée par le fluide caloporteur, tube à 7 fpi avec insert cylindrique.

La Figure 256 présente l'évolution de la fraction liquide. Il apparaît que le modèle semi-analytique surestime la part de MCP solidifié par rapport au modèle « Fluent® ». Cela s'explique par l'absence de refroidissement sensible dans le modèle semi-analytique pendant que la maille se solidifie. Le refroidissement ne se fait qu'une fois la maille entièrement solidifiée. Par ailleurs, le modèle semi-analytique et l'approche expérimentale donnent les mêmes résultats, mais c'est ici encore la simulation avec Fluent® qui se rapproche le plus de la réalité, car c'est le seul modèle à simuler vraiment le comportement du MCP dans la zone sous les ailettes : dans l'approche expérimentale cette zone est considérée solide quand le MCP autour du thermocouple de référence est solidifié et dans le modèle semi-analytique cette zone a une conductivité thermique aussi élevée que le reste du domaine.

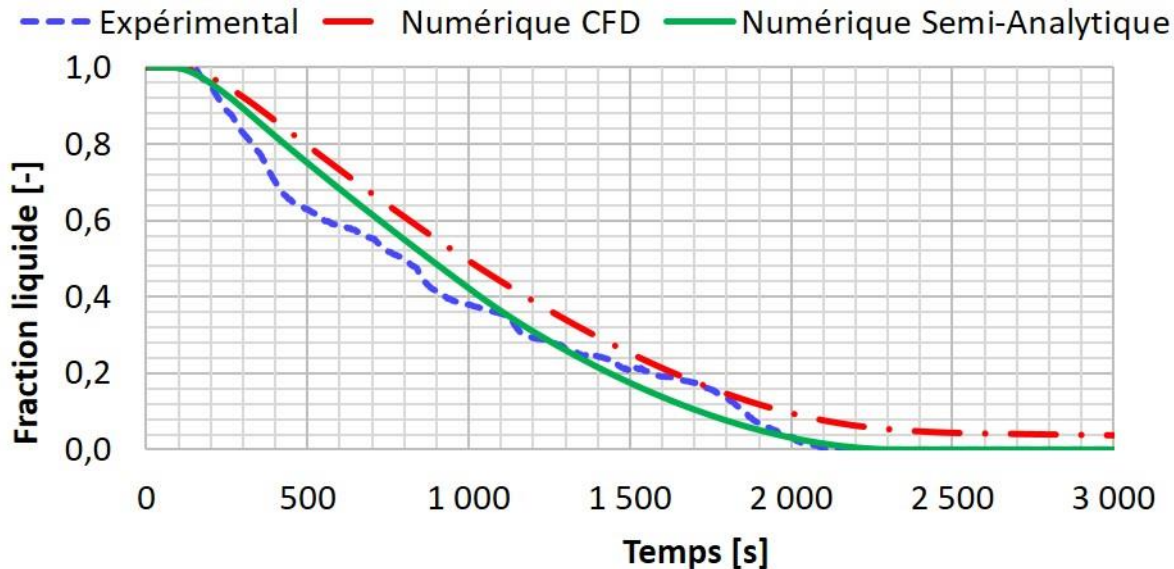


Figure 256 : Fraction liquide, tube à 7 fpi avec insert cylindrique.

Les résultats du modèle semi-analytique sont cohérents avec les résultats expérimentaux et ceux obtenus avec le modèle de CFD.

Concernant la validation avec l'échangeur à mousse stochastique en cuivre et l'échangeur à mousse régulière en aluminium, elle n'est présentée que sur l'évolution de l'énergie dans la section d'essais (bilan sur le métal et le MCP). Du fait de l'absence d'insert, la mesure de la température dans le fluide caloporteur est imprécise et les puissances calculées avec les résultats expérimentaux sont peu fiables. Les conductivités thermiques et les coefficients d'échange convectif utilisés dans le modèle semi-analytique sont ceux estimés dans le Chapitre 4 :

- 13,4 W/m/K et 1 500 W/m²/K pour la mousse de cuivre ;
- 39,4 W/m/K et 1 500 W/m²/K pour la mousse d'aluminium.

La Figure 257 et la Figure 258 présentent les comparaisons entre le modèle semi-analytique et l'approche expérimentale pour la variation d'énergie dans le MCP et le métal (tube et mousse).

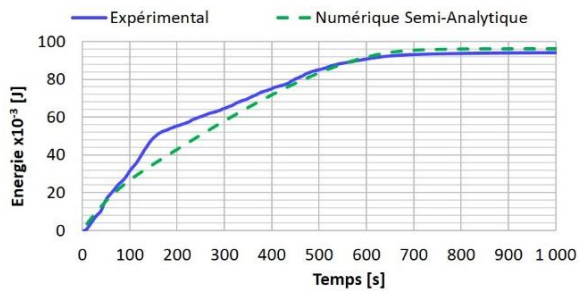


Figure 257 : Energie déstockée (métal + MCP), tube à mousse de cuivre stochastique.

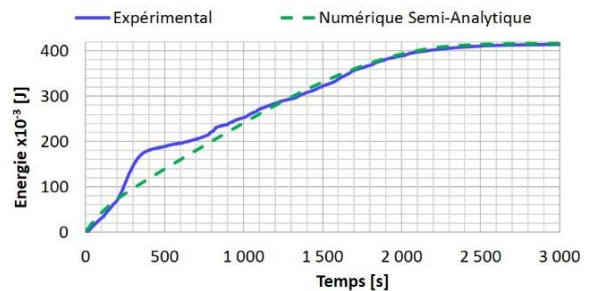


Figure 258 : Energie déstockée (métal + MCP), tube à mousse d'aluminium régulière.

Il apparaît que le modèle semi-analytique permet bien l'approximation d'un ordre de grandeur des performances qui peuvent être attendues de ces systèmes. Le modèle semi-analytique est donc validé pour cette approche globale des performances.

2.2.3 Résultats

Le modèle semi-analytique simule la progression d'un front de changement de phase depuis la paroi du tube. Il n'est donc pas possible de faire des charges et des décharges consécutives. Son utilisation est donc limitée à la simulation d'une décharge ici.

Ce modèle est maintenant utilisé pour l'étude du système présenté dans la première sous-partie (§2.2.1, p.244). Les résultats sont ensuite comparés à ceux obtenus avec le modèle de CFD présenté précédemment. Le modèle semi-analytique ne permet de simuler que des décharges, aussi c'est sur une décharge de 4 h que les modèles vont être comparés. Le réservoir de stockage est initialement maintenu à 110 °C. Le fluide caloporteur est injecté à 0,000 8 kg/s et à 40 °C. Le nombre de Stefan basé sur la moyenne logarithmique de la température en faisant l'hypothèse d'un régime de conduction stationnaire à tout instant est $Ste = 0,23$, ce qui est acceptable. Les résultats sont présentés pour un seul tube.

La Figure 259 représente l'évolution d'énergie dans l'échangeur considéré pour les deux modèles. La dynamique est surestimée avec le modèle semi-analytique. L'erreur commise par le modèle semi-analytique sur la durée de la décharge est de 6 %.

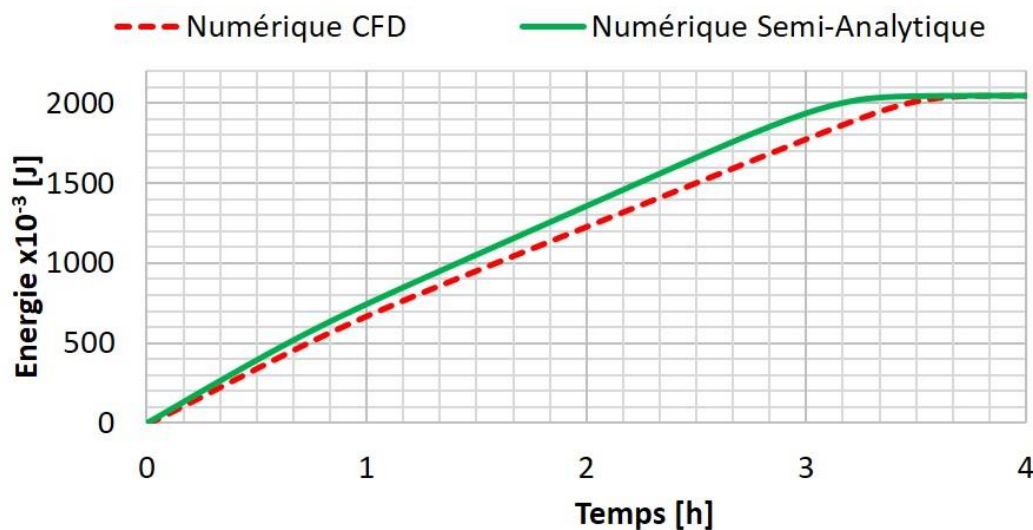


Figure 259 : [Num.] Energie stockée dans le MCP, comparaison des modèles numériques.

3 Conclusion

En conclusion de ce chapitre, les performances thermiques d'un système de stockage d'énergie par changement de phase, de type « tubes et calandre » ont été prédites à l'aide du modèle numérique de CFD développé au cours du Chapitre 5. Les phénomènes physiques observés expérimentalement (Chapitre 3), comme le pic de puissance initial ou la palier de puissance, sont reproduits fidèlement dans la simulation de CFD. Le modèle permet donc de valider un pré-dimensionnement.

Par ailleurs, un modèle semi-analytique a été présenté et validé expérimentalement sur les échangeurs présentés dans le Chapitre 3 et le Chapitre 4. Ce modèle, simple, permet d'approcher les performances thermiques d'un système global en quelques secondes de temps de calcul, contre près d'une journée pour la simulation avec Fluent®. La comparaison des deux modèles numériques montre qu'il y a une différence sur les temps de décharge de l'ordre de 6 %. Le modèle réalisé avec Fluent® est supposé être plus précis car il y a beaucoup moins d'approximations qu'avec le modèle semi-analytique.

Les limites du modèle semi-analytique sont toutefois multiples. Premièrement, il n'est pas possible de réaliser des charges et des décharges successives en l'état. Deuxièmement, le coefficient d'échange convectif est renseigné par l'utilisateur, ce qui est générateur d'erreur car les corrélations usuelles ne sont pas toujours valables dans le cadre de ces systèmes avec un changement de phase, comme cela a été mis en avant par Trp [182].

Ce modèle semi-analytique vient en complément des modèles développés avec Fluent®. Trois niveaux de précisions, associés à trois durées de calcul, sont à disposition : le modèle semi-analytique est rapide mais moins précis que les autres, le modèle de conduction pure avec Fluent® est moyennement long (trop long pour du calcul de productible en temps réel) et précis, tandis que le modèle avec l'approximation de Boussinesq est plus précis mais beaucoup plus long. Qui plus est, le modèle semi-analytique ne nécessite pas de conception de géométrie (CAO) ni de maillage.

Chapitre 7 : Conclusion & Perspectives

1 Conclusion

Le travail présenté vise la compréhension de la phénoménologie des transferts d'énergie thermique dans les systèmes de stockage par changement de phase, de type « tubes et calandre », pour une application sur les réseaux de chaleur urbains. Les résultats, expérimentaux et numériques, concernent d'une part les transferts thermiques dans le matériau à changement de phase et d'autre part les régimes de convection dans le fluide caloporteur.

Dans le **Chapitre 1**, un état de l'art est proposé. Le fonctionnement d'un réseau de chaleur, ainsi que les différentes technologies de stockage existantes sont présentées. Il ressort de ce chapitre que les réseaux de chaleur présentent de nombreux avantages et qu'ils sont amenés à se développer (Grenelle Environnement et Loi de Transition Energétique). Par ailleurs, l'intégration de systèmes de stockage d'énergie thermique sur ces réseaux apporte de nombreux avantages : arbitrage énergétique, lissage de la courbe de production, intégration d'énergies renouvelables,.... Parmi les différentes technologies de stockage d'énergie existantes, celle par changement de phase fait ses preuves. Ces systèmes à forte densité énergétique sont adaptés pour une installation dans ou à proximité des sous-stations, où l'espace est limité mais qui permet d'être au plus proche du consommateur et donc d'apporter de la flexibilité au réseau. Le développement de ces systèmes est cependant contraint par la faible conductivité thermique des MCP listés comme candidats potentiels. En effet, les réseaux de chaleur sont caractérisés par un fonctionnement fluctuant, avec des pointes (matin, soir) et des creux de consommation (nuit). Le rôle du système de stockage est de contribuer à fournir l'énergie et la puissance nécessaires pendant ces pointes de consommation. C'est pourquoi il faut que le système soit réactif et puisse restituer l'énergie stockée sur un intervalle de 2 ou 3 h. Pour assurer cette dynamique tout en conservant une densité énergétique élevée, les systèmes à tubes et calandre apparaissent comme prometteurs, à condition que la conductivité thermique effective dans le MCP soit améliorée d'une manière ou d'une autre.

Le **Chapitre 2** est consacré au cas particulier des systèmes à tubes et calandre, adaptés à une utilisation en échangeur-stockeur. Cette bibliographie permet d'évaluer l'état d'avancement de la recherche dans le domaine. En particulier, il apparaît que les performances thermiques d'un système de stockage dépendent principalement de la fraction volumique de l'échangeur dans le MCP (porosité effective), de la surface d'échange spécifique, de la distance caractéristique de conduction et de la conductivité thermique du matériau de l'échangeur. Les deux géométries d'échangeurs retenues sont soit à ailettes soit à mousse métallique. Les mousses métalliques sont caractérisées par leur porosité et leur densité de pores. Plus la porosité est faible, plus la conductivité thermique effective est élevée. Plus la densité de pores est importante, plus les transferts convectifs sont bloqués. Les ailettes, quant à elles, doivent être nombreuses, afin d'augmenter la surface d'échange et de réduire la distance caractéristique de conduction. Les ailettes, comme la mousse, doivent être réparties de manière homogène dans le volume de MCP pour assurer un bon fonctionnement du système.

Par ailleurs, il s'avère qu'il est plus efficace d'équilibrer la résistance thermique dans le MCP avec la résistance thermique de convection dans le fluide caloporteur. Pour ce faire,

l'utilisation d'un réducteur de section (insert) dans le canal d'écoulement du fluide caloporteur est proposée.

Le bilan de cette bibliographie est que les tubes ailettés testés jusqu'ici ont généralement peu d'ailettes (<2,5 fpi (*fins per inch*)) et que la tendance s'est inversée récemment pour aller vers des gammes de densités d'ailettes plus importantes (jusqu'à 50 fpi). De plus, il manque des éléments de comparaison entre les mousses métalliques et les ailettes. Enfin, les études ne concernent jamais directement les transferts convectifs dans le tube du fluide caloporteur. Ces trois points font l'objet du plan expérimental : l'étude de la densité d'ailettes dans la gamme intermédiaire, autour de 10 fpi, la comparaison entre une mousse métallique et des ailettes et l'étude du régime et du coefficient de convection dans le tube.

Dans le **Chapitre 3**, deux tubes en acier à ailettes radiales en aluminium sont étudiés. Le premier a une densité d'ailettes plus élevée que le second : 10 et 7 fpi. Ces tubes sont standards, ils sont produits en grandes quantités et à faible coût. Ils sont caractéristiques de ce qui pourrait être utilisé si un système de stockage thermique par changement de phase était intégré à un réseau de chaleur.

Dans des conditions opératoires représentatives d'un réseau de chaleur, le régime d'écoulement du fluide caloporteur dans ces tubes est caractérisé par son instabilité et son imprédictibilité. Les forces de flottabilité sont en compétition avec les forces inertielles et un régime de convection mixte se met en place. Outre l'instabilité et l'imprédictibilité, le potentiel de la convection mixte favorable pour améliorer les performances thermiques d'un écoulement a également pu être observé. L'ajout d'un réducteur de section (insert) à l'intérieur des tubes permet de retrouver un écoulement plus stable et dont les performances sont prédictibles. Qui plus est, l'utilisation d'inserts permet d'accélérer le fluide caloporteur et d'améliorer les performances thermiques du système par rapport à un écoulement de référence en convection forcée laminaire. Deux géométries d'inserts ont été testées : une cylindrique et une autre hélicoïdale. L'insert hélicoïdal, grâce à sa structure, permet d'obtenir de meilleures performances.

Lorsque les inserts sont utilisés, il est observé que les temps caractéristiques de charge et de décharge sont 10 % plus faibles avec les tubes à 10 fpi qu'avec ceux à 7 fpi. Une augmentation de 35 % de la densité d'ailettes augmente les performances thermiques du système de seulement 10 %. Ce résultat est toutefois biaisé du fait que le facteur limitant soit la résistance thermique de convection dans le tube.

Un paramètre important pour le passage à l'échelle supérieure et le dimensionnement de systèmes de taille industrielle est la conductivité thermique du milieu constitué du MCP et des ailettes, indispensable au même titre que le coefficient d'échange convectif pour calculer la réponse en puissance du système. Une approche analytique, basée sur la résolution du problème de Stefan, a permis d'estimer la conductivité thermique effective dans les ailettes des deux tubes considérés. Les valeurs de 7,4 et 10,9 W/m/K ont été retenues pour des tubes à 7 et à 10 fpi respectivement. L'augmentation de la conductivité thermique effective est donc de 38 % pour une densification des ailettes de 35 %.

Du point de vue du système, la question de la densification des ailettes dépend donc essentiellement de la résistance de convection dans le canal d'écoulement du fluide caloporteur, si celle-ci est limitante, l'augmentation de la conductivité thermique effective n'aura qu'un impact réduit sur les performances du système.

Ces ordres de grandeurs ont été estimés à partir d'essais en décharge (solidification) mais sont supposés valables en charge (fusion) également puisqu'il a été démontré que la convection naturelle a une influence négligeable sur les transferts thermiques à l'échelle du système. Il en résulte que les performances en charges et en décharges sont similaires.

Concernant la phénoménologie du changement de phase, il a été observé, au cours des essais de charge et de décharge avec une injection du fluide caloporteur par le haut que le front de fusion/solidification avait une progression régulière, de haut en bas. *A contrario*, au cours des essais pour lesquels l'injection du fluide caloporteur est réalisée par le bas, la variation de volume spécifique subie par le matériau à changement de phase entraîne l'apparition d'un second front de fusion/solidification descendant, qui vient rejoindre celui ascendant. Ce second front de changement de phase contribue à homogénéiser la température dans la partie haute de l'échangeur. Les performances thermiques de l'échangeur peuvent être dégradées en comparaison d'un essai avec une injection par le haut, au cours duquel la température évolue régulièrement de haut en bas.

Le **Chapitre 4** concerne des géométries plus innovantes mais moins matures technologiquement. Il s'agit d'un tube entouré d'une mousse stochastique en cuivre et d'un tube moulé avec une structure de type « mousse régulière » en aluminium. L'échangeur à mousse de cuivre est comparé à un tube ailetté et à un tube simple. A l'issue de cette comparaison, il apparaît que la mousse de cuivre permet d'atteindre un niveau de performances thermiques supérieur à ce que permettent les ailettes et ce, tout en diminuant la quantité de matière de l'échangeur. La résistance thermique de contact entre le tube et la mousse ne semble donc pas trop gênante, même si sa réduction ne peut qu'être favorable aux performances de l'échangeur. L'intérêt de l'échangeur à mousse de cuivre réside dans sa surface d'échange spécifique élevée, tandis que l'intérêt de l'échangeur à mousse régulière d'aluminium, qui a été testé ensuite, réside dans sa faible porosité. En effet, malgré une faible surface d'échange spécifique, les performances de la mousse régulière en aluminium sont parmi les meilleures observées. Cela s'explique à la fois par la faible porosité et l'épaisseur des fibres, mais aussi par le fait que l'échangeur est moulé en une seule pièce : tube et mousse. Il n'y a, de ce fait, aucune résistance thermique de contact. Les conductivités thermiques effectives de ces deux mousses, stochastique en cuivre et régulière en aluminium, sont estimées à 13,4 et 39,4 W/m/K respectivement, à partir de corrélations issues de la littérature. Ces structures présentent donc des conductivités thermiques effectives bien supérieures à ce qui est offert par les tubes ailettés. Dans le cas où la résistance de convection dans le fluide caloporteur est faible, ces structures offrent un potentiel d'amélioration des temps de charge et de décharge considérable.

Le **Chapitre 5** concerne la modélisation du changement de phase. L'étude, réalisée avec Fluent®, se focalise sur les géométries de tubes ailettés et plus spécifiquement sur la nature des transferts thermiques entre deux ailettes. Le modèle d'enthalpie-porosité est utilisé et la convection naturelle est modélisée via l'approximation de Boussinesq.

Le modèle en conduction pure dans le MCP est suffisant pour simuler les performances thermiques globales du système considéré, en termes de puissance échangée et d'énergie stockée/déstockée, en charge et en décharge, par le haut et par le bas.

En décharge par le haut le champ de température calculé avec le modèle corrèle très bien avec les résultats expérimentaux. En charge par le haut le champ de température calculé à la fin de la fusion est légèrement différent des résultats expérimentaux. Il est nécessaire de modéliser la convection naturelle pour que les courbes de températures numériques et expérimentales se superposent à la fin de la fusion. Les simulations des essais par le bas, en charge et en décharge, présentent des différences notables avec les mesures expérimentales. La modélisation du changement de volume induit par le changement de phase est nécessaire pour reproduire fidèlement le comportement du système.

Afin de simuler le retrait volumique qui accompagne la solidification, le modèle de changement de phase a été couplé avec le modèle de diphasique VOF avec Fluent®. La

solidification d'un MCP dans une géométrie simple a été simulée afin de valider la cohérence physique du modèle. Le retrait volumique, ainsi que l'immobilisation du MCP solide et le dénoyage de la partie haute d'un échangeur ont été reproduits numériquement avec succès. Toutefois, le couplage du modèle VOF avec celui d'enthalpie-porosité présente de nombreuses difficultés qui n'ont pas pu être toutes surmontées. En particulier, la vitesse dans le MCP solide n'est pas nulle et le ciel gazeux ne peut pas être immobile (il faut qu'il soit animé par un mouvement d'air). De plus, il ne faut pas non plus que l'écoulement soit trop rapide, sans quoi la condition de CFL dans le ciel gazeux devient limitante d'une part et le modèle peut diverger d'autre part, si cet écoulement devient trop recirculant et instable.

Les temps de simulation varient de l'heure pour le modèle en conduction pure, à la journée pour le modèle avec l'approximation de Boussinesq, jusqu'à plusieurs mois lorsque le module de diphasique est utilisé. Le modèle en conduction pure est à utiliser pour estimer les performances globales d'un système. Ce modèle a une finalité essentiellement industrielle. L'ajout de la modélisation de la convection naturelle ou du changement de masse volumique répond à un besoin de compréhension fine de la phénoménologie du changement de phase.

Finalement, dans le **Chapitre 6**, les conclusions des chapitres précédents sont utilisées pour estimer les performances d'un système de taille réelle. Deux approches différentes sont utilisées pour estimer les performances du système dimensionné. La première consiste à utiliser le modèle de mécanique des fluides numériques (CFD) mis au point au chapitre 5, tandis que la seconde repose sur un modèle semi-analytique (Chapitre 2) et les résultats expérimentaux (Chapitres 3 et 4). Les modèles numériques corrént avec les résultats expérimentaux. La prédictibilité des performances thermiques est attestée.

2 Perspectives

Le travail qui a été présenté se veut le plus complet possible, mais est loin d'être exhaustif. De nombreux axes de recherche sont encore à investiguer.

Sur le plan expérimental, il est nécessaire de continuer à se pencher sur la question du régime d'écoulement du fluide caloporteur. L'amélioration des performances d'un système de stockage par changement de phase passe autant par l'optimisation de l'échangeur du côté du matériau à changement de phase que par la diminution de la résistance thermique de convection entre le tube et le fluide caloporteur. Or, la quasi-totalité des travaux réalisés dans le domaine se penche sur les échanges thermiques dans le matériau à changement de phase, tandis que l'écoulement du fluide caloporteur est peu traité. *In fine*, la résistance thermique de convection dans le canal d'écoulement du fluide caloporteur semble être limitante dans une majorité des cas étudiés. Il faut donc améliorer les inserts ou redéfinir la structure interne des tubes.

En ce qui concerne les mousses métalliques, de nombreuses études restent envisageables. En particulier, faire varier la porosité, la densité de pores ou le matériau constituant, toujours à l'échelle d'un prototype, permettrait d'étoffer la comparaison entre les mousses métalliques et d'autres géométries d'échangeur. Quantifier la résistance thermique de contact dans une géométrie cylindrique de type « tube et calandre » est également une des perspectives qu'il serait intéressant d'envisager. Ces points sont tout aussi valables pour les tubes ailetés, où l'influence de la hauteur d'ailettes, de la densité d'ailettes, du matériau d'ailettes, sont à étudier. Ces travaux de caractérisation sont à élargir à d'autres types d'échangeurs, comme les échangeurs à plaques par exemple. L'objectif est d'attribuer à chaque géométrie d'échangeur une application privilégiée, selon qu'il est nécessaire de

stocker beaucoup d'énergie, ou d'avoir une puissance importante... A l'inverse, il faut, pour chaque application, pouvoir définir la géométrie d'échangeur la plus appropriée.

Enfin, le lien entre le retrait volumique et le dénoyage de la partie supérieure d'un échangeur vertical est à investiguer à une plus grande échelle. Les charges par le bas sont celles qui vont être réalisées expérimentalement, il est donc nécessaire de comprendre et de quantifier l'impact de ce dénoyage sur les performances attendues du système.

Sur le plan numérique, il y a trois axes d'amélioration du modèle. Le premier consiste à valider analytiquement ou expérimentalement le couplage du changement de phase avec la variation de volume spécifique associée. L'idée est d'utiliser ensuite des simulations numériques pour améliorer la compréhension actuelle des phénomènes d'expansion et de contraction volumique. En particulier, leur influence sur les transferts thermiques et leur rétroaction sur la forme du front de changement de phase sont deux sujets à creuser.

Dans l'optique de raffiner encore le modèle numérique et d'acquérir une compréhension encore plus fine du changement de phase dans un échangeur, le deuxième axe est de modéliser la tension de surface et l'adhésion aux parois. Ce sont des paramètres intrinsèques au module multiphasique VOF de Fluent® et en tant que tels il est aisé de les renseigner. Ces paramètres influencent la forme des interfaces liquide/gaz et liquide/parois essentiellement ; mais ils influencent aussi la forme de la *mushy zone* et donc la forme du front de solidification.

Le troisième axe concerne la problématique de la vitesse résiduelle dans le MCP solide. Ce point est à investiguer afin de savoir s'il s'agit d'une limite intrinsèque du modèle d'enthalpie-porosité ou simplement d'un problème à dépasser.

Par ailleurs, le modèle existant peut être utilisé tel quel afin de réaliser différentes études paramétriques. En particulier, il est intéressant de faire varier le diamètre de l'insert ou le nombre d'ailettes, et estimer l'influence de ces paramètres sur les performances du système. Il est encore possible de modifier le pas d'ailettes et de quantifier l'influence de la convection naturelle dans les transferts thermiques en fonction de la densité d'ailettes. Ces études auraient pour objectif d'estimer dans quelle gamme il est utile d'améliorer les performances thermiques du côté du MCP et dans quelle mesure il convient de se pencher sur le régime d'écoulement dans le fluide caloporteur.

Le plan des matériaux à changement de phase est certainement l'axe de recherche à privilégier. Dans les deux premiers chapitres, l'accent a été mis sur le fait que les deux problématiques de travail principales concernant le stockage d'énergie thermique par changement de phase sont l'échangeur de chaleur et le matériau à changement de phase. Le travail effectué se penchant essentiellement sur l'échangeur de chaleur, il convient maintenant de travailler sur la sélection d'un matériau à changement de phase qui soit apte à être utilisé sur un réseau de chaleur, et sur sa caractérisation. L'une comme l'autre présentent de nombreux problèmes. Dans la gamme de température d'intérêt, pour les réseaux de chaleur, le choix du matériau à changement de phase est rendu complexe, d'une part par le manque de candidats potentiels, et d'autre part parce que, parmi les meilleurs candidats potentiels, comme le xylitol ou l'hydroxyde de baryum octahydraté, nombreux sont ceux qui présentent soit de la surfusion, soit une fusion non-congruente. Par conséquent, une des thématiques de recherche à mettre en avant est l'étude du déclenchement de la solidification. Par ailleurs, la caractérisation des matériaux à changement de phase reste un sujet de discussion ouvert. Plus que de nouvelles méthodes de mesures, il convient de s'entendre sur les normes de caractérisation, pour que toutes les études soient réalisées dans les mêmes conditions et selon un même mode opératoire, afin qu'elles soient *de facto* comparables les unes avec les autres.

Sur le plan analytico-expérimental, une des méthodes de résolution du modèle de Stefan a été utilisée pour relier le coefficient de convection dans le tube et la conductivité thermique effective du côté du MCP. Une des améliorations possibles de cette démarche serait de la mettre en œuvre avec un écoulement du fluide caloporteur tel que la température de paroi du tube de l'échangeur serait imposée, homogène et constante. Ce faisant, il serait possible d'estimer la conductivité thermique effective sans avoir à se poser la question du coefficient de convection dans le fluide caloporteur.

Enfin, **sur le plan du passage à l'échelle industrielle**, il faut tout d'abord investiguer l'influence que peut avoir un système multitube en comparaison d'un système monotube, afin de quantifier l'incertitude liée à la réalisation d'une étude sur un seul tube qui est considéré comme représentatif d'un système multitube. La hauteur des tubes est également une question qu'il faut creuser. Les premiers résultats d'extrapolation du modèle numérique, dans le Chapitre 6, montrent que la hauteur du tube va impacter la fraction de MCP qui va rester liquide à la fin d'une décharge. La question qui se pose alors est de savoir s'il faut privilégier les systèmes grands, larges, voire même ceux en série ou en parallèles. Pour terminer, le passage à l'échelle industrielle nécessitera de pouvoir connaître le taux de charge d'un système de stockage et sa réactivité, à tout instant. Il faut donc développer un système d'évaluation du taux de charge et un modèle numérique qui puisse permettre de réaliser des estimations de productible avec fiabilité.

Annexes

1 Annexe 1 : Comparaison de la RT35HC et de l'eicosane

« RT35HC » est le nom d'un produit vendu par la société Rubitherm. Un extrait de la fiche de sécurité dudit produit est présenté sur la Figure 260. Il apparaît, d'une part que ce produit est une substance pure (rectangle bleu) ; et d'autre part, qu'il s'agit d'une paraffine (rectangle rouge), i.e. d'un alcane. Le numéro « CAS » correspond aux alcanes ayant un nombre de carbone compris entre 5 et 20. Plus la chaîne carbonée est longue et plus la température de fusion est haute. Il apparaît que l'eicosane, qui a une chaîne carbonée de 20 atomes, a son point de fusion autour de 36 °C, une enthalpie de changement de phase de l'ordre de 240 000 J/g, ainsi qu'une capacité thermique et une masse volumique identique à celle de la RT35HC. Aux premiers abords, l'eicosane et la RT35HC sont très semblables.

Afin de conforter cette idée, Esther Kieseritzky de chez Rubitherm a été contactée le 06/06/2016. Sa réponse a été que « personne de chez Rubitherm ne dira explicitement qu'il s'agit d'eicosane » et que « elle ne dirait pas qu'il ne s'agit pas d'eicosane ».

Toujours dans l'optique de s'assurer que la RT35HC est un nom commercial pour de l'eicosane, le comportement de la RT35HC en calorimétrie a été comparé à celui de l'eicosane tel qu'il a pu être étudié par d'autres. En particulier, les travaux de Vélez et al. [224] s'appliquent à déterminer les propriétés thermiques de trois alcanes, dont l'eicosane. Les résultats qu'ils obtiennent en DSC avec ce dernier sont présentés ci-dessous (Figure 261). La Figure 262, qui la suit, expose les courbes de DSC obtenus avec la RT35HC, mise à la même échelle que celles de Vélez et al. (Figure 261).

Finalement, le parti a été pris de considérer que la RT35HC est belle et bien de l'eicosane.

Section 3: Composition/Information on Ingredients

3.1 Substances

Composition/Information on Ingredients

Stoff	Paraffins (petroleum)
CAS.Nr.	64771-72-8
EG-Nr.	
Index-Nr.	
REACH reg.-Nr.	
EINEC-Nr.	
hazard	
1999/45EG	Xn, R65, R66
1272/2008/EG	Asp.1; H304

For the wording of the listed risk phrases refer to section 16

3.2 mixture

This product is not a mixture.

Figure 260 : Extrait de la fiche de sécurité de la RT35HC, fournie par Rubitherm.

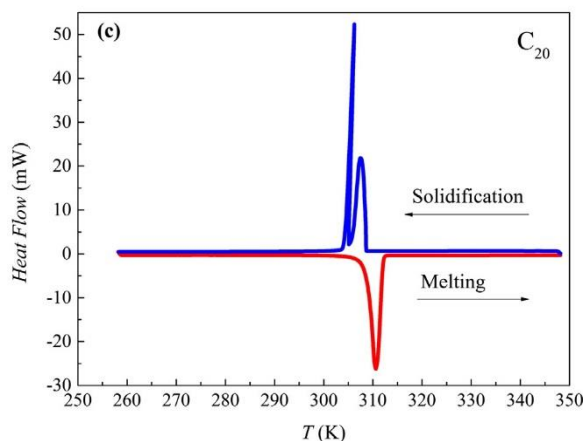


Figure 261 : Courbes de calorimétrie, obtenues sur une DSC1 de Mettler Toledo, à 2 °C/min, avec de l'eicosane.

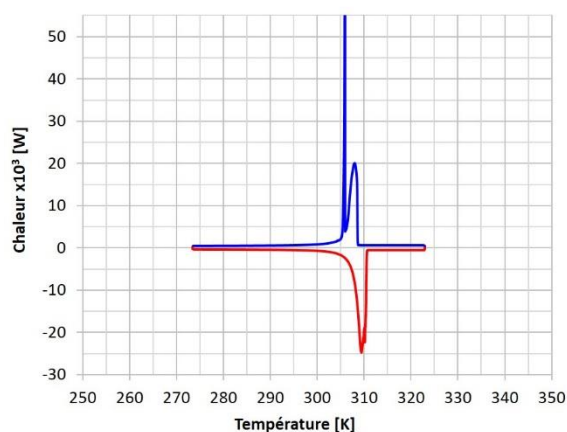


Figure 262 : Courbes de calorimétrie, obtenues sur une μ DSC7evo de Setaram, à 0,05 °C/min, avec de la RT35HC.

2 Annexe 2 : La méthode d'étalonnage des thermocouples

Avant-propos : Il faut distinguer l'erreur (ou l'inexactitude) de l'incertitude (imprécision) d'un nuage de points. La Figure 263 illustre cette différence ; la troisième cible (en partant de la gauche) est exacte car la moyenne des points est le centre de la cible. L'étalonnage des thermocouples permet de corriger l'incertitude, c'est-à-dire la précision. L'erreur/l'exactitude, est intrinsèque au thermocouple lui-même. Elle s'estime par des mesures de dispersion d'un nuage de point.

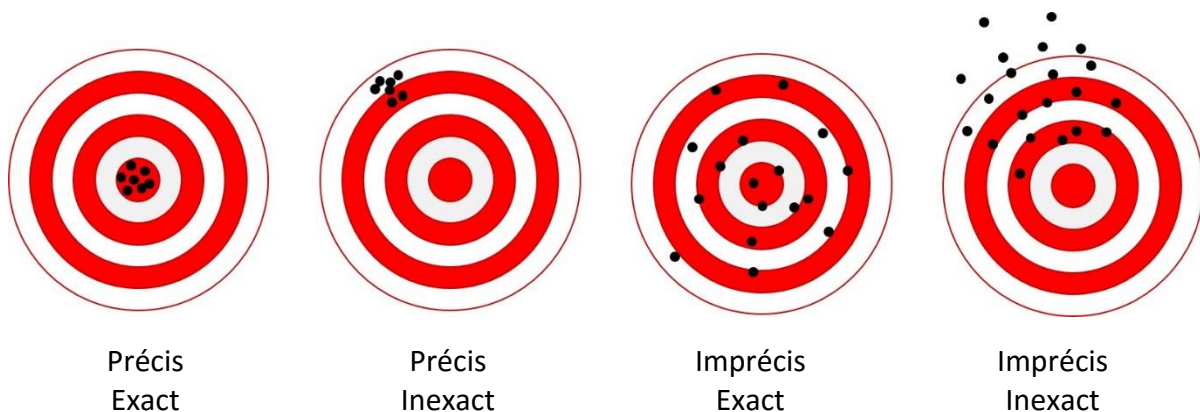


Figure 263 : Représentation schématique de la distinction entre erreur et incertitude.

L'étalonnage est réalisé dans un bain d'huile thermostaté. Les thermocouples sont placés par dix dans des gaines thermorétractables. Les cinq gaines de dix thermocouples sont à leur tour placées dans une gaine qui comprend la sonde étalon. Ce dispositif permet d'assurer une meilleure précision quant à la position des thermocouples dans le bain d'étalonnage, ainsi qu'une meilleure homogénéité des mesures de température.

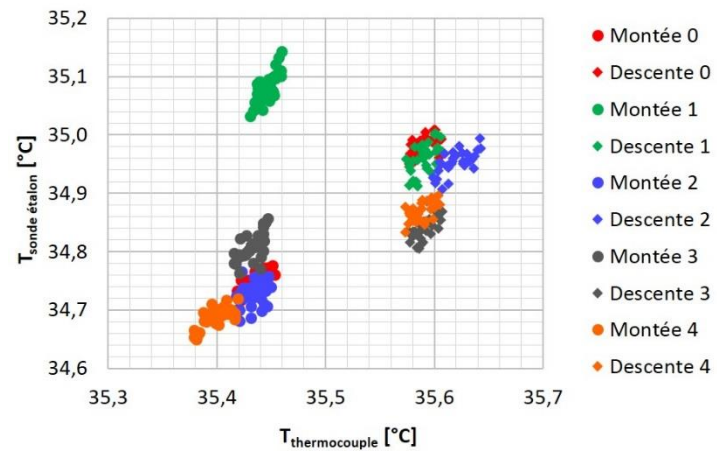
Le bain suit cinq cycles de montées et descentes par paliers de 5 °C, allant de 10 °C à 70 °C. Il y a 30 points d'acquisition par paliers et les acquisitions sont réalisées après une stabilisation de 20 min. Les cycles sont réalisés dans le but de vérifier la répétabilité de la mesure du thermocouple.

Pour chaque thermocouple, toutes les montées et toutes les descentes sont comparées deux à deux et le coefficient de détermination R2 est calculé. Il varie entre 0,999 944 et 0,999 979 selon les thermocouples. Les valeurs mesurées d'un cycle à l'autre se recoupent, ce qui indique que la mesure est précise.

Pour chaque thermocouple, une régression polynomiale du second degré est réalisée entre la température mesurée par la sonde d'étalonnage et la valeur mesurée par le thermocouple afin de corriger cette dernière.

Sur la Figure 264 les valeurs mesurées par la sonde d'étalonnage sont d'environ 35,5 °C tandis que les valeurs mesurées par le thermocouple TCSE01 sont aux alentours de 34,8 °C, l'erreur ainsi corrigée est de l'ordre de 0,7 °C. La dispersion observée à chaque palier est relativement faible puisque les nuages de points s'étendent sur des plages correspondant à moins de 0,1 °C, en ordonnée. Seule la montée n°1 (disques verts) se distingue des autres. Rien n'indique s'il s'agit d'une erreur du thermocouple ou d'un changement environnemental du bain d'étalonnage. Les points enregistrés pendant les montées sont plus froids que ceux enregistrés pendant les descentes, à cause de l'inertie du bain.

L'incertitude sur la mesure est estimée à 0,1 °C après étalonnage. L'erreur est inférieure à 0,2 °C si la montée n°1 est négligée ; 0,5 °C, sinon.



3 Annexe 3 : Vieillissement de la paraffine

De la RT35HC, issue du même lot que celle utilisée dans les sections d'essais, a été maintenu à l'état liquide, pendant 1 000 h, à 50 °C, au contact de diverses pièces de métal (Figure 265) et à l'air libre. Les quatre béchers utilisés dans le cadre de cette étude contenaient :

1. de la paraffine ;
2. de la paraffine et un morceau de tube en acier à ailettes en aluminium (Hamon d'Hondt) ;
3. de la paraffine et un échantillon d'aluminium (Alvéotec) ;
4. de la paraffine et des anneaux de mousse de cuivre (RecematBV).

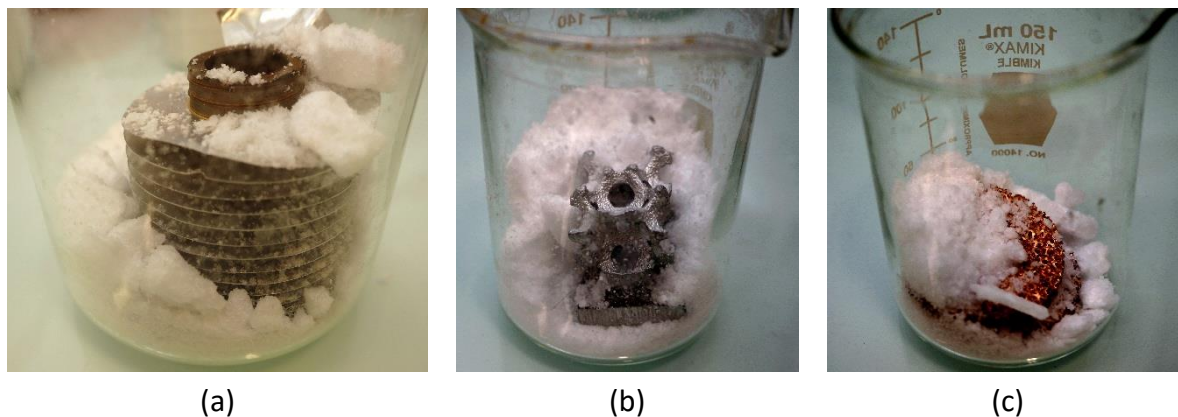


Figure 265 : Béchers de paraffine avant d'être mis au four. (a) Avec un échantillon d'une tube en acier avec des ailettes en aluminium. (b) Avec un échantillon de mousse d'aluminium Alvéotec. (c) Avec des anneaux de mousse de cuivre RecematBV.

A l'issue des 1 000 h de vieillissement, quatre échantillons en provenance de chacun des quatre béchers ont été cyclés dans un calorimètre⁹⁶. Chaque échantillon a subi deux cycles de fusion/solidification. Le premier cycle permet le passage d'un état de poudre à un bloc solide dans la cellule de la DSC. Le deuxième cycle est celui qui est retenu pour la comparaison. Chacune des quatre mesures de calorimétrie est comparée à un échantillon de paraffine de référence, non vieilli.

Les cinq échantillons testés sont donc :

1. une paraffine de référence non-vieilliée : « REF » ;
2. une paraffine vieilliée, le témoin : « Témoin » ;
3. une paraffine vieilliée au contact d'un échantillon de tube en acier avec des ailettes en aluminium d'Hamon d'Hondt : « HH » ;
4. une paraffine vieilliée au contact d'un échantillon de mousse d'aluminium Alvéotec : « Alv » ;
5. une paraffine vieilliée au contact d'anneaux de mousse de cuivre RecematBV : « MCu ».

Les résultats obtenus ne montrent pas de vieillissement de la paraffine pour trois des quatre échantillons testés, sur l'intervalle de temps étudié (Figure 266). La paraffine qui a été vieilliée au contact du tube en acier à ailettes en aluminium présente un décalage de sa courbe de capacité thermique équivalente en comparaison de la référence (Figure 266, courbe bleue). Le vieillissement se traduit par un décalage de la courbe sur la gauche. Un deuxième échantillon issu du même bécher a été également testé afin de confirmer ce résultat de

⁹⁶ C80 de Setaram

calorimétrie. Les deux mesures, sur les deux échantillons de paraffine vieillie au contact du tube en acier, sont identiques.

Etant donné que la paraffine qui a été vieillie au contact de l'échantillon de mousse d'aluminium ne présente pas de modification par rapport à la référence et au témoin, tout porte à croire que c'est l'acier du tube qui est responsable de l'altération de la paraffine.

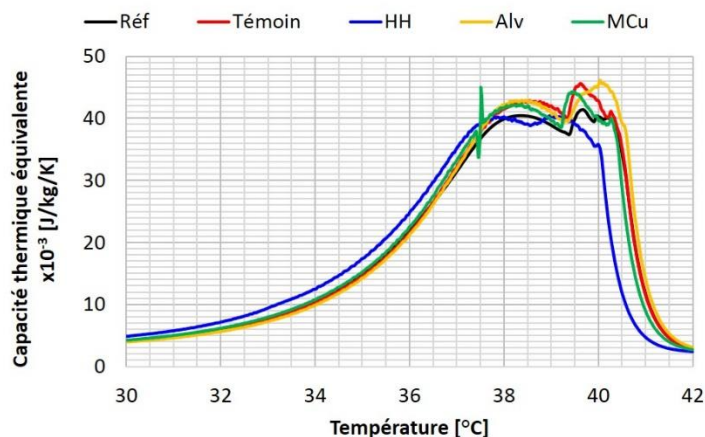


Figure 266 : Capacités thermiques équivalentes des échantillons testés, obtenus par DSC sur un calorimètre C80 de Sétaram®.

Ce décalage de la courbe n'a pas d'impact sur l'aire de celle-ci, comme l'indique la Figure 267 qui représente la variation d'enthalpie mesurée sur la plage de température de l'essai. En effet, les valeurs d'enthalpie spécifique mesurées sont similaires dans la totalité des cas. Seule la paraffine qui a vieillie au contact de la mousse d'aluminium Alvéotec présente une variation de plus de 2 % avec la référence. Ce décalage est toutefois trop faible pour être attribué à une quelconque altération d'origine thermique ou chimique.

Il apparaît que l'impact du vieillissement est faible. Par ailleurs, le maintien en température a duré 1 000 h, ce qui est supérieur à la durée maximale d'une campagne d'essais avec un même tube. Aussi le vieillissement de la paraffine n'est pas pris en compte dans le calcul des incertitudes.

Les variations d'enthalpie mesurées entre 20 et 50 °C sur les différents échantillons (Références, Témoins, HH, Alv, MCu) ont une valeur moyenne de 283 700 J/g. Cette valeur, obtenue avec le calorimètre « C80 » de Sétaram, est différente de celle utilisée au cours de ce travail de thèse et mesurée par μ DSC sur une « μ DSC7evo », de 302 300 J/g. L'écart relatif est de 6,4 %.

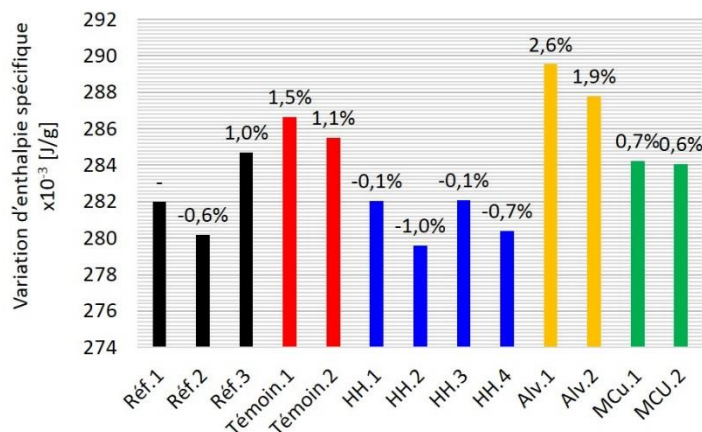


Figure 267 : Variations d'enthalpie mesurées sur le calorimètre C80, entre 20 et 50 °C. Les pourcentages affichés sont la variation relative de la mesure à la Référence n°1

4 Annexe 4 : Supplément à la campagne d'essais avec les tubes ailettés

4.1 Influence du débit sur le temps caractéristique

Cette partie présente les résultats d'études paramétriques réalisées en plus des campagnes d'essais présentées dans le Chapitre 3. Ces nouveaux résultats permettent de conforter les conclusions établies à l'issue de la partie précédente ainsi que de les étoffer. En particulier, l'influence du débit sur le temps caractéristique de changement de phase est analysée.

Les figures qui suivent montrent l'évolution du temps caractéristique de décharge en fonction du débit du fluide caloporteur au cours de l'essai. Les résultats présentés sur la Figure 268 (gauche) ont été obtenus avec le tube « 7 fpi » avec l'insert cylindrique. L'évolution est cohérente avec ce qui est attendu : l'augmentation du débit accélère le processus de solidification. L'évolution est proportionnelle à l'inverse d'une fonction exponentielle. Concrètement, lorsque le débit est augmenté, la vitesse augmente proportionnellement. Par suite, le coefficient d'échange convectif augmente également, mais moins vite (à la puissance un tiers, cf. éq.(37), p.101). Par ailleurs, au fur et à mesure que le coefficient d'échange augmente, la résistance thermique de conduction thermique effective dans le MCP devient le facteur limitant. Il en résulte que le temps caractéristique tend vers une valeur asymptotique qui est fonction de la conductivité thermique effective.

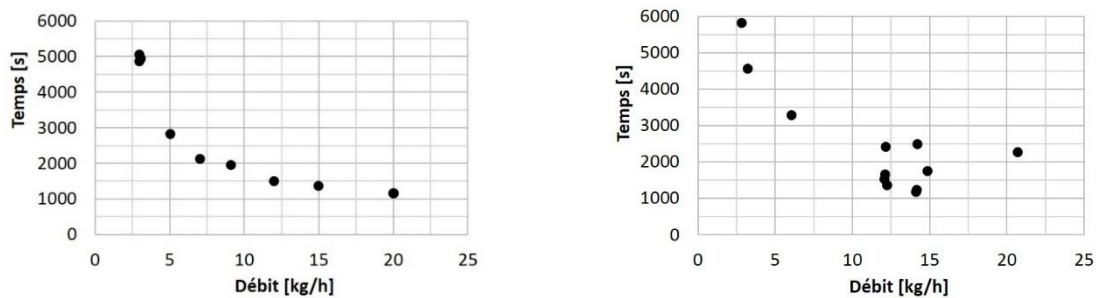


Figure 268 : Evolution du temps caractéristique en fonction du débit d'injection du fluide caloporteur. Pour le tube « 7 fpi » avec un insert cylindrique (à gauche) et pour le tube « 7 fpi », sans insert (à droite).

Sur la Figure 268 (droite), les résultats présentés ont été obtenus avec le même tube (7 fpi) mais sans insert. La zone d'instabilité est ici mise en évidence pour un débit de l'ordre de 10-15 kg/h. Les essais réalisés autour de ces conditions opératoires ne sont pas répétables.

Les deux courbes, ci-dessus, sont comparées à leurs homologues avec le tube « 10 fpi » sur la Figure 269. La différence entre les deux courbes pour les tubes « 7 fpi » et « 10 fpi », sans insert est considérable ; alors que les courbes pour les tubes avec insert se superposent presque. En ce qui concerne les cas avec insert, la courbe représentative des essais avec le tube « 10 fpi » reste en dessous de celle des essais réalisés avec le tube « 7 fpi ». Ce résultat est logique étant donné que la conductivité thermique effective dans les ailettes est supérieure autour du tube « 10 fpi » qu' autour du tube « 7 fpi ». La différence entre les tubes « 7 fpi » et « 10 fpi », sans insert, peut s'expliquer par deux phénomènes : ou bien les performances thermiques du côté du fluide caloporteur ne sont pas bonnes, ce qui augmente relativement l'influence du nombre d'ailettes sur les performances thermiques. Ce point est peu probable du fait que les performances thermiques sans insert sont aussi bonnes pour le tube « 10 fpi » qu'il y ait ou non un insert ; ou alors, comme le tube « 7 fpi » a un diamètre hydraulique plus grand que le tube « 10 fpi » (+6,7 %), les grandeurs adimensionnelles caractéristiques de l'écoulement sont différentes. Ce qui implique que le régime

d'écoulement n'est pas le même. Cela expliquerait, entre autre que les résultats entre 10 et 15 kg/h soient non-répétables pour le tube « 7 fpi » sans insert, alors qu'ils le sont pour le tube « 10 fpi » sans insert.

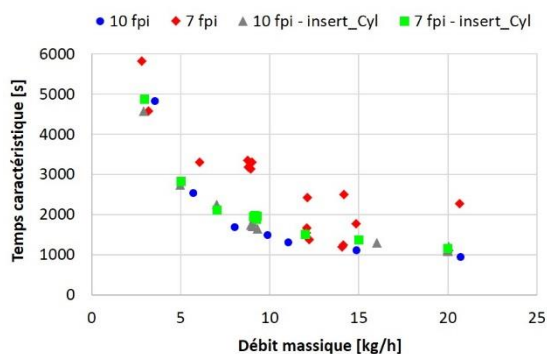


Figure 269 : Evolution du temps caractéristique en fonction du débit du fluide caloporteur pour 4 configurations géométriques différentes. Essais de décharge à 20 °C avec injection par le haut.

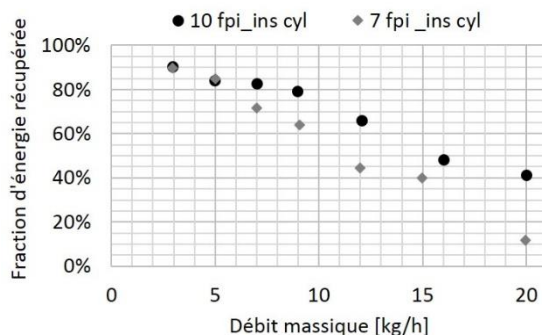


Figure 270 : Evolution de la fraction d'énergie récupérée en fonction du débit, sous contrainte de température de sortie du fluide caloporteur.

D'un point de vue plus générale, la forme de la courbe est cohérente avec l'analyse analytique du chapitre 2 (§5.1, p.91). En augmentant le débit, et donc le coefficient de transfert convectif dans le fluide caloporteur, pour une conductivité thermique effective donnée, le temps de solidification tend vers une valeur asymptotique.

N.B. : Les essais présentés sur les courbes ci-avant n'ont pas tous fait l'objet d'une étude de répétabilité. L'incertitude sur les valeurs peut être plus élevée que celle annoncée dans le Chapitre 3.

4.2 Influence du débit sur l'énergie récupérable, sous contrainte de température

Dans cette partie, les essais de solidification réalisés à différents débits avec les tubes à 7 et 10 fpi équipés d'insert cylindrique sont étudiés d'un point de vue qui pourrait être qualifié de semi-exergétique. L'idée est de fixer une température de sortie minimale pour le fluide caloporteur. Lorsque la température du fluide caloporteur en sortie passe en dessous de ce seuil, l'essai est artificiellement arrêté. L'énergie récupérée entre le début de l'essai et jusqu'à cet instant est alors estimée et est comparée à l'énergie totale récupérable. Les résultats sont présentés sur la Figure 270, pour une valeur limite de la température du fluide caloporteur en sortie de 30 °C.

Qu'il s'agisse du tube à 7 ou 10 fpi, la quantité d'énergie récupérée diminue avec l'augmentation du débit. Cette diminution est plus rapide dans le cas du tube « 7 fpi ». Cela s'explique par un moins bon coefficient d'échange global entre le fluide caloporteur et le MCP, du fait du nombre réduit d'ailettes.

Si une contrainte en température notable existe, alors toute augmentation du débit, bien qu'augmentant la puissance, réduira la quantité d'énergie récupérable.

Ces résultats ne sont pas extrapolables. En particulier, la longueur du tube est un paramètre primordial.

5 Annexe 5 : Pertes thermiques

Deux méthodes distinctes sont proposées afin d'estimer les pertes thermiques de la section d'essais avec le milieu extérieur. La première solution est de maintenir la température de la section d'essais à une température donnée, puis de la laisser se refroidir en échangeant avec l'air ambiant. En faisant l'approximation que le refroidissement naturel de la section d'essais suit l'évolution caractéristique d'un système du premier ordre, il est possible de déduire un coefficient d'échange global. La seconde consiste à mesurer la différence de température résiduelle entre l'entrée et la sortie du fluide caloporteur en régime stationnaire. Cette différence de température est d'autant plus importante que les pertes thermiques sont grandes. C'est pourquoi cette méthode est appliquée quand la section d'essais est maintenue à 50 °C, plutôt qu'à 20 °C ; c'est-à-dire quand l'écart de température avec l'ambiant est important.

5.1 Calcul avec le refroidissement naturel

Un essai de refroidissement de la section d'essais par convection naturelle a été réalisé entre 30 °C et la température ambiante (22 °C, au début de l'essai). La géométrie utilisée est le tube « 7 fpi », avec l'insert cylindrique. Les vannes, en amont et en aval, de la section d'essais ont été fermées afin de limiter la recirculation de l'eau liquide dans le tube. Cette recirculation est, qui plus est, limitée par la présence de l'insert.

Soit le système fermé, cylindrique, de hauteur 0,4 m et de diamètre 0,07 m, contenant la calandre, le MCP et les ailettes ; ainsi qu'un volume donné d'eau, d'insert et de tube. La capacité thermique du système est estimée à partir des masses et des capacités thermiques massiques des différents constituants (Tableau 42). La valeur retenue est $C_p = 2\,935$ J/K.

	c_p [J/kg/K]	ρ [kg/m ³]	m_{tot} [kg]	c_p [J/K]
Tube	460	7 850	0,70	3 295
Ailettes	900	2 700	0,20	
MCP	2 219	880	0,67	
Insert	1 340	1 300	0,12	
Calandre	1 190	1 450	0,59	
Bride inférieure			0,56	
Bride supérieure	500	8 000	0,16	
Fluide caloporteur	4 180	1 000	0,02	

Tableau 42 : Propriétés thermodynamiques des constituants du système [266;267].

La température dans le système, à un instant $t + \delta t$ est approchée par :

$$T(t + \delta t) = T(t) + \frac{h^* \times (T(t) - T_{amb})}{C_p} \delta t \quad (89)$$

Si $\delta t \rightarrow 0$, alors, cette équation s'écrit :

$$\frac{\partial T(t)}{\partial t} - \frac{h^*}{C_p} T(t) = -\frac{h^*}{C_p} T_{amb} \quad (90)$$

La solution à cette équation linéaire du premier ordre est :

$$T(t) = (T(t_{init}) - T_{amb}) \times \exp\left(-\frac{h^*}{C_p} t\right) + T_{amb} \quad (91)$$

La température initiale, t_{init} , est de 30 °C ; la température ambiante de 22 °C. La seule inconnue est donc le coefficient d'échange thermique global h^* .

La Figure 271 présente l'évolution de la température moyenne dans le système T_{XP} , la température ambiante pendant l'essai T_{amb} et la température calculée avec l'hypothèse du système du premier ordre $T_{1er\text{ordre}}$. Dans le cas représenté la valeur du coefficient de transfert est : $h^* = 0,43 \text{ W/K}$.

Plusieurs biais expérimentaux sont à prendre en compte. D'abord, la température ambiante n'est pas constante au cours de l'essai (Figure 271). Ensuite, le système n'est en pratique pas fermé. En effet, le système tel qu'il a été décrit est un cylindre de 0,4 m de haut. Or, 0,8 m sépare les deux vannes. L'eau qui est dans le système a tout loisir de se déplacer dans le reste du tube. *In fine*, le coefficient d'échange total retenu est tel que : $h^* \in [0,40, 0,45]$.

La surface du système considéré est de 0,100 m². Par conséquent, le coefficient d'échange surfacique est : $h \in [4,0, 4,5] \text{ W/m}^2/\text{K}$.

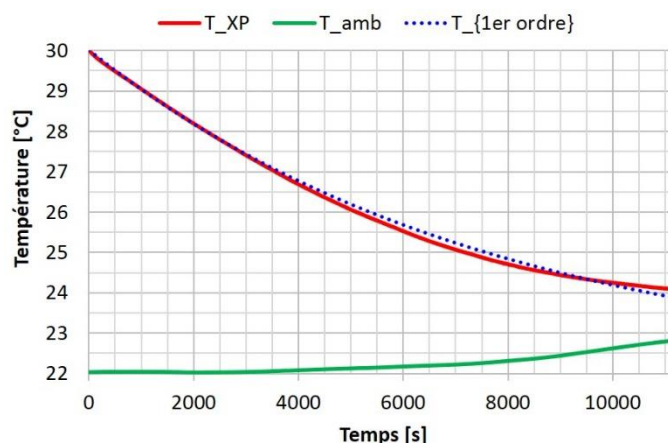


Figure 271 : Température moyenne mesurée dans le MCP (en rouge), température ambiante mesurée (en vert) et température calculée avec l'approximation du système du premier ordre (en bleu).

5.2 Calcul avec la température du fluide caloporteur

L'essai sélectionné est une charge par le bas, avec le tube « 10 fpi », équipé de l'insert cylindrique. Les raisons de ce choix sont multiples :

1. Un essai de charge est sélectionné afin d'avoir la plus grande différence de température possible avec l'ambiant.
2. Avec l'insert, l'écoulement du fluide caloporteur est mieux connu et la section de passage restreinte. La mesure de température s'en trouve facilitée.
3. Quand tout le MCP est liquide, une stratification thermique est observable dans celui-ci. Si l'eau chaude est injectée par le bas, elle favorise l'établissement de cette stratification, en comparaison d'un cas où elle serait injectée par le haut.

La Figure 272 présente une vue globale de la température dans le MCP sur la durée de l'essai. Le débit oscille très peu et se stabilise à 9,01 kg/h (+/-0,6 % sur les 500 dernières secondes) et la température extérieure est stable sur la durée de l'essai (+0,4 °C sur les 4 800 s ; et moins de +/-0,03 °C sur les 500 dernières secondes). Elle est de 24,7 °C à la fin de l'essai. En conséquence, la section d'essais est relativement bien stabilisée en température

sur la fin de l'essai. La Figure 273 est un zoom de la figure précédente, sur les dernières centaines de secondes de l'essai (rectangle noir sur la Figure 272).

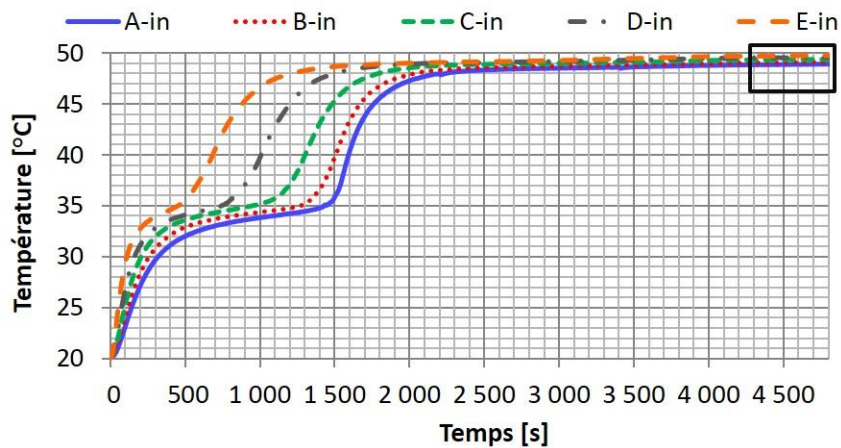


Figure 272 : Profils de température dans le MCP au cours d'une charge par le bas (tube « 10 fpi », insert cylindrique).

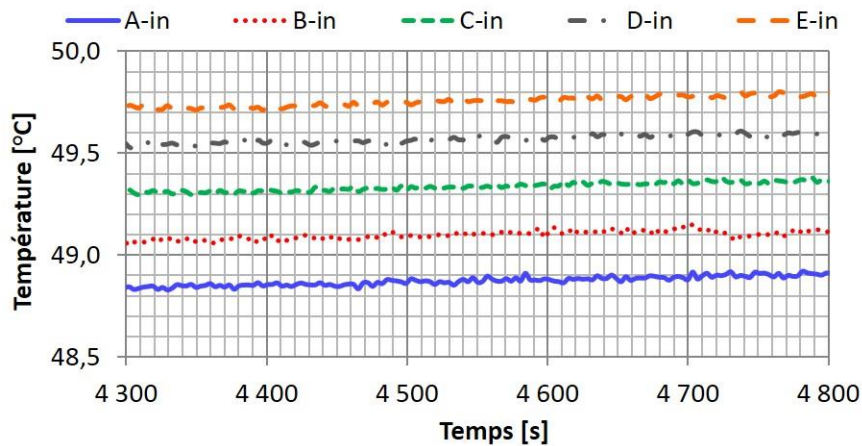


Figure 273 : Profils de température dans le MCP au cours d'une charge par le bas (tube « 10 fpi », insert cylindrique). Vue zoomée de la Figure 272.

Enfin, sur la Figure 274 sont représentées les courbes de température, en entrée et en sortie, du fluide caloporteur sur les 500 dernières secondes de l'essai. Celles-ci sont bien stabilisées : elles ne varient que de 0,1 °C sur les 500 dernières secondes. Les valeurs moyennes de la température retenues en entrée et en sortie sont 49,05 et 50,89 °C. A cette température la capacité calorifique de l'eau est $c_p = 4\,180 \text{ J/kg/K}$.

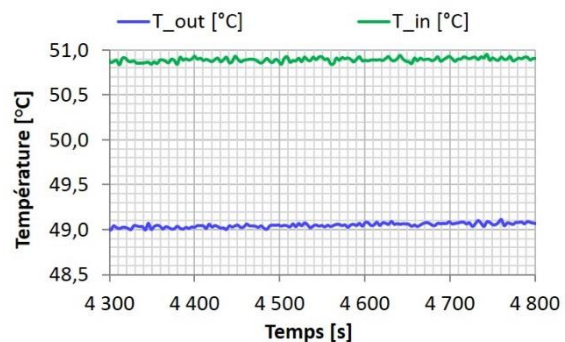


Figure 274 : Température du fluide caloporteur en entrée et en sortie du tube « 10 fpi », avec insert cylindrique. Vue zoomée sur les dernières centaines de secondes de l'essai.

La puissance échangée par le fluide caloporteur avec la section d'essais est :

$$\begin{aligned}\Phi_{FC \rightarrow SE} &= \dot{m}c_p(T_{FC}^{out} - T_{FC}^{in}) \\ \Phi_{FC \rightarrow SE} &= 19,25 \text{ W}\end{aligned}\quad (92)$$

Par hypothèse le régime est stationnaire. La totalité de l'énergie transférée par le fluide caloporteur à la section d'essais est donc perdue par la section d'essais à l'ambient. Soit :

$$\Phi_{FC \rightarrow SE} = \Phi_{\text{pertes thermiques}} \quad (93)$$

Or les pertes thermiques s'écrivent aussi :

$$\begin{aligned} \Phi_{\text{pertes thermiques}} &= h S_{ech} (\overline{T}_{SE} - T_{amb}) \\ \Phi_{\text{pertes thermiques}} &= h^* (\overline{T}_{SE} - T_{amb}) \end{aligned} \quad (94)$$

Avec S_{ech} la surface d'échange estimée à $0,100 \text{ m}^2$; T_{amb} la température ambiante mesurée à $24,7 \text{ }^\circ\text{C}$; et \overline{T}_{SE} la température moyenne dans la section d'essais. Cette dernière est estimée en moyennant les mesures de température sur les couronnes extérieures de thermocouples. La valeur retenue est $48,96 \text{ }^\circ\text{C}$.

Finalement, le coefficient d'échange surfacique h est estimé à $7,9 \text{ W/m}^2/\text{K}$ et le coefficient d'échange total à $h^* = 0,79 \text{ W/K}$

Les deux valeurs obtenues sont différentes : $h \in [4,0, 4,5] \text{ W/m}^2/\text{K}$ pour la première méthode ; $h = 7,9 \text{ W/m}^2/\text{K}$ pour la seconde. Outre les incertitudes de mesure, cette différence a une explication physique. La première méthode a été appliquée lorsque la section d'essais était stabilisée à $8 \text{ }^\circ\text{C}$ au-dessus de la température ambiante, alors que la seconde l'a été à $24,3 \text{ }^\circ\text{C}$. Le régime de refroidissement principal ici est la convection naturelle. Or, celle-ci est fortement influencée par la différence de température avec la température ambiante. Il n'est donc pas incohérent de trouver deux valeurs différentes à 30 et $50 \text{ }^\circ\text{C}$.

5.3 Calcul pour le modèle numérique

Les simulations des décharges, par le haut et par le bas, ne nécessitent pas la prise en compte des pertes thermiques avec l'extérieur. Ce n'est pas vrai en ce qui concerne les simulations des charges. En effet, une stratification thermique axiale est observable dans le MCP liquide à la fin des essais (Figure 275). Deux phénomènes principaux sont à l'origine de l'existence de cette stratification thermique, d'une part le sens d'injection du fluide caloporteur, d'autre part les pertes thermiques. Pour simuler correctement cette stratification, il est nécessaire de prendre en compte les pertes thermiques aux parois. Pour simuler ces pertes thermiques, la condition limite du domaine numérique représentant le MCP a été modifiée. D'une paroi adiabatique, la frontière donnant sur l'extérieur est passée à une paroi échangeant de l'énergie avec une température ambiante thermostatée par un mode de transfert purement convectif. Le paramétrage de cette condition limite de troisième type (condition de Robin) a d'abord été réalisé analytiquement. Le coefficient d'échange moyen h a été estimé en calculant le nombre de Nusselt moyen le long d'un cylindre vertical. D'après Fujii et Uehara [269] :

$$\overline{Nu} = \overline{Nu}_{pp} + 0,97 \frac{L}{D} \quad (95)$$

avec \overline{Nu}_{pp} le nombre de Nusselt moyen pour une plaque plane. Cette valeur est calculée avec la corrélation de Churchill et Chu [270] :

$$\overline{Nu}_{pp} = 0,670 \left(\text{Ra} \left[1 + \left(\frac{0,492}{\text{Pr}} \right)^{9/16} \right]^{-9/16} \right)^{1/4} \quad (96)$$

où les nombres de Rayleigh et de Nusselt sont calculés avec la longueur du cylindre comme longueur caractéristique. *In fine*, la valeur $h = 4 \text{ W/m}^2/\text{K}$ est obtenue.

Pour rendre compte du fait que les pertes thermiques ne se limitent pas à la convection naturelle sur la paroi de la calandre et en s'aidant des calculs d'estimation du coefficient d'échange thermique total entre le MCP et la calandre (Annexe 5, p.264), la valeur a initialement été fixée à $8 \text{ W/m}^2/\text{K}$.

Les simulations réalisées avec cette valeur du coefficient d'échange moyen ne donnent pas les résultats attendus. C'est pourquoi une recherche de la valeur de ce coefficient d'échange h a été réalisée itérativement. Finalement, la valeur retenue dans le modèle est $20 \text{ W/m}^2/\text{K}$. Ce faisant, la même stratification thermique est observée expérimentalement et numériquement (Figure 276). De même, la puissance échangée par le fluide caloporteur en régime stationnaire, à la fin de la charge, est la même numériquement qu'expérimentalement (Figure 277).

Cette valeur, de $20 \text{ W/m}^2/\text{K}$ est supérieure au coefficient d'échange thermique calculé à partir des mesures expérimentales (Annexe 5, p.264) et aux valeurs usuelles pour de la convection naturelle. La différence réside dans le fait que le coefficient à renseigner numériquement ne modélise que les transferts convectifs entre la paroi et l'extérieur alors que le coefficient calculé expérimentalement englobe les transferts totaux entre le MCP et l'extérieur, y compris les ponts thermiques divers. Qui plus est, le calcul expérimental est fait avec la température moyenne du MCP, à défaut de connaître la température en proximité de paroi. En définitive, la valeur du coefficient retenue numériquement est supérieure à la valeur « réelle » du coefficient de convection, mais permet de simuler correctement les pertes thermiques globales du système. C'est un modèle des pertes thermiques.

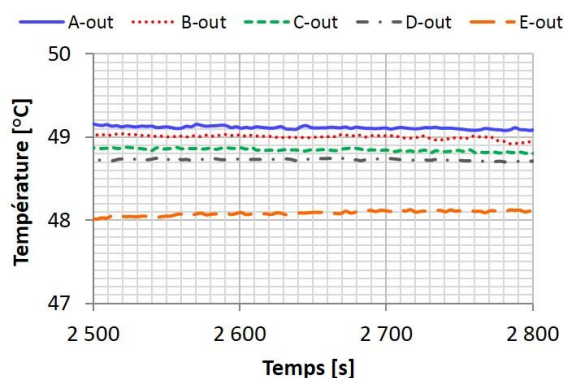


Figure 275 : Stratification thermique dans le MCP liquide à la fin d'une charge par le haut (tube « 7 fpi », insert cylindrique).

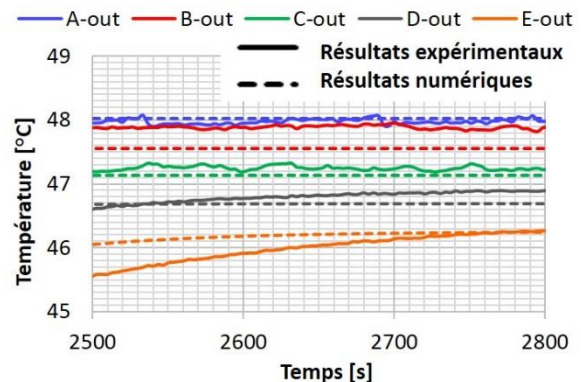


Figure 276 : Comparaison de la stratification thermique entre la simulation numérique et les mesures expérimentales, à la fin d'une charge par le haut (tube « 7 fpi », insert cylindrique).

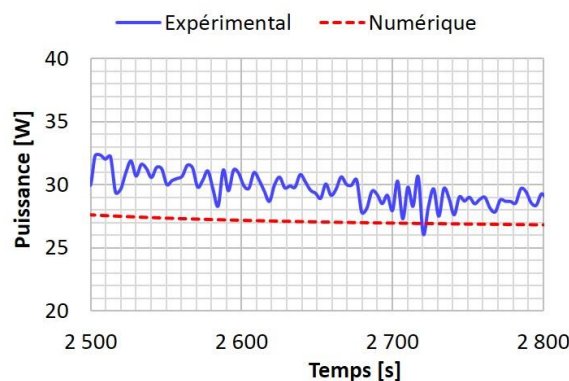


Figure 277 : Comparaison de la puissance échangée par le fluide caloporteur à la fin d'une charge par le haut, en régime permanent, entre la simulation numérique et les mesures expérimentales (tube « 7 fpi », insert cylindrique).

6 Annexe 6 : Influence de l'historique expérimental

Il a été vu que les fronts de solidification évoluaient différemment selon que le fluide caloporteur était injecté par le haut ou par le bas (Chapitre 3, §2.2.1, p.124). Effectivement, le MCP se solidifie sur toute la hauteur de l'échangeur lorsque la décharge est réalisée par le haut, alors que la partie supérieure de l'échangeur est dénoyée au cours de la décharge par le bas. Il en résulte que la répartition de la masse du MCP est axialement homogène après une décharge par le haut et axialement hétérogène après une décharge par le bas, car la masse de MCP est plus importante en bas de l'échangeur qu'en haut. La question qui se pose est la suivante : soit une charge C1, est-ce que le sens d'injection au cours de la décharge D0, précédent la charge C1, a une influence sur le résultat de C1 ?

Cette analyse a été réalisée sur la section d'essais avec l'échangeur à mousse de cuivre (Chapitre 4, §1, p.158).

La Figure 278 présente la variation d'énergie dans la section d'essais, calculée avec l'approche expérimentale (maillage de thermocouples), pour une charge par le haut suivant une décharge par le haut (en bleu), une charge par le haut suivant une décharge par le bas (en orange), ainsi qu'une charge par le bas suivant une décharge par le haut (vert) et une charge par le bas suivant une décharge par le bas (rouge).

Les deux charges par le haut (orange et bleu) sont similaires. Les deux charges par le bas (rouge et vert) suivent la même tendance. En conclusion, la charge n'est pas influencée par le sens de la décharge précédente.

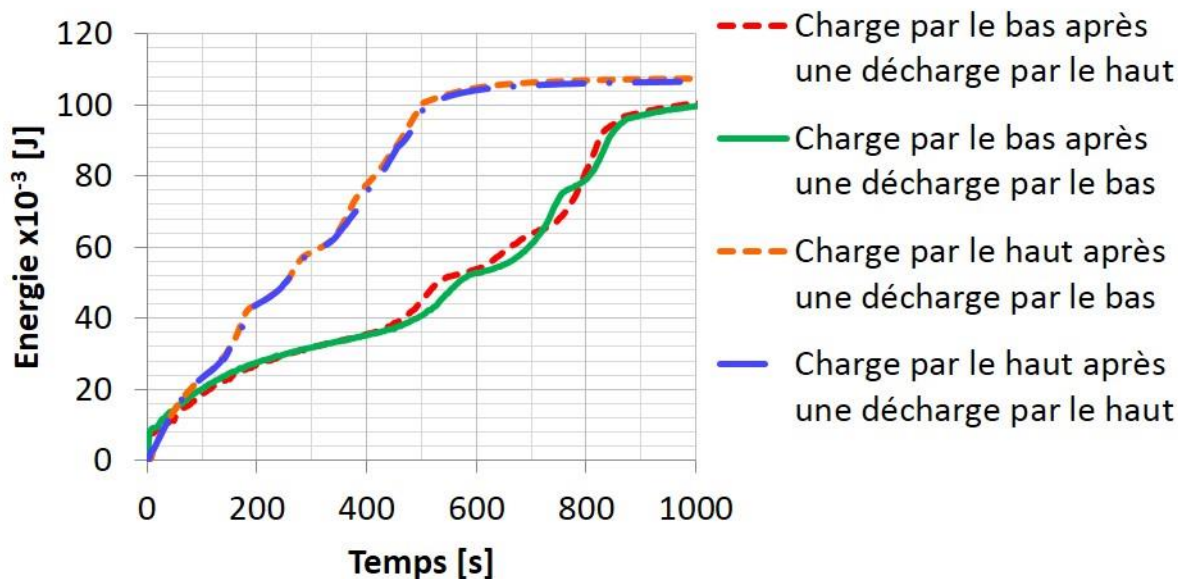


Figure 278 : Etude de l'influence de l'historique sur les résultats expérimentaux (échangeur à mousse de cuivre).

En tout état de cause pour limiter l'influence que pourraient avoir ce genre de biais, toutes les charges sont réalisées après des décharges par le haut.

7 Annexe 7 : Complément à la validation du modèle numérique

Dans cette partie les résultats de deux simulations, réalisées avec une géométrie représentative de la section d'essais avec le tube à 10 fpi, sont présentés. L'objectif est de montrer que le modèle fonctionne toujours lorsque la géométrie est modifiée (dans une certaine mesure).

La géométrie utilisée dans les simulations des essais avec le tube « 7 fpi » est modifiée de la sorte :

1. la densité d'ailettes passe de 7 à 10 fpi ;
2. le diamètre interne du tube passe de 19,0 mm à 17,8 mm ;
3. le diamètre externe de l'insert passe de 17,0 à 15,9 mm.

L'espace entre les ailettes est réduit sur le tube à 10 fpi en comparaison de son homologue à 7 fpi. Par conséquent, les effets de convection naturelle qui étaient déjà négligeables sur la géométrie à 7 fpi, le sont tout autant avec le tube à 10 fpi. Les transferts thermiques sont donc, ici aussi, essentiellement conductifs.

7.1.1 Charge par le haut (avec approximation de Boussinesq)

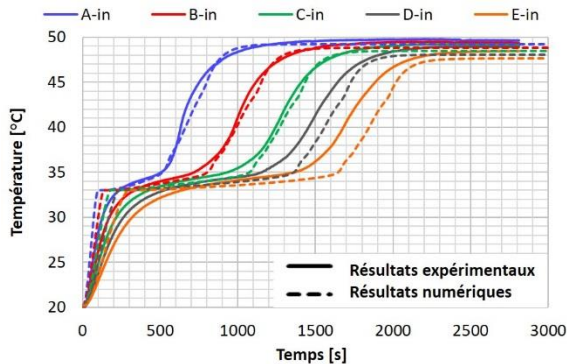


Figure 279 : Evolution de la température dans le MCP, pour les cinq sections, sur la couronne intérieure. Comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux (tube « 10 fpi », insert cylindrique, charge par le haut, avec l'approximation de Boussinesq).

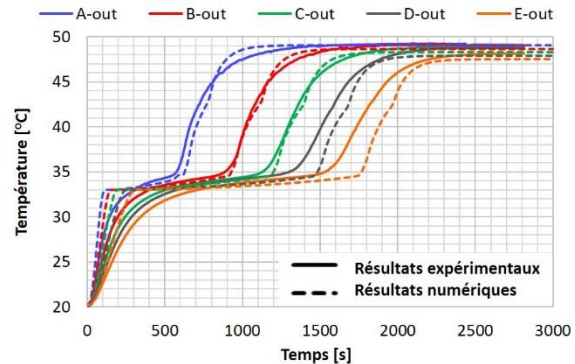


Figure 280 : Evolution de la température dans le MCP, pour les cinq sections, sur la couronne extérieure. Comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux (tube « 10 fpi », insert cylindrique, charge par le haut, avec l'approximation de Boussinesq).

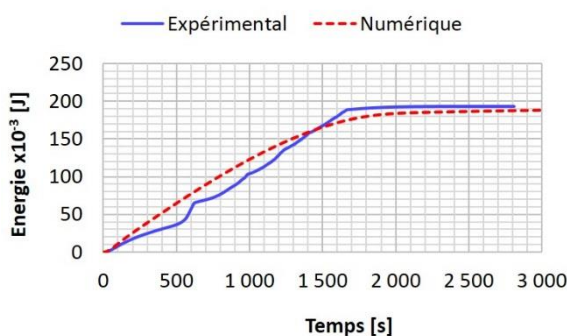


Figure 281 : Variation d'énergie dans le MCP (charge par le haut, avec l'approximation de Boussinesq, tube « 10 fpi », insert cylindrique).

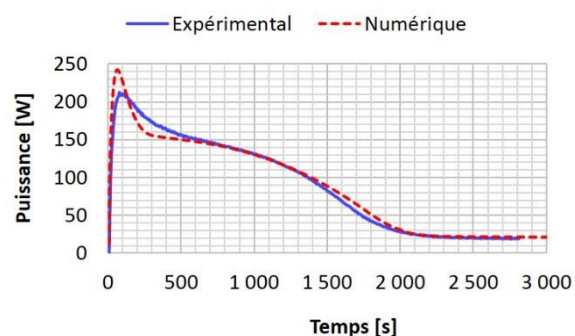


Figure 282 : Puissance échangée par le fluide caloporteur (charge par le haut, avec l'approximation de Boussinesq, tube « 10 fpi », insert cylindrique).

7.1.2 Décharge par le haut (sans approximation de Boussinesq)

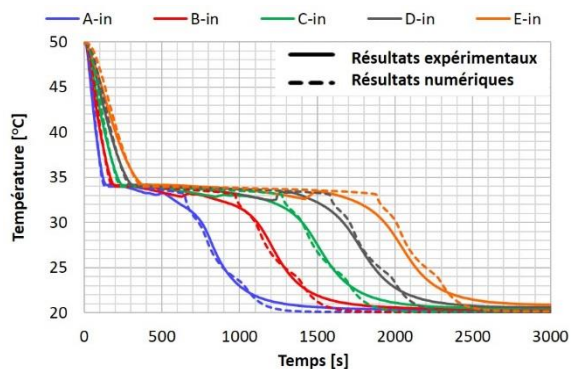


Figure 283 : Evolution de la température dans le MCP, pour les cinq sections, sur la couronne intérieure. Comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux (tube « 10 fpi », insert cylindrique, décharge par le haut, sans l'approximation de Boussinesq).

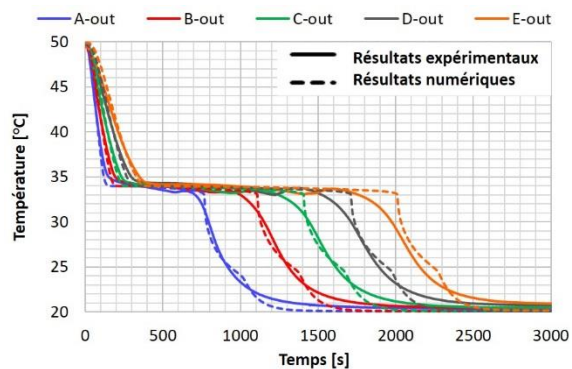


Figure 284 : Evolution de la température dans le MCP, pour les cinq sections, sur la couronne extérieure. Comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux (tube « 10 fpi », insert cylindrique, décharge par le haut, sans l'approximation de Boussinesq).

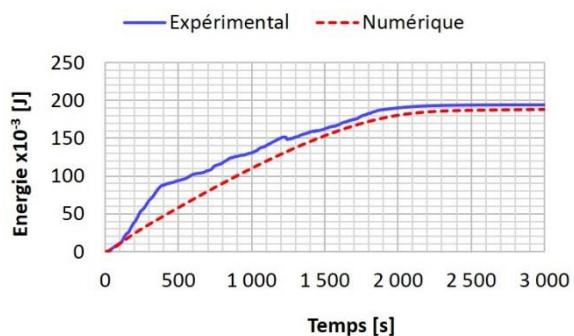


Figure 285 Variation d'énergie dans le MCP (décharge par le haut, en conduction pure, tube « 10 fpi », insert cylindrique).

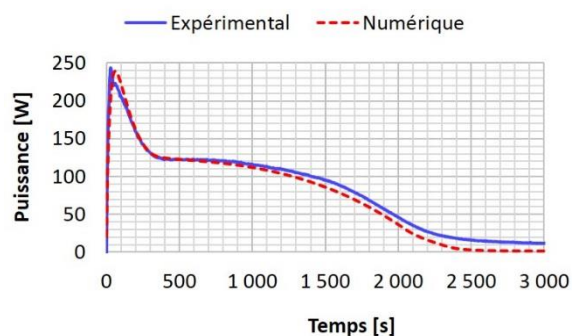


Figure 286 : Puissance échangée par le fluide caloporteur (décharge par le haut, en conduction pure, tube « 10 fpi », insert cylindrique).

Références

- [1] GIEC (IPCC), "Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change", 2014
- [2] S. Foucart, *Climat d'insécurité*, dans "Le Monde", paru le 23/11/2015
- [3] M. Simon, *Bientôt 250 millions de "réfugiés climatiques" dans le monde?*, dans "L'Express", paru le 1/11/2015
- [4] IPSOS pour Via Sèva, "Les Français et le chauffage", 17/6/2014
- [5] International Energy Agency, "Technology Roadmap - Energy-efficient Buildings: Heating and Cooling Equipment", 2011
- [6] D. Urge-Vorsatz, L. F. Cabeza, S. Serrano, C. Barreneche et K. Petrichenko "Heating and cooling energy trends and drivers in buildings" *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **41** 85-98 2015
- [7] PCI Réseaux de Chaleur "CEREMA - CETE de l'OUEST", <http://www.cete-ouest.developpement-durable.gouv.fr/> & <http://reseaux-chaaleur.cerema.fr>, 2014, Date d'accès: 1/1/2014
- [8] R. Narjot, "[b2170] Réseaux de chaleur - transport", Techniques de l'ingénieur, 10/11/1985
- [9] R. Narjot, "[b2172] Réseaux de chaleur - chauffage urbain", Techniques de l'ingénieur, 10/11/1986
- [10] SNCU, "Enquête nationale sur les réseaux de chaleur et de froid - restitution des statistiques portant sur l'année 2013", 7/2015
- [11] Communication personnelle avec S. Bois, Responsable du service Expertise et Innovation - Direction de l'ingénierie et du développement à Compagnie Parisienne de Chauffage Urbain, 2014
- [12] H. Prévot and J. Orselli, "Les réseaux de chaleur", Ministère de l'Economie, des Finances et de l'Industrie, 29/3/2006
- [13] S. Le Dû, "Réseaux de chaleur et nouveaux quartiers", CETE de l'Ouest - PCI Réseaux de Chaleur (Ministère de l'Ecologie, du Développement durable et de l'Energie), 14/5/2012
- [14] M. Morandin, R. Hackl et S. Harvey "Economic feasibility of district heating delivery from industrial excess heat: A case study of a Swedish petrochemical cluster" *Energy*
- [15] P. Maes, "Réseaux de chaleur - Principes, atouts et enjeux", Techniques de l'Ingénieur, tba2674, 10/6/2014
- [16] H. Lund, B. Moller, B. V. Mathiesen et A. Dyrelund "The role of district heating in future renewable energy systems" *Energy* **35** 1381-90 2010
- [17] AMORCE, "Comparatif des modes de chauffage & Prix de vente de la chaleur - 2014", RCE 25, 3/2016
- [18] S. Bjornsson, "Geothermal Development and Research in Iceland", National Energy Authority and Ministries of Industry and Commerce, 1/4/2006
- [19] Gadd H and Werner S 2015, *Advances in Thermal Energy Storage Systems: Methods and Applications* 18 Thermal energy storage systems for district heating and cooling, L. F. Cabeza, Ed. Cambridge, Woodhead Publishing Series in Energy, 66 467-78

-
- [20] Euroheat & Power, "District Heating and Cooling - Country by country - Statistics overview - 2013", 2015
- [21] R. Genté "La Russie expliquée par son chauffage - Un service public populaire mais délaissé" *Le Monde Diplomatique* 20-1 2014
- [22] International Energy Agency, "Cogeneration and District Energy", 2009
- [23] "Les réseaux de chauffage urbain de 1987 à 1997", DGEMP - Observatoire de l'économie de l'énergie et des matières premières, cle6a26c2, 12/2001
- [24] U. Persson et S. Werner "Heat distribution and the future competitiveness of district heating" *Applied Energy* **88** 568-76 2011
- [25] "Commission Innovation 2030 - sous la présidence d'Anne Lauvergeon", 18/4/2013
- [26] Commission Européenne, "Communication de la Commission au Parlement Européen, au Conseil, au Comité économique et social européen et au Comité des régions - Energie 2020 : Stratégie pour une énergie compétitive, durable et sûre", COM(2010) 639 - SEC(2010) 1346, 10/11/2010
- [27] J. Rifkin, *La troisième révolution industrielle - Comment le pouvoir latéral va transformer l'énergie, l'économie et le monde.*, Editions "Les Liens qui Libèrent" Paris, 2012
- [28] F. Colella, A. Sciacovelli et V. Verda "Numerical analysis of a medium scale latent energy storage unit for district heating systems" *Energy* **45** 397-406 2012
- [29] J. Eynard, S. p. Grieu et M. Polit "Predictive control and thermal energy storage for optimizing a multi-energy district boiler" *Journal of Process Control* **22** 1246-55 2012
- [30] V. Verda et F. Colella "Primary energy savings through thermal storage in district heating networks" *Energy* **36** 4278-86 2011
- [31] M. Labidi, J. Eynard, O. Faugeroux, and S. Grieu, "Dimensionnement et gestion d'un système de stockage thermique par hydro-accumulation : application à la chaufferie multi-énergie de Maromme", 2013.
- [32] S. S. Mostafavi Tehrani, M. Saffar-Avval, S. Behboodi Kalhori, Z. Mansoori et M. Sharif "Hourly energy analysis and feasibility study of employing a thermocline TES system for an integrated CHP and DH network" *Energy Conversion and Management* **68** 281-92 2013
- [33] A. Campos Celador, M. Odriozola et J. M. Sala "Implications of the modelling of stratified hot water storage tanks in the simulation of CHP plants" *Energy Conversion and Management* **52** 3018-26 2011
- [34] G. Streckiene, V. Martinaitis, A. N. Andersen et J. Katz "Feasibility of CHP-plants with thermal stores in the German spot market" *Applied Energy* **86** 2308-16 2009
- [35] G. Pagliarini et S. Rainieri "Modeling of a thermal energy storage system coupled with combined heat and power generation for the heating requirements of a University Campus" *Applied Thermal Engineering* **30** 1255-61 2010
- [36] T. Nuytten, B. Claessens, K. Paredis, J. Van Bael et D. Six "Flexibility of a combined heat and power system with thermal energy storage for district heating" *Applied Energy* **104** 583-91 2013
- [37] Z. Bogdan et D. Kopjar "Improvement of the cogeneration plant economy by using heat accumulator" *Energy* **31** 2285-92 2006
- [38] Communication personnelle avec E. Le Goff, Ingénieure Méthodes et Projets à Compagnie de chauffage - 25 Avenue de Constantine, 38036, Grenoble, France, 2014
-

- [39] A. Skumanich "CSP: Developments in heat transfer and storage materials" *Renewable Energy focus* **11** 40-3 2011
- [40] B. Rezaie, B. V. Reddy et M. A. Rosen "Exergy analysis of thermal energy storage in a district energy application" *Renewable Energy* **74** 848-54 2015
- [41] A. Bruch, J. F. Fourmigué et R. Couturier "Experimental and numerical investigation of a pilot-scale thermal oil packed bed thermal storage system for CSP power plant" *Solar Energy* **105** 116-25 2014
- [42] "Alsolen-Alcen : Heat solutions for life", <http://www.alsolen-alcen.com/fr>, 2015, Date d'accès: 8/6/2015
- [43] M. M. Kenisarin "High-temperature phase change materials for thermal energy storage" *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **14** 955-70 2010
- [44] Mehling H and Cabeza L F 2008, Heat and cold storage with PCM, D. Mewes and F. Mayinger, Eds. Springer,
- [45] K. Pielichowska et K. Pielichowski "Phase change materials for thermal energy storage" *Progress in Materials Science* **65** 67-123 2014
- [46] R. Bayon, S. Coco, M. a. Barcenilla, P. Espinet, G. Imbuluzqueta, J. Hidalgo et E. Rojas "Feasibility of Storing Latent Heat with Liquid Crystals. Proof of Concept at Lab Scale" *Applied Sciences* **6** 2016
- [47] F. Roget, "Définition, modélisation et validation expérimentale d'une capacité de stockage thermique par chaleur latente adaptée à une centrale thermodynamique solaire à basse température", Thèse de Doctorat, sous la direction de Claude Favotto et de Jacques Rogez, Université du Sud Toulon Var - Spécialité : Sciences des matériaux, Physique, Chimie et Nanosciences, 2012
- [48] B. Zalba, J. M. Marin, L. F. Cabeza et H. Mehling "Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications" *Applied Thermal Engineering* **23** 251-83 2003
- [49] L. F. Cabeza, A. Castell, C. Barreneche, A. de Gracia et A. I. Fernandez "Materials used as PCM in thermal energy storage in buildings: A review" *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **15** 1675-95 2011
- [50] B. Cardenas et N. Leon "High temperature latent heat thermal energy storage: Phase change materials, design considerations and performance enhancement techniques" *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **27** 724-37 2013
- [51] A. Sharma, A. Shukla, C. R. Chen et T. N. Wu "Development of phase change materials (PCMs) for low temperature energy storage applications" *Sustainable Energy Technologies and Assessments* **7** 17-21 2014
- [52] A. Sari et K. Kaygusuz "Thermal performance of palmitic acid as a phase change energy storage material" *Energy Conversion and Management* **43** 863-76 2002
- [53] S. Wang, P. Qin, X. Fang, Z. Zhang, S. Wang et X. Liu "A novel sebacic acid/expanded graphite composite phase change material for solar thermal medium-temperature applications" *Solar Energy* **99** 283-90 2014
- [54] A. Caron-Soupart, "Stockage de chaleur dans les matériaux à changement de phase", Thèse de Doctorat, sous la direction de Philippe Marty, Université Grenoble Alpes - Spécialité Mécanique des fluides, énergétiques et procédés, 2015
- [55] M. Duquesne "Activation of the crystallization and integration into the system", http://samssa.eu/fileadmin/samssa/downloads/workshop/presentations/Session-1_Marie-

- [Duquesne Activation of the crystallization and integration into the system.pdf](#), 23/3/2015, Date d'accès: 20/4/2016
- [56] A. Godin "Sugar alcohols properties and performances", http://samssa.eu/fileadmin/samssa/downloads/workshop/presentations/Session-1_Alexandre-Godin_Sugar_alcohols_properties_and_performances.pdf, 23/3/2015, Date d'accès: 20/4/2016
- [57] D. W. Hawes, D. Feldman et D. Banu "Latent heat storage in building materials" *Energy and Buildings* **20** 77-86 1993
- [58] *NIST Chemistry WebBook, NIST Standard Reference Database Number 69*, Linstrom, P. J. and Mallard, W. G. Gaithersburg, National Institute of Standards and Technology, 2016
- [59] R. K. Sharma, P. Ganesan, V. V. Tyagi, H. S. C. Metselaar et S. C. Sandaran "Developments in organic solid-liquid phase change materials and their applications in thermal energy storage" *Energy Conversion and Management* **95** 193-228 2015
- [60] B. Tang, L. Wang, Y. Xu, J. Xiu et S. Zhang "Hexadecanol/phase change polyurethane composite as form-stable phase change material for thermal energy storage" *Solar Energy Materials and Solar Cells* **144** 1-6 2016
- [61] A. A. Aydin et A. Aydin "High-chain fatty acid esters of 1-hexadecanol for low temperature thermal energy storage with phase change materials" *Solar Energy Materials and Solar Cells* **96** 93-100 2012
- [62] W. D. Steinmann, H. Pointner, and M. Eck, "Development of an active PCM storage concept using an intermediate fluid layer", 2013.
- [63] X. Wang, J. Liu, Y. Zhang, H. Di et Y. Jiang "Experimental research on a kind of novel high temperature phase change storage heater" *Energy Conversion and Management* **47** 2211-22 2006
- [64] D. Farkas et C. E. Birchenall "New eutectic alloys and their heats of transformation" *Metallurgical Transactions A* **16** 323-8
- [65] M. Kenisarin et K. Mahkamov "Salt hydrates as latent heat storage materials: Thermophysical properties and costs" *Solar Energy Materials and Solar Cells* **145, Part 3** 255-86 2016
- [66] Y. Ouchi, S. Someya, T. Munakata et H. Ito "Visualization of the phase change behavior of sodium acetate trihydrate for latent heat storage" *Applied Thermal Engineering* **91** 547-55 2015
- [67] M. Telkes "Thermal storage in salt hydrates" *Solar Materials Science* **337** 404 1980
- [68] G. A. Lane, *Solar heat storage: latent heat material*, Editions "CRC Press" Boca Raton, 2, 1985
- [69] J. C. Choi et S. D. Kim "Heat-transfer characteristics of a latent heat storage system using MgCl₂·6H₂O" *Energy* **17** 1153-64 1992
- [70] M. Dannemand, J. Dragsted, J. Fan, J. B. Johansen, W. Kong et S. Furbo "Experimental investigations on prototype heat storage units utilizing stable supercooling of sodium acetate trihydrate mixtures" *Applied Energy* **169** 72-80 2016
- [71] X. Wang, E. Lu, W. Lin, T. Liu, Z. Shi, R. Tang et C. Wang "Heat storage performance of the binary systems neopentyl glycol/pentaerythritol and neopentyl glycol/trihydroxy methyl-aminomethane as solid-solid phase change materials" *Energy Conversion and Management* **41** 129-34 2000

- [72] M. Kamimoto, Y. Abe, S. Sawata, T. Tani et T. Ozawa "Latent Thermal Storage Unit Using Form-Stable High Density Polyethylene; Part I: Performance of the Storage Unit" *Journal of Solar Energy Engineering* **108** 282-9 1986
- [73] Q. Yan et C. Liang "The thermal storage performance of monobasic, binary and triatomic polyalcohols systems" *Solar Energy* **82** 656-62 2008
- [74] D. Chandra, R. Chellappa et W. M. Chien "Thermodynamic assessment of binary solid-state thermal storage materials" *Journal of Physics and Chemistry of Solids* **66** 235-40 2005
- [75] E. Murrill et L. Breed "Solid–solid phase transitions determined by differential scanning calorimetry" *Thermochimica Acta* **1** 239-46 1970
- [76] V. Busico, C. Carfagna, V. Salerno, M. Vacatello et F. Fittipaldi "The layer perovskites as thermal energy storage systems" *Solar Energy* **24** 575-9 1980
- [77] W. W. Zhong, Y. Y. Di, Z. C. Tan et J. M. Dou "Thermochemistry on crystalline compounds bis-(n-dodecylammonium) tetrachlorometallates (n-C₁₂H₂₅NH₃)₂MCl₄(s) (M = Cu and Cd)" *The Journal of Chemical Thermodynamics* **66** 116-22 2013
- [78] W. Li, D. Zhang, T. Zhang, T. Wang, D. Ruan, D. Xing et H. Li "Study of solid–solid phase change of (n-C_nH_{2n+1}NH₃)₂MCl₄ for thermal energy storage" *Thermochimica Acta* **326** 183-6 1999
- [79] C. F. Gao, L. P. Wang, Q. F. Li, C. Wang, Z. D. Nan et X. Z. Lan "Tuning thermal properties of latent heat storage material through confinement in porous media: The case of (1-C_nH_{2n+1}NH₃)₂ZnCl₄ (n=10 and 12)" *Solar Energy Materials and Solar Cells* **128** 221-30 2014
- [80] Y. Liu, Y. Di, D. He, Q. Zhou et J. Dou "Crystal Structures, Lattice Potential Energies, and Thermochemical Properties of Crystalline Compounds (1-C_nH_{2n+1}NH₃)₂ZnCl₄(s) (n = 8, 10, 12, and 13)" *Inorg. Chem.* **50** 10755-64 2011
- [81] F. Topin "Cours de l'IUSTI, Polytech Marseille : Introduction aux transferts en milieux hétérogènes - 2", <http://iusti.polytech.univ-mrs.fr/~topin/enseignement.html>, 2009, Date d'accès: 27/4/2016
- [82] J. Yang, L. Yang, C. Xu et X. Du "Experimental study on enhancement of thermal energy storage with phase-change material" *Applied Energy* **169** 164-76 2016
- [83] D. Laing, T. Bauer, N. Breidenbach, B. Hachmann et M. Johnson "Development of high temperature phase-change-material storages" *Applied Energy* **109** 497-504 2013
- [84] M. Longeon, A. Soupart, J. F. Fourmigué, A. Bruch et P. Marty "Experimental and numerical study of annular PCM storage in the presence of natural convection" *Applied Energy* **112** 175-84 2013
- [85] De Jong A G and Hoogendoorn C J 1981, *Thermal Storage of Solar Energy* Improvement of Heat Transport in Paraffines for Latent Heat Storage Systems, C. den Ouden, Ed. Springer Netherlands, 123-33
- [86] K. Sasaguchi, M. Yoshida et S. Nakashima "Heat transfer characteristics of a latent heat thermal energy storage unit with a finned tube (effects of fin configuration)" *Heat Transfer - Japanese Research* **19** 11-27 1990
- [87] A. Caron-Soupart, J. F. Fourmigué, P. Marty et R. Couturier "Performance analysis of thermal energy storage systems using phase change material" *Applied Thermal Engineering* **98** 1286-96 2016

-
- [88] K. Merlin, D. Delaunay, J. Soto et L. Traonvouez "Heat transfer enhancement in latent heat thermal storage systems: Comparative study of different solutions and thermal contact investigation between the exchanger and the PCM" *Applied Energy* **166** 107-16 2016
- [89] M. Medrano, M. O. Yilmaz, M. Nogués, I. Martorell, J. Roca et L. F. Cabeza "Experimental evaluation of commercial heat exchangers for use as PCM thermal storage systems" *Applied Energy* **86** 2047-55 2009
- [90] F. Agyenim, N. Hewitt, P. Eames et M. Smyth "A review of materials, heat transfer and phase change problem formulation for latent heat thermal energy storage systems (LHTESS)" *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **14** 615-28 2010
- [91] R. Bayon, E. Rojas, L. Valenzuela, E. Zarza et J. Leon "Analysis of the experimental behaviour of a 100 kWth latent heat storage system for direct steam generation in solar thermal power plants" *Applied Thermal Engineering* **30** 2643-51 2010
- [92] P. Garcia, M. Olcese et S. Rougé "Experimental and Numerical Investigation of a Pilot Scale Latent Heat Thermal Energy Storage for CSP Power Plant" *Energy Procedia* **69** 842-9 2015
- [93] N. H. S. Tay, M. Belusko et F. Bruno "Experimental investigation of tubes in a phase change thermal energy storage system" *Applied Energy* **90** 288-97 2012
- [94] M. Karkri, M. Lachheb, Z. Nogellova, B. Boh, B. Sumiga, M. A. AlMaadeed, A. Fethi et I. Krupa "Thermal properties of phase-change materials based on high-density polyethylene filled with micro-encapsulated paraffin wax for thermal energy storage" *Energy and Buildings* **88** 144-52 2015
- [95] S. Cingarapu, D. Singh, E. V. Timofeeva et M. R. Moravek "Use of encapsulated zinc particles in a eutectic chloride salt to enhance thermal energy storage capacity for concentrated solar power" *Renewable Energy* **80** 508-16 2015
- [96] T. Nomura, N. Okinaka et T. Akiyama "Impregnation of porous material with phase change material for thermal energy storage" *Materials Chemistry and Physics* **115** 846-50 2009
- [97] A. Jamekhorshid, S. M. Sadrameli et M. Farid "A review of microencapsulation methods of phase change materials (PCMs) as a thermal energy storage (TES) medium" *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **31** 531-42 2014
- [98] N. A. M. Amin, F. Bruno et M. Belusko "Effective thermal conductivity for melting in PCM encapsulated in a sphere" *Applied Energy* **122** 280-7 2014
- [99] R. Velraj, R. V. Seeniraj, B. Hafner, C. Faber et K. Schwarzer "Experimental analysis and numerical modelling of inward solidification on a finned vertical tube for a latent heat storage unit" *Solar Energy* **60** 281-90 1997
- [100] B. J. Fietkiewicz, C. G. Gasper, S. R. Larrabee, J. A. Logic, H. Lukas, A. P. Meissner, C. J. Rogers, and M. G. Voss, "Latent heat storage device," EP1195571A2, Apr.10, 2002.
- [101] J. Dhau, D. Goswami, C. K. Jotshi, and E. K. Stefanakos, "Encapsulation of thermal energy storage media," WO 2014/100096 A1, June26, 2014.
- [102] R. Fukahori, T. Nomura, C. Zhu, N. Sheng, N. Okinaka et T. Akiyama "Thermal analysis of Al-Si alloys as high-temperature phase-change material and their corrosion properties with ceramic materials" *Applied Energy* **163** 1-8 2016
- [103] C. A. CAMPOS, L. J. M. SALA, and V. L. DEL PORTILLO, "Conjunto de almacenamiento termico latente de tipo modular," WO2014016456A1, 2013.
-

- [104] I. O. Salyer, "Heat exchanger with integral phase change material for heating and cooling applications,"US20110083459, Apr.14, 2011.
- [105] D. P. Colvin and R. E. Murray, "Thermal energy storage apparatus using encapsulated phase change material,"4,807,696, Feb.28, 1989.
- [106] S. M. Flueckiger et S. V. Garimella "Latent heat augmentation of thermocline energy storage for concentrating solar power – A system-level assessment" *Applied Energy* **116** 278-87 2014
- [107] A. Castell, C. Solé, M. Medrano, J. Roca, L. F. Cabeza et D. Garcia "Natural convection heat transfer coefficients in phase change material (PCM) modules with external vertical fins" *Applied Thermal Engineering* **28** 1676-86 2008
- [108] R. Velraj, R. V. Seeniraj, B. Hafner, C. Faber et K. Schwarzer "Heat transfer enhancement in a latent heat storage system" *Solar Energy* **65** 171-80 1999
- [109] S. Mat, A. A. Al-Abidi, K. Sopian, M. Y. Sulaiman et A. T. Mohammad "Enhance heat transfer for PCM melting in triplex tube with internal&external fins" *Energy Conversion and Management* **74** 223-36 2013
- [110] A. Bricard, J. Chabanne, A. Manificat et F. Vachet "Stockage thermique par chaleur latente dans la gamme 100 à 150 °C : Etude expérimentale et modélisation des cinétiques de stockage et de déstockage sur un accumulateur de 25 kWh" *Revue de Physique Appliquée* **17** 595-605 1982
- [111] V. Zipf, A. Neuhauser, D. Willert, P. Nitz, S. Gschwander et W. Platzer "High temperature latent heat storage with a screw heat exchanger: Design of prototype" *Applied Energy* **109** 462-9 2013
- [112] A. Neuhauser, P. Nitz, and W. Platzer, "Method and apparatus for storing and releasing heat by means of a phase change material,"US20130068215, Mar.21, 2013.
- [113] H. Pointner et W. D. Steinmann "Experimental demonstration of an active latent heat storage concept" *Applied Energy* **168** 661-71 2016
- [114] K. Takahashi, "Heat-storage apparatus and method of operating heat-storage apparatus,"US20060243433, Nov.2, 2006.
- [115] W. Wang, S. Guo, H. Li, J. Yan, J. Zhao, X. Li et J. Ding "Experimental study on the direct/indirect contact energy storage container in mobilized thermal energy system (M-TES)" *Applied Energy* **119** 181-9 2014
- [116] W. Wang, S. He, S. Guo, J. Yan et J. Ding "A combined experimental and simulation study on charging process of Erythritol–HTO direct-blending based energy storage system" *Energy Conversion and Management* **83** 306-13 2014
- [117] W. Wang, H. Li, S. Guo, S. He, J. Ding, J. Yan et J. Yang "Numerical simulation study on discharging process of the direct-contact phase change energy storage system" *Applied Energy* **150** 61-8 2015
- [118] A. Kaizawa, H. Kamano, A. Kawai, T. Jozuka, T. Senda, N. Maruoka et T. Akiyama "Thermal and flow behaviors in heat transportation container using phase change material" *Energy Conversion and Management* **49** 698-706 2008
- [119] V. Martin, B. He et F. Setterwall "Direct contact PCM-water cold storage" *Applied Energy* **87** 2652-9 2010
- [120] L. Tadrist, P. Seguin, R. Santini, J. Pantaloni et A. Bricard "Experimental and numerical study of direct contact heat exchangers" *International Journal of Heat and Mass Transfer* **28** 1215-27 1985

-
- [121] H. Michels et R. Pitz-Paal "Cascaded latent heat storage for parabolic trough solar power plants" *Solar Energy* **81** 829-37 2007
- [122] J. Field and A. Bissel, "Energy storage systems," WO2011/058383, Nov.16, 2009.
- [123] Z. X. Gong et A. S. Mujumdar "Thermodynamic optimization of the thermal process in energy storage using multiple phase change materials" *Applied Thermal Engineering* **17** 1067-83 1997
- [124] G. Peiro, J. Gasia, L. Miro et L. F. Cabeza "Experimental evaluation at pilot plant scale of multiple PCMs (cascaded) vs. single PCM configuration for thermal energy storage" *Renewable Energy* **83** 729-36 2015
- [125] D. Laing, C. Bahl, T. Bauer, D. Lehmann et W. D. Steinmann "Thermal energy storage for direct steam generation" *Solar Energy* **85** 627-33 2011
- [126] W. m. Guan, J. h. Li, T. t. Qian, X. Wang et Y. Deng "Preparation of paraffin/expanded vermiculite with enhanced thermal conductivity by implanting network carbon in vermiculite layers" *Chemical Engineering Journal* **277** 56-63 2015
- [127] C. Alkan, E. Gunther, S. Hiebler, O. F. Ensari et D. Kahraman "Polyurethanes as solid-solid phase change materials for thermal energy storage" *Solar Energy* **86** 1761-9 2012
- [128] A. Faghri, "Thermal energy storage heat exchanger," United States Patent 4,976,308, Dec.11, 1990.
- [129] N. Bellavance "Comment fonctionne un caloduc ?", <http://horyax.fr/comment-fonctionne-un-caloduc.html>, 12/4/2012, Date d'accès: 20/5/2016
- [130] M. J. Allen, T. L. Bergman, A. Faghri et N. Sharifi "Robust Heat Transfer Enhancement During Melting and Solidification of a Phase Change Material Using a Combined Heat Pipe-Metal Foam or Foil Configuration" *Journal of Heat Transfer* **137** 102301 2015
- [131] C. W. Robak, T. L. Bergman et A. Faghri "Enhancement of latent heat energy storage using embedded heat pipes" *International Journal of Heat and Mass Transfer* **54** 3476-84 2011
- [132] Y. H. Zhao, K. Zhang, and Y. H. Diao, "Heat pipe with micro-pore tubes array and making method thereof and heat exchanging system," EP2357440 A1, 2011.
- [133] Y. H. Diao, S. Wang, Y. H. Zhao, T. T. Zhu, C. Z. Li et F. F. Li "Experimental study of the heat transfer characteristics of a new-type flat micro-heat pipe thermal storage unit" *Applied Thermal Engineering* **89** 871-82 2015
- [134] S. Tiari, S. Qiu et M. Mahdavi "Numerical study of finned heat pipe-assisted thermal energy storage system with high temperature phase change material" *Energy Conversion and Management* **89** 833-42 2015
- [135] "Profins Ltd.", <http://www.profins.com/>, 2015,
- [136] J. R. Balikowski et J. C. Mollendorf "Performance of Phase Change Materials in a Horizontal Annulus of a Double-Pipe Heat Exchanger in a Water-Circulating Loop" *Journal of Heat Transfer* **129** 265-72 2006
- [137] "Tube Supply International Ltd.", <http://www.tubesupplyinternational.fr/>, 2015,
- [138] "Wieland - Thermal Solutions - Our finned tubes", http://www.wieland-thermalsolutions.de/internet/en/products/finned_tubes/Rippenrohre.jsp, 2016, Date d'accès: 25/4/2016
- [139] Communication personnelle avec C.-A. Lemarié, R&D Manager - Echangeurs thermiques à Hamon d'Hondt S.A. - 1524 rue de la Paix, 59970 Fresnes-sur-Escaut, France, 2014
-

- [140] A. Sciacovelli, F. Gagliardi et V. Verda "Maximization of performance of a PCM latent heat storage system with innovative fins" *Applied Energy* 2014
- [141] A. Bejan and S. Lorente, *La loi constructale*, L'harmattan Paris, 2005
- [142] T. Bauer and B. Hachmann, "Heat transfer tube," DE 10 2009 057 904, June 16, 2011.
- [143] M. Olcese, "Heat exchanger for thermal storage system," Patent number : FR2996631, 2012.
- [144] Communication personnelle avec P. Garcia, 2016
- [145] D. Weaire and S. Hutzler, *The physics of foams* New York, Oxford University Press, 1999
- [146] H. T. Cui "Experimental investigation on the heat charging process by paraffin filled with high porosity copper foam" *Applied Thermal Engineering* **39** 26-8 2012
- [147] C. Y. Zhao, W. Lu et Y. Tian "Heat transfer enhancement for thermal energy storage using metal foams embedded within phase change materials (PCMs)" *Solar Energy* **84** 1402-12 2010
- [148] X. Xiao, P. Zhang et M. Li "Preparation and thermal characterization of paraffin/metal foam composite phase change material" *Applied Energy* **112** 1357-66 2013
- [149] Z. Chen, D. Gao et J. Shi "Experimental and numerical study on melting of phase change materials in metal foams at pore scale" *International Journal of Heat and Mass Transfer* **72** 646-55 2014
- [150] S. Thapa, S. Chukwu, A. Khaliq et L. Weiss "Fabrication and analysis of small-scale thermal energy storage with conductivity enhancement" *Energy Conversion and Management* **79** 161-70 2014
- [151] G. N. Dul'nev "Heat transfer through solid disperse systems" *Journal of Engineering Physics* **9** 275-9 1965
- [152] K. Boomsma et D. Poulikakos "On the effective thermal conductivity of a three-dimensionally structured fluid-saturated metal foam" *International Journal of Heat and Mass Transfer* **44** 827-36 2001
- [153] K. Boomsma et D. Poulikakos "Corrigendum for the paper: K. Boomsma, D. Poulikakos, On the effective thermal conductivity of a three-dimensionally structured fluid-saturated metal foam [International Journal of Heat and Mass Transfer, 44 (2001) 827-836]" *International Journal of Heat and Mass Transfer* **54** 746-8 2011
- [154] O. Mesalhy, K. Lafdi, A. Elgafy et K. Bowman "Numerical study for enhancing the thermal conductivity of phase change material (PCM) storage using high thermal conductivity porous matrix" *Energy Conversion and Management* **46** 847-67 2005
- [155] V. V. Calmidi et R. L. Mahajan "The Effective Thermal Conductivity of High Porosity Fibrous Metal Foams" *Journal of Heat Transfer* **121** 466-71 1999
- [156] A. Bhattacharya, V. V. Calmidi et R. L. Mahajan "Thermophysical properties of high porosity metal foams" *International Journal of Heat and Mass Transfer* **45** 1017-31 2002
- [157] S. Krishnan, J. Y. Murthy et S. V. Garimella "Direct Simulation of Transport in Open-Cell Metal Foam" *Journal of Heat Transfer* **128** 793-9 2006
- [158] R. Singh et H. S. Kasana "Computational aspects of effective thermal conductivity of highly porous metal foams" *Applied Thermal Engineering* **24** 1841-9 2004
- [159] J. A. Weaver et R. Viskanta "Melting of frozen, porous media contained in a horizontal or a vertical, cylindrical capsule" *International Journal of Heat and Mass Transfer* **29** 1943-51 1986

-
- [160] H. M. Ettouney, I. Alatiqi, M. Al-Sahali et S. Ahmad Al-Ali "Heat transfer enhancement by metal screens and metal spheres in phase change energy storage systems" *Renewable Energy* **29** 841-60 2004
- [161] A. M. Tayeb "Use of some industrial wastes as energy storage media" *Energy Conversion and Management* **37** 127-33 1996
- [162] H. Hofmann "Cours de l'EPFL : Phénomènes de transfert - Transfert de chaleur", <http://ltp.epfl.ch/page-35623-fr.html>, 2012, Date d'accès: 25/4/2016
- [163] J. Fukai, M. Kanou, Y. Kodama et O. Miyatake "Thermal conductivity enhancement of energy storage media using carbon fibers" *Energy Conversion and Management* **41** 1543-56 2000
- [164] K. Nakaso, H. Teshima, A. Yoshimura, S. Nogami, Y. Hamada et J. Fukai "Extension of heat transfer area using carbon fiber cloths in latent heat thermal energy storage tanks" *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification* **47** 879-85 2008
- [165] H. Bi, H. Huang, F. Xu, T. Lin, H. Zhang et F. Huang "Carbon microtube/graphene hybrid structures for thermal management applications" *J. Mater. Chem. A* **3** 18706-10 2015
- [166] Z. Huang, X. Gao, T. Xu, Y. Fang et Z. Zhang "Thermal property measurement and heat storage analysis of LiNO₃/KCl – expanded graphite composite phase change material" *Applied Energy* **115** 265-71 2014
- [167] X. Xiao, P. Zhang et M. Li "Experimental and numerical study of heat transfer performance of nitrate/expanded graphite composite PCM for solar energy storage" *Energy Conversion and Management* **105** 272-84 2015
- [168] J. Lopez, Z. Acem et E. Palomo Del Barrio "KNO₃/NaNO₃ – Graphite materials for thermal energy storage at high temperature: Part II. Phase transition properties" *Applied Thermal Engineering* **30** 1586-93 2010
- [169] E. B. Mettawee et G. M. R. Assassa "Thermal conductivity enhancement in a latent heat storage system" *Solar Energy* **81** 839-45 2007
- [170] J. Wang, X. Huaqing et Y. Li "Thermal properties of phase change composites containing ferric oxide nanoparticles" *Journal of Nanoscience and Nanotechnology* **15** 3276-9 2015
- [171] A. Elgafy et K. Lafdi "Effect of carbon nanofiber additives on thermal behavior of phase change materials" *Carbon* **43** 3067-74 2005
- [172] R. J. Warzoha, R. M. Weigand et A. S. Fleischer "Temperature-dependent thermal properties of a paraffin phase change material embedded with herringbone style graphite nanofibers" *Applied Energy*
- [173] D. Xiao, Y. Qu, S. Hu, H. Han, Y. Li, J. Zhai, Y. Jiang et H. Yang "Study on the phase change thermal storage performance of palmitic acid/carbon nanotubes composites" *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing* **77** 50-5 2015
- [174] Z. Ge, F. Ye, H. Cao, G. Leng, Y. Qin et Y. Ding "Carbonate-salt-based composite materials for medium- and high-temperature thermal energy storage" *Particuology*
- [175] N. S. Dhaidan, J. M. Khodadadi, T. A. Al-Hattab et S. M. Al-Mashat "Experimental and numerical investigation of melting of NePCM inside an annular container under a constant heat flux including the effect of eccentricity" *International Journal of Heat and Mass Transfer* **67** 455-68 2013
- [176] Y. Zeng, L. W. Fan, Y. Q. Xiao, Z. T. Yu et K. F. Cen "An experimental investigation of melting of nanoparticle-enhanced phase change materials (NePCMs) in a bottom-
-

- heated vertical cylindrical cavity" *International Journal of Heat and Mass Transfer* **66** 111-7 2013
- [177] R. Develay "[m651] Mise en forme de l'aluminium - Filage ou extrusion" *Techniques de l'Ingénieur* 1997
- [178] 2008, *Heat Exchanger Design Handbook 2 Fluid Mechanics and Heat Transfer*, G. F. Hewitt, Ed. Connecticut, Begell House Publishers, Inc.,
- [179] Y. Dutil, D. R. Rousse, N. B. Salah, S. Lassue et L. Zalewski "A review on phase-change materials: Mathematical modeling and simulations" *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **15** 112-30 2011
- [180] E. M. Sparrow, J. W. Ramsey et R. G. Kemink "Freezing Controlled by Natural Convection" *Journal of Heat Transfer* **101** 578-84 1979
- [181] Z. X. Gong et A. S. Mujumdar "Finite-element analysis of cyclic heat transfer in a shell-and-tube latent heat energy storage exchanger" *Applied Thermal Engineering* **17** 583-91 1997
- [182] A. Trp "An experimental and numerical investigation of heat transfer during technical grade paraffin melting and solidification in a shell-and-tube latent thermal energy storage unit" *Solar Energy* **79** 648-60 2005
- [183] M. Akgun, O. Aydin et K. Kaygusuz "Thermal energy storage performance of paraffin in a novel tube-in-shell system" *Applied Thermal Engineering* **28** 405-13 2008
- [184] O. Aydin, M. Akgun et K. Kaygusuz "An experimental optimization study on a tube-in-shell latent heat storage" *Int. J. Energy Res.* **31** 274-87 2007
- [185] M. Akgun, O. Aydin et K. Kaygusuz "Experimental study on melting/solidification characteristics of a paraffin as PCM" *Energy Conversion and Management* **48** 669-78 2007
- [186] F. Agyenim, P. Eames et M. Smyth "Heat transfer enhancement in medium temperature thermal energy storage system using a multitube heat transfer array" *Renewable Energy* **35** 198-207 2010
- [187] S. Seddegh, X. Wang et A. D. Henderson "Numerical investigation of heat transfer mechanism in a vertical shell and tube latent heat energy storage system" *Applied Thermal Engineering* **87** 698-706 2015
- [188] M. K. Rathod et J. Banerjee "Experimental Investigations on Latent Heat Storage Unit using Paraffin Wax as Phase Change Material" *Experimental Heat Transfer* **27** 40-55 2014
- [189] H. El-Dessouky et F. Al-Juwayhel "Effectiveness of a thermal energy storage system using phase-change materials" *Energy Conversion and Management* **38** 601-17 1997
- [190] M. Lacroix "Study of the heat transfer behavior of a latent heat thermal energy storage unit with a finned tube" *International Journal of Heat and Mass Transfer* **36** 2083-92 1993
- [191] Y. Zhang et A. Faghri "Heat transfer enhancement in latent heat thermal energy storage system by using an external radial finned tube" *Journal of Fluids Engineering* **3** 119-27 1996
- [192] Y. Cao et A. Faghri "Performance characteristics of a thermal energy storage module: a transient PCM/forced convection conjugate analysis" *International Journal of Heat and Mass Transfer* **34** 93-101 1991
- [193] K. A. R. Ismail, J. R. Henriquez, L. F. M. Moura et M. M. Ganzarolli "Ice formation around isothermal radial finned tubes" *Energy Conversion and Management* **41** 585-605 2000

-
- [194] K. A. R. Ismail, C. L. F. Alves et M. S. Modesto "Numerical and experimental study on the solidification of PCM around a vertical axially finned isothermal cylinder" *Applied Thermal Engineering* **21** 53-77 2001
- [195] F. Agyenim, P. Eames et M. Smyth "A comparison of heat transfer enhancement in a medium temperature thermal energy storage heat exchanger using fins" *Solar Energy* **83** 1509-20 2009
- [196] J. N. W. Chiu, "Latent heat thermal energy storage for indoor comfort control", Thèse de Doctorat, sous la direction de V. Martin, KTH School of Industrial Engineering and Management - Division of Heat and Power Technology, 2013
- [197] Y. Kozak, T. Rozenfeld et G. Ziskind "Close-contact melting in vertical annular enclosures with a non-isothermal base: Theoretical modeling and application to thermal storage" *International Journal of Heat and Mass Transfer* **72** 114-27 2014
- [198] N. H. S. Tay, F. Bruno et M. Belusko "Comparison of pinned and finned tubes in a phase change thermal energy storage system using CFD" *Applied Energy* **104** 79-86 2013
- [199] I. Jmal et M. Baccar "Numerical study of PCM solidification in a finned tube thermal storage including natural convection" *Applied Thermal Engineering* **84** 320-30 2015
- [200] W. D. Steinmann, D. Laing et R. Tamme "Development of PCM Storage for Process Heat and Power Generation" *Journal of Solar Energy Engineering* **131** 041009 2009
- [201] M. Bai et J. N. Chung "Analytical and numerical prediction of heat transfer and pressure drop in open-cell metal foams" *International Journal of Thermal Sciences* **50** 869-80 2011
- [202] Z. Dai, K. Nawaz, Y. G. Park, J. Bock et A. M. Jacobi "Correcting and extending the Boomsma and Poulikakos effective thermal conductivity model for three-dimensional, fluid-saturated metal foams" *International Communications in Heat and Mass Transfer* **37** 575-80 2010
- [203] E. N. Schmierer, A. Razani, J. Paquette et K. J. Kim "Effective Thermal Conductivity of Fully-Saturated High Porosity Metal Foam" *ASME* 2004
- [204] Jagjiwanram et R. Singh "Effective thermal conductivity of highly porous two-phase systems" *Applied Thermal Engineering* **24** 2727-35 2004
- [205] X. Xiao, P. Zhang et M. Li "Effective thermal conductivity of open-cell metal foams impregnated with pure paraffin for latent heat storage" *International Journal of Thermal Sciences* **81** 94-105 2014
- [206] J. W. Paek, B. H. Kang, S. Y. Kim et J. M. Hyun "Effective Thermal Conductivity and Permeability of Aluminum Foam Materials" *International Journal of Thermophysics* **21** 453-64 2000
- [207] E. N. Schmierer et A. Razani "Self-Consistent Open-Celled Metal Foam Model for Thermal Applications" *Journal of Heat Transfer* **128** 1194-203 2006
- [208] S. T. Hong et D. R. Herling "Open-cell aluminum foams filled with phase change materials as compact heat sinks" *Scripta Materialia* **55** 887-90 2006
- [209] T. Oya, T. Nomura, N. Okinaka et T. Akiyama "Phase change composite based on porous nickel and erythritol" *Applied Thermal Engineering* **40** 373-7 2012
- [210] E. Sadeghi, H. Hsieh et H. Bahrami "Thermal conductivity and contact resistance of metal foams" *Journal of Applied Physics* **44** 2014
- [211] K. Lafdi, O. Mesalhy et S. Shaikh "Experimental study on the influence of foam porosity and pore size on the melting of phase change materials" *Journal of Applied Physics* **102** 2007
-

- [212] A. Atal, Y. Wang, M. Harsha et S. Sengupta "Effect of porosity of conducting matrix on a phase change energy storage device" *International Journal of Heat and Mass Transfer* **93** 9-16 2016
- [213] E. Fleming, S. Wen, L. Shi et A. K. da Silva "Experimental and theoretical analysis of an aluminum foam enhanced phase change thermal storage unit" *International Journal of Heat and Mass Transfer* **82** 273-81 2015
- [214] W. Q. Li, Z. G. Qu, Y. L. He et W. Q. Tao "Experimental and numerical studies on melting phase change heat transfer in open-cell metallic foams filled with paraffin" *Applied Thermal Engineering* **37** 1-9 2012
- [215] A. Siahpush, J. Crepeau et J. O'Brien "Phase Change Heat Transfer Enhancement Using Copper Porous Foam" *Journal of Heat Transfer* **130** 082301 2008
- [216] C. Y. Zhao, T. J. Lu et H. P. Hodson "Natural convection in metal foams with open cells" *International Journal of Heat and Mass Transfer* **48** 2452-63 2005
- [217] A. Abhat "Low temperature latent heat thermal energy storage: Heat storage materials" *Solar Energy* **30** 313-32 1983
- [218] J. N. W. Chiu et V. Martin "Submerged finned heat exchanger latent heat storage design and its experimental verification" *Applied Energy* **93** 507-16 2012
- [219] A. Erek, Z. Ilken et M. A. Acar "Experimental and numerical investigation of thermal energy storage with a finned tube" *Int. J. Energy Res.* **29** 283-301 2005
- [220] N. Ozisik, *Heat Conduction*, Editions "Second Edition" New-York, John Wiley & Sons, Inc, 1993
- [221] B. Metais et E. R. G. Eckert "Forced, mixed, and free convection regimes" *Journal of Heat Transfer* **86** 295-6 1964
- [222] D. D. Joye "Comparison of aiding and opposing mixed convection heat transfer in a vertical tube with Grashof number variation" *International Journal of Heat and Fluid Flow* **17** 96-101 1996
- [223] TC S.A., "Traité de thermométrie par thermocouple et résistance," 6.1 ed 2016.
- [224] C. Vélez, M. Khayet et J. M. Ortiz de Zarate "Temperature-dependent thermal properties of solid/liquid phase change even-numbered n-alkanes: n-Hexadecane, n-octadecane and n-eicosane" *Applied Energy* **143** 383-94 2015
- [225] H. O. Baled et al. "Viscosity of n-hexadecane, n-octadecane and n-eicosane at pressures up to 243 MPa and temperatures up to 534 K" *The Journal of Chemical Thermodynamics* **72** 108-16 2014
- [226] M. Martinelli, F. Bentivoglio, A. Caron-Soupart, R. Couturier, J. F. Fourmigué et P. Marty "Experimental study of a phase change thermal energy storage with copper foam" *Applied Thermal Engineering* **101** 247-61 2016
- [227] P. Kumar, F. Topin et J. Vicente "Determination of effective thermal conductivity from geometrical properties: Application to open cell foams" *International Journal of Thermal Sciences* **81** 13-28 2014
- [228] P. Kumar et F. Topin "Simultaneous determination of intrinsic solid phase conductivity and effective thermal conductivity of Kelvin like foams" *Applied Thermal Engineering* **71** 536-47 2014
- [229] N. Shamsundar et E. M. Sparrow "Analysis of Multidimensional Conduction Phase Change Via the Enthalpy Model" *Journal of Heat Transfer* **97** 333-40 1975

-
- [230] N. Shamsundar et E. M. Sparrow "Storage of thermal energy by solid-liquid phase change - temperature drop and heat flux" *Journal of Heat Transfer* **96** 541-3 1974
- [231] P. Verma, Varun et S. K. Singal "Review of mathematical modeling on latent heat thermal energy storage systems using phase-change material" *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **12** 999-1031 2008
- [232] S. R. Idelsohn, M. A. Storti et L. A. Crivelli "Numerical methods in phase-change problems" *ARCO* **1** 49-74 1994
- [233] C. Bonacina, G. Comini, A. Fasano et M. Primicerio "Numerical solution of phase-change problems" *International Journal of Heat and Mass Transfer* **16** 1825-32 1973
- [234] Y. Cao et A. Faghri "A Numerical Analysis of Phase-Change Problems Including Natural Convection" *Journal of Heat Transfer* **112** 812-6 1990
- [235] S. N. AL-Saadi et Z. Zhai "Modeling phase change materials embedded in building enclosure: A review" *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **21** 659-73 2013
- [236] G. Meyer "Multidimensional Stefan Problems" *SIAM J. Numer. Anal.* **10** 522-38 1973
- [237] D. R. Atthey "A Finite Difference Scheme for Melting Problems" *IMA Journal of Applied Mathematics* **13** 353-66 1974
- [238] V. R. Voller et M. Cross "Accurate solutions of moving boundary problems using the enthalpy method" *International Journal of Heat and Mass Transfer* **24** 545-56 1981
- [239] V. R. Voller, M. Cross et N. C. Markatos "An enthalpy method for convection/diffusion phase change" *Int. J. Numer. Meth. Engng.* **24** 271-84 1987
- [240] V. R. Voller et C. Prakash "A fixed grid numerical modelling methodology for convection-diffusion mushy region phase-change problems" *International Journal of Heat and Mass Transfer* **30** 1709-19 1987
- [241] V. R. Voller et C. R. Swaminathan "General source-based method for solidification phase change" *Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals* **19** 175-89 1991
- [242] S. V. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Minkowycz, W. J. and Sparrow, E. M. Washington, Hemisphere Publishing Corporation, 1980
- [243] Q. T. Pham "The use of lumped capacitance in the finite-element solution of heat conduction problems with phase change" *International Journal of Heat and Mass Transfer* **29** 285-91 1986
- [244] A. W. Date "A strong enthalpy formulation for the Stefan problem" *International Journal of Heat and Mass Transfer* **34** 2231-5 1991
- [245] D. K. Gartling, "Finite element analysis of convective heat transfer problems with change of phase". K. Morgan, Ed. 1980, pp. 245-276.
- [246] M. M. Farid et R. M. Husian "An electrical storage heater using the phase-change method of heat storage" *Energy Conversion and Management* **30** 219-30 1990
- [247] P. A. Galione, O. Lehmkuhl, J. Rigola et A. Oliva "Fixed-grid numerical modeling of melting and solidification using variable thermo-physical properties : Application to the melting of n-Octadecane inside a spherical capsule" *International Journal of Heat and Mass Transfer* **86** 721-43 2015
- [248] H. Shmueli, G. Ziskind et R. Letan "Melting in a vertical cylindrical tube: Numerical investigation and comparison with experiments" *International Journal of Heat and Mass Transfer* **53** 4082-91 2010
-

- [249] F. Rosler et D. Bruggemann "Shell-and-tube type latent heat thermal energy storage Numerical analysis and comparison with experiments" *International Journal of Heat and Mass Transfer* **47** 1027-33 2011
- [250] P. A. Galione, O. Lehmkuhl, J. Rigola et A. Oliva "Fixed-Grid Modeling of Solid-Liquid Phase Change in Unstructured Meshes Using Explicit Time Schemes" *Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals* **65** 27-52 2013
- [251] X. X. Han, Y. Tian et C. Y. Zhao "An effectiveness study of enhanced heat transfer in phase change materials (PCMs)" *International Journal of Heat and Mass Transfer* **60** 459-68 2013
- [252] N. H. S. Tay, F. Bruno et M. Belusko "Experimental validation of a CFD model for tubes in a phase change thermal energy storage system" *International Journal of Heat and Mass Transfer* **55** 574-85 2012
- [253] E. M. Sparrow et J. A. Broadbent "Freezing in a Vertical Tube" *Journal of Heat Transfer* **105** 217-25 1983
- [254] E. M. Sparrow et W. Chuck "An implicit/explicit numerical solution scheme for phase-change problems" *Numerical Heat Transfer* **7** 1-15 1984
- [255] E. M. Sparrow et W. Chuck "Planar or radial freezing with solid-solid transitions and convective heating with solid-liquid interface" *Numerical Heat Transfer* **7** 17-38 1984
- [256] E. M. Sparrow et Y. Ohkubo "Numerical analysis of two-dimensional transient freezing including solid-phase and tube-wall conduction and liquid-phase natural convection" *Numerical Heat Transfer* **9** 59-77 1986
- [257] E. M. Sparrow et Y. Ohkubo "Numerical predictions of freezing in a vertical tube" *Numerical Heat Transfer* **9** 79-95 1986
- [258] K. A. R. Ismail, F. A. M. Lino, R. C. R. da Silva, A. B. de Jesus et L. C. Paixao "Experimentally validated two dimensional numerical model for the solidification of PCM along a horizontal long tube" *International Journal of Thermal Sciences* **75** 184-93 2014
- [259] S. F. Hosseinizadeh, A. A. Rabienataj Darzi, F. L. Tan et J. M. Khodadadi "Unconstrained melting inside a sphere" *International Journal of Thermal Sciences* **63** 55-64 2013
- [260] P. A. Galione, O. Lehmkuhl, J. Rigola et A. Oliva "Fixed-Grid Modeling of Solid-Liquid Phase Change in Unstructured Meshes Using Explicit Time Schemes" *Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals* **65** 27-52 2014
- [261] R. Dutta, A. Atta et T. K. Dutta "Experimental and numerical study of heat transfer in horizontal concentric annulus containing phase change material" *Can. J. Chem. Eng.* **86** 700-10 2008
- [262] M. J. Hosseini, A. A. Ranjbar, M. Rahimi et R. Bahrampoury "Experimental and numerical evaluation of longitudinally finned latent heat thermal storage systems" *Energy and Buildings* **99** 263-72 2015
- [263] S. Tiari et S. Qiu "Three-dimensional simulation of high temperature latent heat thermal energy storage system assisted by finned heat pipes" *Energy Conversion and Management* **105** 260-71 2015
- [264] Y. Kozak, T. Rozenfeld, and G. Ziskind, "Analysis of a latent heat storage device with radial fins", 2013.
- [265] V. R. Voller, "A general enthalpy method for modeling solidification phenomena", 2010, pp. 113-122.
- [266] "Matweb", <http://www.matweb.com/>, 2016, Date d'accès: 31/8/2016

-
- [267] "Goodfellow", <http://www.goodfellow.com/fr/>, 2016,
- [268] *ANSYS Fluent User's Guide*, Editions "17.1", 2016
- [269] F. Tetsu et U. Haruo "Laminar natural-convective heat transfer from the outer surface of a vertical cylinder" *International Journal of Heat and Mass Transfer* **13** 607-15 1970
- [270] S. W. Churchill et H. H. S. Chu "Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate" *International Journal of Heat and Mass Transfer* **18** 1323-9 1975

Résumé

Cette étude concerne un système de stockage d'énergie thermique par changement de phase, de type tubes et calandre et destiné à être raccordé à la sous-station d'un réseau de chaleur. Le travail s'axe autour des transferts thermiques dans le MCP et du régime de convection dans le fluide caloporteur.

La première étude expérimentale s'attache à montrer l'importance des inserts à l'intérieur du tube où circule le fluide caloporteur, pour sortir des régimes de convection mixte défavorables au système. Deux tubes ailetés sont testés avec deux types d'insert différents. Les inserts testés sont cylindriques et hélicoïdaux. Les performances thermiques sont meilleures avec ces derniers. Les tubes ont des densités d'ailettes suffisamment élevées pour que les transferts thermiques par convection, dans le MCP, soient négligeables. Une approche analytique a permis d'estimer les conductivités thermiques effectives dans le MCP au contact des ailettes à partir des résultats expérimentaux. Elles sont estimées à 7,4 et 10,9 W/m/K pour des densités d'ailettes de 7 et 10 fpi respectivement.

La seconde campagne expérimentale se penche sur des géométries d'échangeurs novatrices : des tubes équipés soit d'une mousse stochastique en cuivre, soit d'une mousse régulière en aluminium. Les conductivités thermiques effectives sont estimées à 13,4 et 39,5 W/m/K respectivement. Le potentiel de ces échangeurs est mis en avant à travers des comparaisons avec d'autres géométries d'échangeurs. En particulier, l'échangeur à mousse de cuivre permet de transférer plus d'énergie en un temps plus court qu'un échangeur à ailettes radiales en cuivre, bien que la quantité de cuivre dans la mousse soit moindre que dans les ailettes.

Enfin, un modèle numérique de CFD 2D-axisymétrique est validé expérimentalement. Ce modèle confirme que la convection naturelle a une influence négligeable sur les performances thermiques à l'échelle du système, mais qu'elle joue un rôle dans la forme du front de fusion entre et en périphérie des ailettes.

Mots-clés : Stockage thermique, Réseau de chaleur, MCP, Ailettes, Insert, Mousse

Abstract

This study is about a shell and tubes latent heat thermal energy storage system. This system is expected to be integrated in a district heating network substation. Heat transfers inside the PCM as well as convection flow regime inside the heat transfer fluid are investigated.

A first experimental study aims at demonstrating the necessity of internal insert inside the tubes in order to avoid mixed convection flow regime. Two highly finned tubes as well as two inserts are tested. Inserts are either cylindrical or helical. Better thermal performances are obtained with the helical one. Concerning the finned tubes, effective thermal conductivities are estimated with an experimental and analytical approach at 7.4 and 10.9 W/m/K for the 7 fpi and the 10 fpi tube. Besides, it is shown that free convection, between the fins is negligible.

A second test campaign is carried out with metallic foams. The first one is stochastic and in copper while the second one is regular and in alumina. Effective thermal conductivities are around 13.4 and 39.5 W/m/K respectively. The copper foam heat exchanger is shown to be better than a copper finned tube in terms of stored energy and thermal power, whereas only half the mass of the fins is used in the foam.

Eventually a CFD numerical model is experimentally validated. This model shows that free convection inside the PCM is negligible on the overall thermal performances even though it modifies the solid/liquid interface shape locally.

Keywords: Thermal storage, District heating, PCM, Fins, Insert, Foam
