



**HAL**  
open science

# Etude des écoulements diphasiques pour le refroidissement des composants électroniques en systèmes embarqués

María Cristina Riofrío Almeida

► **To cite this version:**

María Cristina Riofrío Almeida. Etude des écoulements diphasiques pour le refroidissement des composants électroniques en systèmes embarqués. Mécanique des fluides [physics.class-ph]. Université Grenoble Alpes, 2019. Français. NNT : 2019GREAI022 . tel-02186064

**HAL Id: tel-02186064**

**<https://theses.hal.science/tel-02186064>**

Submitted on 17 Jul 2019

**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 COMMUNAUTE UNIVERSITE GRENOBLE ALPES**

Spécialité : **Mécanique des fluides, énergétique et procédés**

Arrêté ministériel : 25 mai 2016

Présentée par

**María Cristina RIOFRIO ALMEIDA**

Thèse dirigée par **Nadia CANEY, Université de Grenoble Alpes,**  
et

codirigée par **Jean-Antoine GRUSS, CEA-LITEN**

préparée au sein du **Laboratoire des Écoulements  
Géophysiques et Industriels**  
dans l'**École Doctorale I-MEP2**

## **Étude des Écoulements Diphasiques pour le Refroidissement des Composants Électroniques en Systèmes Embarqués**

Thèse soutenue publiquement le « **28 mars 2019** »,  
devant le jury composé de :

**Monsieur, Lounes, TADRIST**

Professeur Université Aix-Marseille, Président

**Monsieur, Frédéric, LEFEVRE**

Professeur Université de Lyon, Rapporteur

**Monsieur, Yves, BERTIN**

Professeur Université de Poitiers, Rapporteur

**Monsieur, Raymond, PEIFFER**

Docteur MBDA-France, Membre

**Madame, Nadia, CANEY**

Maître de Conférences Université Grenoble Alpes, Directrice de thèse

**Monsieur, Jean-Antoine, GRUSS**

Ingénieur CEA-Grenoble, Co-encadrant



## Remerciements

Il me sera très difficile de remercier tout le monde, car c'est grâce à l'aide et patience de nombreuses personnes qu'ait pu mener cette thèse à son terme.

Je voudrais tout d'abord remercier grandement à ma directrice de thèse, Madame Nadia Caney pour toute son aide. Je suis ravie d'avoir eu l'opportunité d'avoir travaillé en sa compagnie, car outre son appui scientifique, elle a toujours été disponible pour me soutenir et me conseiller au cours de l'élaboration de cette thèse.

Également, je tiens bien à remercier Monsieur Anton Gruss pour ses conseils techniques et scientifiques pendant tout ce long parcours, même après avoir pris sa retraite. Merci beaucoup.

Je tiens à remercier Monsieur Roni Albach directeur du projet THERMOFLUIDE et tous les participants du projet pour leur contribution au sujet de thèse.

J'adresse tous mes remerciements à Monsieur Frédéric Lefevre, Monsieur Yves Bertin et Monsieur Lounes Tadriss, de l'honneur qu'ils m'ont fait en acceptant d'être mon jury de soutenance.

Il m'est impossible d'oublier Francesc Madrid pour son aide précieuse pour ma recherche bibliographique, merci pour les discussions et l'aide aux compréhensions des phénomènes physiques ainsi que pour les agréables conversations en espagnol.

Merci également Wahid Cherief pour sa contribution avec les analyses thermiques avec les surfaces hybrides.

Je tiens à remercier à 3M, spécialement à Phillip Tuma pour son aide en l'élaboration et application du revêtement microporeux sur nos surfaces à tester.

Un remerciement spécial à Franck Chiarucci et Olivier Soriano pour leur aide et guide, toujours professionnelle, dans le montage et mis en route du dispositif expérimental.

Merci à tous les thésards, alternants, stagiaires et ingénieurs du D4 que j'ai eu l'opportunité de rencontrer et partager des agréables moments : Anthony C., Matthieu M., Davy K., Odin B., Adèle S., Nahia S., Clement M., Stéphane O., Marie L., Pierre G. et Sophie M.

Merci à ma famille, mes parents, frères, cousins, tantes et oncles pour leur encouragement et soutiens pendant ces années.

Finalement, à mon cher mari, Edison, merci pour ta patience, ton soutien quotidien et pour ton amour... et à ma petite Luciana pour m'accompagner depuis le début de la thèse et pour me donner, sans le savoir, le courage pour finir ce projet.

## Nomenclature

### Alphabet Latin

$\Delta P$	Perte de pression à travers la buse	Pa
$\Delta T$	Différence de température	°C
$a_f$	Diffusivité thermique	m <sup>2</sup> /s
$A_t$	Section transversale du tube en amont de la buse	m <sup>2</sup>
$C_p$	Chaleur spécifique	J/kg°C
$d$	Diamètre	m
$d_{05}$	Diamètre moyen massique	mm
$d_{32}$	Sauter mean diamètre	µm
$D_{db}$	Diamètre de départ de bulle	m
$D_h$	Diamètre hydraulique	mm
$d_o$	Diamètre d'orifice de la buse	mm
$g$	Pesanteur	m/s <sup>2</sup>
$G^*$	Débit massique adimensionnel	
$h$	Coefficient de transfert thermique	W/m <sup>2</sup> °C
$h_{fg}, \Delta H_v$	Chaleur latente de vaporisation	J/kg
$L_c$	Longueur de capillarité	m
$m$	Flux massique	kg/s
$n$	Densité de gouttes de spray	
$P$	Pression	Pa
$Q''$	Débit volumique au bord extérieure de l'aire d'impact du spray	m <sup>3</sup> /s
$q^*$	Flux de chaleur	W/m <sup>2</sup>
$R_t$	Rugosité de surface	m
$S_t$	Terme adimensionnel de la rugosité de surface	
$T$	Température	°C
$V$	Vitesse moyenne de spray	m/s
$v_l$	Vitesse fluide en amont de la buse	m/s
$x$	Distance buse-surface	m
$x_d$	titre de vapeur	

### Alphabet Grec

$\rho$	Masse volumique	kg/m <sup>3</sup>
$\lambda$	Conductivité thermique de surface	W/(m°C)
$\varphi$	Flux de chaleur	W/m <sup>2</sup>
$\sigma$	Tension superficielle	N/m
$\theta$	Angle d'impact du spray	°
$\mu$	Viscosité dynamique	Pa s

**Nombres Adimensionnels**

Bo	Nombre d'ébullition
Ca	Nombre de Capillarité
Ja	Nombre de Jakob
Nu	Nombre de Nusselt
Oh	Nombre de Ohnesorge
Re	Nombre de Reynolds
We	Nombre de Weber

**Indices et exposants**

c	Critique
f ou l	Liquide
m.p	Critique Locale
max	Maximal
R	Réduite
sat	Saturation
sub	Sous refroidissement
v ou g	Vapeur
w	Paroi

# Table de Matières

TABLE DE MATIÈRES	i
NOMENCLATURE	vi
CHAPITRE I. CONTEXTE DE L'ETUDE ET OBJECTIFS DE LA THESE	1
1.1. Le refroidissement des composants électroniques	1
1.2. Les techniques de refroidissement diphasique	2
1.2.1. Refroidissement avec du liquide par immersion	2
1.2.2. Caloducs	2
1.2.3. Microcanaux en monophasique et en ébullition (diphasique)	2
1.2.4. Refroidissement sur milieu poreux monophasique et diphasique	3
1.2.5. Projection de jet et spray cooling	3
1.2.6. Conclusion	4
1.3. Le projet Thermofluide-RT	5
1.3.1. Objectifs du projet	5
1.3.2. Partenaires industriels	6
1.3.3. Déroulement du projet	6
1.4. Les différentes technologies adaptées au projet Thermofluide-RT	7
1.4.1. Les microcanaux	7
1.4.1.1. Avantages	8
1.4.1.2. Inconvénients	8
1.4.2. Le Spray Cooling	10
1.4.2.1. Avantages	10
1.4.2.2. Inconvénients	10
1.5. Choix d'une solution de refroidissement diphasique	11
1.6. Problématiques scientifiques et objectifs de cette étude	12
1.7. Bibliographie Chapitre I	13
CHAPITRE II – ÉTUDE BIBLIOGRAPHIQUE	15
2.1. Le Spray Cooling	15
2.1.1. Les paramètres et caractéristiques du Spray Cooling	15
2.1.1.1. Taille de goutte	15
2.1.1.2. Distance de la buse à la surface d'échange	17

2.1.1.3.	Angle du spray	18
2.1.1.4.	Angle d'impact	18
2.1.1.5.	Degré de sous-refroidissement du liquide	19
2.1.1.6.	Épaisseur du film liquide	19
2.1.2.	Les mécanismes de transfert thermique en Spray Cooling	21
2.1.2.1.	Régime de Convection (monophasique)	24
2.1.2.2.	Régime d'ébullition en film liquide (Diphasique)	25
2.1.2.3.	Régime de refroidissement par l'impact de gouttes (assèchement partiel)	27
2.1.2.4.	Régime du flux de chaleur critique	29
2.1.3.	Les modèles de transfert thermique en Spray Cooling	29
2.1.3.1.	Détermination de la température de paroi	29
2.1.3.2.	Détermination du flux critique	30
2.1.3.3.	Détermination du flux thermique surfacique	33
2.1.3.4.	Détermination du coefficient de transfert thermique	34
2.1.3.5.	Influence des intensifications macroscopiques et microscopiques	34
2.1.3.6.	Efficacité d'un spray	36
2.1.4.	Intensification de l'ébullition en Spray Cooling par modification de surfaces	37
2.1.4.1.	Modifications de la géométrie de surface	37
2.1.4.2.	Modifications de la microstructure de la surface	39
2.1.4.3.	Modification de la nanostructure de surface	41
2.1.4.4.	Structures hybrides	42
2.2.	L'ébullition en vase ou Pool Boiling	43
2.2.1.	Mécanismes de transfert thermique en Pool Boiling	44
2.2.1.1.	Convection Naturelle (NC)	44
2.2.1.2.	Ébullition Nucléée (NB)	44
2.2.2.	Modèles de transfert thermiques en Pool Boiling	45
2.2.2.1.	Modèle de conduction transitoire	45
2.2.2.2.	Modèle de la micro couche de transfert de chaleur	45
2.2.2.3.	Modèle de transfert par la ligne de contact	45
2.2.2.4.	Modèle de la surchauffe du liquide	45
2.2.2.5.	Détermination du coefficient de transfert thermique	46
2.2.3.	Intensification de l'ébullition en Pool Boiling	47
2.2.3.1.	Échelle macroscopique	47
2.2.3.2.	Échelle microscopique	48
2.2.3.3.	Échelle nanoscopique	49
2.2.3.4.	Surfaces hybrides	49
2.3.	Conclusions	50

2.4.	Bibliographie Chapitre II	52
<hr/>		
	CHAPITRE III – ÉTUDE EXPERIMENTALE	57
<hr/>		
3.1.	Sélection du fluide	57
3.1.1.	Critères de mérite pour boucles diphasiques a pompage mécanique	57
3.1.1.1.	Pertes de pression	57
3.1.1.2.	Capacité d'un fluide à favoriser l'ébullition à faible surchauffe de paroi	59
3.1.1.3.	Performances thermiques et hydrauliques	59
3.1.1.4.	Critère global	60
3.1.2.	Les fluides candidats	60
3.1.3.	Propriétés physiques et thermiques du fluide sélectionné	61
3.2.	Techniques d'intensification par structuration de surface	63
3.2.1.	Description des géométries et caractéristiques des surfaces améliorées testées	63
3.2.2.	Procédé de fabrication des surfaces avec macro structuration	64
3.2.3.	Méthode d'élaboration du revêtement microporeux	64
3.2.3.1.	Procédé d'application	65
3.2.3.2.	Procédé de fusion	65
3.3.	Description des dispositifs expérimentaux	65
3.3.1.	Dispositif hydraulique de dimensionnement des buses	65
3.3.2.	Boucle diphasique a pompage mécanique	66
3.3.2.1.	Schéma de principe	67
3.3.2.2.	Section d'essais (Évaporateur)	67
3.3.2.3.	Fonctionnement/régulation	70
3.3.2.4.	Instrumentation	71
3.3.2.5.	Acquisition	72
3.3.2.6.	Procédure expérimentale	72
3.3.2.7.	Intensification de surfaces	75
3.3.3.	Banc d'essais en Pool Boiling	75
3.3.3.1.	Schéma de principe	76
3.3.3.2.	Section d'essais	76
3.3.3.3.	Fonctionnement/régulation	76
3.3.3.4.	Instrumentation	77
3.3.3.5.	Acquisition	78
3.3.3.6.	Procédure expérimentale	78
3.4.	Traitement des données	78
3.4.1.	Dispositif hydraulique	78

3.4.1.1.	Traitement d'images	78
3.4.2.	Boucle diphasique a pompage mécanique	80
3.4.2.1.	Étalonnage des instruments de mesure	80
3.4.2.2.	Détermination du flux de chaleur	81
3.4.2.3.	Détermination de la température de surface	81
3.4.2.4.	Détermination du coefficient de transfert thermique (h)	81
3.4.2.5.	Détermination des pertes thermiques	82
3.4.3.	Banc d'essais en Pool Boiling	82
3.4.3.1.	Étalonnage des instruments de mesure	82
3.4.3.2.	Détermination du flux de chaleur	82
3.4.3.3.	Détermination de la température de surface	82
3.4.3.4.	Détermination du coefficient de transfert thermique (h)	82
3.5.	Incertitudes de mesure	82
3.6.	Bibliographie Chapitre III	84
 CHAPITRE IV – RESULTATS		 86
<hr/>		
4.1.	Résultats du dispositif hydraulique	86
4.1.1.	Taille et vitesse de gouttes	86
4.2.	Résultats de la boucle diphasique a pompage mécanique	89
4.2.1.	Résultats de la boucle diphasique a pompage mécanique avec chauffage de l'enceinte	89
4.2.1.1.	Effet de la variation du débit de fluide sur une surface lisse	89
4.2.1.2.	Effet de la variation de la distance de la buse à la surface avec une surface lisse	94
4.2.1.3.	Effet de la macro structuration de surface	95
4.2.2.	Résultats de la boucle diphasique a pompage mécanique sans chauffage de l'enceinte avec isolation thermique	106
4.2.2.1.	Surface lisse, variation du débit	107
4.2.2.2.	Effet de la macro structuration de surface	109
4.2.2.3.	Effet du revêtement microporeux	110
4.2.2.4.	Effet de la combinaison de structures (surface hybride)	111
4.3.	Analyse de résultats de la boucle diphasique a pompage mécanique	113
4.4.	Résultats de Pool Boiling	121
4.4.1.	Effet de la macro structuration	121
4.4.2.	Effet du revêtement microporeux	123
4.4.3.	Effet de la combinaison des structures (surface hybride)	125
4.5.	Analyse de résultats en Pool Boiling	130
4.6.	Conclusion	134

4.7. Bibliographie Chapitre IV	135
<b>CHAPITRE V — CONCLUSION ET PERSPECTIVES</b>	<b>137</b>
5.1. Conclusion	137
5.2. Perspectives	139
<b>ANNEXES</b>	<b>141</b>
Annexe I : Critères de Mérites pour la Sélection du fluide de Refroidissement	141
Annexe II : Fiches des données de sécurité des Fluides	143

**Étude des Écoulements Diphasiques pour le  
Refroidissement des Composants  
Électroniques en Systèmes Embarqués**

## Chapitre I. Contexte de l'étude et objectifs de la thèse

Dans ce chapitre nous présentons, dans un premier temps, l'importance et les enjeux du refroidissement des composants électroniques ainsi que les technologies existantes permettant d'effectuer ce refroidissement. Dans un deuxième temps, nous détaillons le projet THERMOFLUIDE-RT, dans le cadre duquel cette thèse a été réalisée, ainsi que la technique de refroidissement sélectionnée en tenant compte des besoins industriels de refroidissement ainsi que les verrous scientifiques. Enfin, la problématique de l'étude et les objectifs de celle-ci sont traités.

### 1.1. Le refroidissement des composants électroniques

Depuis le développement des premiers ordinateurs, dans les années 1940, l'évacuation efficace de la chaleur de ces derniers, et des appareils électroniques en général, est indispensable quand il s'agit de leur assurer un fonctionnement optimal et fiable [1]. En effet, le refroidissement de composants électroniques permet de maintenir la température des composants dans des limites acceptables et donc favorisent leur bon fonctionnement [2].

De nos jours, la conception de composants électroniques de plus en plus miniaturisés et de grande fiabilité est limitée par des problèmes de dissipation de la chaleur. L'augmentation de la quantité de transistors sur les micro chips résulte en une hausse de leur puissance et, en conséquence, du flux de chaleur émis par les composants [1], [3], [4].

Traditionnellement, les systèmes de refroidissement basés sur la convection naturelle avec de l'air étaient employés pour dissiper la chaleur des composants. Cette technique a permis de refroidir des tubes électroniques dissipant environ  $10 \text{ mW/cm}^2$ . Ces systèmes ont ensuite évolué pour permettre de dissiper de flux de chaleur jusqu'à  $300 \text{ mW/cm}^2$  en utilisant des ventilateurs. Le principe de cette transformation était d'augmenter la vitesse de l'air sur les composants pour évacuer plus de chaleur.

Aujourd'hui pourtant, les équipements électroniques ont besoin de dissiper des densités de chaleur localement supérieures à  $100 \text{ W/cm}^2$ , c'est la raison pour laquelle les techniques de refroidissement ont évolué à partir du refroidissement par convection vers des techniques utilisant des liquides de refroidissement avec ou sans changement de phase [2], [3]. De ces dernières, les techniques diphasiques (liquide-vapeur) sont les plus efficaces car, lorsqu'on travaille dans ce mode, une grande quantité de chaleur est éliminée grâce au changement de phase produit pendant l'évaporation (chaleur latente). Ces techniques sont détaillées par la suite.

## 1.2. Les techniques de refroidissement diphasique

### 1.2.1. Refroidissement avec du liquide par immersion

De nos jours, une des techniques de refroidissement les plus employées, et une des plus simples, consiste à plonger directement les composants à refroidir dans un liquide. Ainsi, la chaleur est directement prélevée de la surface des composants [5]. Le liquide peut rester monophasique ou peut changer de phase. Dans ce dernier cas, le phénomène physique est appelé ébullition nucléée et celui-ci permet d'évacuer plus de quantité de chaleur [6].

### 1.2.2. Caloducs

Un caloduc est un système fermé indépendant qui transfère de la chaleur à l'aide de l'évaporation et de la condensation d'un fluide [5]. Il s'agit d'un tube creux avec un fluide réfrigérant qui est évaporé d'un côté et condensé à l'autre extrémité [2]. Le principe de fonctionnement d'un caloduc est le suivant : la chaleur qui est amenée sur l'évaporateur du caloduc fait que le liquide dans cette zone s'évapore. L'énergie thermique est transportée par la vapeur formée depuis l'évaporateur jusqu'à l'autre bout du caloduc où la vapeur est condensée. Enfin, le liquide condensé retourne à l'extrémité de l'évaporateur à travers un réseau capillaire sur la paroi lorsque la gravité n'assure pas cette fonction [5].

Actuellement, il existe de nombreuses applications pour les caloducs parmi lesquelles se trouvent [1], [5] :

- Refroidissement de circuits imprimés ou de plaques de composants électroniques intégrés.
- Refroidissement de semi-conducteurs de puissance par différents moyens, par exemple : le refroidissement des électrodes à travers un caloduc capillaire intégré ; le refroidissement de la surface d'un semi-conducteur avec un caloduc capillaire ou gravitaire ; le refroidissement indirect de semi-conducteurs de puissance dans des boîtes fermées par un caloduc qui refroidit l'air à l'intérieur de la boîte ; entre autres.

### 1.2.3. Microcanaux en monophasique et en ébullition (diphasique)

Les techniques de refroidissements traditionnels par air ou avec des liquides ne sont pas suffisantes pour des besoins de refroidissement supérieurs à  $100 \text{ W/cm}^2$ . C'est ainsi que, pour dissiper des flux de chaleur plus élevés, quelle que soit l'application, les dissipateurs qui utilisent ces techniques sont censés être plus grands que les composants à refroidir. Cette condition engendre l'apparition de points chauds et d'un flux de chaleur non uniforme. Pour cette raison, plusieurs recherches ont été menées afin de créer un système intégré à la source chaude (plaque des composants) permettant d'éliminer la

chaleur d'une façon uniforme [4]. Ce type de système est connu sous l'appellation de *mini ou microcanaux* et a été étudié au cours des vingt dernières années pour optimiser le procédé de refroidissement. La classification des canaux selon la taille de son diamètre hydraulique que nous considérons est présentée dans le Tableau 1 et a été proposée par Kandlikar et Grande [7].

Tableau 1. Classement proposée par Kandlikar et Grande [7]

<i>Diamètre hydraulique (<math>D_h</math>)</i>	<i>Classement</i>
$D_h < 0,2 \text{ mm}$	Microcanaux
$0,2 \text{ mm} < D_h < 3 \text{ mm}$	Minicanaux
$D_h > 3 \text{ mm}$	Canaux conventionnels

Les microcanaux sont fabriqués par différentes techniques et à partir de divers matériaux comme le métal, le plastique ou le silicium. L'intérieur de ces microcanaux a été conçu pour la circulation d'un fluide froid permettant de refroidir les composants [8]. Le fluide reste liquide durant le refroidissement ou peut changer de phase. Les microcanaux sont utilisés pour une diversité d'applications pratiques, par exemple, en bio-ingénierie et pour des systèmes fluidiques micro fabriqués, micro pompes et micro caloducs. Ceci se traduit par leur utilisation pour des systèmes de climatisation automobiles, des piles à combustible et en microélectronique, par exemple.

En monophasique, on peut atteindre des flux de refroidissement très élevés, mais au prix d'une forte perte de pression dans les microcanaux et donc une puissance de pompage élevée.

En diphasique, on est limité par les risques d'assèchement partiel ou total du fluide dans le canal.

### 1.2.4. Refroidissement sur milieu poreux monophasique et diphasique

Il s'agit d'une autre technique pour dissiper les grands flux de chaleur par l'emploi d'un dissipateur avec une couche d'un métal poreux. Ce type de refroidissement peut être utilisé soit avec un fluide qui reste en une seule phase (liquide), soit avec un fluide qui change de phase (ébullition). L'emploi d'un milieu poreux, en monophasique ou en diphasique, est avantageux car on crée une grande surface d'échange thermique, mais là encore ce type de systèmes nécessitent une puissance de pompage élevée [9][10]

### 1.2.5. Projection de Jet et *Spray Cooling*

Les systèmes de refroidissement par impact de jet (Jet cooling) et par spray ont le même principe de fonctionnement : un liquide réfrigérant est projeté à travers un petit orifice (une buse) vers le composant à refroidir [5].

Concernant la projection du jet, il existe deux types de projection : (1) avec un jet immergé dans le même fluide que celui utilisé pour le jet, ou (2) avec un jet libre ou exposé à un environnement gazeux.

Dans le cas des sprays, le liquide est pulvérisé par dispersion de petites gouttes impactant sur la surface à refroidir. Cette condition peut être créée par une grande pression ou par atomisation avec l'aide d'air comprimé [11]. Le système de *spray cooling* est considéré comme une technique prometteuse pour le refroidissement de composants électroniques grâce à la grande capacité de transfert thermique et à l'uniformité d'évacuation de la chaleur [12]. Ainsi, en plus du refroidissement des composants électroniques, les sprays sont employés aussi en systèmes de protection contre les incendies, pour des chirurgies dermatologiques et dans l'industrie du laminage de l'acier [11].

Le Tableau 2 montre les différences entre la projection de jet et le *spray cooling* proposé par Yeh et Chu [5].

**Tableau 2. Différences entre la Projection de Jet et le Spray Cooling [5]**

<i>Caractéristiques</i>	<i>Projection de jet</i>	<i>Spray Cooling</i>
<i>Vitesse du fluide</i>	Haute vitesse	Petite vitesse
<i>Surface de contact</i>	Erosion possible	Pas d'érosion
<i>Surface de Refroidissement</i>	Petite	Grande
<i>Chaleur Transférée</i>	Élevée au point de stagnation Forte baisse à partir de ce point	Uniforme sur une grande surface
<i>Température de surface de chauffage</i>	Pas uniforme	Uniforme
<i>Chute de Pression</i>	Élevée	Petite

### 1.2.6. Conclusion

Les différentes techniques de refroidissement électronique, avec les valeurs du flux de chaleur maximal associées à chacune, sont résumées dans le Tableau 3.

**Tableau 3. Récapitulatif des techniques de refroidissement et le flux de chaleur maximal trouvé dans la bibliographie**

<i>Technique de Refroidissement</i>	<i>Monophasique /Diphasique</i>	<i>Flux de chaleur maximal (W/cm<sup>2</sup>)</i>	<i>Référence</i>
<i>Air — Convection Naturelle</i>	Monophasique	15	[13]
<i>Air — Convection Forcée</i>	Monophasique	35	[13]
<i>Immersion en liquide – Milieu Poreux</i>	Diphasique	140	[11]
<i>Caloducs</i>	Diphasique	250	[11]
<i>Microcanaux</i>	Diphasique	275	[11]

<i>Spray Cooling</i>	Diphasique	1200	[14]
<i>Projection de jet</i>	Diphasique	1820	[11]

Le Tableau 3 montre que les caloducs et les microcanaux sont des techniques de refroidissement qui permettent d'évacuer des flux de chaleur plus importants que les techniques de convection, mais avec des limitations pour des flux de chaleur proches de 300 W/cm<sup>2</sup>. Le *spray cooling* et la projection de jet sont des techniques permettant d'atteindre des flux de chaleurs jusqu'à environ 1000 W/cm<sup>2</sup>. Toutes ces techniques emploient le changement de phase (liquide-vapeur) pour pouvoir refroidir plus efficacement les surfaces.

Par la suite, nous allons présenter le projet Thermofluide-RT (Rupture Technologique) à partir duquel cette étude a été financée dans le but de concevoir et développer une boucle diphasique à pompage mécanique.

### **1.3. Le projet THERMOFLUIDE-RT**

Les nouveaux défis de la technologie exigeant de concevoir et mettre en place des systèmes électroniques plus puissants et densifiés se trouvent confrontés au défi technologique que représente l'évacuation nécessaire de grandes quantités de chaleur.

Comme exposé précédemment, les formes les plus simples de refroidisseurs diphasiques sont les caloducs, mais elles sont très limitées lorsqu'on travaille contre la gravité, voire avec des accélérations importantes. Pour permettre le transport de la chaleur dans ces situations, on peut séparer évaporateur et condenseur, les relier par des tuyauteries, et utiliser un moyen de pompage pour ramener les condensats à l'évaporateur.

On peut utiliser une pompe capillaire passive pour réaliser un LHP (Loop Heat Pipe) ou CPL (Capillary Pumped Loop). Néanmoins, ces solutions sont limitées en performances et posent des problèmes de souplesse de conception, d'instabilité et de démarrage. L'utilisation d'une pompe mécanique pour le retour des condensats comme dans le projet THERMOFLUIDE-RT, qui est présenté par la suite, apporte une solution efficace et compacte à ce problème. Ce projet a été soutenu par le Fonds Unique Interministériel de Soutien aux Projets de Recherche & Développement collaboratifs des Pôles de Compétitivité.

#### **1.3.1. Objectifs du projet**

Le projet THERMOFLUIDE a pour objectif la conception et le développement d'une technologie de refroidissement de composants dissipatifs par boucles fluides diphasiques à pompage mécanique.

### 1.3.2. Partenaires Industriels

Le projet THERMOFLUIDE est un projet à caractère principalement industriel, qui comprend à la fois des aspects technologiques, scientifiques et des fonctionnalités applicatives complexes. De ce fait, il a été nécessaire de rassembler des compétences multiples et très diversifiées. Pour cette raison, la réalisation du projet inclut 13 partenaires : 5 PME et ETI, 5 établissements de recherche (Laboratoires) et 3 grands groupes (GG) comme indiqué dans le Tableau 4.

Tableau 4. Liste des Partenaires du Projet THERMOFLUIDE-RT

<i>Partenaires</i>	<i>Type</i>	<i>Tâches spécifiques dans le projet</i>
<i>ADR</i>	ETI	Développer des solutions intégrées et robustes de roulements et systèmes tournants pour les pompes rotatives
<i>AER</i>	ETI	Conception et dimensionnement des composants mécaniques
<i>ATMOSTAT</i>	ETI	Fabrication des composants mécaniques (dont composants des bancs), intégration et essais ; développements technologiques
<i>ATI</i>	PME	Conception – développement des câblages, connecteurs et boîtiers-packaging intégrés
<i>Controlsys</i>	PME	Développement des systèmes de contrôle et d'acquisition des bancs d'essai
<i>ARTS — LML</i>	Labo	Développement et validation de systèmes expérimentaux multiphysiques (mécanique des fluides, thermique, thermodynamique, etc.) en coopération avec le LAGIS
<i>CEA Liten/LETh</i>	Labo	Conception et dimensionnement des échangeurs diphasiques
<i>EC Lille — LAGIS</i>	Labo	Développement d'un modèle multiphysique du comportement global de la boucle fluide, en utilisant les lois locales des physiques étudiées par ailleurs (coefficients d'échange, écoulements...) et les lois de la thermique (en collaboration avec le LML)
<i>ENS Cachan — LMT</i>	Labo	Évaluation et optimisation de la robustesse des organes mécaniques travaillant en fatigue
<i>LEGI</i>	Labo	Développement d'un modèle prédictif du comportement du fluide diphasique dans la boucle, y compris risque de cavitation et régimes transitoires
<i>MBDA</i>	GG	Expression de besoin pour les applications critiques, support technologique du fait de son expertise, démarche de modélisation numérique élaborée
<i>SAFRAN-Hispano Suiza</i>	GG	Expression de besoin pour les applications aéronautiques de forte puissance
<i>ZODIAC AEROSPACE</i>	GG	Expression de besoin pour les applications aéronautiques de faible puissance

### 1.3.3. Déroulement du projet

Pour atteindre les résultats souhaités, de nombreuses activités ont du être réalisées. Ces activités sont organisées par thèmes. Chaque thème s'articule en tâches et en livrables. Ces derniers sont constitués de résultats techniques cohérents exposés sous

forme de rapports ou de lots de matériels. Ces thèmes structurent aussi le planning et sont 5 :

- le management du projet,
- l'identification des besoins futurs,
- la conception et fabrication des équipements de boucles,
- la conception et fabrication de bancs d'essai,
- des activités scientifiques.

Les principaux verrous technologiques du projet sont l'efficacité de l'échangeur, la durabilité de l'étanchéité de l'ensemble de la boucle, la capacité de la pompe à maîtriser le flux liquide, qui doit être très faible, et la durée de vie de la pompe. En plus, un verrou scientifique majeur repose sur la possibilité de calculer de façon anticipée le comportement d'une boucle particulière, pour pouvoir la dimensionner.

Notre étude se focalise particulièrement sur l'évaporateur et l'intensification des échanges thermiques pour améliorer l'efficacité de celui-ci.

### 1.4. Les différentes technologies adaptées au projet THERMOFLUIDE-RT

Comme décrit auparavant, le projet THERMOFLUIDE-RT avait comme finalité le refroidissement de composants électroniques à travers une boucle fluide diphasique à pompage mécanique pour des systèmes embarqués. La puissance maximale à dissiper en permanence sur une surface d'environ  $100 \text{ cm}^2$  était d'environ 2000 W. En conséquence, il était nécessaire de choisir une technique diphasique qui assurait la meilleure efficacité possible de l'évaporateur, ainsi qu'une bonne durée de vie de la boucle. En plus, la boucle devrait assurée sa performance quel que soit son orientation soumise à accélérations constantes jusqu'à 5 g.

Par la suite, nous analyserons les avantages, les inconvénients et les effets de l'accélération des deux technologies qui étaient les plus adaptées et les plus prometteuses selon les caractéristiques et les besoins du projet : les microcanaux en ébullition et le *spray cooling*.

#### 1.4.1. Les Microcanaux

Comme indiqué dans la Section 1.2.3, les microcanaux peuvent fonctionner en diphasique (ébullition). L'avantage de travailler en ébullition est qu'il est possible d'éliminer une grande quantité de chaleur lors du changement d'état liquide-vapeur par chaleur latente.

### 1.4.1.1. Avantages

Les microcanaux ont plusieurs avantages techniques et économiques :

- Petite taille des canaux, ce qui les rend légers et compacts.
- Faible quantité de matériel nécessaire pour la fabrication.
- Diminution de la quantité de fluide frigorigène utilisé et, par conséquent, impact sur l'environnement réduit.
- L'effet de diminuer la taille du microcanal fait que le coefficient de transfert de chaleur est élevé sur une grande surface d'échange par unité de volume.

Un des aspects à prendre en compte est qu'il existe une bibliographie abondante traitant des microcanaux, ce qui montre l'intérêt des chercheurs pour comprendre, optimiser et modéliser les phénomènes thermiques produits à travers cette technologie.

### 1.4.1.2. Inconvénients

Les microcanaux présentent aussi des inconvénients qui doivent être pris en compte. Il existe :

- Des limitations de fabrication.
- Des instabilités de flux qui sont générées au sein des microcanaux. Les types d'instabilités sont détaillés par la suite.

#### Instabilités

Les instabilités dans les canaux de taille conventionnelle qui fonctionnent en ébullition ont été largement abordées par les chercheurs depuis les années 1960. Les échangeurs de chaleur à microéchelle présentent davantage d'instabilités que ceux à macro-échelle par l'effet de la tension superficielle, les forces capillaires ou l'effet de paroi [15]. Il existe plusieurs modes d'instabilités en microcanaux qui sont détaillés ci-dessous :

- **Instabilité de Ledinegg (*Flow excursions* ou *Ledinegg Instability*)**. Il s'agit d'une instabilité statique associée au diagramme de chute de pression en fonction de la vitesse massique de l'écoulement. Les systèmes présentent cette instabilité quand ils passent d'un point d'opération instable à un point d'opération stable. Par ailleurs, dans la plupart des cas pratiques, ce type d'instabilité ne se produit jamais, car en conditions d'opération, il n'est pas possible d'atteindre un point statique instable [16]–[18].
- **Écoulements inverses**. Lorsqu'une bulle de vapeur se forme à l'intérieur des microcanaux, son confinement fait qu'elle ne peut croître que vers la sortie et l'entrée du canal. Au moment où le système va atteindre le flux critique de chaleur, la résistance du canal à l'écoulement vers son entrée devient faible, ce qui provoque le retour de l'écoulement (écoulement inverse).

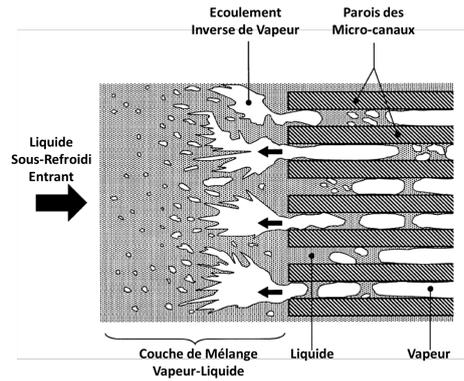


Figure 1. Représentation du phénomène d'écoulement inverse observé par [19] au voisinage du Flux Critique de Chaleur

- Assèchement de la paroi du canal.** L'assèchement du canal résulte de la présence d'un flux important de chaleur (Flux Critique – Critical Heat Flux) nécessitant d'être évacué. Dans ce cas, de la vapeur à proximité de la paroi des microcanaux se produit. Celle-ci empêche le liquide de mouiller la paroi et donc la température de paroi augmente fortement. Ceci entraîne une diminution importante du coefficient d'échange. Ainsi, les performances de l'échangeur sont affectées et le refroidissement est inefficace. C'est pour cette raison que la prise en compte de la valeur du titre de vapeur critique, qui indique le point de départ du flux de chaleur critique, est importante. Kim et Mudawar [20] ont développé et validé une corrélation pour prédire la valeur du titre de vapeur signalant l'apparition du CHF au niveau des microcanaux. L'étude a été réalisée à partir de 26 sources différentes pour une gamme de 13 fluides distincts, avec plusieurs tailles de diamètres et de vitesses massiques. La corrélation exposée par ces auteurs est la suivante :

$$x_{di} = 1,4 \cdot We_l^{0,03} \cdot P_R^{0,08} - 15,0 \cdot \left(Bo \cdot \frac{P_H}{P_F}\right)^{0,15} \cdot Ca^{0,35} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,06}$$

Où :

$$We_l = \frac{G^2 \cdot Dh}{\rho_l \cdot \sigma} \text{ est le nombre de Weber}$$

$$P_R = \frac{P}{P_c} \text{ est le rapport entre la pression (P) et la pression critique (Pc)}$$

$$Bo = \frac{q}{G \cdot H h_{lv}} \text{ est le nombre d'ébullition}$$

$$Ca = \frac{\mu_l \cdot G}{\rho_l \cdot \sigma} = \frac{We_l}{Re_l} \text{ est le nombre de Capillarité}$$

La corrélation montre une excellente capacité de prédiction du titre critique de vapeur, pour les points de la base de données des auteurs, avec une erreur moyenne absolue de 12,5%.

- Effets de l'accélération dans les microstructures.** Quelques études ont été faites pour étudier les effets de la microgravité (0,05 g), la gravité (1 g) et l'hyper gravité (1,8 g) sur les microcanaux. Luciani *et al.*, Baltis *et al.* et Sinha-Ray *et al.* [21]–[24] ont constaté l'effet de la gravité sur l'écoulement. Par exemple Luciani *et al.* [21] ont réalisé une expérience avec un dispositif mis à l'épreuve lors d'un vol parabolique à bord d'un A300 Zero-G, et ils ont

observé que pendant l'étape de microgravité l'écoulement est annulaire. Par contre, pendant les étapes de gravité et d'hyper gravité, l'écoulement est à bulles avec des bouchons de vapeur. Les recherches de Baltis *et al.* [23] ont montré que l'effet de la gravité en ébullition nucléée dépend de la vitesse massique et du flux de chaleur. Si la vitesse massique du fluide est faible, les effets de la gravité sur le coefficient de transfert sont plus grands.

### 1.4.2. Le *spray cooling*

Comme mentionné dans la Section 1.2.5, le principe du *spray cooling* est de pulvériser du fluide sur la surface qu'on souhaite refroidir. Cette méthode est considérée comme prometteuse pour le refroidissement de composants électroniques, car elle présente de nombreux avantages.

#### 1.4.2.1. Avantages

Les avantages du *spray cooling* aux niveaux économiques et thermiques sont :

- Dissipation de chaleur élevée et uniforme
- Haut coefficient de transfert thermique
- Température uniforme de surface
- Faible débit de fluide, ce qui se traduit par l'utilisation de petites pompes, et d'une quantité de fluide réduite dans la boucle
- Diminution du retard à la nucléation
- Faible sensibilité à l'accélération et l'hypergravité

#### 1.4.2.2. Inconvénients

Les inconvénients les plus importants de la technique de refroidissement par spray résultent de la complexité du système et le manque d'études sur ce sujet. Ceci peut être considéré comme une opportunité pour la recherche car le champ d'étude est large et peut porter sur le développement de nouveaux systèmes et modèles favorisant la compréhension de ce système.

- **Effets de l'accélération.** Sinha-Ray *et al.* [24] ont étudié l'influence de l'accélération pour un système de *spray cooling* à 0 g, 1 g et 1,8 g. Les auteurs ont comparé l'effet de l'accélération avec une surface de cuivre nue et une autre revêtue de nano fibres. Les résultats des essais ont montré qu'en hyper gravité (1,8 g) la vitesse d'évacuation de la chaleur est environ cinq fois plus grande avec la surface recouverte de nano fibres qu'avec la surface nue. En conditions normales de gravité (1 g), la vitesse d'évacuation de la chaleur de la surface revêtue de nano fibres était d'environ deux fois plus grande que celle de cuivre sans revêtement.

Gambaryan-Roisman *et al.* [25] ont constaté que l'efficacité d'un spray dépend du débit volumique du liquide et que le procédé dépend du niveau d'accélération pour des fluides à forts débits. Le *spray cooling* devient moins

performant en conditions de microgravité, en comparaison avec les cas de gravité normale et hyper gravité, car l'épaisseur du film liquide augmente pendant l'action de la microgravité.

Zhang *et al.* [26] ont étudié l'influence de l'accélération d'un système de spray et ont constaté que, sous l'effet de l'accélération, les performances thermiques sur une surface plane pour des paramètres d'un spray fixes, comme le débit et la distance de la buse avec la surface, sont les mêmes qu'en état stationnaire. Par ailleurs, dans le cas des surfaces structurées avec ailettes rectangulaires et des tunnels poreuses, l'effet de l'accélération augmente les performances thermiques dans les deux types de surfaces comparées avec la surface plane.

## 1.5. Choix d'une solution de refroidissement diphasique

Compte tenu des différents avantages et inconvénients des possibles techniques de refroidissement diphasique disponibles pour le projet, nous présentons, dans le Tableau 5, une analyse des performances souhaitées afin de faire la sélection entre les deux techniques (microcanaux et *spray cooling*). Dans ce tableau, le poids correspond au degré d'importance du critère donc, pour faire une discrimination, les valeurs des poids sont 1, 3 ou 5 (1 peu important et 5 important). En ce qui concerne les techniques de refroidissement, chaque valeur de la table représente le niveau d'efficacité de la technique par critère. Une valeur totale est calculée en fonction de chaque valeur assignée et le poids du critère correspondant.

Tableau 5. Tableau de synthèse pour le choix d'une technologie de refroidissement

Critère	Poids	Micro-canaux	Spray cooling
Coefficient d'échange (h)	5	3	5
Flux de chaleur maximum (w/cm <sup>2</sup> )	3	3	5
Encombrement/masse	5	5	1
Pertes de pression internes	5	3	5
Pression de pompe requise	3	3	1
Complexité technologique	3	5	3
Potentiel d'avancée technique/scientifique/brevet	5	1	5
Disponibilité technologique chez Atmostat	1	5	5
Modularité	3	5	3
Sensibilité à l'accélération	3	3	3
<b>TOTAL</b>		122	130

En conclusion, le *spray cooling* est la technique qui a obtenu les meilleurs résultats parmi les deux considérés pour le projet. Même si la différence n'est pas très grande, le *spray cooling* présente les meilleurs résultats pour des critères comme le coefficient d'échange, les pertes de pression interne et le potentiel d'avancée scientifique. Ainsi, cette

technique semble la plus prometteuse pour faire avancer la connaissance sur le refroidissement des composants électroniques en boucles diphasiques. Dans le Chapitre II, une étude bibliographique plus détaillée sur le *spray cooling* est présentée.

### 1.6. Problématiques scientifiques et objectifs de cette étude

Suite au choix du *spray cooling* comme technique de refroidissement, nous allons examiner de façon générale les problématiques scientifiques sous-jacentes à cette technique.

Il y a encore des phénomènes à comprendre sur le *spray cooling*. Ces phénomènes comprennent les mécanismes de transferts thermiques, la formation de bulles, l'interaction de gouttes avec le liquide et les bulles, etc.

Pour répondre aux besoins de connaître les paramètres caractéristiques du spray dans notre étude, nous allons sélectionner et caractériser des buses du commerce avec de l'eau et un fluide réfrigérant (HFE-7100) qui sera employé pour valider un modèle permettant de déterminer la taille de gouttes. En ce qui concerne la partie thermique, nous allons concevoir une section d'essais (évaporateur) de spray afin d'étudier le refroidissement avec une boucle fermée diphasique. Des mesures de température, pression, débit et puissance vont nous aider à définir l'efficacité du spray ainsi que le coefficient de transfert thermique global de la surface d'échange.

Ensuite, au vue de la complexité du système de spray par l'influence de plusieurs paramètres, nous allons isoler le phénomène d'ébullition nucléée. L'étude de l'ébullition nucléée va nous servir à analyser de façon isolée un des phénomènes thermiques majeurs qui se produisent pendant le refroidissement par spray. C'est la raison pour laquelle un système en *pool boiling* a été conçu de sorte que l'élément chauffant soit identique à celui employé en *spray cooling*.

Ensuite, il est connu que grâce à la structuration de surfaces on arrive à intensifier les échanges thermiques. Ainsi, dans la première partie de notre étude nous proposerons des surfaces à étudier à partir d'une revue de la littérature. Ensuite, nous testerons les surfaces sélectionnées avec structuration macroscopique, microscopique et hybride (combinaison de deux types de structuration). Finalement, une comparaison entre les différentes surfaces structurées avec une surface lisse sera présentée pour le refroidissement par spray et pour le refroidissement en *pool boiling*.

## 1.7. Bibliographie Chapitre I

- [1] A. E. Bergles, "Heat Transfer in Electronic and Microelectronic Equipment." Hemisphere Publishing Corporation, p. , 1990.
- [2] H. D. Bickley, "Cooling of electronic equipment," *Electron. Power*, vol. 29, no. 5, p. 386, 1983.
- [3] S. Elberg and P. Mathonnet, "Evacuation de la Chaleur Dissipée dans les Equipements Electroniques," CEA-CENG Département de Transfert et Conversion d'énergie Service de Transferts Thermiques, 1976.
- [4] M. Ohadi, K. Choo, S. Dessiatoun, and E. Cetegen, *Next Generation Microchannel Heat Exchangers*. New York, NY: Springer New York, 2013.
- [5] L.-T. Yeh and R. C. Chu, "Thermal Management of Microelectronic Equipment." The American Society of Mechanical Engineers, New York, p. , 2002.
- [6] L. P. Yarin, A. Mosyak, and G. Hetsroni, *Fluid Flow, Heat Transfer and Boiling in Micro-Channels*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2009.
- [7] S. G. Kandlikar and W. J. Grande, "Evolution of microchannel flow passages - Thermohydraulic performance and fabrication technology," in *International Mechanical engineering congress and exposition Heat Transfer*, 2002, p. 13.
- [8] F. P. Incropera, "Liquid Cooling of Electronic Devices by Single-Phase Convection." Wiley-Interscience, p. , 1999.
- [9] B. Agostini *et al.*, "State of the Art of High Heat Flux Cooling Technologies State of the Art of High Heat Flux," *Heat Transf. Eng.*, vol. 7632, no. November, pp. 258–281, 2015.
- [10] G. Hetsroni, A. Mosyak, E. Pogrebnyak, and L. P. Yarin, "Fluid flow in micro-channels," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 48, no. 10, pp. 1982–1998, 2005.
- [11] Z. Yan *et al.*, "Spray Cooling," in *Two Phase Flow, Phase Change and Numerical Modeling*, no. 13, A. Ahsan, Ed. InTech, 2011, pp. 285–310.
- [12] Y. Wang, N. Liu, and X. Xu, "Reserch developments on improvement of spray cooling performance," *Advanced Materials Research*, vol. 588–589. Trans Tech Publications, pp. 1735–1739, 2012.
- [13] I. Mudawar, "Assessment of High-heat Thermal Management Schemes," *IEEE Trans. Comp. Pack. Tech.*, vol. 24, no. 2, pp. 122–141, 2001.
- [14] M. R. Pais, L. C. Chow, and E. T. Mahefkey, "Surface Roughness and Its Effects on the Heat Transfer Mechanism in Spray Cooling," *J. Heat Transfer*, vol. 114, no. 1, pp. 211–219, Feb. 1992.
- [15] J. Barber, D. Brutin, L. Tadrist, and K. Sefiane, "Etude Expérimentale des Instabilités et de l'écoulement diphasique lors de l'ébullition convective en microcanaux," *Congrès Français Thermique, SFT 2007*. p. , 2007.

- [16] A. E. Bergles and S. G. Kandlikar, "On the nature of critical heat flux in microchannels," *J. Heat Transfer*, vol. 127, no. 1, pp. 101–107, 2005.
- [17] T. Zhang *et al.*, "Ledinegg instability in microchannels," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 52, no. 25–26, pp. 5661–5674, 2009.
- [18] L. C. Ruspini, C. P. Marcel, and A. Clausse, "Two-phase flow instabilities: A review," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 71, no. 0, pp. 521–548, 2014.
- [19] W. Qu and I. Mudawar, "Measurement and correlation of critical heat flux in two-phase micro-channel heat sinks," *Int J Heat Mass Transf.*, vol. 47, no. 10GÇô11, p. 2045–2059 (10–11), 2004.
- [20] S. M. Kim and I. Mudawar, "Universal approach to predicting saturated flow boiling heat transfer in mini/micro-channels - Part I. Dryout incipience quality," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 64, no. 2013, pp. 1226–1238, 2013.
- [21] S. Luciani, D. Brutin, C. Le Niliot, O. Rahli, and L. Tadrist, "Flow Boiling in Minichannels Under Normal, Hyper-, and Microgravity: Local Heat Transfer Analysis Using Inverse Methods," *J. Heat Transfer*, vol. 130, no. 10, p. 101502, 2008.
- [22] S. Luciani, D. Brutin, O. Rahli, C. Le Niliot, and L. Tadrist, "Caractérisation des transferts de chaleur au sein de microcanaux soumis à des conditions d'ébullition convective lors de vols paraboliques: analyse des coefficients de transferts locaux," *Congrès Français Thermique, SFT 2008*. p. , 2008.
- [23] C. Baltis, G. P. Celata, M. Cumo, L. Saraceno, and G. Zummo, "Gravity influence on heat transfer rate in flow boiling," *Microgravity Sci. Technol.*, vol. 24, no. 3, p. , 2012.
- [24] S. Sinha-Ray, S. Sinha-Ray, A. L. Yarin, C. M. Weickgenannt, J. Emmert, and C. Tropea, "Drop impact cooling enhancement on nano-textured surfaces. Part II: Results of the parabolic flight experiments [zero gravity (0g) and supergravity (1.8g)]," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 70, no. 0, pp. 1107–1114, 2014.
- [25] T. Gambaryan-Roisman, O. Kyriopoulos, I. Roisman, P. Stephan, and C. Tropea, "Gravity Effect on Spray Impact and Spray Cooling," *Microgravity Sci. Technol.* p. , 2007.
- [26] Y. Zhang, L. Pang, M. Liu, and Y. Xie, "Investigation of spray cooling: Effect of different heater surfaces under acceleration," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 75, pp. 223–231, Jul. 2016.

## Chapitre II – Étude bibliographique

Dans la première partie de ce chapitre, nous présentons une étude plus détaillée du *spray cooling*. Celle-ci détaille les paramètres qui influencent le transfert de chaleur dans un tel dispositif les mécanismes de transfert de chaleur, les modèles thermiques applicables et les intensifications thermiques possibles.

Ensuite, nous examinons et exposons les systèmes basés en *pool boiling* (ébullition en vase) en tant que technique de refroidissement diphasique par immersion permettant d'isoler un des phénomènes thermiques présentés en *spray cooling*.

Enfin, nous complétons cette étude avec une revue bibliographique sur les intensifications du transfert thermique en *pool boiling* pour les fluides frigorigènes.

### 2.1 Le Spray Cooling

Tel que décrit dans le Chapitre I, le refroidissement par *spray cooling* est considéré comme une technique prometteuse pour évacuer la chaleur de façon uniforme [1]. Ainsi, cette technique joue un rôle important pour les applications de flux de chaleur élevés et est une des méthodes les plus efficaces de gestion thermique [2].

Pour refroidir par spray, un liquide pressurisé est atomisé à travers d'une buse, en petites et fines gouttes. Ces gouttes forment un mince film liquide à mesure qu'elles impactent la surface chaude. À son tour, cette dernière est refroidie par l'impact des gouttes, la convection du film liquide, l'évaporation et l'ébullition. Les mécanismes de transfert de chaleur en *spray cooling* sont très complexes à cause de l'effet combiné des différents modes de transfert thermique et des nombreux facteurs d'influence qui sont couplés les uns avec les autres [3].

#### 2.1.1 Les paramètres et caractéristiques du spray cooling

Dans cette section, nous exposons les différents paramètres et caractéristiques des systèmes de *spray cooling*. Ceux-ci serviront à la sélection d'un type de spray pour intensifier le transfert thermique.

##### 2.1.1.1 Taille de goutte

La taille de goutte est affectée par le débit massique du liquide, donc à plus grand débit du liquide la taille de goutte diminue. La référence la plus souvent utilisée pour parler de la taille moyenne de goutte d'un spray est le *Sauter Mean Diameter* (SMD ou  $d_{32}$ ), qui correspond au rapport entre le volume et la surface d'une sphère. Ce rapport est présenté dans l'équation (II- 1).

$$d_{32} = \frac{\sum_{i=1}^N d_i^3}{\sum_{i=1}^N d_i^2} \quad (\text{II-1})$$

Estes et Mudawar [4] ont validé une corrélation qui permet de calculer le SMD pour des fluides comme l'eau et le FC-72, aussi utilisée par d'autres auteurs pour des fluides type Hydrofluoroether (HFE). La corrélation, montrée en (II- 2), prend en compte les propriétés physiques du liquide (densité  $\rho_l$ , viscosité  $\mu_l$  et tension superficielle  $\sigma$ ) et de la vapeur (densité  $\rho_v$ ) pour une buse donnée, avec un orifice de diamètre  $d_0$  et une vitesse du liquide qui passe par l'orifice égale à :  $\left(\left(\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho_l}\right)^{1/2}\right)$ , où  $\Delta P$  est à la perte de pression à travers la buse.

$$\frac{d_{32}}{d_0} = 3,67 \cdot \left(We_{d_0}^{\frac{1}{2}} \cdot Re_{d_0}\right)^{-0,259} = 3,07 \cdot \left(\frac{\rho_l \cdot \sigma^{1/2} \cdot \mu_l}{\rho_v^{1/2} \cdot \Delta P \cdot d_0^{3/2}}\right)^{0,259} \quad (\text{II-2})$$

Une augmentation du flux de chaleur en réponse à l'accroissement du débit massique et de la vitesse des gouttes a été observée par Choi et Yao [5]. Ces auteurs ont mené leurs expériences avec un spray horizontal, et de l'eau comme fluide de refroidissement. De même, Ortiz et Gonzalez [6] suggèrent que cette augmentation est liée au fait que, lorsque la quantité de gouttes augmente, le fluide évaporé sur le film liquide est remplacé plus rapidement. Hsieh *et al.* [7] ont observé également une augmentation du transfert de chaleur pour des vitesses de spray entre 2,85 et 5,19 m/s qui correspondent à des débits massiques de spray entre 0,064 et 0,108 kg/m<sup>2</sup>s du R-134a. Les auteurs ont calculé le nombre de Weber  $\left(We = \frac{\rho_l \cdot v_0^2 \cdot d_{32}}{\sigma}\right)$  pour caractériser le spray. Ils ont conclu que le débit massique du spray lié au nombre de Weber a un fort effet sur la performance du spray. Rini *et al.* [8] ont observé également une augmentation du flux de chaleur et aussi du CHF avec l'augmentation du débit du FC-72. Une hausse du nombre de sites activés est constatée avec l'augmentation du débit, ce qui implique aussi une hausse du nombre de gouttes. Thiagarajan *et al.* [9] ont constaté que lorsqu'on augmente le débit massique du fluide (HFE-7100) sur une surface plane, le coefficient de transfert thermique (h) croît considérablement, alors que ce n'est pas le cas pour une surface poreuse.

Kim *et al.* [10] ont étudié aussi l'effet du débit massique de l'eau en *spray cooling*. Les auteurs ont trouvé que quand le flux de chaleur est plus petit que 10 kW/m<sup>2</sup> (1 W/cm<sup>2</sup>), la variation du débit massique n'a pas d'influence sur le flux de chaleur transféré. Par contre, pour des flux de chaleur supérieurs à 10 kW/m<sup>2</sup>, le flux de chaleur transférée croît avec l'augmentation du débit massique.

Martínez-Galván *et al.* [11] ont employé le R-134a comme fluide pour leurs études. Ils ont calculé la vitesse moyenne du spray (V) et la densité de gouttes du spray (n) avec les équations (II- 3) et (II- 4), respectivement, où  $v_1$  représente la vitesse du fluide en amont de la buse,  $\Delta P$  la perte de pression à travers la buse,  $\sigma$  la tension superficielle

du liquide,  $\rho_l$  la masse volumique du liquide et  $A_t$  la section transversale du tube en amont de la buse :

$$V = \left( v_1^2 + \frac{2 \cdot \Delta P}{\rho_l} - \frac{12 \cdot \sigma}{\rho_l \cdot d_{32}} \right)^{1/2} \quad (\text{II-3})$$

$$n = \frac{6 \cdot v_1 \cdot A_t}{\pi \cdot d_{32}^3} \quad (\text{II-4})$$

Chen *et al.* [12] ont étudié l'influence de la vitesse moyenne d'impact des gouttes ( $V$ ), la densité des gouttes ( $n$ ), le flux du nombre de gouttes ( $N = n \cdot V$ ) et la taille des gouttes ( $d_{32}$ ) en variant la distance buse paroi ( $x$ ). Ils ont expérimenté avec de l'eau dans un système ouvert. Dans leur travail, ils définissent la densité du spray comme la quantité de gouttes formées par le spray. Un spray dense signifie qu'il produit beaucoup de petites gouttes, alors qu'un spray de faible densité implique la présence de gouttes de taille plus grande.

Les différents tests faits par Chen *et al.* [12] montrent une hausse du transfert thermique quand  $N$  augmente. De plus, les auteurs ont observé une augmentation de seulement 7% du CHF lorsqu'ils ont doublé la valeur du  $d_{32}$  (de 57 à 115  $\mu\text{m}$ ). De même, la vitesse moyenne des gouttes a été étudiée sur la chaleur critique. Les auteurs ont conclu qu'avec une hausse de la vitesse de 4,64 à 24,1 m/s, le CHF augmente environ de 50%. En conclusion, la vitesse des gouttes a l'effet le plus marquant sur le CHF, devant celui du flux de nombre de gouttes. La taille moyenne des gouttes ( $d_{32}$ ) semble ne pas avoir un effet significatif sur le CHF. Ainsi, pour augmenter le CHF, pour un flux de gouttes donné, l'emploi d'un spray dilué avec une grande vitesse de gouttes semble être plus efficace qu'un spray dense avec une faible vitesse des gouttes.

### 2.1.1.2 Distance de la buse à la surface d'échange

Martínez-Galván *et al.* [11] désignent la distance optimale entre la buse et la surface comme celle où la température moyenne de surface est la plus petite pour un flux de chaleur fixe. Les auteurs ont vérifié que cette distance est celle qui est nécessaire pour inscrire l'impact du spray sur toute la surface à refroidir, ce qui confirme les observations faites par Estes et Mudawar [4]. Ils ont déterminé que la distance est indépendante des variations de pression à travers la buse.

Chen *et al.* [12] évoquent une possible variation du  $d_{32}$  si la distance ( $x$ ) entre la buse et la surface est modifiée, pour une même buse et un débit de fluide, car les valeurs mesurées de  $N$  et  $V$  sont modifiées à différentes distances  $x$ . Les auteurs n'ont pas approfondi leur étude sur cet effet, mais ils l'attribuent à une possible coalescence de gouttes en direction de l'écoulement.

### 2.1.1.3 Angle du spray

L'angle du spray employé, dans les différentes publications consultées (e.g. [6], [13]–[15]), varie selon la référence du spray employé pour les essais et la pression de fonctionnement. En général, l'angle du spray est supérieur à  $30^\circ$  et inférieur à  $60^\circ$  pour les configurations en mono spray.

### 2.1.1.4 Angle d'impact

L'angle d'impact du spray est défini par Silk *et al.* [16] comme l'angle entre l'axe du spray et la normale à la surface à refroidir (voir Figure 2.1). Ortiz et Gonzalez [6] ont étudié les effets de l'angle d'impact sur le transfert de chaleur. Ils ont effectué leurs tests avec des inclinaisons de l'ordre de  $0^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  et  $90^\circ$ . Leurs résultats ont montré que lorsqu'on augmente l'angle d'impact, le transfert de chaleur diminue. Cela est dû à l'inclinaison de la surface qui provoque une diminution du temps de séjour du liquide en contact avec la surface.

Silk *et al.* [14], [16] ont testé l'influence de l'angle d'impact du spray, pour le PF-5060, avec des angles de  $0^\circ$ ,  $30^\circ$  et  $45^\circ$  ; sur différentes géométries de surface : ailettes cubiques, pyramidales et ailettes rectangulaires disposées de façon transversale et axiale (voir Figure 2.2). Leurs résultats montrent, en général, une amélioration du transfert de chaleur avec un angle d'impact du spray de  $30^\circ$ . Les ailettes rectangulaires offrent un meilleur transfert thermique par rapport à la surface plane (augmentation au tour de 75 %). Par contre, le flux de chaleur a augmenté de seulement 11 %. Le flux maximal de chaleur ( $140 \text{ W/cm}^2$ ) a été obtenu pour une configuration transversale des ailettes et un angle d'impact de  $30^\circ$ .

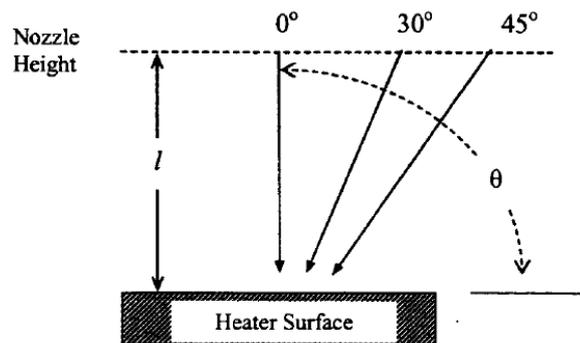


Figure 2.1. Schéma de l'angle d'impact d'un spray  $\theta$  [16]

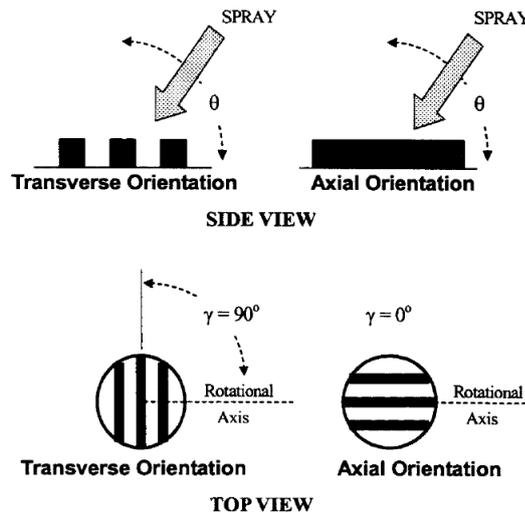


Figure 2.2. Configurations des ailettes rectangulaires étudiées par [16]

### 2.1.1.5 Degré de sous-refroidissement du liquide

Ortiz et Gonzalez [6] ont étudié l'effet de la température de sous-refroidissement de l'eau sur le transfert thermique. Les auteurs ont observé une diminution de l'évacuation du flux de chaleur avec l'augmentation du degré de sous-refroidissement du liquide, ce type de comportement n'a pas été remarqué auparavant.

De leur côté, Hsieh *et al.* [7] ont observé l'influence du degré de sous-refroidissement pour l'eau ( $\Delta T_{\text{sub}}=55^\circ\text{C}$  et  $60^\circ\text{C}$ ) et pour le R-134a ( $\Delta T_{\text{sub}}=2^\circ\text{C}$  et  $4^\circ\text{C}$ ). Les auteurs n'ont pas constaté un effet significatif sur le transfert de chaleur pour le R-134a, car il semble que la valeur du sous-refroidissement est faible. Par contre, ils ont remarqué un retard du début de l'ébullition dans leurs expériences en eau.

Thiagarajan *et al.* [9] ont observé l'effet du degré de sous-refroidissement ( $\Delta T_{\text{sub}}=30^\circ\text{C}$  et  $1^\circ\text{C}$ ) du HFE-7100 sur le transfert de chaleur. Les auteurs ont constaté que le sous-refroidissement du liquide a un effet positif pour les flux de chaleur faibles avec des forts débits. Dans le cas des flux de chaleur plus élevés, l'effet de la température de sous-refroidissement du liquide est négligeable. En ce qui concerne les surfaces avec un revêtement microporeux, le coefficient d'échange a montré une augmentation qui varie entre 100% et 300% en fonction des deux niveaux de sous-refroidissement et trois débits (4,7 ; 10,2 et 15,8  $\text{cm}^3/\text{s}$ ) par rapport à la surface plane.

### 2.1.1.6 Épaisseur du film liquide

L'épaisseur d'un film dans un procédé d'atomisation est définie comme l'épaisseur du film liquide qui est formé. Une fois que le changement de phase apparaît, l'épaisseur du film ne correspond pas au liquide, mais également aux bulles de vapeur formées à l'intérieur de ce film [11].

Martinez-Galván *et al.* [11] ont mesuré l'épaisseur du film liquide dans une zone à 3,3 mm à l'extérieur de la zone d'impact du spray. Le choix de cette zone a été

conditionné par l'absence de visibilité du film dans la zone d'impact du spray de par la grande densité du spray. Dans la zone choisie, ils ont observé que pour un nombre de Weber et un flux de chaleur définis, le film liquide devient plus épais lorsqu'on s'approche du cône du spray. Également quand on augmente le flux de chaleur, le film s'épaissit, car la quantité de vapeur à l'intérieur du film liquide augmente.

L'épaisseur globale de film liquide adimensionnelle ( $\tau$ ) a été définie par Martínez-Galván *et al.* [11] comme le rapport entre la valeur moyenne de l'épaisseur de film local et le diamètre de l'orifice de la buse ( $d_0$ ). La Figure 2.3 montre la variation de  $\tau$  en fonction du flux de chaleur adimensionnel ( $q''^*$ ) pour quatre nombres de Weber différents, où  $q''^*$  correspond au rapport entre le flux maximal de chaleur qui peut être dissipé et la chaleur latente. Les auteurs ont observé qu'au fur et à mesure que le nombre de Weber s'élève, l'épaisseur du film liquide augmente. On peut, néanmoins, observer une faible variation de l'épaisseur du film pour les deux nombres de Weber les plus grands.

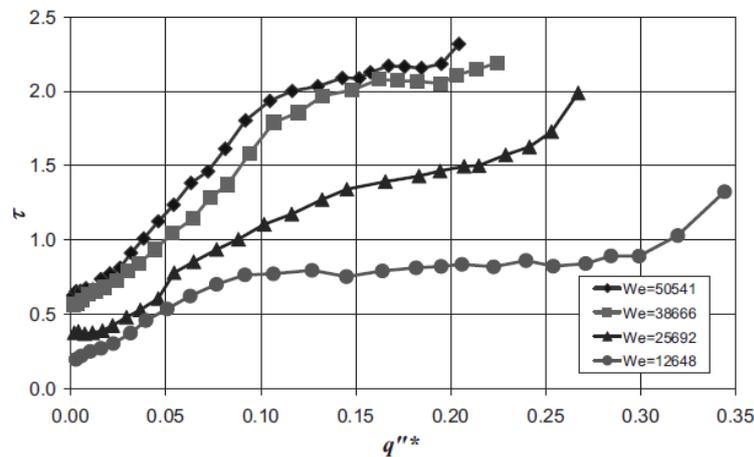


Figure 2.3. Variation de l'épaisseur globale du film liquide adimensionnel en fonction du flux de chaleur adimensionnel pour quatre nombres de Weber. [11]

La Figure 2.4, montre la variation de  $\tau$  et du nombre de Nusselt ( $Nu$ ) en fonction de  $q''^*$ . Nous constatons que le comportement de la courbe est similaire pour ces deux valeurs. Dans la figure, il est possible d'identifier quatre zones au fur et à mesure que le flux de chaleur adimensionnel augmente. Dans la zone I le transfert de chaleur est dominé principalement par un processus de convection forcée. Dans cette zone  $\tau$  reste constante et  $Nu$  ne présente pas un changement significatif. Dans la zone II l'ébullition nucléée est produite par la hausse du flux de chaleur, ce qui active les sites de nucléation et favorise la formation de la vapeur à l'intérieur du film liquide. En conséquence, l'épaisseur du film liquide augmente. Pour la zone III, la quantité de sites de nucléation est maximale, ce qui explique la valeur de  $\tau$  constante et une valeur du nombre de Nusselt qui atteint son maximum, allant même jusqu'à décroître. Finalement, avant que le CHF soit atteint, le fait que le flux de chaleur augmente entraîne un épaississement du film liquide. Mais, au contraire des autres zones, le nombre de Nusselt décroît, car la quantité de vapeur produite sur la surface est importante et la mouillabilité de la surface devient plus faible. Les mêmes analyses ont été faites avec d'autres nombres de Weber et un comportement

similaire a été observé pour tous sauf pour le plus faible nombre de Weber. Les auteurs n'ont pas trouvé une explication à cette dernière observation.

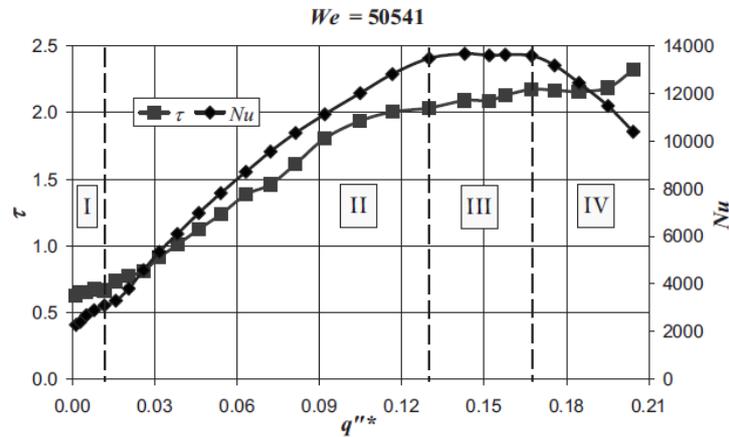


Figure 2.4. Variation de l'épaisseur globale du film liquide adimensionnel et du nombre de Nusselt en fonction du flux de chaleur adimensionnel au nombre de Weber de 50541 [11]

### 2.1.2 Les mécanismes de transfert thermique en spray cooling

Les mécanismes de transfert thermique en spray cooling sont décrits dans cette section. Nous considérons uniquement les études menées sur une surface lisse sans structuration. La tâche n'est pas simple, car le principal problème pour décrire et modéliser les phénomènes en *spray cooling* est la superposition de plusieurs mécanismes et l'interaction entre eux (Figure 2.5).

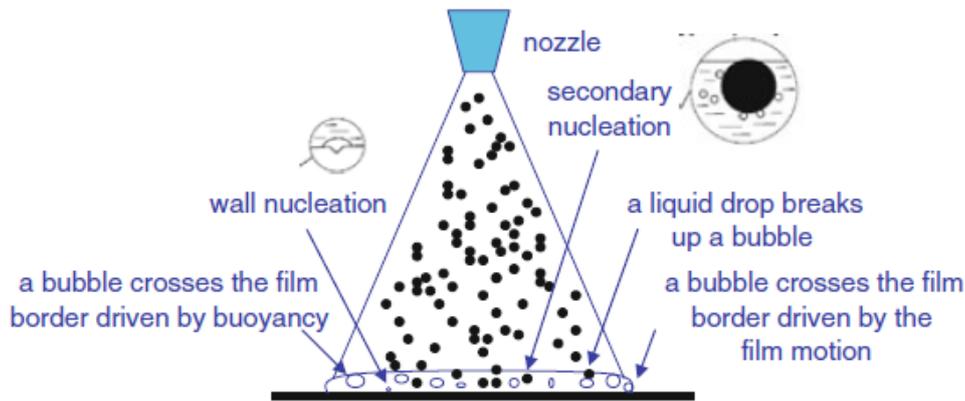


Figure 2.5. Résumé des mécanismes de transfert thermique en *spray cooling* [17]

La description des régimes de transfert thermique varie dans les publications existantes sur ce sujet. Par exemple, Grissom et Wierum [18] reportent trois différents modes d'opérations pour le refroidissement par spray : mode inondé (ou *spray film cooling*), mode d'assèchement en paroi et mode Leidenfrost (Figure 2.6). Dans la figure 2.6,  $q^* = \dot{m}\lambda$  est le flux de chaleur nécessaire pour vaporiser tout le flux massique impactant sur la surface ( $\dot{m}$ ), et  $\lambda$  est la chaleur latente du fluide de travail.

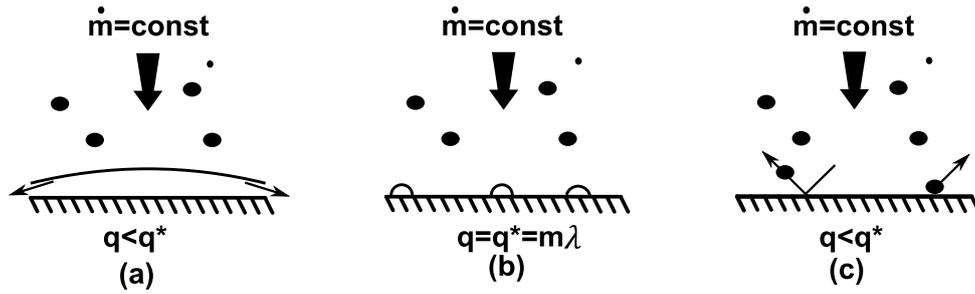


Figure 2.6. Modes d'opération pour *spray cooling* de Grissom et Wierum [18]. (a) Inondé, (b) Assèchement en paroi et (c) Leidenfrost

De son côté, Cheng *et al.* [3] divisent la courbe du *spray cooling* en trois régimes : monophasique, diphasique et CHF (cf. Figure 7).

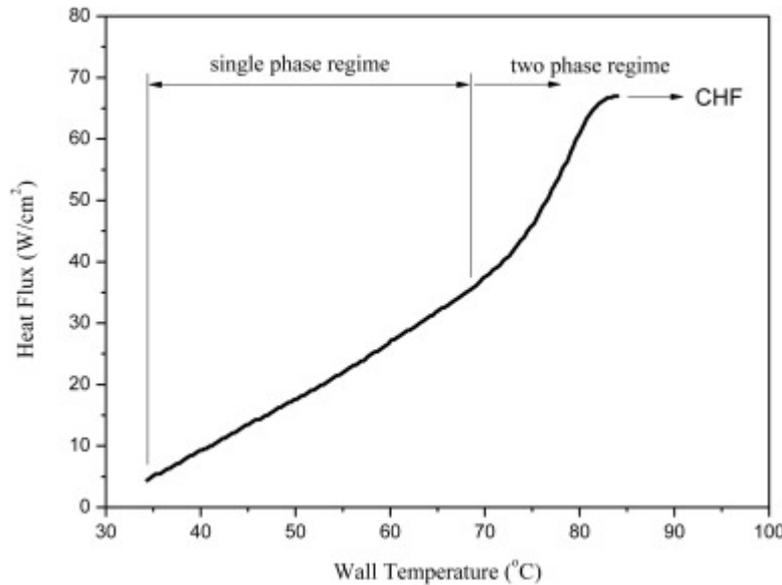


Figure 2.7. Courbe d'ébullition en *spray cooling* [3]

Sodtke *et al.* [19] séparent aussi les phénomènes de *spray cooling* en trois régimes : le premier à température basse dans lequel le liquide s'évapore à l'interface libre liquide-vapeur ; puis, le régime à température haute dans lequel le film liquide est en ébullition et les bulles sont générées par la surchauffe de la paroi ; et, finalement, le régime de transition entre les deux.

Dans ce travail, nous classifions les modes de transfert thermique de refroidissement par spray en quatre régimes organisés selon le niveau de température de surface et caractérisés par le mode de transfert dominant : Convection, Ébullition en film, Impact de gouttelettes et CHF. La classification mentionnée est similaire à celle proposée par Zhao *et al.* [17] qui reportent six mécanismes de transfert de chaleur en *spray cooling* : transfert de chaleur par l'impact de gouttelettes, par convection en film, par évaporation, par nucléation, par nucléation secondaire, et le transfert de chaleur à l'environnement.

La Figure 2. 8 est un schéma des gouttes d'un spray qui forment un film liquide sur une surface chauffée, et la Figure 2. 9 schématise les possibles mécanismes de transfert de chaleur en *spray cooling* pour un film liquide stable.

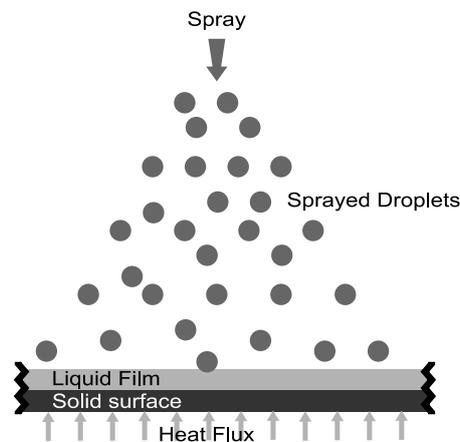


Figure 2. 8. Schéma de la formation du film liquide en *spray cooling* sur une surface chauffée

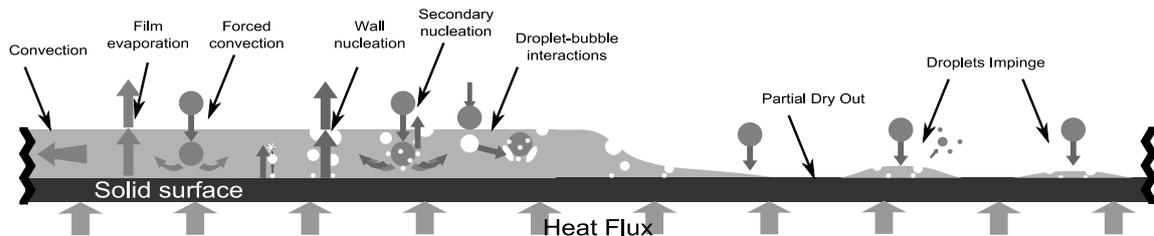


Figure 2. 9. Schéma des possibles mécanismes de transfert de chaleur en *spray cooling* avec un film stable. Les modes de transfert se montrent de gauche à droite selon le niveau de température de surface (Température basse → Température haute)

Le flux de chaleur à la paroi détermine la vitesse de vaporisation du liquide et est en concurrence avec le débit massique du liquide qui est transféré à la surface. L'équilibre entre le débit massique du liquide et la vitesse de vaporisation détermine si le liquide inonde la surface, maintient la surface à la température de saturation ou laisse des régions asséchées.

La performance du *spray cooling* est directement liée aux :

- Caractéristiques du spray
  - Vitesse des gouttes
  - Diamètre des gouttes
  - Angle du spray
  - Débit des gouttes
- Caractéristiques de la surface
  - Rugosité
  - Revêtement
  - Géométrie de surface
- Caractéristiques du fluide
  - Propriétés physiques

- Propriétés thermiques
- Caractéristiques externes de l'environnement
  - Incondensables
  - Microgravité
  - Hyper gravité

### 2.1.2.1 Régime de Convection (monophasique)

Dans ce régime, nommé aussi régime monophasique [3], [17] ou mode inondé [18], un film liquide se forme sur la surface à refroidir au fur et à mesure que les gouttes arrivent et s'accumulent. Si le flux massique du liquide est supérieur au taux de vaporisation, le liquide inondera la surface et l'excédent du liquide sera déplacé selon la géométrie et l'orientation de la surface. Lorsque la température de surface est inférieure à la température de saturation, le phénomène de nucléation n'apparaît pas et, en conséquence, le coefficient de transfert thermique est faible en comparaison à d'autres régimes.

Le régime de convection est stable, car il n'y a pas de changement de volume important, même s'il y a une quantité élevée de gouttes qui impactent la surface, ce qui produit une convection forcée contribuant au transfert thermique.

Les mécanismes de transfert thermique ayant lieu dans ce régime sont (cf. Figure 2. 10) :

- Convection forcée : les gouttes impactent la surface et créent un mouvement du liquide en refroidissant la surface.
- Évaporation en film : la chaleur, conduite à travers le film liquide, arrive à l'interface liquide/vapeur en faisant que le liquide s'évapore.
- Le liquide qui n'est pas évaporé à l'interface est éliminé de la surface, et le transfert thermique est produit par Convection.

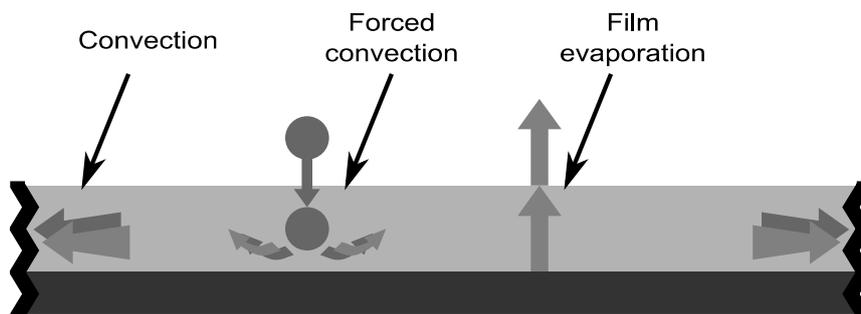


Figure 2. 10. Schéma des mécanismes de transfert thermique pendant la convection en film (monophasique)

Le gradient de température à travers le film liquide est déterminé par le flux de chaleur à la surface. En conséquence, un film mince élève la température du film liquide et augmente la vitesse d'évaporation.

### 2.1.2.2 Régime d'ébullition en film liquide (Diphasique)

Si la température de la surface est au-dessus de la température de saturation du fluide de refroidissement, on se trouve dans le cas d'un régime de transition vers un régime diphasique où le phénomène de nucléation peut apparaître. Le transfert de chaleur est encore faible et le changement de phase n'est pas encore établi. Il y a une formation des bulles à la surface qui peuvent rapidement recondenser dans le liquide sans arriver à traverser le film liquide. Lorsqu'on atteint le régime d'ébullition, des bulles de vapeur sont générées à la surface et dans le film liquide. Le flux de chaleur et la température de la surface augmentent alors rapidement, et la performance du transfert thermique augmente aussi grâce au changement de phase.

La convection en film et l'impact de gouttes sur la surface ne sont pas faibles dans ce régime, cependant, ces modes de transfert de chaleur ne sont pas les dominants. Les mécanismes de transfert thermique qui se produisent dans ce régime, et qui sont décrits par la suite (cf. Figure 2. 11) en plus de ceux en monophasique, sont :

- Nucléation en paroi
- Nucléation secondaire
- Interactions goutte-bulle

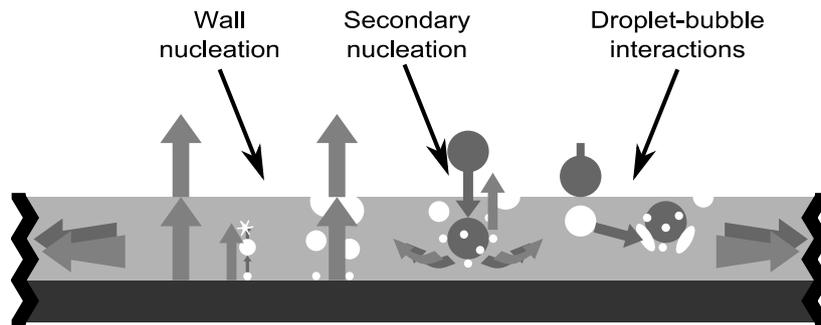


Figure 2. 11. Schéma des mécanismes de transfert thermique dans le régime d'ébullition en film liquide

Dans le refroidissement par spray, les bulles de vapeur peuvent être générées par deux mécanismes différents : nucléation en paroi ou nucléation secondaire. La Figure 2. 12 illustre la différence entre ces deux mécanismes. La Figure 2. 12a représente la nucléation en paroi qui consiste en la génération de bulles de vapeur dans les sites de nucléation de la surface à refroidir (micropores et fissures). Lorsque ces bulles grandissent, elles se détachent de la surface et traversent le film liquide. Le processus de croissance des bulles en systèmes de *spray cooling* peut être considéré similaire à celui présenté par les systèmes de *pool boiling* (ébullition en vase). Par conséquent, les modèles de formation de bulles employés en *pool boiling* sont aussi valables pour décrire le processus de grossissement des bulles en *spray cooling*. Néanmoins, ce modèle ne prend pas en compte la nucléation secondaire ni l'interaction entre les gouttes et les bulles.

Les modes de transfert thermique en *spray cooling* relatifs à la nucléation en paroi sont similaires à ceux en *pool boiling*. Par conséquent, les traitements de surface employés

en *pool boiling* pour améliorer le transfert thermique peuvent être aussi appliqués en *spray cooling*.

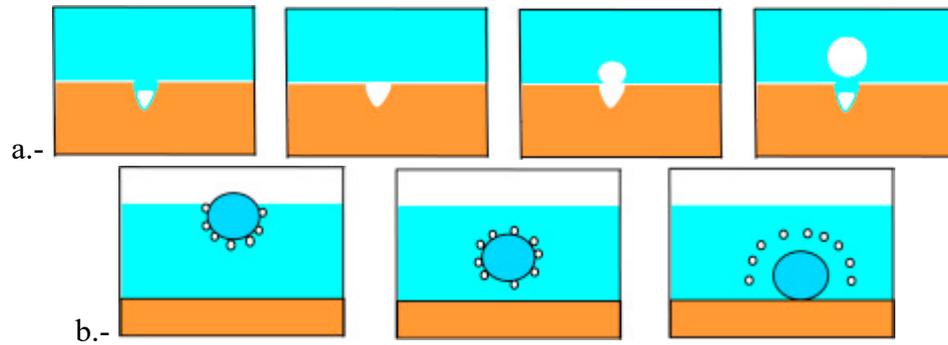


Figure 2. 12. Mécanismes de génération de bulles [3] : a) Nucléation en paroi et b) Nucléation secondaire

L'étude sur la formation des sites de nucléation secondaires (cf. Figure 2. 12b) pour augmenter le transfert de chaleur a été abordée initialement par Mesler et Mailen [20]. Puis Horacek *et al.* [13], Rini *et al.* [8], Yang *et al.* [2] et Zhao *et al.* [17] ont décrit la formation des sites de nucléation secondaires pour le *spray cooling*. Zhao *et al.* [17] détaillent dans leurs travaux que, lorsqu'une surface est surchauffée, il existe deux types de bulles de vapeur formées : celles qui se forment sur la paroi dans les sites de nucléation, et celles qui se forment dans le liquide et qui sont le produit des sites de nucléation secondaires. Ces sites de nucléation secondaires sont formés par la présence des gouttes de liquide qui contiennent, sur leur surface, du gaz adsorbé. Quand ces gouttes impactent et pénètrent le film liquide formé sur la surface chaude, le gaz est dégagé et peut contenir des sites de nucléation secondaires.

Rini *et al.* [21] ont réalisé des expériences comparatives entre *pool boiling* et *spray cooling*. Les auteurs ont trouvé que la densité des sites de nucléation en *spray cooling* est supérieur à celle des sites en *pool boiling*, et que le cycle de vie des bulles en *spray cooling* est plus court que celui du *pool boiling*. Les auteurs estiment que ces différences sont le résultat de la nucléation secondaire.

Non seulement on doit tenir compte des mécanismes de nucléation, mais aussi des interactions goutte-bulle. Ainsi, Rini *et al.* [8] ont réalisé des observations de bulles qui ont été brisées en plusieurs petites bulles par l'impact des gouttes. Ceci a un effet multiplicateur dans la quantité de bulles qui se forment et améliore le transfert de chaleur. La nucléation secondaire et cet effet multiplicateur se produisent seulement s'il existe des gouttes qui impactent. Par ailleurs, la vitesse d'évaporation dépend de la température de la surface, la température ambiante, la pression de vapeur et le débit de gouttelettes. Si ce dernier est élevé, la nucléation secondaire et l'effet multiplicateur de bulles par l'impact des gouttelettes augmentent.

Les modes de formation d'une bulle de vapeur et les transferts thermiques au moment de l'ébullition sont présentés dans la Figure 2. 13. Quand la température de la surface atteint la température de saturation du liquide, plus un certain degré de surchauffe, une bulle de vapeur se forme sur un site de nucléation. Pendant cette étape, le transfert thermique se fait sous forme de chaleur latente, en évaporant la microcouche de liquide

sous la bulle et à travers sa surface. Lorsque la force d'Archimède dépasse la force de capillarité et le poids de la bulle, la bulle de vapeur se détache. Le transfert thermique s'effectue alors par micro-convection sous la bulle. Il se produit aussi un remouillage de la paroi par du liquide à plus faible température.

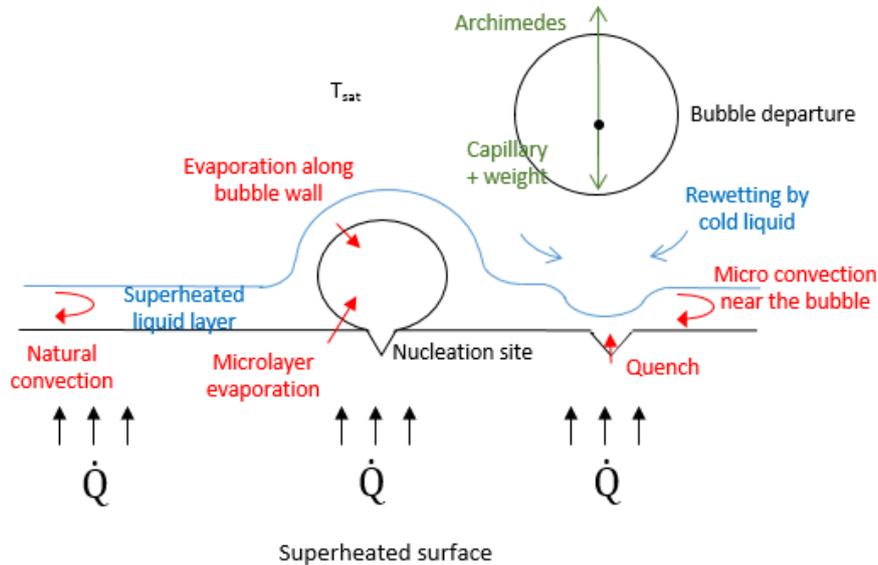


Figure 2. 13. Transfert de chaleur et formation de bulles pendant la nucléation en paroi

Au fur et à mesure que le flux de chaleur augmente, une plus grande quantité de vapeur à la surface est produite. Cette dernière entre en compétition avec le liquide qui remouillera la surface. Ce phénomène est nommé ébullition transitoire [22]. Dans ces conditions, le transfert thermique et la température de paroi sont instables.

### 2.1.2.3 Régime de refroidissement par l'impact de gouttes (assèchement partiel)

Lorsque le flux de chaleur augmente sur la surface à refroidir, le film liquide devient fin et le coefficient de transfert thermique s'accroît. Si le flux de chaleur à la surface augmente, la température augmente aussi et les premières zones d'assèchement apparaissent. Ces zones d'assèchement peuvent augmenter ou peuvent être mouillées selon les propriétés de la surface, le débit de gouttes, la température du liquide et la température de la surface.

Une surface dite mouillante a la capacité de remouiller les zones sèches par le transport du liquide qui se trouve dans les alentours et par la capture du liquide des nouvelles gouttes qui arrivent à la surface. Cette caractéristique de la surface est nommée *Wickability*. La *wickability* d'une surface poreuse peut être définie comme sa capacité à transporter dans le plan de la surface rapidement le liquide à travers les pores, du fait d'un transport net du fluide par capillarité. Une surface avec une *wickability* élevée peut transporter du fluide vers les zones sèches pour remouiller la surface plus rapidement. Ainsi, l'apparition de zones sèches sera retardée et, même si les zones sèches

apparaissent, elles seront remouillées rapidement (Figure 2. 14), ce qui repousse l'assèchement total de la surface.

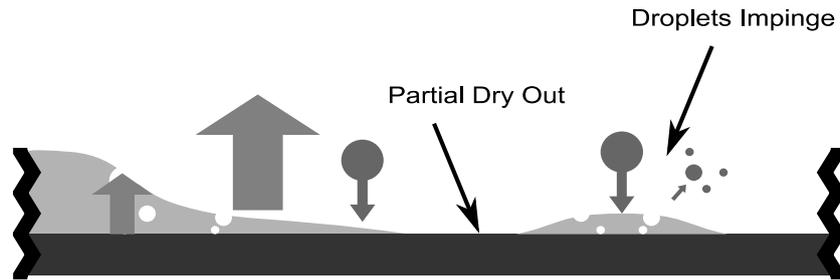


Figure 2. 14. Régime de l'assèchement partiel sur une surface avec une *wickability* élevée

Par contre, une surface avec une faible wickability, c'est-à-dire une surface avec une capacité faible, voire nulle, de transporter par capillarité du liquide, favorise l'apparition de zones sèches. La Figure 2. 15 montre comment cette condition de surface affecte la configuration du fluide en régime d'assèchement partiel.

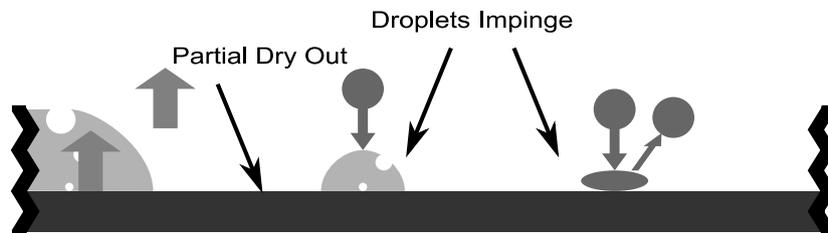


Figure 2. 15. Régime de l'assèchement partiel sur une surface avec une faible *wickability*

Quelques études, comme celles de Sodtke's et Stephan [19], Thiagarajan et al. [23] et Horacek et al. [13], signalent que l'apparition de zones sèches favorise l'augmentation du coefficient de transfert thermique. Autour d'une zone sèche se forme une ligne triple de contact où les phases solide (paroi), liquide et vapeur coexistent. Tout au long de cette ligne, le transfert de chaleur de la paroi au liquide par changement de phase est assez efficace. C'est la raison qui explique qu'avec une surface lisse la valeur du coefficient de transfert thermique est maximum juste avant l'apparition du CHF.

Ainsi, la situation idéale et souhaitable pour un transfert efficace de chaleur est d'avoir une surface capable de capter les gouttes et de transporter le liquide d'une région mouillée vers une zone sèche. De plus, la surface devrait, d'une façon ou d'une autre, stabiliser un film liquide en même temps qu'empêcher la formation de zones sèches.

En outre, une goutte qui arrive à la surface et qui impacte la zone sèche peut rebondir ou être, complètement ou partiellement, absorbée par la surface. La meilleure situation pour un transfert efficace de chaleur a lieu quand la goutte qui arrive à la surface est complètement évaporée.

Le régime d'assèchement partiel est entièrement dépendant de l'interaction du liquide avec la surface. Par conséquent, une géométrie de paroi capable de capter le liquide entraînera d'excellentes améliorations. Ce régime présente les plus hautes valeurs

de coefficient de transfert de chaleur. Pourtant, le problème avec ce régime vient du fait que le film, qui est mince et fragmenté, est très instable pour les surfaces lisses. Dans ces conditions, les zones sèches s'étendent, la température en surface augmente aussi et le remouillage n'est plus possible, ce qui nous emmène vers un régime de flux critique.

#### 2.1.2.4 Régime du flux de chaleur critique

Le CHF est le flux de chaleur le plus élevé qui peut être évacué par un système de refroidissement par spray [3], [22]. Sous cette condition, la température de paroi augmente rapidement et le coefficient de transfert thermique diminue drastiquement.

Dans ce régime, le liquide n'arrive pas à mouiller la surface parce que la température de celle-ci est très élevée, ce qui produit une couche de vapeur entre le liquide et la paroi (cf. Figure 2. 16). Des facteurs favorables qui perturbent le CHF sont : la petite taille des gouttes, la vitesse élevée du flux de gouttes et les valeurs élevées de sous-refroidissement.

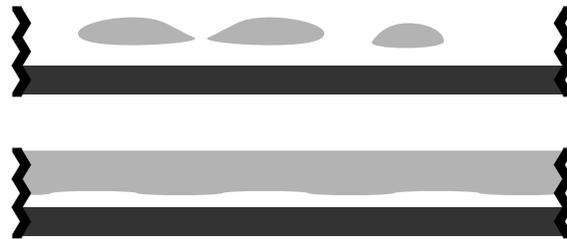


Figure 2. 16. Régime du Flux de Chaleur Critique

Le CHF d'un système en *spray cooling* est une caractéristique de la limitation de la capacité de refroidissement. En conséquence, un des objectifs de la conception de ces systèmes est d'obtenir une valeur du CHF la plus élevée possible avec une faible surchauffe. Ainsi, la plupart des études menées en *spray cooling* explorent cette limite afin d'analyser les mécanismes de son apparition et de développer des techniques pour l'augmenter.

### 2.1.3 Les modèles de transfert thermique en spray cooling

Dans cette section nous présentons un résumé des modèles de transfert thermique en *spray cooling*. Ces modèles permettent de déterminer le CHF, le coefficient de transfert thermique, ainsi que l'efficacité d'un spray.

#### 2.1.3.1 Détermination de la température de paroi

La plupart des chercheurs ayant expérimenté le *spray cooling* déterminent la température de paroi, ou surfacique par conduction (II- 5), où  $T_l$  correspond à la température mesurée à une distance  $e$  de la surface,  $T_w$  est la température de paroi et  $\lambda$  est la conductivité thermique de la surface.

$$\varphi = \frac{\lambda \cdot (T_1 - T_w)}{e} \quad (\text{II- 5})$$

Le flux de chaleur  $\varphi$  est déterminé par la loi de Fourier en mesurant deux valeurs de température à deux distances différentes et connues.

### 2.1.3.2 Détermination du flux critique

À partir d'une analyse adimensionnelle présentée dans l'équation (II- 6) et de la corrélation linéaire d'Ivey et Morris (II- 7), Mudawar et Valentine [24] ont proposé une équation (II- 8) pour calculer le CHF pour le refroidissement d'un métal avec un spray qui utilise de l'eau à une température entre 23°C et 80°C.

$$\frac{q''_{max,sat}}{\rho_g \cdot h_{fg} \cdot Q''} = f \left[ \frac{\rho_f}{\rho_g}, \frac{\sigma}{\rho_f \cdot Q''^2 \cdot d_{32}} \right] \quad (\text{II- 6})$$

$$\frac{q''_{max}}{q''_{max,sat}} = \left[ 1 + C_{sub} \cdot \left( \frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{1/4} \cdot \left( \frac{\rho_f \cdot C_{p,f} \cdot \Delta T_{sub}}{\rho_g \cdot h_{fg}} \right) \right] \quad (\text{II- 7})$$

$$\begin{aligned} \frac{q''_{max}}{\rho_g \cdot h_{fg} \cdot Q''} &= 122,4 \quad (\text{II- 8}) \\ &\cdot \left[ 1 + 0,0118 \cdot \left( \frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{1/4} \cdot \left( \frac{\rho_f \cdot C_{p,f} \cdot \Delta T_{sub}}{\rho_g \cdot h_{fg}} \right) \right] \\ &\cdot \left[ \frac{\rho_f \cdot Q''^2 \cdot d_{32}}{\sigma} \right]^{-0,198} \end{aligned}$$

Dans les équations (II- 6), (II- 7) et (II- 8), le  $q''_{max,sat}$  correspond à la valeur du CHF en ébullition en conditions de saturation. Le nombre de Jakob  $Ja = \frac{\rho_f \cdot C_{p,f} \cdot \Delta T_{sub}}{\rho_g \cdot h_{fg}}$  dans l'équation (II- 7) représente le rapport entre la chaleur sensible d'un certain volume de liquide et la chaleur latente d'un égal volume de vapeur.

Estes et Mudawar [4] ont complété l'étude de Mudawar et Valentine [24] pour déterminer le CHF local ( $q''_{m,p}$ ) avec du FC-72 et FC-87 (Fluorinerts) (cf. (II- 9)). Les auteurs ont fait des modifications à l'équation (II- 8), car cette corrélation a été obtenue pour une configuration où l'aire de la surface d'impact était plus petite que celle de l'impact du spray. Ils ont employé de l'eau comme fluide de refroidissement. Ainsi, la configuration d'Estes et Mudawar [4] était optimisée de façon à ce que la surface d'impact corresponde à celle de la surface d'échange.

$$\frac{q''_{m,p}}{\rho_g \cdot h_{fg} \cdot Q''} = 2,3 \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_g}\right)^{0,3} \cdot \left[\frac{\rho_f \cdot Q''^2 \cdot d_{32}}{\sigma}\right]^{-0,35} \quad (\text{II-9})$$

$$\cdot \left[1 + 0,0019 \cdot \frac{\rho_f \cdot C_{p,f} \cdot \Delta T_{sub}}{\rho_g \cdot h_{fg}}\right]$$

L'assèchement de la paroi au CHF commence au bord extérieur de l'aire d'impact du spray, où le débit volumique est le plus faible. Il faut noter que le CHF est basé sur l'aire totale de la surface, alors que le CHF local (au bord extérieur) peut être associé au CHF total par l'équation (II- 10), où  $L$  correspond à la longueur caractéristique de la surface.

$$q''_{m,p} \cdot \left(\frac{\pi \cdot L^2}{4}\right) = q''_m \cdot L^2 \quad (\text{II-10})$$

De plus, le débit volumique au bord extérieur de l'aire d'impact du spray ( $Q''$ ) peut être lié au débit volumique moyen ( $\bar{Q}''$ ) de l'aire d'impact du spray par la relation suivante :

$$\frac{Q''}{\bar{Q}''} = \frac{1}{2} \cdot \left[1 + \cos\left(\frac{\theta}{2}\right)\right] \cdot \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) \quad (\text{II-11})$$

Mudawar *et al.* [25] ont déterminé une corrélation permettant de définir le CHF en fonction du débit volumique moyen sur la surface d'impact du spray ( $\bar{Q}''$ ) (II- 12). Ils ont proposé un modèle pour déterminer la distribution du débit volumique du spray, car celui-ci n'est pas uniforme à travers toute la surface d'impact du spray. La Figure 2. 17 montre la géométrie prise en compte pour le développement du modèle.

$$\frac{q''_{max}}{\rho_g \cdot h_{fg} \cdot \bar{Q}''} = 1,467 \cdot [(1 + \cos(\theta/2)) \cdot \cos(\theta/2)]^{0,3} \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_g}\right)^{0,3} \quad (\text{II-12})$$

$$\cdot \left[\frac{\rho_f \cdot \bar{Q}''^2 \cdot d_{32}}{\sigma}\right]^{-0,35}$$

$$\cdot \left[1 + 0,0019 \cdot \frac{\rho_f \cdot C_{p,f} \cdot \Delta T_{sub}}{\rho_g \cdot h_{fg}}\right]$$

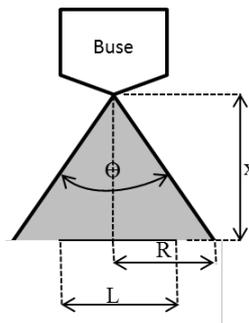


Figure 2. 17. Géométrie employée pour développer le modèle de la distribution du débit volumique [25].

La fraction du débit volumique qui impacte la surface est déterminée par l'équation (II- 13) :

$$\frac{Q_l}{Q} = \frac{1}{1-\cos(\theta/2)} \times \left[ 1 - \frac{1}{\sqrt{1+\left(\frac{R_l}{x}\right)^2}} \right] \text{ pour } R_l < x \cdot \tan(\theta/2) \quad (\text{II- 13})$$

Si  $R_l > x \cdot \tan(\theta/2)$ , le débit volumique est total. Donc l'utilisation maximale du spray sur une surface est atteinte lorsque  $x \leq R_l/\tan(\theta/2)$ . Par ailleurs, il apparaît que le CHF atteint une valeur maximale au point où le cercle du spray inscrit le carré de la surface chauffée.

Visaria et Mudawar [15] ont utilisé l'équation (II- 9) pour corréler leurs données avec du FC-77 et ils l'ont comparé avec les données d'Estes et Mudawar [4] et de Rybicky et Mudawar [26]. L'objectif de leur étude était de confirmer le champ d'application de la corrélation. Cependant, la corrélation de l'équation (II- 9) n'est pas valable pour la même gamme de sous-refroidissement des données traitées. Par conséquent, Visaria et Mudawar [15] ont modifié sur l'équation (II- 9) le terme de sous-refroidissement, comme sur l'équation (II- 14). Cette équation a prouvé être valable pour déterminer le CHF pour quatre fluides (eau, FC-77, FC-72 et PF-5052) avec une gamme de sous-refroidissement de 15 à 77°C. La plupart des données comparées se trouvent entre  $\pm 30\%$  de la corrélation et l'erreur absolue moyenne correspond à 16,34%.

$$\frac{q''_{m,p}}{\rho_g \cdot h_{fg} \cdot Q''} = 2,3 \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_g}\right)^{0,3} \cdot \left[ \frac{\rho_f \cdot Q''^2 \cdot d_{32}}{\sigma} \right]^{-0,35} \quad (\text{II- 14})$$

$$\cdot \left[ 1 + 0,0050 \cdot \frac{\rho_f \cdot C_{p,f} \cdot \Delta T_{sub}}{\rho_g \cdot h_{fg}} \right]$$

D'une autre part, Thiagarajan *et al.* [23] ont remarqué que l'équation (II- 9) surestime leurs données obtenues lors de leurs expériences sur une surface plane. Ils ont modifié ainsi l'équation (II- 16) en employant les mêmes nombres adimensionnels :

$$\frac{q''}{\rho_g \cdot h_{fg} \cdot Q''} = f \left[ \frac{\rho_f}{\rho_g}, \frac{\rho_f \cdot C_{p,f} \cdot \Delta T_{sub}}{\rho_g \cdot h_{fg}}, \frac{\rho_f \cdot Q''^2 \cdot d_{32}}{\sigma} \right] \quad (\text{II- 15})$$

Enfin, la corrélation de l'équation (II- 16) a été comparée avec d'autres données expérimentales, valable pour décrire le comportement sur des fluides diélectriques avec une erreur absolue moyenne de 16%. Même si cette corrélation surestime le CHF pour l'eau et sous-estime celui du méthanol [23], dans ces deux cas, l'équation (II- 9) semble être la plus adaptée.

$$\frac{q''}{\rho_g \cdot h_{fg} \cdot Q''} = 1,449 \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_g}\right)^{0,3} \cdot \left[\frac{\rho_f \cdot Q''^2 \cdot d_{32}}{\sigma}\right]^{-0,3371} \cdot \left[1 + 0,0058 \cdot \frac{\rho_f \cdot C_{p,f} \cdot \Delta T_{sub}}{\rho_g \cdot h_{fg}}\right] \quad (\text{II-16})$$

### 2.1.3.3 Détermination du flux thermique surfacique

Plusieurs auteurs ont proposé des méthodes pour déterminer le flux de chaleur surfacique. Dans cette section, nous allons mentionner les principaux.

Hshie et al. [7] proposent la corrélation (II-17) pour déterminer le flux thermique du R-134a pour une température de sous refroidissement entre 2 et 4 °C.

$$\frac{q \cdot x}{\mu_l \cdot h_{fg}} = 2,1 \cdot \left(\frac{\rho_f \cdot u_m^2 \cdot d_{32}}{\sigma}\right)^{0,66} \cdot \frac{C_{p,f} \cdot \Delta T_{sat}}{h_{fg}} \quad (\text{II-17})$$

Rybicki et Mudawar [26] proposent l'équation (II-18) pour un spray vertical avec PF-5052 comme fluide de refroidissement pour températures de sous refroidissement entre 12 et 22 °C.

$$\frac{q \cdot d_{32}}{\mu_l \cdot h_{fg}} = 0,00479 \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_g}\right)^{2,5} \left(\frac{\rho_f \cdot Q''^2 \cdot d_{32}}{\sigma}\right)^{0,35} \cdot \left(\frac{C_{p,l} \cdot \Delta T_{sat}}{h_{fg}}\right)^{5,75} \quad (\text{II-18})$$

Ghodbane et Holman [27], proposent la corrélation (II-19) pour déterminer le flux de chaleur thermique du R-113 avec un spray horizontal.

$$\frac{q \cdot H}{\mu_l \cdot h_{fg}} = 10,55 \cdot \left(\frac{\rho_f \cdot u_m^2 \cdot d_{05}}{\sigma}\right)^{0,6} \cdot \left(\frac{C_{p,l} \cdot \Delta T_{sat}}{h_{fg}}\right)^{1,46} \quad (\text{II-19})$$

Où,  $d_{05}$  est le diamètre moyen massique qui par définition représente 50% du total de la masse pulvérisée des gouttelettes avec un diamètre plus grand que le diamètre moyen massique. Le 50% restant correspond aux gouttelettes avec un diamètre plus petit que le moyen massique,  $d_{05}$  est calculé avec la relation suivante :

$$\frac{d_{05}}{d_o} = 0,523 \cdot We_{d_o}^{-0,659} \cdot Re_{d_o}^{0,203} \cdot \left(\frac{x}{d_o}\right)^{-0,361} \quad (\text{II- 20})$$

En fin, la corrélation (II-21) a été proposée par Tan et al. [28] suite à les expériences avec un système multi buse de six sprays qui utilisent du R-134a comme fluide de refroidissement.

$$\frac{q}{\rho_f \cdot Q'' \cdot h_{fg}} = 1,7453 \cdot \left(\frac{\rho_f \cdot u_m^2 \cdot d_{32}}{\sigma}\right)^{-0,3514} \cdot \left(\frac{Cp_f \cdot \Delta T_{sat}}{h_{fg}}\right)^{1,5286} \quad (\text{II- 21})$$

$$\cdot \left(\frac{\rho_f \cdot \sigma \cdot m}{\mu_f^3}\right)^{0,1643} \cdot \left(\frac{\Delta T_{sub}}{\Delta T_{sat}}\right)^{0,1946}$$

#### 2.1.3.4 Détermination du coefficient de transfert thermique

Shedd et Pautsch [29] ont mené des expériences en utilisant le FC-72. Ils ont réalisé des tests employant une seule buse tout comme des buses multiples. Les auteurs ont observé que le transfert de chaleur en *spray cooling*, lorsqu'il y a la formation d'un film liquide, est dominé par la convection monophasique avec une évaporation importante, mais qui joue un rôle secondaire. C'est ainsi qu'ils ont déterminé la corrélation suivante pour obtenir le coefficient de transfert thermique pour une buse de spray :

$$h = 0,4627 \cdot \rho_l \cdot C_{p,l} \cdot \overline{Q''} + 0,01612 \cdot \overline{Q''} \cdot \Delta T_{sat} \quad (\text{II- 22})$$

#### 2.1.3.5 Influence des intensifications macroscopiques et microscopiques

Dans le cas des surfaces microporeuses, la corrélation (II- 16) pour déterminer le CHF proposée par Thiagarajan *et al.* [23] a été modifiée par (II- 23). La corrélation de l'équation (II- 23) a été comparée aussi avec d'autres surfaces améliorées en obtenant une erreur absolue moyenne de 9,8%. Ainsi, cette corrélation peut être employée pour estimer le CHF pour une surface améliorée en *spray cooling* [23].

$$\frac{q''}{\rho_g \cdot h_{fg} \cdot Q''} = 2,14 \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_g}\right)^{0,3} \cdot \left[\frac{\rho_f \cdot Q''^2 \cdot d_{32}}{\sigma}\right]^{-0,363} \quad (\text{II- 23})$$

$$\cdot \left[1 + 0,0058 \cdot \frac{\rho_f \cdot C_{p,f} \cdot \Delta T_{sub}}{\rho_g \cdot h_{fg}}\right]$$

Cabrera [30] a établi des corrélations pour déterminer le flux de chaleur (II- 24) et (II- 25) et le CHF (II- 26) et (II- 27) pour un refroidissement en spray avec de l'eau sur une surface plane de rugosité ( $R_t$ ).

$$HF^* = 0,245 \cdot (Ja)^{1,038} \cdot (T^*)^{0,491} \cdot (G^*)^{0,133} \cdot (S_t)^{0,0213} \cdot (P^*)^{0,291} \quad (\text{II- 24})$$

Ou,

$$\frac{\dot{q}''}{\rho \cdot V \cdot h_{fg}} = 0,245 \cdot (Ja)^{1,038} \cdot \left(\frac{\Delta T_{sub}}{\Delta T_{sat}}\right)^{0,491} \cdot \left(\frac{\rho \cdot \sigma \cdot \dot{m}}{\mu^3}\right)^{0,133} \cdot \left(\frac{R_t}{D}\right)^{0,0213} \cdot \left(\frac{P}{P_0}\right)^{0,291} \quad (\text{II- 25})$$

Et

$$CHF^* = 1,623 \cdot (We)^{-0,315} \cdot (S_t)^{0,0465} \quad (\text{II- 26})$$

Où,

$$\frac{\dot{q}''}{\dot{m}'' \cdot h_{fg}} = 1,623 \cdot (We)^{-0,315} \cdot \left(\frac{R_t}{d}\right)^{0,0465} \quad (\text{II- 27})$$

Dans les équations (II- 24), (II- 25), (II- 26) et (II- 27), le nombre de Jakob (Ja) représente le degré de surchauffe, et le nombre de Weber (We) exprime l'énergie cinétique d'arrivée des particules à la surface. Le flux de chaleur adimensionnel ( $HF^*$ ) exprime le rapport de la chaleur en excès sur le flux de chaleur saturé. La température adimensionnelle ( $T^*$ ) représente le niveau de refroidissement par rapport à la surchauffe totale. Le terme adimensionnel de rugosité ( $S_t$ ) montre le rapport en volume entre les sites de nucléation actifs potentiels dans la surface et la masse de la surface ; une valeur petite peut représenter une saturation de sites de nucléation et une valeur proche de 1 indique des conditions d'assèchement potentielles. Le débit massique adimensionnel peut être écrit comme :  $G^* = \frac{We}{Re \cdot Oh_s^4}$ , où We est le nombre de Weber, Re le nombre de Reynolds, et

$Oh_s^4$  est une modification du nombre d'Ohnesorge pour le spray  $Oh_s^4 = \frac{\mu^4 \cdot v}{\sigma^2 \cdot \dot{m} \cdot \rho}$ .  $G^*$  représente le rapport entre l'énergie cinétique et l'énergie surfacique du spray. Une valeur élevée indique le rebond des gouttes sur la surface tandis qu'une valeur basse signifie qu'il existe une distribution homogène de gouttes sur la surface.

La corrélation de l'équation (II- 25) a été déterminée par une régression linéaire pour obtenir les coefficients du modèle. Les limites de validation du modèle sont :  $26 < We < 320$ ;  $400 < Re < 1400$ ;  $25 < T_{sub} < 78^\circ\text{C}$ ;  $43 \times 10^6 < G^* < 97 \times 10^6$ ;  $340 < \dot{m}'' < 750$  kg/m<sup>2</sup>s ;  $0,05 < S_t < 1,10$  ;  $79 < R_t < 5 \mu\text{m}$ ;  $1,0 < P^* < 1,8$  ;  $1 < P < 1,8$  bar.

Pour les surfaces avec une modification de géométrie à l'échelle macroscopique, Xie *et al.* [31] se basent sur l'étude de Hansen et Webb [32] pour calculer le coefficient

moyen de transfert de chaleur à partir d'une solution itérative de l'expression du total de la chaleur transférée des ailettes (équations (II- 28)(II- 29)(II- 30)):

$$q'' \cdot A_p = \bar{h} \cdot A_b \cdot (T_{surf} - T_{sat}) + \sum_{i=1}^n M_i \cdot \frac{\sinh(m_i \cdot H) + (\bar{h}/m_i k_s) \cdot \cosh(m_i \cdot H)}{\cosh(m_i \cdot H) + (\bar{h}/m_i k_s) \cdot \sinh(m_i \cdot H)} \quad (II- 28)$$

Où,

$$M_i = [\bar{h} \cdot p_i \cdot A_{c,i} \cdot k_s]^{1/2} \cdot (T_{surf} - T_{sat}) \quad (II- 29)$$

$$m_i = \left[ \frac{\bar{h} \cdot p_i}{A_{c,i} \cdot k_s} \right]^{1/2} \quad (II- 30)$$

Le premier terme de l'équation (II- 28) représente le transfert de chaleur de la base de la surface exposée (en contact avec du liquide), et le second terme correspond à l'équation de transfert de chaleur des ailettes. Cette équation n'est pas valable pour le cas des structures pyramidales, car la section transversale n'est pas uniforme. Par ailleurs, le coefficient de transfert thermique va permettre de calculer le nombre de Nusselt défini comme :

$$Nu = \frac{\bar{h} \cdot d}{k_{liq}} \quad (II- 31)$$

Où  $d$  est la longueur équivalente de la surface qui est définie comme le rapport entre l'aire totale de la surface chaude et son périmètre.

### 2.1.3.6 Efficacité d'un Spray

L'efficacité d'un spray est exprimée comme le rapport entre la chaleur dissipée et le total de la chaleur pouvant être dissipée au flux critique (CHF) par le spray (sensible et latente) [4]. L'efficacité d'un spray diminue quand le nombre de Weber augmente. Ce dernier augmente, à son tour, quand le débit volumique augmente, le  $d_{32}$  augmente et/ou la tension superficielle diminue. Pour avoir une plus grande efficacité, il est souhaitable de travailler avec un débit volumique faible et une tension superficielle relativement grande [15]. Les auteurs n'ont pas observé une influence du sous-refroidissement sur les valeurs d'efficacité du spray.

La corrélation générale pour déterminer l'efficacité ( $\eta$ ) d'un spray, évoquée par plusieurs auteurs [4], [14], [15], [33]–[35], est exposée dans l'équation (II- 32). Cette même corrélation a été exprimée par Yao et Cox [35] en fonction du nombre de Reynolds et du nombre de Weber comme décrit dans les équations (II- 33) et (II- 34). Les équations sont valables pour des valeurs de  $2 \times 10^{-3} < Re_s < 5 \times 10^1$  et  $6 \times 10^{-10} < We_s < 3 \times 10^{-2}$ , respectivement. La corrélation (II- 34), qui emploie le nombre de Weber, a une erreur moyenne de 17% et l'équation (II- 33), qui emploie le nombre de Reynolds, a une

erreur moyenne de 33%. Les études de Yao et Cox [35] ont comparé leur corrélation avec d'autres corrélations spécifiques pour des conditions expérimentales et fluides déterminés.

$$\eta = \frac{q''}{\dot{m} \cdot [C_{p,l} \cdot (T_{sat} - T_l) + C_{p,g} \cdot (T_{wall} - T_{sat}) + h_{fg}]} \quad (\text{II- 32})$$

$$\eta = 2,5 \times 10^{-4} \cdot \left[ Re_s \cdot \frac{T_{sat}}{(\Delta T_{sub} + \Delta T_{sat})} \right]^{-1,05} + 2,5 \times 10^{-2} \cdot \left[ Re_s \cdot \frac{T_{sat}}{(\Delta T_{sub} + \Delta T_{sat})} \right]^{-0,4} \quad (\text{II- 33})$$

$$\eta = 8 \times 10^{-7} \cdot \left[ We_s \cdot \frac{T_{sat}}{(\Delta T_{sub} + \Delta T_{sat})} \right]^{-0,62} + 3,5 \times 10^{-3} \cdot \left[ We_s \cdot \frac{T_{sat}}{(\Delta T_{sub} + \Delta T_{sat})} \right]^{-0,2} \quad (\text{II- 34})$$

## 2.1.4 Intensification de l'ébullition en spray cooling par modification de surfaces

La modification de la structure de la surface permet d'intensifier les échanges thermiques. Ces modifications peuvent avoir lieu sur différentes échelles : macroscopique (modification de la géométrie de surface), microscopique, nanoscopique ; ou par des modifications hybrides lorsqu'il y a combinaison d'au moins deux techniques d'intensification sur différentes échelles.

### 2.1.4.1 Modifications de la géométrie de surface

Le principe de cette intensification consiste à modifier la géométrie de la surface pour provoquer une amélioration du transfert thermique en ébullition avec des sprays. Silk *et al.* [36] ont étudié le comportement d'un spray sur trois types de surfaces en cuivre avec des géométries différentes (Figure 2. 18) : ailettes cubiques, pyramidales et rectangulaires avec une surface de section transversale de 2 cm<sup>2</sup> chacune. Le fluide de travail est le PF-5060 (Performance Fluid, FC-72 moins pur) et les buses utilisées ont une configuration 2x2. Les tests avec ailettes rectangulaires ont permis d'évacuer le flux de chaleur le plus élevé par rapport aux autres surfaces ainsi que par rapport à la surface plane.

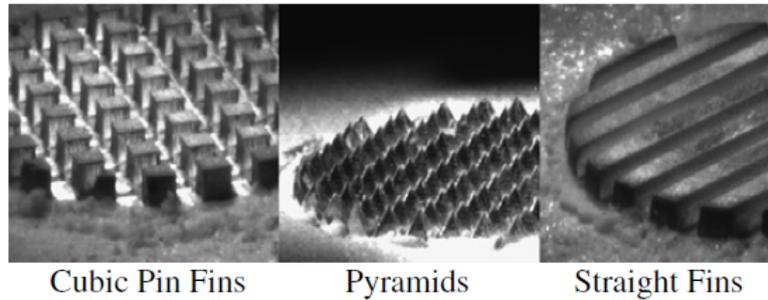


Figure 2. 18. Géométries des surfaces : Ailettes cubiques, pyramidales et rectangulaires. [36]

Coursey *et al.* [33] ont envisagé l'utilisation de microcanaux ouverts sous un spray. Pour mener cette expérience, ils ont utilisé des canaux de 360  $\mu\text{m}$  de largeur et des ailettes rectangulaires de 500  $\mu\text{m}$  de large et de différentes longueurs : 0,25 ; 0,5 ; 1,0 ; 3,0 et 5,0 mm. Le fluide réfrigérant employé est le PF-5060 à une température de 30 °C avec des pressions en amont de la buse du spray de 1,36 – 4,08 atm. Les résultats montrent que dans les cas d'étude, les surfaces améliorées ont présenté des performances thermiques supérieures à la surface plane. Le flux de chaleur optimal atteint a été de 124  $\text{W}/\text{cm}^2$  pour des longueurs d'ailettes entre 1 et 3 mm.

Sodtke et Stephan [19], ont étudié des structures pyramidales de différentes tailles pour augmenter la performance du *spray cooling* en utilisant de l'eau comme fluide de travail. Les auteurs ont installé le spray à 25 mm et 35 mm de la surface. Les résultats montrent une importante augmentation du transfert de chaleur par cette amélioration de surface.

Xie *et al.* [31] ont étudié les effets de l'amélioration de la surface en *multi spray cooling* avec des macro et micro structures, individuellement ou avec une combinaison de deux. Leur fluide de travail était le R134a. La Figure 2. 19 schématise les différents types de structures de surface testés lors de leur étude. Dans cette section, nous évoquerons uniquement les résultats des améliorations macroscopiques. Ainsi, les macrostructures employées étaient des ailettes carrées et des ailettes rectangulaires disposées verticalement et horizontalement. Les résultats de Xie *et al.*, détaillés ci-dessus, montrent une augmentation du flux de chaleur de 36 % avec les deux macrostructures, ce qui diffère de l'étude de Cooper et Lloyd [14] (11 % d'augmentation du flux de chaleur critique), avec les mêmes conditions de travail et avec des ailettes rectangulaires. Le CHF maximal atteint était de 235  $\text{W}/\text{cm}^2$  en configuration verticale avec des ailettes rectangulaires (cf. Figure 2. 19 Ma-Straight.f-V).

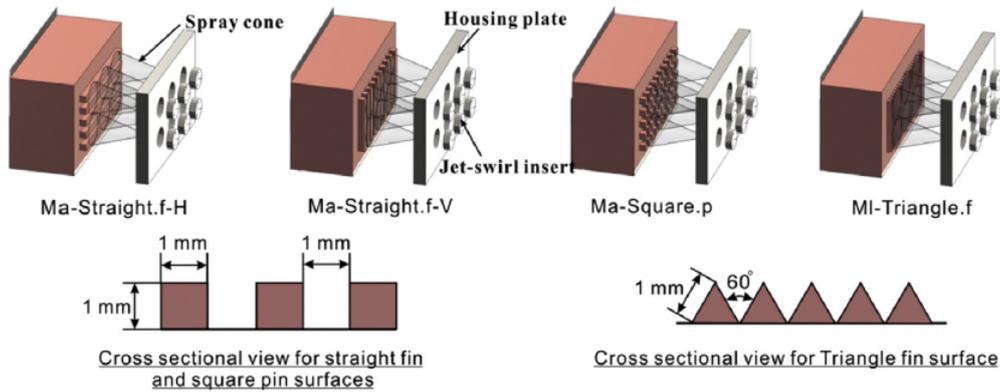


Figure 2. 19. Schéma des surfaces testées par Xie *et al.* [31]

En conclusion, les macrostructures, grâce à l’augmentation de la surface d’échange, contribuent à intensifier les échanges thermiques en *spray cooling*.

#### 2.1.4.2 Modifications de la microstructure de la surface

Dans le cas du *spray cooling*, des études ont été réalisées depuis quelques années en intégrant des modifications de la microstructure de la surface. Ainsi, Sehmbe *et al.* [37] ont étudié l’effet de la rugosité de surface avec un système de *spray cooling*. Ces auteurs ont constaté qu’une surface avec moins de rugosité est plus favorable aux échanges thermiques en évaporation, car le film liquide formé est évaporé par conduction. Dans le cas des surfaces de rugosité supérieure à  $0,3 \mu\text{m}$ , les améliorations du transfert thermique n’ont pas été importantes.

Pais *et al.* [38] ont employé un spray avec de l’air pour pulvériser de l’eau sur des surfaces d’environ 15 mm de diamètre. Dans leur étude, ils ont utilisé trois surfaces qui ont été polies en une seule direction avec des papiers abrasifs de  $22 \mu\text{m}$ ,  $14 \mu\text{m}$  et  $0,3 \mu\text{m}$ , respectivement. Les auteurs ont constaté que la nucléation est la plus importante pour une rugosité supérieure à  $1 \mu\text{m}$ . Un flux de chaleur jusqu’à  $1200 \text{ W/cm}^2$  a été dissipé pour de faibles surchauffes. Ainsi, les auteurs signalent qu’une amélioration du transfert thermique va de pair avec une rugosité de la surface accrue.

Ortiz et Gonzalez [6] ont fait des essais sur une barre de cuivre de 3,5 cm de diamètre de base et une surface d’échange avec un diamètre de 1,25 cm. Des flux de chaleur de l’ordre de  $400 \text{ W/cm}^2$  ont été obtenus. Les auteurs ont observé que les flux de chaleur deviennent plus élevés si on augmente le débit massique et la rugosité de surface.

De leur côté, Kim *et al.* [10] ont étudié l’influence de la porosité du revêtement de surface pour optimiser le transfert de chaleur avec de l’eau. Le revêtement de surface était composé de particules d’aluminium et d’époxy/méthyle-éthyle cétone. Les auteurs ont déterminé que la surface avec le revêtement est plus performante que celle sans traitement. Un flux de  $2 \text{ W/cm}^2$  a été atteint par la surface avec revêtement, ce qui représente une augmentation de 40 % du flux par rapport à la surface sans traitement.

Thiagarajan *et al.* [9] ont étudié le transfert de chaleur sur trois types de surfaces de 1 cm<sup>2</sup> : une première en cuivre sans traitement ; une deuxième avec un revêtement microporeux de cuivre ; et une troisième avec des nano fils de cuivre. Les résultats des essais montrent une meilleure performance de transfert thermique avec les deux surfaces améliorées par rapport à la surface sans traitement. Cependant, la surface avec le revêtement de nano fils de cuivre a présenté une dégradation, ce qui montre que, pour cette expérience, la surface n'était pas bien optimisée pour le transfert thermique. Avec la surface microporeuse, le CHF a augmenté entre 7 % et 20 % par rapport à la surface plane sans traitement avec un débit de HFE-7100 entre 4,7 à 15,8 cm<sup>3</sup>/s envoyé par le spray.

Zhang *et al.* [39] ont testé trois surfaces en cuivre avec des rainures de différentes tailles (Figure 2. 20), quatre surfaces en cuivre polies avec du papier de verre de différents grains, et une surface qui combine les deux techniques. Les résultats de leurs essais montrent que pour une surface avec rainures, le transfert de chaleur est meilleur que pour une surface de cuivre plane. De plus, le CHF obtenu avec les surfaces améliorées était d'environ 800 W/cm<sup>2</sup>, ce qui est 33 % plus élevé que le CHF de la surface plane sans modification. La surface avec des rainures plus petites (150 µm large x 150 µm espace x 200 µm profondeur) était la plus performante. En effet, elle présentait une augmentation du coefficient de transfert thermique d'environ 39 % comparé à celui pour la surface plane. Pour les surfaces polies, les auteurs ont constaté que lorsque la rugosité de la surface augmente, le transfert de chaleur croît aussi. Les résultats des essais avec la surface avec des rainures polies montrent une amélioration du flux de chaleur critique d'environ 30 % par rapport à la surface rainurée sans polissage.

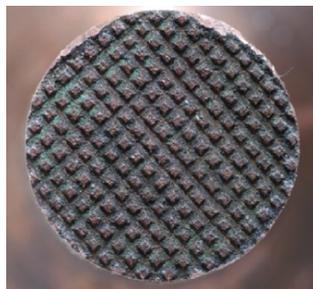


Figure 2. 20. Exemple de surface avec des rainures [40]

Martinez-Galvan *et al.* [41] ont aussi étudié l'effet de la rugosité de surface avec le *spray cooling* en employant du R134a comme fluide frigorigène. Ils ont testé deux surfaces ayant des rugosités de 0,04 µm et 0,56 µm, soumises à différents débits de liquide, avec deux types de buses différentes. Les résultats montrent que le transfert de chaleur est meilleur quand le débit de liquide augmente, indépendamment de la rugosité de surface et du type de buse. Par contre, le comportement du CHF dépend bien de la rugosité de surface. Ainsi, pour une surface rugueuse, le flux de chaleur maximum augmente avec la hausse du débit de liquide. Pour une surface de faible rugosité, le flux de chaleur est indépendant du débit liquide. En ce qui concerne la rugosité de surface et son effet sur la courbe d'ébullition, les auteurs ont conclu qu'une surface avec une faible rugosité ralentit l'ébullition nucléée. Mais, quand ce régime d'ébullition est atteint,

l'ébullition s'accélère, de façon telle que le CHF obtenu est plus faible. Pour une surface plus rugueuse, ils ont constaté que l'ébullition nucléée commence à des températures plus basses et le CHF obtenu est plus grand.

Xie *et al.* [31] ont aussi ont modifié la rugosité des surfaces (Cf. Figure 2. 21). La surface la plus rugueuse ( $Ra \approx 3,00 \mu\text{m}$ ) avec laquelle ils ont travaillé a permis une augmentation du flux de chaleur critique d'environ 30 % par rapport à la surface plane lisse ( $Ra \approx 0,50 \mu\text{m}$ ). Les auteurs supposent que cette augmentation est probablement liée à la quantité de cavités réentrantes sur la surface d'échange, ce qui se traduit par l'augmentation des sites de nucléation pendant l'ébullition.

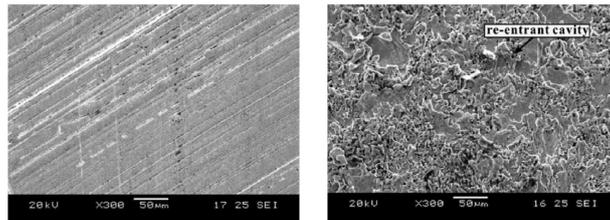


Figure 2. 21. Vue microscopie de l'état de la surface plane de rugosité 0,5  $\mu\text{m}$  (gauche) et surface plane avec une micro structuration de rugosité 3,0  $\mu\text{m}$  (droite) [31]

Enfin, Zhang *et al.* [42] ont testé des surfaces avec des micro structurations (rainures) de différentes tailles : une de 25  $\mu\text{m}$  large, 100  $\mu\text{m}$  de profondeur et 25  $\mu\text{m}$  taille de clou (tête de la rainure) ; une deuxième de 50  $\mu\text{m}$  large, 100  $\mu\text{m}$  de profondeur et 50  $\mu\text{m}$  taille de clou ; et une dernière de 100  $\mu\text{m}$  large, 100  $\mu\text{m}$  de profondeur et 100  $\mu\text{m}$  taille de clou. Toutes ces surfaces étaient revêtues d'un film de  $\text{SiO}_2$ . Les résultats obtenus ont été comparés avec ceux d'une surface sans traitement. Cette comparaison montre que les surfaces avec microstructures présentent un transfert de chaleur plus performant que la surface sans traitement. Les auteurs reportent aussi que les microstructures, en plus d'augmenter la surface d'échange, améliorent aussi la mouillabilité de la surface grâce aux forces capillaires, car il existe une augmentation des sites actifs de nucléation, ce qui fait que le transfert de chaleur est plus performant.

### 2.1.4.3 Modification de la nanostructure de surface

Dans cette section, nous décrivons quelques études d'intensification thermique en *spray cooling* où des revêtements avec nanotubes de carbone ou avec nanopillars ont été employés.

#### Revêtement avec Nanotubes de carbone

Zhang *et al.* [42] ont utilisé des nanotubes de carbone pour améliorer les échanges thermiques d'une surface en silicium, le fluide employé a été de l'eau désionisée. Les auteurs ont testé quatre types de surfaces : une nue, une avec un film de  $\text{SiO}_2$ , une avec un film de nanotubes de carbone et un film de  $\text{SiO}_2$ , et une dernière avec quatre films de nanotubes de carbone et un film de  $\text{SiO}_2$ . Les nanotubes de carbone de 80 - 90 nm de diamètre ont été placés de façon transversale sur la surface de silicium. Les résultats

montrent une augmentation du CHF de 5,8 % de la surface avec un film de SiO<sub>2</sub> ; 11,6 % et 12,6 % avec le film de nanotubes de carbone par rapport à la surface sans traitement.

Revêtement avec Nanopillars (Nano piliers)

Alvarado et Lin [43], ont employé une surface de silicium avec des nanopillars de 100 nm de hauteur et 200 nm de diamètre avec une séparation d'environ 1 µm. Leurs tests, réalisés avec du FC-72, montrent qu'avec la nano structure employée, le transfert de chaleur augmente en 66% en comparaison avec une surface de silicium sans revêtement.

**2.1.4.4 Structures hybrides**

Une structure hybride combine deux techniques d'intensification. En général, il s'agit de combiner une micro structure ou une nano structure avec une macro structure. Zhang *et al.* [42] ont proposé une technique hybride où ils ont testé six types de surfaces : trois tailles de rainures différentes (25 µm large, 100 µm de profondeur et 25 µm de taille de clou ; 50 µm large, 100 µm de profondeur et 50 µm de taille de clou ; 100 µm de large, 100 µm de profondeur et 100 µm de taille de clou) ; et deux types de revêtements, l'un de SiO<sub>2</sub> (microstructure) et l'autre, une combinaison de quatre nanotubes de carbone entrecroisés (nanostructure) plus un film de SiO<sub>2</sub>. Les résultats montrent une meilleure performance de la structure hybride de plus petite dimension par rapport à toutes les autres surfaces testées. Le CHF a augmenté un 75 % par rapport à la surface en silicium sans traitement.

Le Tableau 1 résume les intensifications obtenues en spray cooling.

Tableau 1. Résumé des Intensifications en spray cooling

<i>Intensifications</i>	<i>Type de modification</i>	<i>Fluide de travail<sup>1</sup></i>	<i>Intensification du Flux thermique [%]</i>	<i>Paramètres géométriques<sup>2</sup></i>	<i>Ref.</i>
<i>Modification de la géométrie de la surface</i>	Ailettes cubiques, rectangulaires et pyramidales	PF 5060	48	2x2 buses pressurisées ; S = 2 cm <sup>2</sup>	[36]
	Ailettes cubiques, rectangulaires et pyramidales	PF 5060	75	2x2 buses pressurisées ; S = 2 cm <sup>2</sup> ; θ = 0°, 30°, 45°	[16]
	Micro canaux ailettes rectangulaires	PF 5060	175	C = 360 µm ; W = 500 µm ; H = 0,25 ; 0,5 ; 1,0 ; 3,0 ; 5,0 mm	[33]
<i>Macro structure</i>	Ailettes cubiques, rectangulaires et pyramidales	PF 5060	75	2x2 buses pressurisées ; S = 2 cm <sup>2</sup> ; θ = 0°, 15°, 30°, 45°	[14]
	Ailettes pyramidales	Eau	400	x = 7 ; 4 ; 1 mm	[19]
	Ailettes carrées, rectangulaires et pyramidales	R 134a	36	2x3 buses pressurisées ; S = 2 cm <sup>2</sup> ; x = 8,8 mm ; d = 172-189 µm	[31]

Modification de la structure de la surface  Micro structure	Surface microstructurée	Eau	15	D = 85-100 $\mu\text{m}$	[6]
	Surface microporeuse	Eau	40	S = 5x5 $\text{cm}^2$	[10]
	Surface microstructurée	Eau désionisée	25	S = 9x9 $\text{mm}^2$ ; d = 7-25 $\mu\text{m}$	[37]
	Surface microstructurée	Eau désionisée	212	d = 40-220 $\mu\text{m}$	[38]
	Surface microstructurée	Eau désionisée	25	d <sub>10</sub> = 118-216 $\mu\text{m}$	[44]
	Surface microporeuse et revêtement de surface avec nanofils	HFE-7100	20	S = 1 $\text{cm}^2$ ;	[9]
	Surface microstructurée	R 134a	25	S = 1,6 $\text{cm}^2$ ; d <sub>32</sub> = 58-120 $\mu\text{m}$	[41]
	Surface microstructurée	R 134a	30	2x3 buses pressurisées ; S = 2 $\text{cm}^2$ ; x = 8,8 mm ; d = 172-189 $\mu\text{m}$	[31]
	Surface avec revêtement de nanopillars	FC-72	66	S = 1 $\text{cm}^2$ ; d = 263 $\mu\text{m}$	[43]
	Modification Hybride	Ailettes avec microstructures	Eau désionisée	33	d <sub>10</sub> = 118-216 $\mu\text{m}$
Macro structure+micro structure	Surface rainurée avec revêtement de nanotubes de carbone	Eau désionisée	58	d = 40-60 $\mu\text{m}$	[42]

<sup>1</sup> PF 5060 = 3M™ Performance Fluide ; R 134a = 1,1,1,2-tetrafluoroethane ; FC-72 = Perfluorohexane ; HFE-7100 = methoxy-nonafluorobutane.

<sup>2</sup> S = surface ; C = espace entre ailettes ; W = largeur ; L = longueur ; d = diamètre de gouttes ; d<sub>10</sub> = diamètre moyen de gouttes ; d<sub>32</sub> = diamètre de Sauter ; x = distance buse-surface ;  $\theta$  = angle du spray.

## 2.2 L'ébullition en vase ou pool boiling

L'ébullition en vase ou *pool boiling* est une technique qui consiste à immerger une surface chaude dans un grand volume d'un liquide statique. Si la quantité de chaleur est grande, la température du liquide en contact avec la surface augmente jusqu'au point de saturation ainsi qu'un certain degré de surchauffe et se met à bouillir. Lorsque la nucléation commence, des bulles de vapeur se forment à la surface dans des sites appelés « sites de nucléation ». Ensuite, les bulles peuvent augmenter en taille et se détacher de la surface. Il y a trois paramètres principaux à prendre en compte et qui affectent la vitesse de transfert thermique en *pool boiling* : le diamètre de départ de la bulle, la fréquence d'émission de celle-ci et la quantité des sites de nucléation.

Par la suite, nous décrivons les mécanismes de transfert thermique, les modèles et les intensifications de l'ébullition en *pool boiling*.

## 2.2.1 Mécanismes de transfert thermique en pool boiling

Les mécanismes de transfert thermique en *pool boiling* peuvent être compris plus facilement avec le diagramme connu comme courbe d'ébullition (cf. Figure 2. 22). Cette courbe du flux thermique ( $q$ ) en fonction de la température de surchauffe en paroi ( $T_w - T_{sat}$ ) a été initialement publié par Nukiyama [45] comme une étude expérimentale de l'ébullition de l'eau à pression atmosphérique. Les régimes de transfert pour une surface plane horizontale sont illustrés dans la Figure 2. 22. Dans cette figure il est possible d'observer les 4 mécanismes de *pool boiling* : la convection naturelle (NC), l'ébullition nucléée (NB), l'ébullition de transition (TB) et l'ébullition en film (FB).

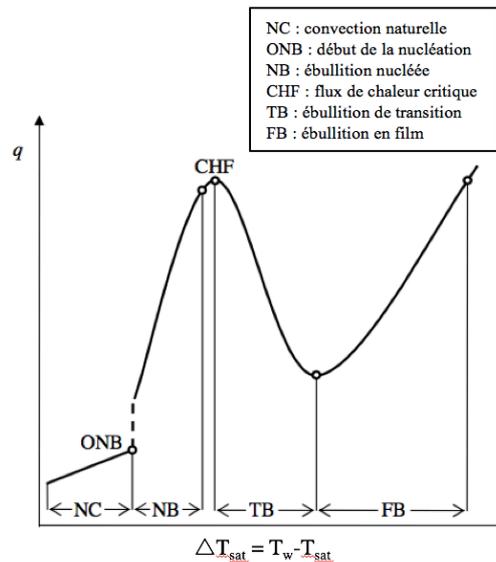


Figure 2. 22. Courbe d'ébullition avec les mécanismes de transfert thermique en *pool boiling*

Dans cette section, nous décrivons seulement les régimes qui se réfèrent à notre étude : la convection naturelle et l'ébullition nucléée.

### 2.2.1.1 Convection Naturelle (NC)

La convection naturelle est le résultat du mouvement du fluide créé par le gradient de température qui existe entre la surface chaude et la surface libre du liquide.

### 2.2.1.2 Ébullition Nucléée (NB)

Lorsque la surchauffe de la surface est suffisante, la nucléation commence (ONB) dans des cavités de la surface. Quand le niveau de surchauffe est faible, l'ébullition nucléée se caractérise par la formation de bulles isolées. Une fois que la surchauffe s'intensifie, les sites de nucléation actifs augmentent et la fréquence de bulles dans chaque site de nucléation augmente aussi. Si la surchauffe augmente encore, un film de vapeur se produit entre la surface et le liquide, et l'efficacité du transfert de chaleur diminue à cause de la faible conductivité thermique du vapeur. Dans ce dernier état, le flux de chaleur est connu comme le CHF (CHF) qui caractérise la limite du phénomène d'ébullition.

## 2.2.2 Modèles de transfert thermiques en pool boiling

Du fait de la complexité de l'ébullition, les mécanismes de transfert de chaleur pour l'ébullition nucléée ont fait l'objet de débats pendant nombreuses décennies. Cette situation a conduit à l'apparition des nombreux modèles concurrents et mutuellement exclusifs. Dans les premiers modèles, l'accent a été mis principalement sur les mécanismes de transfert thermique liés à l'agitation des bulles et à la micro convection. Ces modèles ne prennent pas en compte le changement de phase et sont basés sur une analogie avec la convection forcée, dans laquelle les bulles ont le rôle de changer les échelles caractéristiques de longueur et vitesse.

### 2.2.2.1 Modèle de conduction transitoire

Mikic et Rohsenow [46] ont proposé un modèle où ils supposent qu'il n'existe pas de transfert de la chaleur de la surface pendant la croissance de bulles. Cependant, le départ d'une bulle élimine la couche du liquide surchauffé qui l'entoure et permet au liquide froid de revenir et se mettre en contact avec la surface. La conduction transitoire dans le liquide, après le départ de la bulle, est considérée comme le mode dominant de transfert de chaleur.

### 2.2.2.2 Modèle de la micro couche de transfert de chaleur

Cooper et Lloyd [47] ont réalisé des essais expérimentaux pour montrer l'existence d'une micro couche liquide sous chaque bulle pendant l'étape de grossissement des bulles. Les auteurs argumentent que la bulle gagne la plupart de son énergie grâce à l'évaporation de la micro couche. C'est la raison pour laquelle les auteurs proposent un modèle qui considère un transfert de chaleur important provoqué par l'évaporation de la micro couche en négligeant le transfert de chaleur en dehors de cette micro couche.

### 2.2.2.3 Modèle de transfert par la ligne de contact

Stephan et Hammer [48] avancent que le mode prédominant de transfert thermique concerne l'évaporation d'un fin ménisque au niveau de la ligne triple. Le ménisque, qui est à proximité de la ligne triple, devient très fin dû à son étirement, ce qui provoque une augmentation du transfert de chaleur dans cette zone.

### 2.2.2.4 Modèle de la surchauffe du liquide

Deremiray et Kim [49] ont réalisé une étude expérimentale qui montre que le mécanisme prédominant du transfert thermique des bulles isolées pendant l'ébullition est la conduction et/ou la micro convection. Les auteurs mentionnent que la plupart de l'énergie gagnée par la bulle provient de sa capsule et non du phénomène en paroi. Ils ont montré que le transfert de chaleur par évaporation de la micro couche, ainsi que celui par la ligne triple, ne sont pas significatifs. Ils ont aussi observé un important transfert de

chaleur par conduction transitoire pendant le processus de mouillage de la surface avant du départ de la bulle et non pas seulement une fois que la bulle est partie.

### 2.2.2.5 Détermination du coefficient de transfert thermique

Le coefficient local de transfert thermique en ébullition est défini comme le montre l'équation (II- 35) :

$$h = \frac{q}{T_w - T_{sat}} \quad (\text{II- 35})$$

Cooper [50] propose la corrélation de l'équation (II- 36) qui prend en compte la rugosité de surface pour déterminer le coefficient de transfert thermique. Où,  $P_{red} = \frac{P}{P_{cr}}$  est la pression réduite,  $R_p$  est la rugosité,  $q$  le flux de chaleur et  $M$  la masse molaire du fluide. En général cette corrélation donne une bonne approximation du coefficient de transfert thermique en fonction du flux de chaleur. Cependant, elle ne doit pas être employée pour déterminer la rugosité de surface.

$$h_{Cooper} = 55 \cdot q^{0,67} \cdot P_{red}^{(0,12-0,2 \cdot \log_{10}(R_p))} \cdot (-\log_{10}(P_{red}))^{-0,55} \cdot M^{-0,5} \quad (\text{II- 36})$$

Phan [51] multiplie la corrélation de Cooper (II-36) par un facteur  $F$ , qui ajoute l'effet de la mouillabilité du liquide afin de déterminer le coefficient de transfert thermique en ébullition :

$$h_{phan} = h_{Cooper} \cdot F \quad (\text{II- 37})$$

$$F = \tan(q)^{0,167} + \frac{1}{4} \cdot \tan(q)^{0,5}$$

De leur côté, Stephan et Abdelsalam [52] proposent la corrélation empirique (II- 38) pour des fluides réfrigérants :

$$h \cdot \frac{D_{db}}{\lambda_f} = 207 \cdot \left( \frac{q \cdot D_{db}}{\lambda_f \cdot T_{sat}} \right)^{0,745} \cdot \left( \frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0,581} \cdot \left( \frac{\nu_f}{a_f} \right)^{0,533} \quad (\text{II- 38})$$

Où,  $D_{db}$  est le diamètre de départ de bulle et  $a_f$  est la diffusivité thermique du fluide.

En ce qui concerne le diamètre de départ de bulle  $D_{db}$ , celui a été étudié par plusieurs auteurs depuis plus de quatre-vingts années. Fritz [53] par exemple a développé la corrélation (II-39) qui prene en compte la mouillabilité de la surface, ainsi :

$$D_{ab} = 0,0208 \cdot \theta \cdot L_c \quad (\text{II-39})$$

Où,  $\theta$  est l'angle de contact et  $L_c$  est la longueur de capillarité qui est définie comme :

$$L_c = \sqrt{\frac{\sigma_{fg}}{g \cdot (\rho_f - \rho_g)}} \quad (\text{II-40})$$

Où,  $\sigma_{fg}$  est la tension superficielle du fluide à saturation et  $g$  est la pesanteur.

D'un autre côté, Phan [51] propose dans son travail la corrélation (II-41) pour déterminer le diamètre de départ de bulle. Pour développer cette corrélation, il simplifie la géométrie de la formation maximale du volume de bulle et considère négligeable le transfert de masse pendant l'étape de remouillage du liquide à la surface.

$$D_{ab} = \left(6 \cdot \sqrt{\frac{3}{2}}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_g}\right)^{-\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} - 1\right)^{\frac{1}{3}} \cdot \tan \theta^{-\frac{1}{6}} \cdot L_c \quad (\text{II-41})$$

## 2.2.3 Intensification de l'ébullition en pool boiling

Il existe une grande quantité d'études d'intensification de l'ébullition en *pool boiling*. Nous présentons quelques-unes qui emploient des fluides frigorigènes et qui permettent de faire des comparaisons avec nos analyses.

### 2.2.3.1 Échelle macroscopique

Honda *et al.* [54] ont étudié le comportement du FC-72 sur une surface avec des ailettes carrées de  $50 \times 50 \times 60 \mu\text{m}^3$  (largeur, épaisseur et hauteur) avec et sans dépôt de  $\text{SiO}_2$ . Ils reportent une amélioration du CHF de l'ordre de 1,8 fois par rapport à une surface sans structuration.

De leur côté, Nimkar *et al.* [55] ont testé des surfaces pyramidales avec une longueur caractéristique de  $40 \mu\text{m}$ . Ils reportent une amélioration d'environ 65% du CHF en utilisant du FC-72 comme fluide de travail.

À leur tour, Yu et Lu [56] ont testé des ailettes rectangulaires en cuivre avec trois espacements  $S$  (0,5 mm, 1,0 mm et 2,0 mm) et quatre longueurs  $L$  (0,5 mm, 1,0 mm, 2,0 mm et 4,0 mm), tel que sur la Figure 2. 23. Les auteurs reportent une diminution de la surchauffe de la paroi nécessaire au déclenchement de l'ébullition avec l'augmentation de la longueur des ailettes et la diminution de leur espacement. Cette modification de la structure de surface provoque aussi une hausse du flux de chaleur transféré. Ils reportent qu'avec la surface dotée des espacements les plus fins et celle dotée des plus hauts plots, le CHF augmente de 5 fois en comparaison avec une surface lisse. Pourtant, le flux de

chaleur transféré n'est pas proportionnel à l'aire totale de la surface améliorée. Ainsi, les ailettes de petite longueur ou avec un espacement large fournissent une résistance basse à la bulle de départ et au liquide pour remouiller la surface, ce qui produit un taux de transfert de chaleur plus élevé par unité de surface.

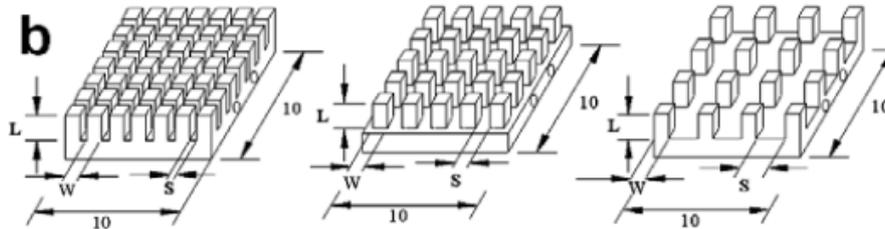


Figure 2. 23. Dimensions des ailettes rectangulaires employées par Yu et Lu [56], Dimensions en mm

Yu *et al.* [57] ont employé des surfaces avec cavités cylindriques de trois diamètres (200, 100 et 50  $\mu\text{m}$ ) et deux profondeurs (200 et 110  $\mu\text{m}$ ). Les auteurs ont reporté une augmentation de 2,5 fois du CHF ainsi qu'une hausse du transfert thermique en utilisant du FC-72 comme fluide de travail.

Ujereh *et al.* [58] ont testé un arrangement des ailettes cubiques de 0,25 mm avec du FC-72. Ils ont déterminé une augmentation du CHF de 75%.

Dans leur travail, Wei et Honda [59] reportent une amélioration importante du CHF avec du FC-72 sur des ailettes carrées de 30x60, 30x120, 30x200, 50x60, 50x200 et 50x270  $\mu\text{m}^2$  (épaisseur x hauteur).

Guglielmini *et al.* [60] ont employé des ailettes carrées de 0,4 et 1mm de largeur et de 3 et 6 mm de longueur avec un espacement de 1,2 et 3 mm. Les auteurs reportent une amélioration et une dégradation du transfert de chaleur selon le flux de chaleur et la hauteur des ailettes avec du FC-72 comme fluide de refroidissement. Par exemple, à faible flux, les surfaces avec les ailettes plus fines ont un coefficient de transfert plus élevé qu'une surface lisse.

Enfin, Rainey et You [61] et Rainey *et al.* [62] ont employé du FC-72 comme fluide de refroidissement sur des blocs en cuivre avec des ailettes carrées de 5x5 mm et de différentes longueurs (2, 4 et 8 mm). Les auteurs reportent une amélioration significative du transfert thermique et du CHF.

### 2.2.3.2 Échelle microscopique

El-Genk et Parker [63] ont employé un revêtement de graphite sur une surface en cuivre avec une taille de pore qui va d'une dizaine à une centaine de microns. Ils ont obtenu un flux de chaleur allant jusqu'à 70  $\text{W}/\text{cm}^2$  en employant du HFE-7100 comme fluide de travail. Les auteurs reportent 19% d'amélioration du transfert thermique avec 60% d'augmentation du CHF.

Dans une autre expérience, El-Genk et Parker [64] ont utilisé du FC-72 et du HFE-7100 comme fluides de travail. La surface a été recouverte par du graphite poreux avec 61% de volume de porosité et 95% de pores interconnectés de tailles <1,0 à des dizaines et des centaines de microns. Les auteurs ont reporté un meilleur coefficient de transfert thermique pour les expériences avec du FC-72 en comparaison avec celles où ils ont employé le HFE-7100. En plus, le CHF sur une surface de graphite est plus élevé avec du HFE-7100 qu'avec du FC-72.

Parker et El-Genk [65] reportent une augmentation d'environ 94% du CHF en employant du FC-72 sur une surface en cuivre dont le revêtement de graphite est poreux et présente des cavités rentrantes dont la taille est d'une centaine de microns.

De leur côté, El-Genk et Ali [66] ont mis un revêtement de cuivre micro poreux de différentes épaisseurs (95, 139, 171, 197 et 220  $\mu\text{m}$ ) sur une surface du même matériau. Ils ont reporté une amélioration d'environ 40 à 70% du transfert thermique et un CHF 17 fois plus grand en employant du PF-5060 comme fluide de travail.

Chao *et al.* [67] ont employé une surface en cuivre avec des fibres de graphite et obtiennent une intensification de 1,42 fois du transfert thermique avec du Freon-113.

### 2.2.3.3 Échelle nanoscopique

Warrier *et al.* [68] reportent une amélioration du CHF de l'ordre de 1,4 fois en employant du HFE 7200 sur une surface en silicium recouverte de nanofils de cuivre de 20  $\mu\text{m}$  de longueur et 200 nm de diamètre.

Ujereh *et al.* [58] ont utilisé une surface de silicium et cuivre revêtue nanotubes de carbone de 1 à 100 nm de diamètre et de 1 à 50  $\mu\text{m}$  de longueur. Ils reportent une d'amélioration du transfert thermique de 452% avec un CHF 44,8% supérieur à celui d'une surface sans revêtement. Ils ont employé du FC-72 comme fluide de refroidissement.

La plupart des études qui reportent une amélioration du transfert thermique avec l'emploi des revêtements nanoscopiques (nanofils, nano tubes de carbone, etc.) utilisent de l'eau comme fluide de refroidissement. Ceci est logique, car l'objectif du traitement de surface nanoscopique est de rendre la surface hydrophile et les fluides frigorigènes étant des liquides assez mouillants permettent peu d'amélioration.

### 2.2.3.4 Surfaces hybrides

Pranoto *et al.* [69] ont réalisé une étude en *pool boiling* sur un bloc en mousse en graphite et des ailettes rectangulaires comme sur la

Figure 2. 24. Les auteurs ont employé du FC-72 et du HFE-7000 comme fluide de refroidissement et ils ont constaté une amélioration du coefficient de transfert thermique jusqu'à 1,6 fois pour la structure en graphite en comparaison à celle avec des ailettes.

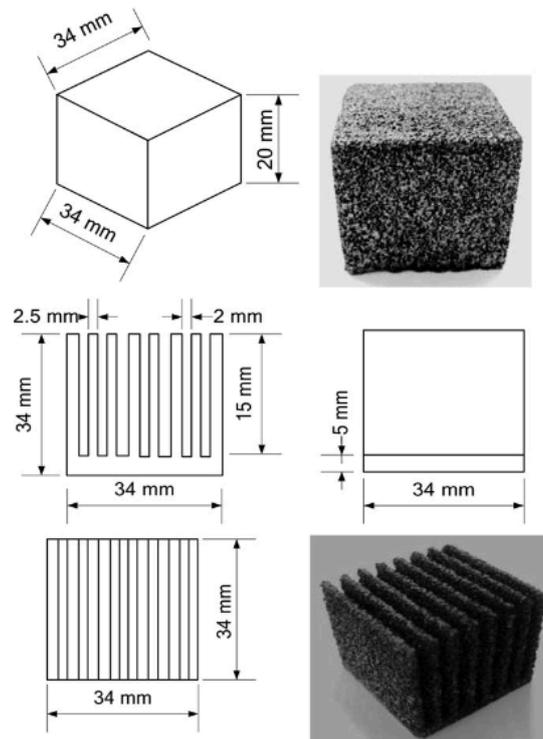


Figure 2. 24. Dimensions de la mousse en graphite employé par Pranoto *et al.* [69].

Ujereh *et al.* [58] ont testé un arrangement d'ailettes cubiques en cuivre de 0,25 mm recouvertes de nano tubes de carbone. Ils ont déterminé une amélioration de 108% du transfert thermique.

## 2.3 Conclusions

En conclusion, le refroidissement par spray est une technique prometteuse de par sa grande capacité de transfert thermique et l'uniformité d'évacuation de la chaleur. Cependant, les mécanismes de transfert de chaleur en *spray cooling* sont complexes à cause de la combinaison des différents modes de transfert thermique et des nombreux facteurs d'influence comme la taille des gouttes, leur vitesse, la distance buse-surface, l'angle d'impact, la nature de la surface, entre autres.

La description et modélisation des phénomènes de transfert thermique en *spray cooling* est d'une grande complexité. Dans la littérature, la description des régimes de transfert thermique est variée, car il existe une superposition de plusieurs mécanismes de transfert et des interactions entre eux. Dans ce travail, nous classifions les modes de transfert thermique de refroidissement par spray en quatre régimes, caractérisés par le mode de transfert dominant : Convection, Ébullition en film, Impact de gouttelettes et CHF.

En ce qui concerne les modèles de transfert thermique, la plupart des auteurs concentrent leurs recherches due l'amélioration des modèles de transfert pour augmenter le CHF. Les modifications de surface peuvent être à l'échelle macroscopique, microscopique, nanoscopique ou hybride.

À cause de la complexité dans la compréhension des phénomènes physiques en *spray cooling*, le refroidissement par *pool boiling* a été abordé comme un mécanisme pour isoler le régime d'ébullition nucléé et le comparer avec le refroidissement par spray.

Les macrostructures sont capables d'aider à la formation du film liquide, ce qui augmente le transfert de chaleur. Les observations de Sodtke et Stephan [19] Horacek *et al.* [13] et Zhang *et al.* [44] décrivent la formation d'une ligne triple autour des macrostructurations quand elles dépassent la surface libre du liquide, ce qui est une configuration de film assez efficace.

Les structures microporeuses donnent lieu à d'importantes améliorations de performance en *spray cooling*. Les études de Thiagarajan *et al.* [23] et Kim *et al.* [10] ont trouvé des bonnes améliorations de performance en ce qui concerne le coefficient de transfert thermique, le CHF et l'initiation de l'ébullition. Les canaux interconnectés facilitent le remplissage du liquide, évitent la propagation de zones sèches, et repoussent l'assèchement total de la surface. La nature principale des nanostructures a un effet sur l'angle de contact entre le liquide et la surface, c'est à dire, augmente la mouillabilité de la surface. Pour des fluides déjà mouillants (frigorigènes), les nanostructures n'ont pas une influence importante sur le transfert thermique. En plus, celles-ci risquent de ne pas résister aux impacts des gouttes de spray.

Tableau 2. Phénomènes physiques associés aux intensifications thermiques par structuration de surface

<i>Phénomènes Physiques</i>	<i>Macrostructure (&gt;~1000µm)</i>	<i>Microstructure (25-500µm)</i>	<i>Nanostructure (&lt;0,1µm)</i>
<i>Mouillabilité</i>			X
<i>Wickability (transport par capillarite)</i>		X	X
<i>Sites de nucléation (réduction retard ébullition)</i>		X	X
<i>Surface de contact (paroi-spray)</i>	X		
<i>Avancement assèchement partiel (stabilise)</i>	X		
<i>Retard assèchement total (liquide attrape)</i>	X	X	

Le Tableau 2 synthétise les phénomènes physiques associés aux trois types d'intensifications thermiques par structuration de surface. Dans cette étude, nous allons nous concentrer sur les intensifications par macro structuration et micro structuration. Nous utiliserons une combinaison de ces deux types de structuration (surface hybride) afin d'améliorer les échanges thermiques. L'objectif de ce type de structuration (cf. Figure 2. 25) est d'avoir des zones sèches, mais qui vont se mouiller au fur et à mesure que les gouttes impactent la surface, ainsi qu'un film liquide permanent. La macro structuration va nous permettre d'un côté augmenter la surface d'échange, et d'un autre, un avancement de l'assèchement partiel. A son tour, la microporosité va favoriser le transport du liquide par capillarité ainsi que les sites de nucléation.

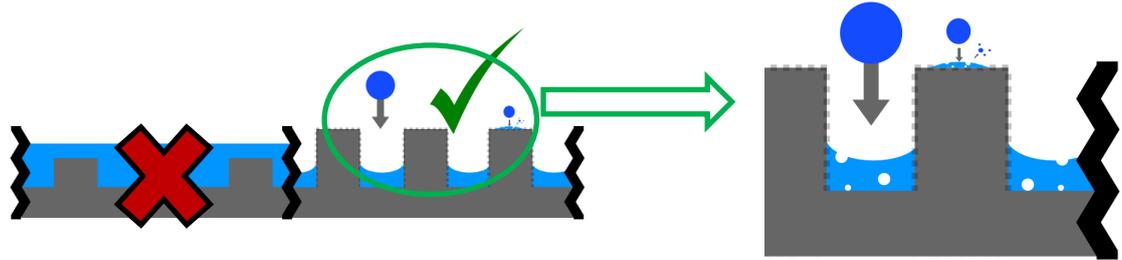


Figure 2. 25. Schéma d'une surface hybride idéale

## 2.4 Bibliographie Chapitre II

- [1] Y. Wang, N. Liu, and X. Xu, “Reserch developments on improvement of spray cooling performance,” *Advanced Materials Research*, vol. 588–589. Trans Tech Publications, pp. 1735–1739, 2012.
- [2] J. Yang, L. C. Chow, and M. R. Pais, “Nucleate Boling Heat Transfer in Spray Cooling,” *Transaction of the ASME*, vol. 118, no. 668. p. 671, 1996.
- [3] W.-L. Cheng, W.-W. Zhang, H. Chen, and L. Hu, “Spray cooling and flash evaporation cooling: The current development and application,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 55, pp. 614–628, 2016.
- [4] K. A. Estes and I. Mudawar, “Correlation of sauter mean diameter and critical heat flux for spray cooling of small surfaces,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 38, no. 16, pp. 2985–2996, 1995.
- [5] K. J. Choi and S. C. Yao, “Mechanisms of film boiling heat transfer of normally impacting spray,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 30, no. 2, pp. 311–318, 1987.
- [6] L. Ortiz and J. E. Gonzalez, “Experiments on Steady-state High Heat Fluxes using Spray Cooling,” *Experimental Heat Transfer*, vol. 12, no. 3. pp. 215–233, 1999.
- [7] S. S. Hsieh, T. C. Fan, and H. H. Tsai, “Spray cooling characteristics of water and R-134a. Part I: Nucleate boiling,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 47, no. 26, pp. 5703–5712, 2004.
- [8] D. P. Rini, R. H. Chen, and L. C. Chow, “Bubble Behavior and Nucleate Boiling Heat Transfer in Saturated FC-72 Spray Cooling,” *Journal of Heat Transfer*, vol. 124, no. 1. pp. 63–72, 2001.
- [9] S. J. Thiagarajan, S. Narumanchi, C. King, W. Wang, and R. Yang, “Enhancement of Heat Transfer With Pool and Spray Impingement Boiling on Microporous and Nanowire Surface Coatings,” in *2010 14th International Heat Transfer Conference, Volume 6*, 2010, vol. 6, pp. 819–828.
- [10] J. H. Kim, S. M. You, and S. U. S. Choi, “Evaporative spray cooling of plain and microporous coated surfaces,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 47, no. 14–16, pp. 3307–3315, 2004.
- [11] E. Martínez-Galván, R. Antón, J. C. Ramos, and R. Khodabandeh, “Influence of

- surface roughness on a spray cooling system with R134a . Part I: Heat transfer measurements,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 46, no. 0, pp. 183–190, 2013.
- [12] R.-H. Chen, L. C. Chow, and J. E. Navedo, “Effects of spray characteristics on critical heat flux in subcooled water spray cooling,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 45, no. 19, pp. 4033–4043, 2002.
- [13] B. Horacek, K. T. Kiger, and J. Kim, “Single nozzle spray cooling heat transfer mechanisms,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 48, no. 8, pp. 1425–1438, 2004.
- [14] E. A. Silk, J. Kim, and K. Kiger, “Spray cooling of enhanced surfaces: Impact of structured surface geometry and spray axis inclination,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 49, no. 25–26, pp. 4910–4920, 2006.
- [15] M. Visaria and I. Mudawar, “International Journal of Heat and Mass Transfer Effects of high subcooling on two-phase spray cooling and critical heat flux,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 51, no. 21, pp. 5269–5278, 2008.
- [16] E. A. Silk, J. Kim, and K. Kiger, “Spray Cooling Trajectory Angle Impact Upon Heat Flux Using a Straight Finned Enhanced Surface,” *Summer Heat Transfer Conference*, vol. 4, pp. 743–751, 2005.
- [17] R. Zhao, W. long Cheng, Q. nie Liu, and H. lin Fan, “Study on heat transfer performance of spray cooling: model and analysis,” *Heat Mass Transfer*, vol. 46, no. 8–9, Springer-Verlag, pp. 821–829, 2010.
- [18] W. M. Grissom and F. A. Wierum, “Liquid spray cooling of a heated surface,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 24, no. 2, pp. 261–271, 1981.
- [19] C. Sodtke and P. Stephan, “Spray cooling on micro structured surfaces,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 50, no. 19–20, pp. 4089–4097, 2007.
- [20] R. Mesler and G. Mailen, “Nucleate boiling in thin liquid films,” *AIChE J.*, vol. 23, no. 6, p. 954, 1977.
- [21] D. E. Rini, R. H. Chen, and L. C. Chow, “Bubble behavior and heat transfer mechanism in FC-72 pool boiling,” *Exp. Heat Transf.*, vol. 14, no. 1, pp. 27–44, 2001.
- [22] P. Smakulski and S. Pietrowicz, “A review of the capabilities of high heat flux removal by porous materials, microchannels and spray cooling techniques,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 104, pp. 636–646, 2016.
- [23] S. J. Thiagarajan, S. Narumanchi, and R. Yang, “Effect of flow rate and subcooling on spray heat transfer on microporous copper surfaces,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 69, pp. 493–505, Feb. 2014.
- [24] I. Mudawar and W. S. Valentine, “Determination of the local quench curve for spray-cooled metallic surfaces,” *J. Heat Treating*, vol. 7, no. 2, Springer-Verlag, pp. 107–121, 1989.
- [25] I. Mudawar *et al.*, “Optimizing and Predicting CHF in Spray Cooling of a Square Surface,” *J. Heat Transfer*, vol. 118, no. 3, p. 672, 1996.

- [26] J. R. Rybicki and I. Mudawar, “Single-phase and two-phase cooling characteristics of upward-facing and downward-facing sprays,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 49, no. 1–2, pp. 5–16, 2006.
- [27] M. Ghodbane and J. P. Holman, “Experimental study of spray cooling with Freon-113,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 34, no. 4–5, pp. 1163–1174, Apr. 1991.
- [28] Y. B. Tan *et al.*, “Multi-nozzle spray cooling for high heat flux applications in a closed loop system,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 54, no. 2, pp. 372–379, 2013.
- [29] T. A. Shedd and A. G. Pautsch, “Spray impingement cooling with single- and multiple-nozzle arrays. Part II: Visualization and empirical models,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 48, no. 15, pp. 3176–3184, 2005.
- [30] E. Cabrera, “Heat flux correlation for spray cooling in the nucleate boiling regime,” *Exp. Heat Transf.*, vol. 16, no. 1, pp. 19–44, 2003.
- [31] J. L. Xie *et al.*, “Study of heat transfer enhancement for structured surfaces in spray cooling,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 59, no. 1–2, pp. 464–472, 2013.
- [32] L. G. Hansen and B. W. Webb, “Air jet impingement heat transfer from modified surfaces,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 36, no. 4, pp. 989–997, 1993.
- [33] J. Coursey, J. Kim, and K. Kiger, “Spray cooling of high aspect ratio open microchannels,” *IEEE*. pp. 188–195, 2006.
- [34] R. J. Issa and S.-C. Yao, “Numerical Model for Spray-Wall Impaction and Heat Transfer at Atmospheric Conditions,” *J. Thermophys. Heat Transf.*, vol. 19, no. 4, pp. 441–447, 2005.
- [35] S. C. Yao and T. L. Cox, “A general heat transfer correlation for impacting water sprays on high-temperature surfaces,” *Experimental Heat Transfer*. pp. 207–219, 2002.
- [36] E. A. Silk, J. Kim, and K. Kiger, “Investigation of Enhanced Surface Spray Cooling,” *International Mechanical engineering congress and exposition Heat Transfer*, vol. 2. pp. 685–690, 2004.
- [37] M. S. Sehmbeey, M. R. Pais, and L. C. Chow, “Effect of surface material properties and surface characteristics in evaporative spray cooling,” *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, vol. 6, no. 3. pp. 505–512, 1992.
- [38] M. R. Pais, L. C. Chow, and E. T. Mahefkey, “Surface Roughness and Its Effects on the Heat Transfer Mechanism in Spray Cooling,” *J. Heat Transfer*, vol. 114, no. 1, pp. 211–219, Feb. 1992.
- [39] Z. Zhang, J. Li, and P. Jiang, “Experimental investigation of spray cooling on flat and enhanced surfaces,” *ATE*, vol. 51, no. 1–2, pp. 102–111, 2013.
- [40] Z. Zhang, J. Li, and P. Jiang, “Experimental investigation of spray cooling on flat and enhanced surfaces,” *ATE*, vol. 51, no. 1–2, pp. 102–111, 2013.
- [41] E. Martínez-Galván, R. Antón, J. C. Ramos, and R. Khodabandeh, “Influence of surface roughness on a spray cooling system with R134a . Part I: Heat transfer

- measurements,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 46, no. 0, pp. 183–190, 2013.
- [42] Z. Zhang, P.-X. Jiang, D. M. Christopher, and X.-G. Liang, “Experimental investigation of spray cooling on micro-, nano- and hybrid-structured surfaces,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 80, pp. 26–37, Jan. 2015.
- [43] J. L. Alvarado and Y.-P. Lin, “Multiple Droplet Impingements on Nanostructured Surfaces for Enhanced Spray Cooling,” in *ASME/JSME 2011 8th Thermal Engineering Joint Conference*, 2011, pp. T10241-T10241-8.
- [44] Z. Zhang, J. Li, and P. Jiang, “Experimental investigation of spray cooling on fl at and enhanced surfaces,” *ATE*, vol. 51, no. 1–2, pp. 102–111, 2013.
- [45] S. Nukiyama, “The maximum and minimum values of the heat  $Q$  transmitted from metal to boiling water under atmospheric pressure,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 9, no. 12, pp. 1419–1433, Dec. 1966.
- [46] B. B. Mikic and W. M. Rohsenow, “A New Correlation of Pool-Boiling Data Including the Effect of Heating Surface Characteristics,” *J. Heat Transfer*, vol. 91, no. 2, pp. 245–250, May 1969.
- [47] M. G. Cooper and A. J. P. Lloyd, “The microlayer in nucleate pool boiling,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 12, no. 8, pp. 895–913, Aug. 1969.
- [48] P. Stephan and J. Hammer, “A new model for nucleate boiling heat transfer,” *Heat Mass Transf.*, vol. 30, no. 2, pp. 119–125, Nov. 1994.
- [49] F. Demiray and J. Kim, “Microscale heat transfer measurements during pool boiling of FC-72: effect of subcooling,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 47, no. 14–16, pp. 3257–3268, Jul. 2004.
- [50] M. G. Cooper, “Heat Flow Rates in Saturated Nucleate Pool Boiling-A Wide-Ranging Examination Using Reduced Properties,” in *Journal of Electronics Cooling and Thermal Control*, vol. 1, no. 2, 1984, pp. 157–239.
- [51] H. T. Phan, “Effet des nano- et micro structurations de surface sur le transfert thermique en ébullition,” Université Joseph Fourier, Grenoble, 2010.
- [52] K. Stephan and M. Abdelsalam, “Heat-transfer correlations for natural convection boiling,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 23, no. 1, pp. 73–87, Jan. 1980.
- [53] W. Fritz, “Maximum volume of vapour bubbles,” *Phys. Zeitschr*, no. 36, pp. 379–384, 1935.
- [54] H. Honda, H. Takamastu, and J. J. Wei, “Enhanced Boiling of FC-72 on Silicon Chips With Micro-Pin-Fins and Submicron-Scale Roughness,” *J. Heat Transfer*, vol. 124, no. 2, pp. 383–390, Aug. 2001.
- [55] N. D. Nimkar, S. H. Bhavnani, and R. C. Jaeger, “Effect of nucleation site spacing on the pool boiling characteristics of a structured surface,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 49, no. 17–18, pp. 2829–2839, Aug. 2006.
- [56] C. K. Yu and D. C. Lu, “Pool boiling heat transfer on horizontal rectangular fin array in saturated FC-72,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 50, no. 17–18, pp. 3624–

- 3637, Aug. 2007.
- [57] C. K. Yu, D. C. Lu, and T. C. Cheng, “Pool boiling heat transfer on artificial micro-cavity surfaces in dielectric fluid FC-72,” *J. Micromechanics Microengineering*, vol. 16, no. 10, p. 2092, 2006.
- [58] S. Ujereh, T. Fisher, and I. Mudawar, “Effects of carbon nanotube arrays on nucleate pool boiling,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 50, no. 19–20, pp. 4023–4038, 2007.
- [59] J. J. Wei and H. Honda, “Effects of fin geometry on boiling heat transfer from silicon chips with micro-pin-fins immersed in FC-72,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 46, no. 21, pp. 4059–4070, Oct. 2003.
- [60] G. Guglielmini, M. Misale, and C. Schenone, “Boiling of saturated FC-72 on square pin fin arrays,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 41, no. 7, pp. 599–608, Jun. 2002.
- [61] K. N. Rainey and S. M. You, “Pool Boiling Heat Transfer From Plain and Microporous, Square Pin-Finned Surfaces in Saturated FC-72,” *J. Heat Transfer*, vol. 122, no. 3, pp. 509–516, Apr. 2000.
- [62] K. . Rainey, S. . You, and S. Lee, “Effect of pressure, subcooling, and dissolved gas on pool boiling heat transfer from microporous, square pin-finned surfaces in FC-72,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 46, no. 1, pp. 23–35, Jan. 2003.
- [63] M. S. El-Genk and J. L. Parker, “Enhanced boiling of HFE-7100 dielectric liquid on porous graphite,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 46, no. 15–16, pp. 2455–2481, Sep. 2005.
- [64] M. S. El-Genk and J. L. Parker, “Nucleate boiling of FC-72 and HFE-7100 on porous graphite at different orientations and liquid subcooling,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 49, no. 4, pp. 733–750, Apr. 2008.
- [65] J. L. Parker and M. S. El-Genk, “Enhanced saturation and subcooled boiling of FC-72 dielectric liquid,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 48, no. 18, pp. 3736–3752, Aug. 2005.
- [66] M. S. El-Genk and A. F. Ali, “Enhanced nucleate boiling on copper micro-porous surfaces,” *Int. J. Multiph. Flow*, vol. 36, no. 10, pp. 780–792, Oct. 2010.
- [67] D. F. Chao, N. Zhang, and W.-J. Yang, “Nucleate Pool Boiling on Copper-Graphite Composite Surfaces and Its Enhancement Mechanism,” *J. Thermophys. Heat Transf.*, vol. 18, no. 2, pp. 236–242, Apr. 2004.
- [68] P. Warriar, A. Sathyanarayana, Y. Joshi, and A. S. Teja, “Screening and Evaluation of Mixture Formulations for Electronics Thermal Management Using Pool Boiling,” *IEEE Trans. Components, Packag. Manuf. Technol.*, vol. 1, no. 9, pp. 1387–1394, Sep. 2011.
- [69] I. Pranoto, K. C. Leong, and L. W. Jin, “The role of graphite foam pore structure on saturated pool boiling enhancement,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 42, pp. 163–172, Sep. 2012.

## Chapitre III – Étude expérimentale

Dans la première partie de ce chapitre, nous présentons une étude sur la sélection du fluide étudié dans l'expérimentation. Ensuite, nous décrivons les techniques d'intensification de surface utilisées lors de nos expériences.

Dans une deuxième partie, nous présentons les différents dispositifs expérimentaux. Ils englobent le dispositif hydraulique de dimensionnement de buses, la boucle diphasique à pompage mécanique et le banc d'essais en pool boiling. Puis le traitement des données de la boucle à pompage mécanique et celle du dispositif en pool boiling sont détaillés. Enfin, une discussion sur les incertitudes de mesure finalise ce chapitre.

### 3.1 Sélection du fluide

La sélection du fluide est un choix important qui doit répondre, d'une part, aux besoins industriels des différents acteurs du projet (un fluide non-inflammable, liquide à une température d'environ  $-50\text{ °C}$  et avec un faible potentiel de réchauffement global (GWP)) et, d'autre part, nous avons choisi des critères de mérites spécifiques aux boucles diphasiques pompées afin de comparer les fluides potentiels entre eux.

Un critère de mérite permet la comparaison des performances de plusieurs fluides entre eux, pour une technologie donnée et à des conditions de fonctionnement définies. Le critère de mérite repose sur la caractérisation des phénomènes physiques prédominants, ceux-ci étant, par exemple, les transferts thermiques, les pertes de pression, la puissance thermique échangée, la puissance mécanique fournie, etc. Le critère est obtenu alors à partir d'une valeur absolue (coefficient d'échange par exemple), ou d'un ratio de paramètres déterminants (puissance thermique/puissance de pompage) et en supprimant tous les termes non dépendants des propriétés physiques des fluides étudiés.

Les critères de mérite pour les boucles diphasiques à pompage mécanique de la présente étude sont expliqués par la suite.

#### 3.1.1 Critères de mérite pour boucles diphasiques à pompage mécanique

La détermination des paramètres pertinents des critères de mérite des boucles diphasique à pompage mécanique est rendue complexe par la multiplicité des phénomènes physiques à considérer : transferts thermiques en ébullition, en évaporation, pertes de pression associées, etc. Dans cette section, nous nous intéressons aux lois utilisées pour comparer les fluides entre eux.

##### 3.1.1.1 Pertes de pression

Les pertes de pression en boucles diphasiques sont généralement associées à quatre termes :

- Pertes de pression par frottement (dissipation visqueuse)
- Pertes de pression par accélération (variation de l'inertie pendant le changement de phase)
- Pertes de pression gravitaires (effet de la pesanteur)
- Pertes de pression singulières (influence de la géométrie sur les lignes de courant)

Dans notre cas, les pertes de pression par frottement sont considérées comme un critère de mérite. Celles-ci sont alors calculées à partir des pertes de pression estimées pour l'une des phases et amplifiées par un facteur correctif :

$$\left. \frac{\partial p}{\partial z} \right|_{\text{frott}} = \Phi_1^2 \left. \frac{\partial p}{\partial z} \right|_1 \quad (\text{III-1})$$

Les pertes de pression par frottement de la phase liquide sont estimées avec le débit du liquide seul et des lois classiques de frottement. Le facteur multiplicateur  $\Phi_1$  peut-être déduit de la relation de Chisholm [1] :

$$\Phi_1^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (\text{III-2})$$

Avec X, le facteur de Lockhart-Martinelli, défini comme le rapport des pertes de pression par frottement entre la phase liquide et la phase vapeur :

$$X^2 = \frac{\left. \frac{\partial p}{\partial z} \right|_l}{\left. \frac{\partial p}{\partial z} \right|_v} \quad (\text{III-3})$$

Et C, un coefficient dépendant de la nature des écoulements liquide et vapeur.

Pour des écoulements turbulents, le facteur de Lockhart-Martinelli est le suivant :

$$X_{tt} = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left( \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1} \quad (\text{III-4})$$

Pour les pertes de pression, à partir du facteur de Lockhart-Martinelli et de la définition des pertes de pression par frottement, nous observons que le facteur multiplicateur augmente lorsque X diminue. Il est possible alors de définir un critère pour les pertes de pression diphasiques de la forme :

$$\tilde{C} = \frac{1}{X_{tt}^2} \mu_l^{0.25} \rho_l^{0.75} \quad (\text{III-5})$$

En simplifiant l'expression III-5, notamment en s'affranchissant de la valeur du titre x, on trouve que le critère peut être exprimé finalement comme suit :

$$\tilde{C}_1 = \frac{\rho_l^{1.75}}{\rho_v} \mu_l^{0.05} \mu_v^{0.2} \quad (\text{III-6})$$

Ce critère est défini de façon à ce que, pour une comparaison entre deux fluides, le fluide ayant le critère le plus élevé ait tendance à engendrer plus de pertes de pression par frottement.

Un autre critère permettant de prédire et connaître le comportement relatif d'un fluide dans un système diphasique est la capacité d'un fluide à favoriser l'ébullition à faible surchauffe de paroi [2]. Ce critère est présenté par la suite.

### 3.1.1.2 Capacité d'un fluide à favoriser l'ébullition à faible surchauffe de paroi

Un évaporateur est plus performant si l'ébullition du fluide débute avec une surchauffe de paroi minimale, c'est-à-dire que l'écart entre la température de la paroi et la température de saturation du fluide est le plus petit possible. Le critère suivant permet de prédire ce comportement :

$$\tilde{C}_2 = \frac{2\sigma}{\rho_l \Delta H_v} \quad (\text{III-7})$$

Une valeur élevée de ce critère signifie que le fluide aura besoin d'une forte surchauffe de la paroi pour initier l'ébullition, et conduira en conséquence à une dégradation des transferts thermiques.

### 3.1.1.3 Performances thermiques et hydrauliques

Par ailleurs, il est possible de s'intéresser uniquement aux performances globales de la boucle diphasique à pompage mécanique en tenant compte de la puissance thermique utile transportée, ou encore du ratio entre la puissance thermique transportée et la puissance de pompage nécessaire pour mettre le fluide en circulation.

Ainsi, pour une boucle diphasique à pompage mécanique, la puissance utile transportée vaut :

$$P_u = \dot{m} \Delta H_v \quad (\text{III-8})$$

Par conséquent, le critère pour la puissance utile s'écrit :

$$\tilde{C} = \rho_l \Delta H_v \quad (\text{III-9})$$

Un critère général peut être défini en tenant compte des performances thermiques (puissance utile transportée) et hydrauliques (puissance de pompage consommée) à partir du critère précédent (III-9) et du critère établi pour les pertes de pression diphasique (III-6), ainsi :

$$\tilde{C}_3 = \frac{\rho_v \Delta H_v}{\rho_l^{0.75} \mu_l^{0.05} \mu_v^{0.2}} \quad (\text{III-10})$$

### 3.1.1.4 Critère global

Finalement, un critère diphasique global est déterminé via le résultat de la somme pondérée des trois critères précédents, normalisés par le maximum atteint pour chaque critère, ainsi :

$$C_{\text{diphasique}} = \frac{1}{3} \frac{\tilde{C}_1}{\tilde{C}_{1,\text{max}}} + \frac{1}{3} \frac{\tilde{C}_2}{\tilde{C}_{2,\text{max}}} + \frac{1}{3} \frac{\tilde{C}_3}{\tilde{C}_{3,\text{max}}} \quad (\text{III-11})$$

## 3.1.2 Les fluides candidats

La gamme de fluides candidats à tester dans une boucle diphasique à pompage mécanique est très vaste. Nous analysons et comparons des fluides frigorigènes comme le R11, R245fa et HFE7100 (Methoxy-nonafluorobutane), des alcools comme le méthanol et l'éthanol, et de l'eau. Ces fluides ont été considérés comme prometteurs pour le refroidissement diphasique.

Le cahier des charges des groupes industriels avait comme exigence d'avoir une température maximale de surface de l'évaporateur entre 70 et 90 °C pour assurer une dissipation de 25 W/cm<sup>2</sup> au maximum. De plus, le fluide devrait rester liquide à -40 °C sous pression atmosphérique.

Le Tableau 1, montre les principales propriétés physiques et thermiques des fluides à analyser.

Tableau 1. Propriétés physiques et thermiques des différents fluides pour le refroidissement diphasique

Fluide	Température d'ébullition à 1 bar [°C]	Température de fusion [°C]	Masse volumique liquide (25°C) [kg/m <sup>3</sup> ]	Viscosité dynamique liquide [Pa s]	Chaleur Latente (25°C) [KJ/kg]	Chaleur massique (25°C) [KJ/Kg °C]	Tension superficielle (25°C) [N/m]	GWP (100 ans)
Eau	99,6	0,0	997,04	1,00E-03	2435,09	4,18	7,28E-02	
R245fa	14,9	-103,0	1339,17	4,01E-04	196,42	1,43	1,39E-02	950
R11	24	-111,0	1477,77	4,25E-04	181,53	0,88	1,79E-02	4680
HFE7100	61	-135,0	1481,58	5,91E-04	122,80	1,18	1,34E-02	320
Éthanol	77,9	-114,3	785,88	1,08E-03	923,44	2,43	2,21E-02	
Méthanol	64,7	-98,0	789,61	5,38E-03	1178,01	2,53	2,22E-02	

Suite au calcul et à l'analyse des critères de mérite des fluides possibles (cf. Annexe I), nous concluons que le R245fa est le fluide idéal pour une boucle à pompage

mécanique, suivi par le R11, l'eau et le HFE7100 (cf. Figure 3. 1). Pourtant, certains de ces fluides présentent des limitations pour nos expérimentations. Ainsi, si l'eau est un fluide avec une chaleur latente importante, il ne respecte pas le cahier de charges, car sa température de fusion n'est pas optimale pour les besoins industriels. En ce qui concerne le méthanol et l'éthanol, ce sont des fluides inflammables, condition totalement interdite dans le cahier des charges des industriels. Ensuite, le R11 est un fluide dont l'emploi est maintenant interdit, car il ne respecte pas l'environnement. Par ailleurs, le R245fa est un fluide qui nécessite le remplissage et la vidange de l'installation expérimentale par un personnel qualifié et agréé pour cela. L'installation expérimentale a été dimensionnée pour supporter des conditions opératoires plus extrêmes en ce qui concerne la pression de travail en ébullition 15 bar en cas d'utilisation du R245fa. Les expérimentations présentées dans ce travail ont été faites avec le HFE7100 comme fluide de travail. En effet, les propriétés physiques du HFE7100, comme la densité et la tension superficielle, sont similaires à celles du R245fa et sa température d'ébullition est convenable, tout en s'agissant d'un fluide avec un GWP de 320. Le R245fa et le HFE7100 sont des fluides souvent utilisés dans des installations frigorifiques comme les pompes à chaleur. Les fiches toxicologiques de ces fluides, ainsi que les compatibilités avec les matières plastiques et les élastomères, ont été obtenus auprès de PanGas [3], pour le R245fa, et auprès de 3M [4] pour le HFE7100. Ces fiches sont jointes en Annexe II.

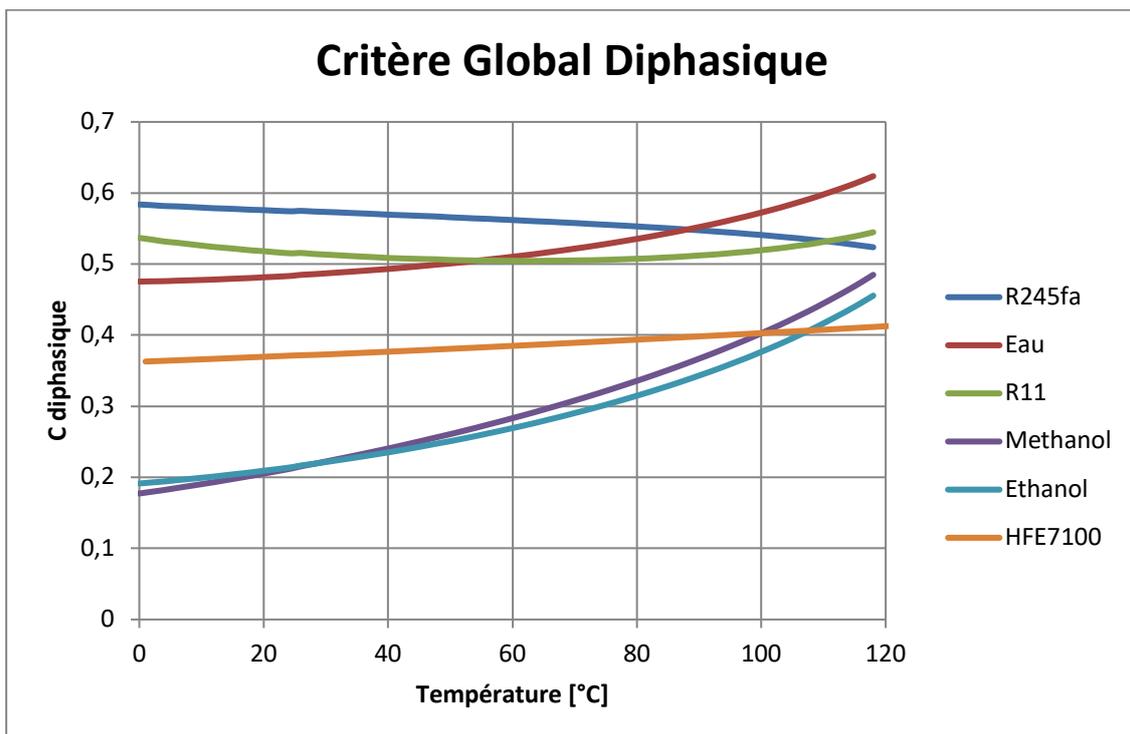


Figure 3. 1. Critère Global Diphasique pour la sélection du fluide de travail d'une boucle à pompage mécanique

### 3.1.3 Propriétés physiques et thermiques du fluide sélectionné

Comme indiqué précédemment, le fluide employé pour les analyses expérimentales est le HFE7100. La gamme de température d'étude du HFE7100 est comprise entre 10 et 90°C, ce qui correspond à une pression à saturation entre 0,14 et 2,4

bars. Le HFE7100 est un fluide fabriqué par 3M qui est incolore, non inflammable et non toxique. Le risque le plus important concernant ce fluide est sa dégradation en composés toxiques à haute température. Les principales propriétés du fluide sont décrites dans le Tableau 2.

Tableau 2. Propriétés du HFE7100

<i>Propriété</i>	<i>Valeur</i>
Température d'ébullition a 1 bar [°C]	61
Température de fusion [°C]	-135,0
Masse volumique liquide (25°C) [kg/m <sup>3</sup> ]	1481,58
Viscosité dynamique liquide [Pa s]	5,91E-04
Chaleur latente (25°C) [kJ/kg]	122,80
Chaleur massique (25°C) [kJ/kg °C]	1,18
Tension superficielle (25°C) [N/m]	1,34E-02
Température d'auto inflammation [°C]	405
Température de décomposition [°C]	> 250

Pour les calculs des propriétés physiques et thermiques du HFE7100 nous avons utilisé les corrélations suivantes :

La masse volumique est calculée par la corrélation donnée par 3M™ [5], le fournisseur du fluide :

$$\rho = -2,2690 \cdot T + 1538,3 \left[ \frac{kg}{m^3} \right] \quad (III-12)$$

La viscosité dynamique est déterminée par l'équation:

$$\mu = 8,082 \times 10^{-4} \cdot e^{-1,253 \times 10^{-2} \cdot T} [Pa \cdot s] \quad (III-13)$$

Où T est la température du liquide en degrés centigrades.

La tension superficielle du liquide est calculée avec la corrélation provenant des études expérimentales réalisées par Rausch et al. [6] :

$$\sigma = 49,351 \cdot (1 - T_R)^{1,26} \cdot [1 - 0,0527 \cdot (1 - T_R)^{0,5}] \left[ \frac{mN}{m} \right] \quad (III-14)$$

Où  $T_R$  est la température réduite (égale à  $T_R = \frac{T}{T_c}$ ),  $T_c$  est la température critique du HFE7100 (468,45 K), et T correspond à la température du liquide en Kelvin.

La chaleur massique est calculée par la corrélation suivante, donnée aussi par 3M™ [5] qui est le fournisseur du fluide :

$$Cp = 2 \cdot T + 1133 \left[ \frac{J}{kg \cdot ^\circ C} \right] \quad \text{(III-15)}$$

## 3.2 Techniques d'intensification par structuration de surface

Comme signalé dans le chapitre II, la modification de la structure d'une surface permet d'intensifier les échanges thermiques. Dans ce contexte, nous testons des surfaces avec modification de géométrie (macroscopique), d'autres avec un revêtement poreux (microscopique), et une combinaison des deux techniques (hybride). Par la suite, nous décrivons les géométries employées, ainsi que les techniques de fabrication et/ou d'élaboration.

### 3.2.1 Description des géométries et caractéristiques des surfaces améliorées testées

Toutes les surfaces améliorées (cf. Figure 3. 2) sont comparées à une surface en cuivre lisse de rugosité moyenne de 0,43 µm, celle-ci constitue notre surface de référence.

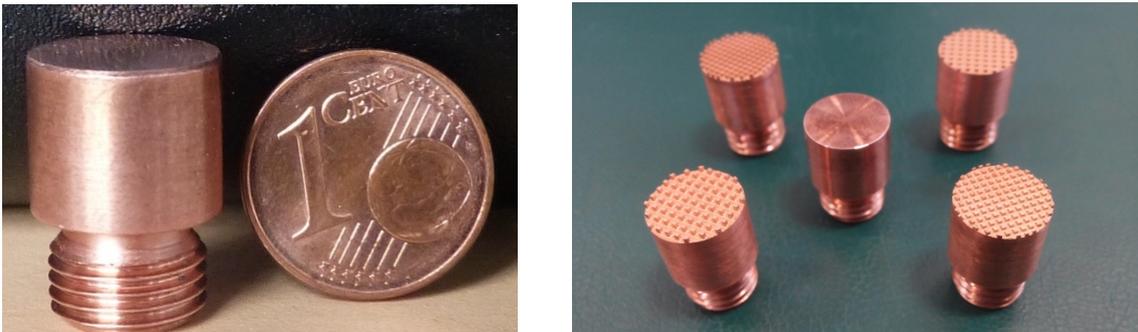


Figure 3. 2. Surfaces améliorées testées, macro structurées et surface lisse ou de référence.

Quatre surfaces macro structurées ont été fabriquées, dont les dimensions Figure 3.3 sont dans le Tableau 3 et sont schématisées sur la Figure 3. 3.

Tableau 3. Dimensions des surfaces avec macro structuration.

Surface	a [µm]	b [µm]	H [µm]	Surface gain <sup>1</sup>	Périmètre/Aire <sup>2</sup>
Macro 1	500	500	500	2,00	2,00
Macro 2	500	800	500	1,59	1,20
Macro 3	500	500	800	2,60	2,00
Macro 4	500	800	800	1,95	1,18

<sup>1</sup> Surface gain =  $\frac{S_{macro}}{S_{lisse}} = \frac{(a+b)^2 + 4 \cdot a \cdot H}{(a+b)^2}$  ; <sup>2</sup> Périmètre/Area =  $\frac{4 \cdot a}{(a+b)^2}$

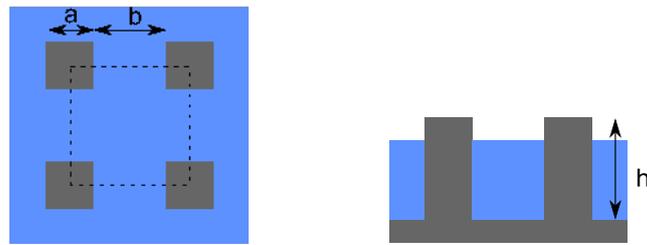


Figure 3. 3. Schéma de surfaces macro structurées, vue de dessus (gauche) et vue latérale (droite).

Des surfaces avec les mêmes caractéristiques que les surfaces macro-structurées et celles de la lisse ont été soumises à un procédé de dépôt d'un revêtement microporeux en cuivre d'une épaisseur homogène d'environ 100  $\mu\text{m}$  (Figure 3. 4).

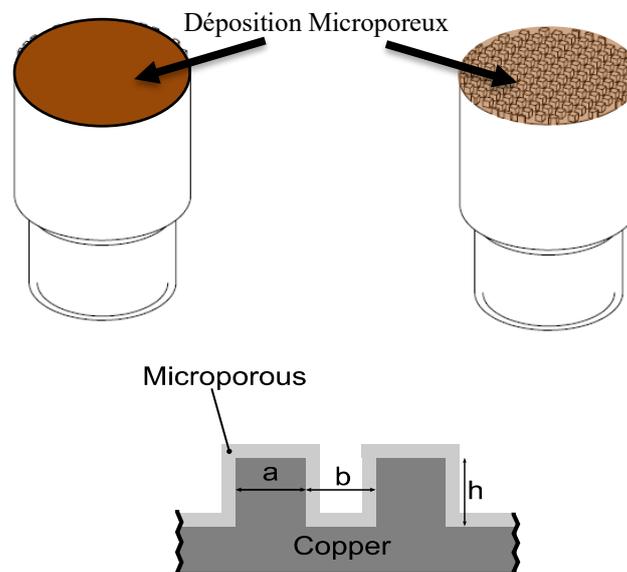


Figure 3. 4. Schéma de déposition microporeux sur surface lisse et surface macro structurée

Les procédés de fabrication des surfaces macro-structurées, tout comme celui du revêtement microporeux, sont détaillés par la suite.

### 3.2.2 Procédé de fabrication des surfaces avec macro structuration

Les surfaces macro-structurées ont été fabriquées en cuivre par usinage selon les plans et dimensions décrits dans le ;**Error! No se encuentra el origen de la referencia.**

### 3.2.3 Méthode d'élaboration du revêtement microporeux

Le revêtement microporeux employé a fait l'objet d'un brevet déposé par 3M™ (US 7,695,808). Il s'agit d'un revêtement microporeux à base de poudre métallique composé de particules de cuivre de 20 $\mu\text{m}$  avec 0,5%w/w d'argent (produit L-202227 de 3M). Ces particules sont appliquées au substrat en cuivre en une couche d'environ 150

$\mu\text{m}$  d'épaisseur, puis sont portées à haute température (environ 850 °C) dans une atmosphère inerte ou dans un four sous vide. Ainsi l'argent diffuse dans le cuivre, formant un eutectique qui fond et se resolidifie, avant de refroidir au fur et à mesure que la diffusion avance. Cette méthode assure des liens de conductivité thermique élevés entre les particules.

### 3.2.3.1 Procédé d'application

Pour application sur des surfaces lisses, les particules de L-20227 sont mélangées avec de l'huile de pompe à diffusion à base de silicone Dow 704 pour obtenir une composition contenant 13% w/w d'huile. Ce mélange est appliqué sur le substrat en cuivre en utilisant des techniques de sérigraphie standard et un écran en polyester Sefar 45-180 mesh avec le motif souhaité. Le revêtement résultant contient 0,052 g/cm<sup>2</sup> de particules de L-20227. Les particules peuvent être appliquées à sec ou à l'aide d'un liant volatil et compatible avec le processus de fusion, liant qui sera enlevé à la fin.

Pour application sur des surfaces macro structurées, les particules de L-20227 sont mélangées avec du carbonate de polypropylène et du méthyl éthyle cétone. La surface à revêtir est placée sur un plateau tournant qui est mis en rotation et la solution préparée est pulvérisée sur la surface. Un petit lavage à l'acétone est fait avec le même pulvérisateur pour après passer au processus de fusion.

### 3.2.3.2 Procédé de fusion

Le procédé de fusion se fait à 0,01 milli Torr dans un four sous vide. La température est élevée jusqu'à 300 °C pendant 20 minutes pour éliminer l'huile, puis à nouveau jusqu'à 850 °C pendant une heure. Cette procédure de revêtement microporeux a été réalisée par la Division de solutions de matériels électroniques de 3M à St. Paul, Minnesota, États-Unis.

Les surfaces avec traitement sont testées sur une boucle diphasique à pompage mécanique et sur un banc d'essai en pool boiling ; ceux-ci sont décrits par la suite.

## 3.3 Description des dispositifs expérimentaux

Dans cette section, nous décrivons le dispositif hydraulique utilisé pour déterminer la taille et vitesse des gouttes et pour caractériser les buses de spray. Ensuite, les dispositifs expérimentaux en spray et en pool boiling ainsi que leur instrumentation respective sont présentés.

### 3.3.1 Dispositif hydraulique de caractérisation des buses

Afin de caractériser les buses disponibles dans le commerce et de déterminer la taille et la vitesse de gouttes, un dispositif hydraulique a été conçu (cf. Figure 3. 5). Ce dernier consiste en un réservoir de deux litres contenant le liquide à tester (eau ou HFE7100). Le liquide est envoyé par une pompe vers un débitmètre et finalement à

travers une buse qui le pulvérise. Des acquisitions avec une caméra rapide PHOTRON FASTCAM3 ont été faites pour déterminer la taille et vitesse des gouttes en employant un traitement d'images pour les deux fluides mentionnés et pour 4 buses. Les caractéristiques des buses sont exposées dans le

Tableau 4.

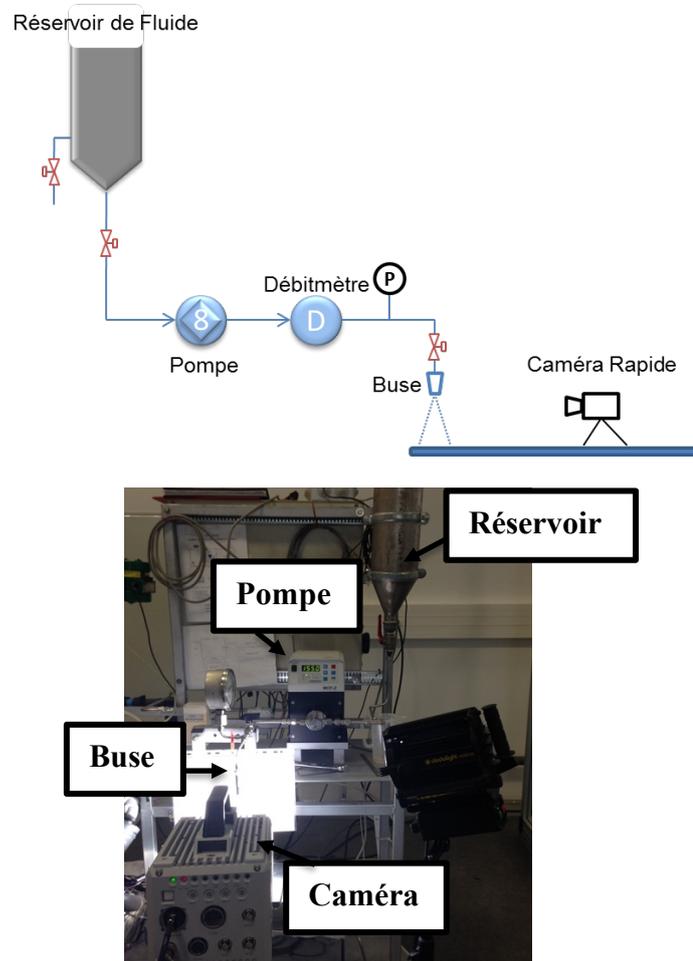


Figure 3. 5. Dispositif expérimental de caractérisation des buses

Tableau 4. Caractéristiques des buses de commerce

<i>Nomenclature</i>	<i>Réf. Fabricant</i>	<i>do<sup>1</sup> [m]</i>
<i>B1</i>	STECH 0,6	1,82x10 <sup>-3</sup>
<i>B2</i>	Spraying Systems Unijet TG 0,3	5,10x10 <sup>-4</sup>
<i>B3</i>	Delavan 1,5	3,30x10 <sup>-4</sup>
<i>B4</i>	Delavan 4,0	6,40x10 <sup>-4</sup>

<sup>1</sup> do = diamètre d'orifice de la buse

### 3.3.2 Boucle diphasique à pompage mécanique

Le banc d'essai THERMOFLUIDE simule le chauffage de composants électroniques en utilisant une surface chauffée par des cartouches chauffantes. Cette surface est refroidie par la suite via l'action d'un spray (mono buse) contenant le fluide réfrigérant HFE7100. La boucle a été conçue pour tester différentes surfaces et buses de spray.

### 3.3.2.1 Schéma de principe

Le schéma du banc d'essai est représenté sur la Figure 3. 8. La boucle est constituée d'un circuit fermé contenant le fluide frigorigène et un circuit externe d'eau de refroidissement. Les circuits sont équipés des éléments suivants :

Circuit de réfrigérant : C'est le circuit principal de la boucle. Il est constitué d'une pompe volumétrique à engrenage Ismatec ISM405, laquelle transporte le fluide à travers un premier préchauffeur électrique, puis d'un bout à l'autre d'un débitmètre à effet Coriolis MICRO MOTION Type CMFS015M. Ensuite, le fluide passe vers un deuxième préchauffeur électrique, où la température du liquide est ajustée au niveau souhaité, avant d'entrer dans la section d'essais. Dans celle-ci, le liquide est pulvérisé à travers une buse sur une surface chaude puis évaporé. La vapeur et l'excédent de liquide sont par la suite envoyés aux condenseurs.

- Circuit de refroidissement : Le circuit se trouve constitué de deux condenseurs à plaques SWEP B5Tx6 de 1,5 litres, tous deux disposés en série. Le fluide de refroidissement est l'eau d'un bain thermostaté. La température de l'eau du bain est réglée à 30 °C.

Un système de 4 vannes (V1, V2, V3, V4) aux bornes des condenseurs permet l'ajustement du débit de condensation.

### 3.3.2.2 Section d'essais (Évaporateur)

La section d'essais ou évaporateur (cf. Figure 3. 6) est constituée d'une enceinte cylindrique fermée de 1,3 litres de capacité, comprenant un bloc en cuivre avec trois cartouches chauffantes d'une puissance maximale totale de 300W. La surface de test est composée d'une seconde pièce en cuivre vissée sur le bloc chauffant. La surface est située au-dessous du spray liquide diffusé par la buse (cf. Figure 3. 7). Cette même surface de 12 mm de diamètre possède dans sa partie inférieure quatre orifices à différentes profondeurs dans lesquels des thermocouples type K de diamètre 1mm sont introduits, permettant de déterminer la température de la pièce à quatre distances différentes. La surface reçoit du bloc inférieur en cuivre une densité de flux thermique de 265 W/cm<sup>2</sup> maximum. Lors de nos expériences, plusieurs surfaces différentes ont été étudiées, tout comme différents types de buses de spray permettant d'explorer une gamme de débit de HFE7100 jusqu'à 60 kg/h.

La partie supérieure de la section d'essais comporte une vis de réglage à l'intérieur d'un soufflet, ceci permet le déplacement de la buse de spray à des distances variables de la surface à refroidir.

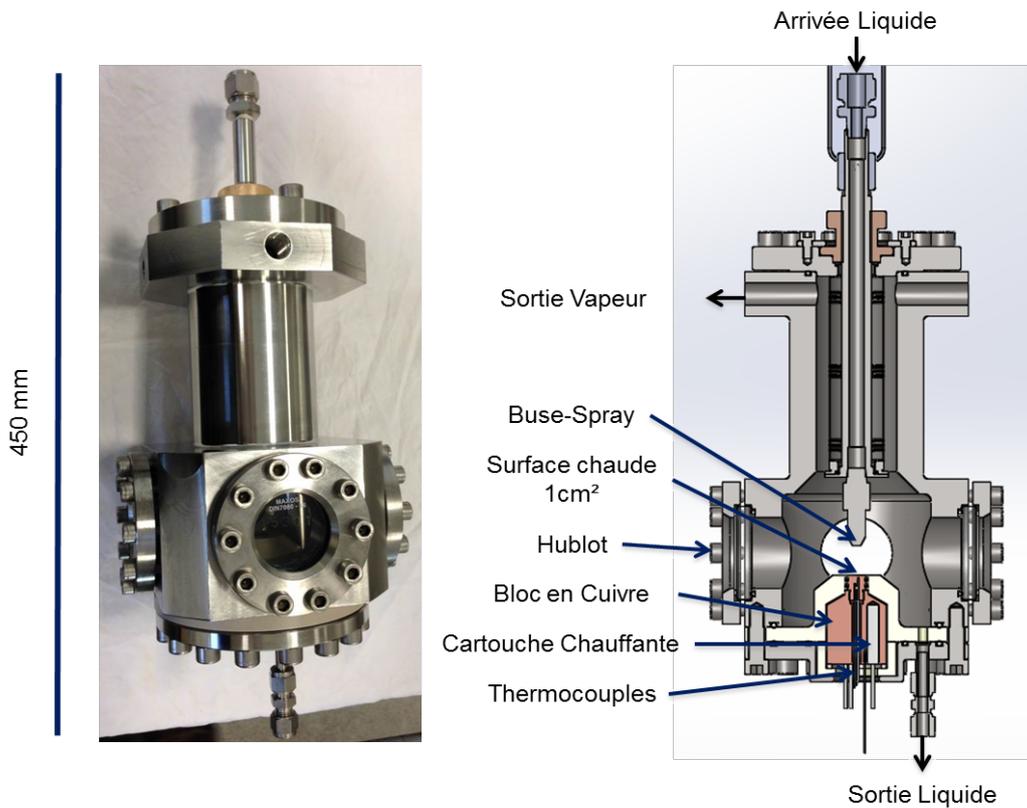


Figure 3. 6. Photo et schéma de la Section d'essais ou évaporateur spray



Figure 3. 7. Bloc en cuivre avec surface de 12 mm de diamètre

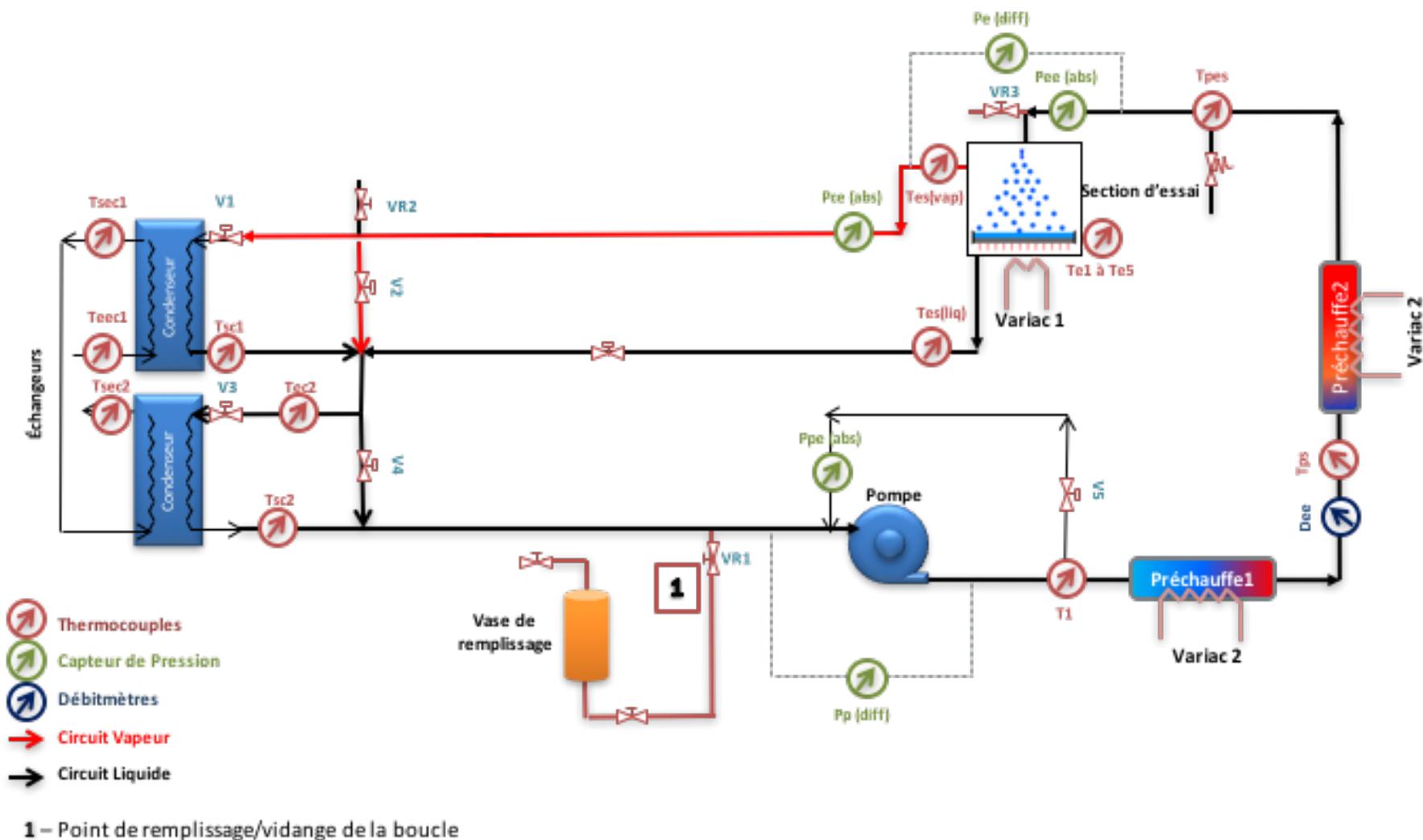


Figure 3. 8. Schéma de l'installation THERMOFLUIDE

### 3.3.2.3 Fonctionnement/régulation

Le processus de fonctionnement et régulation du banc d'essais THERMOFLUIDE est le suivant :

1. D'abord, l'air à l'intérieur de la boucle est évacué par action d'une pompe à vide (0,3 bar) afin d'éviter la présence d'air pendant les expériences.
2. Ensuite, un vase de remplissage est branché à l'aspiration de la pompe à engrenages. Le liquide réfrigérant (HFE7100) dans ce vase a été chauffé jusqu'à l'ébullition à pression atmosphérique pendant 5 minutes pour éliminer les incondensables.
3. Une fois effectué le remplissage de la boucle avec 750ml de HFE7100, le système de refroidissement est mis en marche en même temps que la pompe de circulation du fluide. Le débit du liquide souhaité est réglé par ajustements de la vitesse de rotation de la pompe de circulation.
4. La distance entre la buse et la surface est fixée de façon à ce que toute la surface soit aspergée par le cône du spray à débit maximal.
5. La température du liquide à l'entrée de l'évaporateur est régulée par un variateur commandant les préchauffeurs électriques de sorte à ce qu'elle soit, au maximum, deux degrés au-dessous de la température de saturation du fluide. Autrement dit, le liquide qui entre dans la chambre de spray a une température proche de celle de sa saturation.
6. Le bloc en cuivre est chauffé par trois cartouches chauffantes alimentées par un variateur pour atteindre la puissance souhaitée.
7. La stabilisation thermique et hydraulique de la boucle dure environ quatre heures.
8. À chaque variation de puissance de chauffe du bloc en cuivre, il faut attendre au moins une heure pour atteindre une nouvelle stabilisation.
9. La puissance de la préchauffe est modifiée manuellement chaque fois que la puissance du bloc en cuivre augmente. Ainsi, l'objectif est l'obtention d'une température du fluide proche de celle de sa saturation, en correspondance avec la pression de la chambre de spray.

Pendant tous les essais, les condenseurs sont branchés à contre-courant, et l'eau de refroidissement est maintenue à 30 °C grâce au bain thermostaté. Aussi, la température de sécurité T5 (température en partie basse du bloc en cuivre) est contrôlée en permanence afin d'éviter une décomposition du liquide (autour de 180°C). Nous avons déterminé par simulation que cette température T5 ne doit pas alors dépasser les 250 °C.

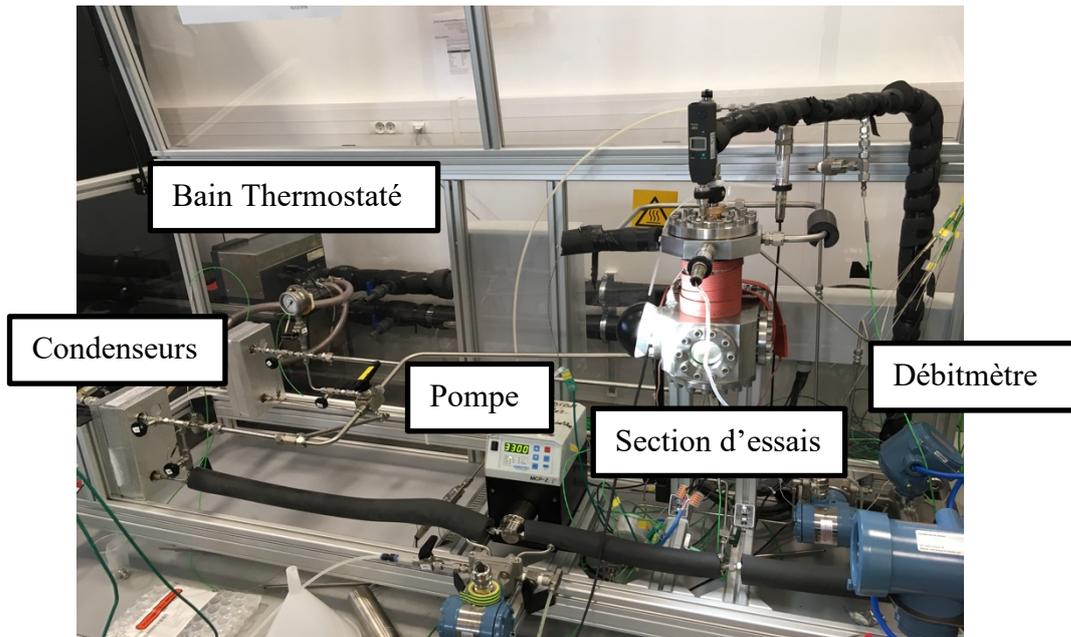


Figure 3. 9. Boucle fluide diphasique à pompage mécanique

#### 3.3.2.4 Instrumentation

La boucle est composée de deux capteurs de pression différentiels ROSEMOUNT 2051C de 0-0,5 bar (pompe et évaporateur), trois capteurs de pression absolus KELLER PAA33X de 0-10 bar (entrée pompe, entrée évaporateur et sortie vapeur évaporateur).

Un débitmètre à effet Coriolis MICRO MOTION Type CMFS015M est placé entre les deux préchauffeurs pour mesurer le débit du liquide dans la boucle.

Un wattmètre est employé pour mesurer la puissance électrique injectée sur le bloc en cuivre qui est chauffé par trois cartouches chauffantes.

Seize thermocouples type K  $\Phi$  1mm sont placés à différents endroits de la boucle (Tableau 5). Les thermocouples localisés à l'intérieur de la surface en cuivre (T1 – T4) mesurent les températures de la surface à quatre distances distinctes connues (cf. Figure 3. 10). Ces températures vont permettre de déterminer le flux thermique atteignant la surface, ainsi que la température de la surface en contact avec le liquide.

Tableau 5. Positionnement des thermocouples

<i>Nomenclature (cf. Figure 3. 8)</i>	<i>Emplacement en boucle</i>	<i>Substance</i>
<i>T1</i>	Entrée préchauffe 1	HFE7100 - liquide
<i>Tps</i>	Entrée préchauffe 2	HFE7100 – liquide
<i>Tpes</i>	Entrée évaporateur	HFE7100 – liquide
<i>Tes(vap)</i>	Sortie vapeur évaporateur	HFE7100 – vapeur
<i>Tes(liq)</i>	Sortie liquide évaporateur	HFE7100 – liquide
<i>Te1-Te4</i>	Surface en cuivre	Cuivre – solide
<i>Te5</i>	Bloc en cuivre	Cuivre – solide
<i>Tsc1</i>	Sortie condenseur 1	HFE7100 - liquide
<i>Tec2</i>	Entrée condenseur 2	HFE7100 - liquide
<i>Tsc2</i>	Sortie condenseur 2	HFE7100 – liquide
<i>Teec1</i>	Entrée condenseur 1	Eau - liquide
<i>Tsec1</i>	Sortie condenseur 1	Eau - liquide
<i>Tsec2</i>	Sortie condenseur 2	Eau - liquide

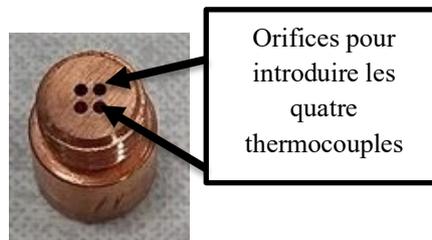


Figure 3. 10. Surface de 12 mm de diamètre avec orifices pour insérer les thermocouples

### 3.3.2.5 Acquisition

L'acquisition des paramètres de pression, débit et températures de sécurité est réalisée grâce à une carte d'acquisition National Instruments et d'un logiciel développé par un des partenaires du projet Thermofluide (Controlsys).

Les mesures expérimentales de température et puissance électrique sont réalisées avec l'aide d'une carte d'acquisition AGILENT 34970A.

### 3.3.2.6 Procédure expérimentale

Par la suite, nous présentons la procédure expérimentale pour deux configurations de boucle, une avec chauffage de la section d'essais et une deuxième sans chauffage de cette section d'essais.

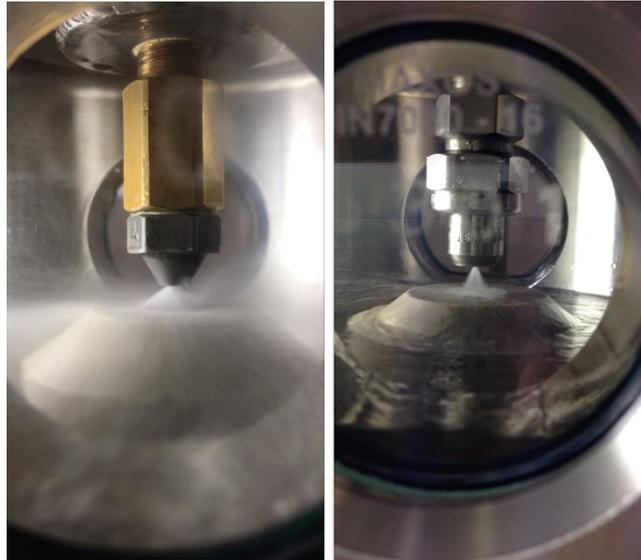


Figure 3. 11. De gauche à droite buses B2 et B5 pendant essai

### Boucle diphasique avec chauffage de l'enceinte

Dans un premier temps, l'enceinte a été chauffée par une résistance chauffante externe (cf. Figure 3. 12) afin d'éviter la condensation de la vapeur générée sur les parois et ainsi empêcher la visualisation par les hublots.

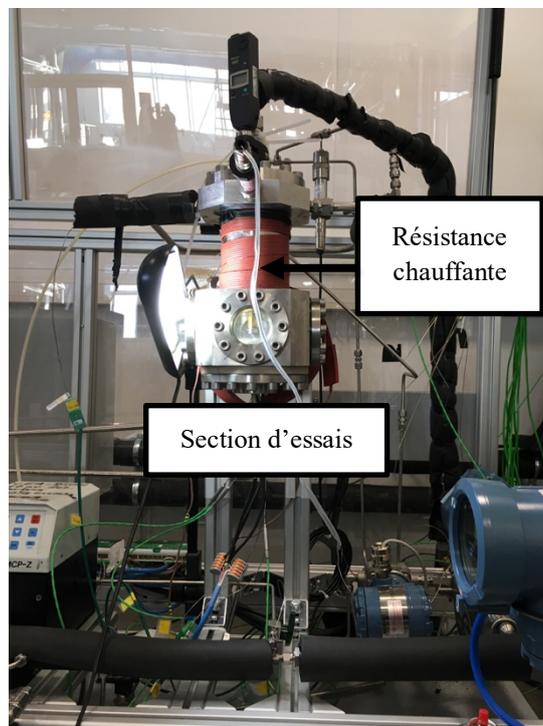


Figure 3. 12. Évaporateur en spray pendant essai

Avec cette configuration, nous avons testé deux buses avec différents débits et à plusieurs distances de la surface distinctes. Une surface lisse et trois surfaces avec structuration macroscopique ont été testées.

Dans tous les cas, la puissance thermique du bloc en cuivre commence à 30 W et est modifiée par pas de 10 W, jusqu'à atteindre la puissance maximale possible avant que la température dans le bloc ne dépasse les 250 °C, limite permettant d'éviter la décomposition du fluide de travail.

Variation du débit de fluide :

Comme indiqué précédemment (section 3.3.2.3), le débit de fluide est modifié manuellement en réglant la vitesse de rotation de la pompe. Le débit maximal obtenu dépend des pertes de charge du circuit et de la capacité de la pompe à les compenser. Les pertes de charge les plus importantes sont celles produites par la buse de spray. Ceci dit, avec chaque buse testée, il est possible d'obtenir une gamme définie de débit.

Nous avons testé deux buses, B1 et B2 (cf. Tableau 4) en faisant varier le débit. La distance entre la buse et la surface était fixée par chaque buse comme la distance à laquelle, au débit maximal, le spray impacte sur toute la surface. Les débits testés pour la buse B1 sont de 40, 50 et 60 kg/h à une distance de 4 mm et pour la buse B2 de 7, 12 et 20 kg/h à une distance de 6 mm.

Variation de la distance buse-surface

Afin de tester l'influence de la distance entre la buse et la surface chauffée, nous avons conduit des expériences lors desquelles nous avons fait varier à trois reprises cette distance avec un débit constant. Ces expériences ont été conduites seulement avec la buse B2 pour des raisons de temps. Le débit a été maintenu fixe à 20 kg/h et les distances testées ont été de 6 et 8,5 mm.

Intensification de surfaces

Quatre surfaces macro structurées ont été usinées mais seules trois surfaces ont pu être testées avec cette configuration. Les dimensions des surfaces avec macro structuration sont exposées dans le Tableau 6 et correspondent aux dimensions montrées sur la Figure 3. 13.

Tableau 6. Dimensions des macro structures

Surface	a [µm]	b [µm]	H [µm]	Surface gain <sup>1</sup>	Périmètre/Aire <sup>2</sup>
Macro 1	500	500	500	2,00	2,00
Macro 2	500	800	500	1,59	1,18
Macro 3	500	500	800	2,60	2,00
Macro 4	500	800	800	1,95	1,18

<sup>1</sup> Surface gain =  $\frac{S_{macro}}{S_{lisse}} = \frac{(a+b)^2 + 4 \cdot a \cdot h}{(a+b)^2}$  ; <sup>2</sup>  $\frac{Périmètre}{Area} = \frac{4 \cdot a}{(a+b)^2}$

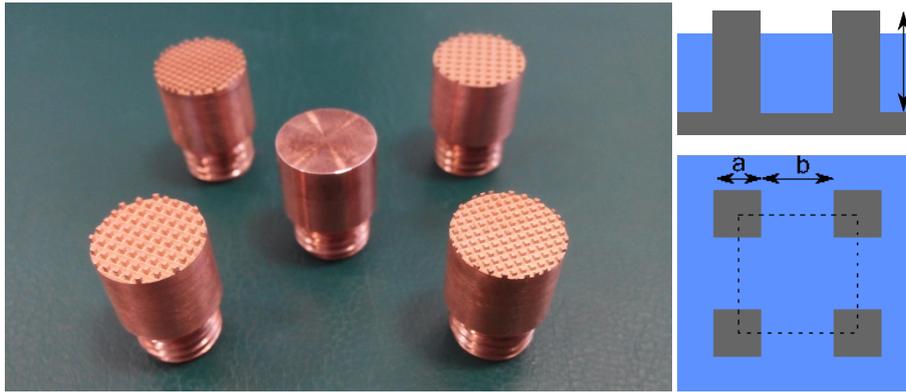


Figure 3. 13. Surfaces avec macro structuration

### Boucle diphasique sans chauffage de l'enceinte avec isolation thermique

Cette configuration de boucle consiste en l'isolation de l'extérieur de l'enceinte dans le but d'éviter des pertes thermiques et ainsi réduire la condensation de la vapeur sur les parois et hublots à l'intérieur de l'enceinte.

Avec cette configuration, nous avons testé une seule buse (B2) avec trois débits différents. Cette buse a été choisie car elle permettait d'obtenir le plus fort débit de spray dans la boucle et ainsi atteindre un refroidissement de la surface optimale. La distance buse-surface a été fixée à 4 mm, ce qui correspond à la distance à laquelle toute la surface est impactée par le spray à plus fort débit.

Quatre surfaces ont été testées : une lisse, une macro (Macro3), une lisse avec un dépôt microporeux, et une macro structurée aux mêmes dimensions que la surface Macro3 mais avec un dépôt microporeux.

#### 3.3.2.7 Intensification de surfaces

La surface lisse et la surface Macro3 ont été soumises à un traitement de surface pour déposer une fine couche microporeuse ( $\approx 100 \mu\text{m}$ ) sur la surface et sur les plots de la surface macro structurée (cf. Figure 3. 14).



Figure 3. 14. Surfaces avec couche microporeuse

### 3.3.3 Banc d'essais en pool boiling

Le banc d'essais EVENTAIL simule le chauffage des composants électroniques en utilisant une surface chauffée par des cartouches chauffantes. Cette surface est refroidie par immersion dans le même fluide frigorigène que dans le système de refroidissement par spray THERMOFLUIDE (HFE7100).

### 3.3.3.1 Schéma de principe

Le schéma du banc d'essais est représenté sur la **Figure 3. 15**. La boucle est constituée d'un container fermé contenant du HFE7100 qui joue le rôle de l'évaporateur, et d'un condenseur avec un système de refroidissement par air.

- Évaporateur : Réservoir contenant du HFE7100 sous forme liquide et gazeuse ainsi que la surface chauffée. Le flux thermique émis par la surface va permettre au fluide d'entrer en ébullition. La surface est chauffée par trois cartouches chauffantes situées à l'intérieur d'un bloc diffuseur en cuivre. L'ensemble est identique au système de chauffage de la boucle diphasique à pompage mécanique. Les surfaces à tester ont d'ailleurs été testées successivement dans ces deux boucles.
- Le fluide est maintenu à sa température de saturation grâce à deux cannes chauffantes immergées dans le liquide
- Ventilo-Condenseur : La vapeur générée dans l'évaporateur est refroidie dans le condenseur par circulation d'air.

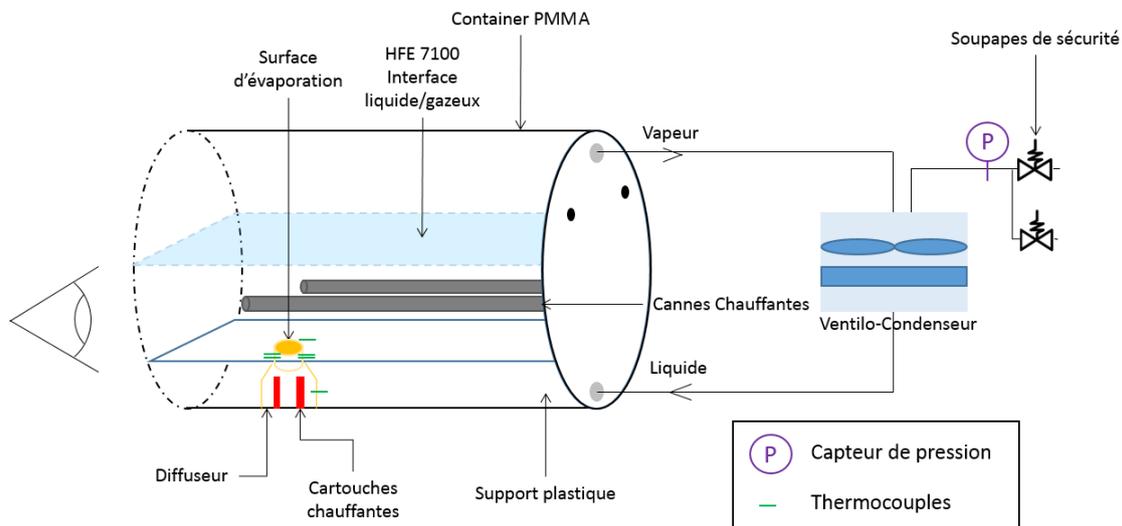


Figure 3. 15. Schéma du banc d'essais EVENTAIL

### 3.3.3.2 Section d'essais

La section d'essais est constituée d'une enceinte cylindrique fermée qui comprend un bloc en cuivre avec 3 cartouches chauffantes délivrant une puissance maximale de 300 W. Ce bloc chauffant sert également de support pour une seconde pièce en cuivre vissée, positionnée vers le haut. Cette surface de 12 mm de diamètre reçoit du bloc inférieur une densité de flux thermique maximal de 265 W/cm<sup>2</sup>. Plusieurs surfaces ont été étudiées avec cette configuration.

### 3.3.3.3 Fonctionnement/régulation

Suite au remplissage de la boucle avec du liquide jusqu'à environ deux centimètres au-dessus des cannes chauffantes, ces dernières sont alimentées afin de

chauffer la masse du fluide. Une alimentation électrique distincte permet de chauffer le bloc en cuivre.

La pression de l'enceinte est vérifiée régulièrement et les gaz incondensables sont évacués par l'ouverture manuelle d'une vanne située au niveau de la partie supérieure du condenseur. L'objectif de cette procédure est le maintien du système à une pression de saturation de 1 bar, ce qui correspond à une température du liquide à saturation de 61 °C.

L'intensité de chauffe des cannes chauffantes est réglée par un variateur. Cette intensité est modifiée chaque fois que les conditions de chauffage de la surface en cuivre sont changées car la température du liquide doit se maintenir à 61 °C.

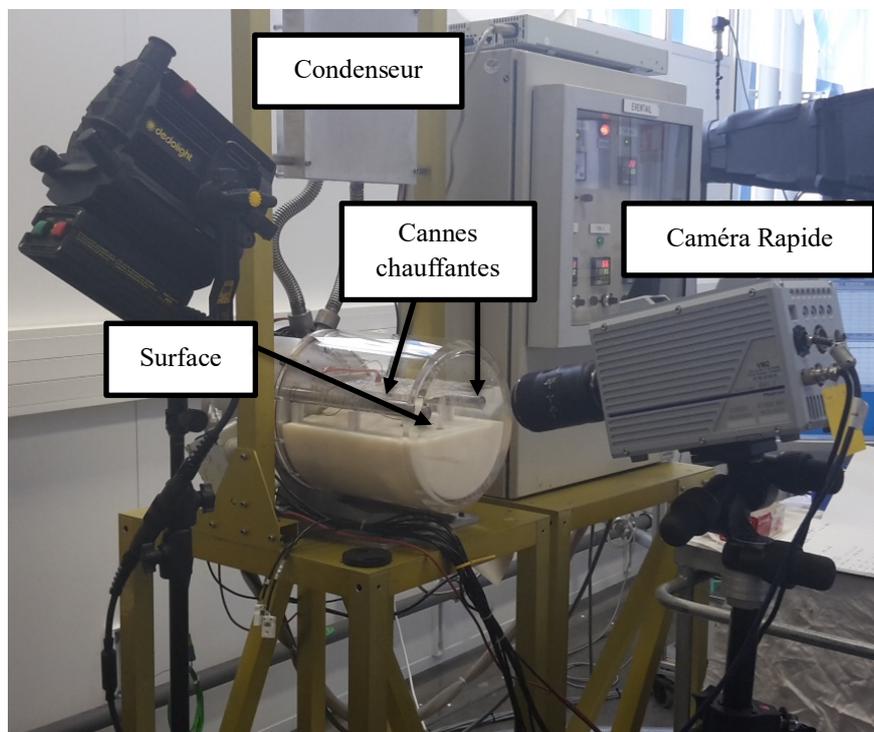


Figure 3. 16. Banc d'essais en pool boiling

### 3.3.3.4 Instrumentation

Un capteur de pression situé sur la partie supérieure du condenseur permet de vérifier que le réservoir travaille à pression atmosphérique. Six thermocouples type K sont employés et positionnés, comme expliqué sur le Tableau 7, pour mesurer les différentes températures utilisées pour l'analyse.

Tableau 7. Positionnement des thermocouples EVENTAIL

<i>Nomenclature</i>	<i>Emplacement</i>	<i>Substance</i>
<i>T1-T4</i>	Surface en cuivre	Cuivre – solide
<i>T5</i>	Bloc en cuivre	Cuivre – solide
<i>Tliq</i>	Température liquide	HFE7100 – liquide

### 3.3.3.5 Acquisition

Les mesures expérimentales sont réalisées avec l'aide d'une carte d'acquisition AGILENT 34970A.

### 3.3.3.6 Procédure expérimentale

Le réservoir est d'abord rempli de liquide jusqu'à couvrir les cannes chauffantes. Ces dernières sont alors alimentées, tout comme les cartouches chauffantes du bloc en cuivre. Avec une alimentation électrique, la puissance du bloc en cuivre est fixée et des essais avec un flux montant et un autre descendant sont réalisés. Le liquide est amené à ébullition, la température du liquide est contrôlée par le thermocouple Tliq et la pression de l'enceinte est maintenue à 1 bar.

Le dispositif se stabilise en trois heures et la mesure de chaque point expérimental dure environ 40 minutes.



Figure 3. 17. Banc d'essais en pool boiling pendant essai

## 3.4 Traitement des données

Dans cette section, nous décrivons la procédure suivie pour le traitement des données de la boucle à pompage mécanique et du banc d'essais en pool boiling.

### 3.4.1 Dispositif hydraulique

#### 3.4.1.1 Traitement d'images

Les images obtenues à travers la caméra rapide PHOTRON FASTCAM3 ont été traitées avec l'aide du logiciel FIJI-ImageJ. Ce logiciel nous a permis de déterminer la

taille et la vitesse moyenne des gouttes. Ces deux paramètres servent à caractériser les buses de spray et à valider les modèles issus de la littérature (II-2) et (II-3).

### Détermination de la taille des gouttes

La taille des gouttes a été déterminée à l'aide de l'outil « Analyse Particules » du logiciel FIJI-ImageJ. Les images ont été modifiées pour ajuster la luminosité et le contraste dans l'objectif d'affiner les bords des gouttes.

Nous avons sélectionné une circularité entre 0,8 et 1 afin de sélectionner les gouttes les plus sphériques possible (cf. Figure 3. 18).

Avec le logiciel nous obtenons le périmètre des particules puis nous calculons le diamètre de la goutte. Ce diamètre est par la suite comparé avec le  $d_{32}$  (Sauter Mean Diameter) calculé par l'équation (II-2).

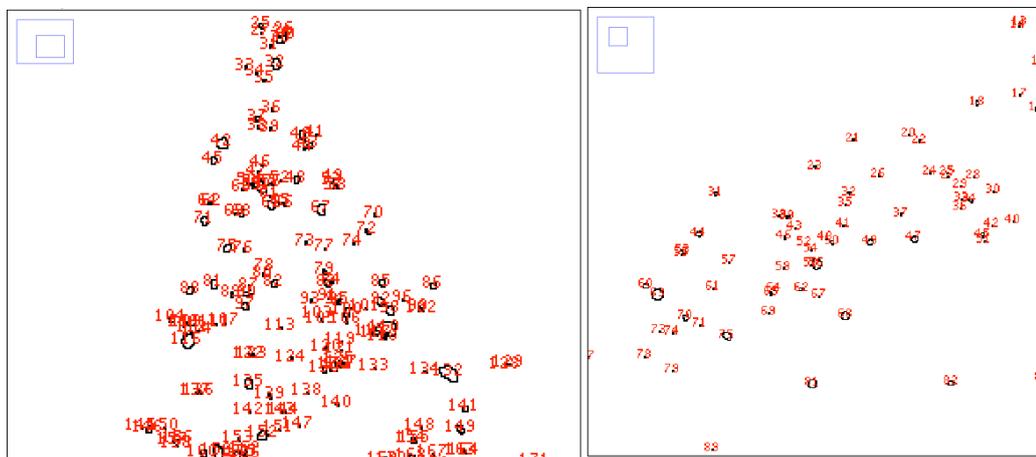


Figure 3. 18. Détermination de la taille des gouttes

### Détermination de la vitesse moyenne des gouttes

La vitesse moyenne des gouttes est déterminée par le plug-in TrackMate du logiciel FIJI-ImageJ. Pour cela, nous avons sélectionné 100 images consécutives de la vidéo, auparavant modifiées pour ajuster leur luminosité et contraste.

Pour détecter les gouttes, nous avons utilisé un détecteur basé sur le calcul du Laplacien du Gaussien (LoG) [7]. En tenant compte du diamètre des gouttes, nous avons utilisé une variation du LoG basé sur un calcul de différence gaussienne [8]. Pour l'algorithme permettant de suivre la trajectoire des gouttes, nous utilisons un traqueur linéaire basé sur les travaux de Jaqaman *et al.* [9].

Trois mesures ont été réalisées pour chaque buse et débit sélectionnés. La première, qui correspond à la partie droite de la buse, la deuxième qui correspond à la partie gauche de la buse et la troisième qui prend en compte la partie droite et gauche de la buse (cf. Figure 3. 19).

Pour garantir la reproductibilité des données, les paramètres d'analyse et d'utilisation du logiciel ont été enregistrés sur forme de tableaux en Annexe.

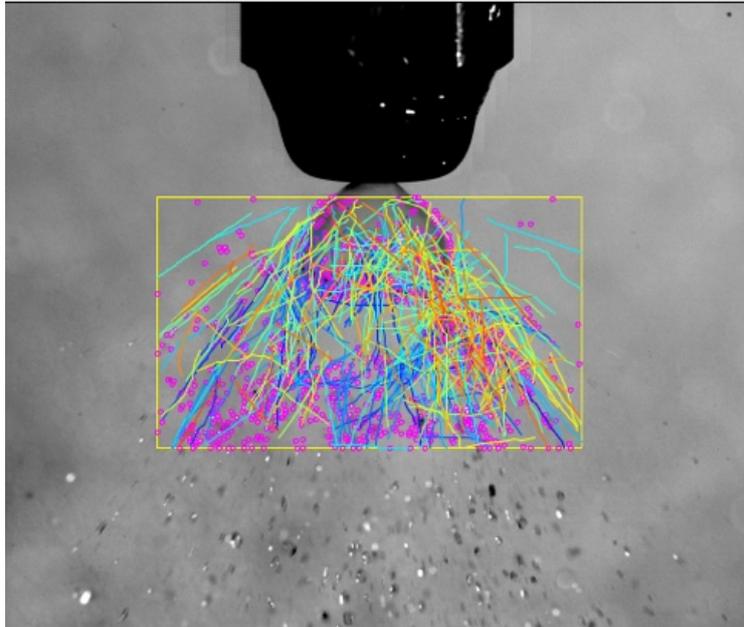


Figure 3. 19. Détermination de la vitesse des gouttes

## 3.4.2 Boucle diphasique à pompage mécanique

### 3.4.2.1 Étalonnage des instruments de mesure

Tous les capteurs doivent être soumis à un étalonnage. L'étalonnage consiste en la détermination d'une relation entre le signal reçu par le capteur et la valeur qu'il doit mesurer. Cette relation est faite par comparaison avec un capteur étalon.

Les capteurs de pression ont été étalonnés dans leur position de travail dans la boucle THERMOFLUIDE. Un capteur étalon est employé pour mesurer la tension de ces capteurs et déterminer la corrélation pour l'étalonnage. Sept mesures ont été réalisées pour des valeurs de pression entre 0,9 bar et 6 bars.

Les thermocouples ont été immergés avec une sonde Pt100 dans un bain thermostaté à température contrôlée. Le bain thermostaté effectue 3 cycles avec des températures entre 10 °C et 150 °C. Onze points de mesure (paliers) ont été acquis lorsque la température du bain était stable (variation de la température inférieure à 0,02 °C). Chaque thermocouple donne une tension électrique en volts à chaque mesure. Cette tension est convertie en température via les polynômes paramétrés dans la centrale d'acquisition. Une valeur de résistance est mesurée aux bornes de la sonde Pt 100 et est ensuite convertie en température. Un polynôme est alors établi pour corriger les écarts entre les thermocouples et la sonde étalon.

### 3.4.2.2 Détermination du flux de chaleur

Le flux de chaleur (flux thermique) est calculé par la loi de Fourier avec deux des températures connues de la surface à refroidir (Figure 3. 20) :

$$\varphi = \frac{\lambda \cdot (T_4 - T_1)}{e} \quad (\text{III- 16})$$

Où,

$\lambda$  est la conductivité thermique du cuivre (380 W/m °C)

$e$  est la distance entre les positions des thermocouples (m)

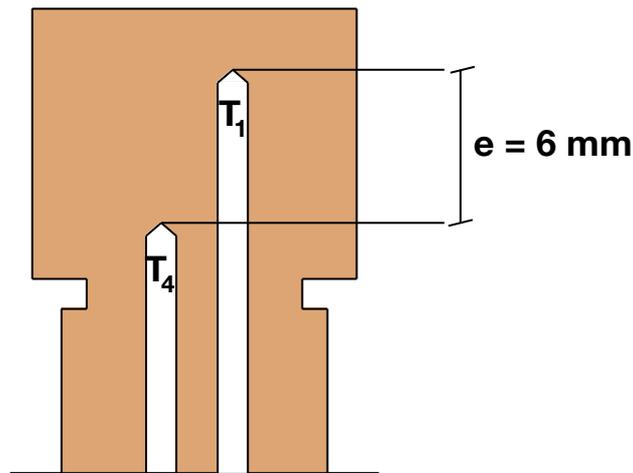


Figure 3. 20. Détermination du flux de chaleur

### 3.4.2.3 Détermination de la température de surface

La température de surface ( $T_w$ ) est calculée par le flux thermique avec la loi de Fourier, ainsi :

$$T_w = T_4 - \frac{\varphi \cdot e}{\lambda} \quad (\text{III- 17})$$

### 3.4.2.4 Détermination du coefficient de transfert thermique (h)

Le coefficient de transfert thermique est calculé avec la relation suivante :

$$h = \frac{\varphi}{\Delta T_{sat}} \quad (\text{III- 18})$$

Où,

$$\Delta T_{sat} = T_w - T_{sat} \quad (\text{III- 19})$$

### 3.4.2.5 Détermination des pertes thermiques

Pour déterminer la valeur des pertes thermiques [W] on fait la différence entre la puissance électrique mesurée par le wattmètre [W] du bloc en cuivre et la puissance thermique [W] qui arrive à la surface, cette dernière est calculée à partir du flux de chaleur [W/cm<sup>2</sup>] multiplié par la surface d'échange [cm<sup>2</sup>]. Les pertes thermiques sont exprimées en pourcentage, calculées comme la relation entre les pertes thermiques et la puissance électrique fois 100.

## 3.4.3 Banc d'essais en pool boiling

### 3.4.3.1 Étalonnage des instruments de mesure

Les cinq thermocouples employés pour mesurer les températures de la pièce en cuivre et du diffuseur ont été étalonnés avec la même procédure décrite dans la section 3.2.1.

### 3.4.3.2 Détermination du flux de chaleur

Le flux de chaleur (flux thermique) est calculé par la loi de Fourier avec deux des températures connues de la surface à refroidir, comme indiqué dans l'équation (III-12).

### 3.4.3.3 Détermination de la température de surface

La température de surface ( $T_w$ ) est calculée avec le flux thermique en tenant compte de la loi de Fourier, tel que montré sur l'équation (III-13).

### 3.4.3.4 Détermination du coefficient de transfert thermique (h)

Le coefficient de transfert thermique est calculé tel qu'indiqué par les équations (III-14) et (III-15).

## 3.5 Incertitudes de mesure

L'incertitude de mesure d'un capteur est déduite à partir des étalonnages et/ou des spécifications techniques fournies par le fabricant du capteur.

L'incertitude de mesure d'un paramètre dépend de deux contributions, la première inhérente à l'instrumentation d'acquisition de la boucle d'essais, et la deuxième relative à l'étalonnage du capteur.

Selon les spécifications de la centrale d'acquisition, par exemple, la mesure de la température admet alors une incertitude de  $\pm 1,5$  °C pour un thermocouple type K. L'étalonnage des thermocouples dans la gamme de température dans laquelle nous travaillons rend possible l'amélioration de leur précision. C'est pour cela que les seize thermocouples de la boucle à pompage mécanique et les six du banc d'essais en pool

boiling ont été étalonnés avec la procédure détaillée dans la section 3.4.2.1, avec un thermomètre à résistance de platine (sonde Pt100) plongé dans un bain thermostaté.

Le bain thermostaté effectue 3 cycles avec des températures comprises entre 10 °C et 150 °C. Onze points de mesure (paliers) sont acquis lorsque la température du bain est stable (variation de la température inférieure à 0,02 °C).

Une moyenne est calculée pour chaque palier et de cette façon une loi du type linéaire de la température du thermocouple en fonction de la température moyenne de la sonde est déterminée, comme sur la relation (III-20) :

$$\overline{T_{\text{étalonnage}}} = A \cdot \overline{T_{\text{sonde}}} + B \quad (\text{III-20})$$

L'écart entre les valeurs moyennes de température de la sonde et celle d'étalonnage est déterminé comme suit :

$$\Delta T_{\text{étalonnage},i} = |\overline{T_{\text{sonde},i}} - \overline{T_{\text{étalonnage},i}}| \quad (\text{III-21})$$

Si nous considérons que la loi de propagation de l'erreur suit une loi de probabilité rectangulaire, nous estimons l'incertitude de mesure liée à l'instrumentation de la boucle en prenant en compte quatre paramètres :

- L'écart type entre les valeurs moyennes de température d'étalonnage
- L'écart type entre les valeurs moyennes de température de la sonde étalon
- L'écart type du lissage de la sonde étalon, cela veut dire, l'incertitude de mesure de l'étalonnage de la sonde étalon donnée par une usine certifiée
- L'écart type de l'écart entre la température moyenne mesurée par le thermocouple et celle de la sonde étalon

L'écart type pour toutes les valeurs est calculé comme suit :

$$\sigma = \frac{\max(\text{valeurs})}{\sqrt{3}} \quad (\text{III-22})$$

L'incertitude des thermocouples (I) est calculée avec la relation suivante :

$$I = 2 \cdot \sqrt{\sigma_{\overline{T_{\text{étalonnage}}}}^2 + \sigma_{\overline{T_{\text{sonde}}}}^2 + \sigma_{\text{lissage sonde}}^2 + \sigma_{\Delta T_{\text{étalonnage}}}^2} \quad (\text{III-23})$$

Ainsi, les valeurs des incertitudes des thermocouples sont montrées sur le tableau 8 et 9, respectivement, pour la boucle diphasique à pompage mécanique THERMOFLUIDE et la boucle en pool boiling EVENTAIL.

Tableau 8. Incertitudes des thermocouples de la Boucle diphasique à pompage mécanique THERMOFLUIDE

<i>Nomenclature (cf. Figure 3. 8)</i>	<i>Incertitude de mesure ± [°C]</i>
<i>T1</i>	0,41
<i>Tps</i>	0,42
<i>Tpes</i>	0,42
<i>Tes(vap)</i>	0,45
<i>Tes(liq)</i>	0,44
<i>Te1</i>	0,41
<i>Te2</i>	0,41
<i>Te3</i>	0,41
<i>Te4</i>	0,43
<i>Te5</i>	0,44
<i>Tsc1</i>	0,45
<i>Tec2</i>	0,41
<i>Tsc2</i>	0,43
<i>Teec1</i>	0,42
<i>Tsec1</i>	0,45
<i>Tsec2</i>	0,44

Tableau 9. Incertitudes des thermocouples de la Boucle en pool boiling EVENTAIL

<i>Nomenclature</i>	<i>Incertitude de mesure ± [°C]</i>
<i>T1</i>	0,07
<i>T2</i>	0,07
<i>T3</i>	0,08
<i>T4</i>	0,15
<i>T5</i>	0,07
<i>Tliq</i>	0,05

### 3.6 Bibliographie

- [1] D. Chisholm, “A theoretical basis for the Lockhart-Martinelli correlation for two-phase flow,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 10, no. 12, pp. 1767–1778, Dec. 1967.
- [2] M. Mondot, A. Bensafi, and C. Marvillet, *L’après R22 : Guide des fluides frigorigènes pour la climatisation*. 2002.
- [3] PanGas, “FICHE DE DONNÉES DE SÉCURITÉ 1,1,1,3,3-Pentafluoropropane,” 2017. [Online]. Available:

- [http://www.pangas.ch/internet.lg.lg.ch/fr/images/pangas\\_sdb\\_r245fa-1-1-1-3-3-pentafluoropropane\\_f557\\_115194.pdf?v=6.0](http://www.pangas.ch/internet.lg.lg.ch/fr/images/pangas_sdb_r245fa-1-1-1-3-3-pentafluoropropane_f557_115194.pdf?v=6.0). [Accessed: 01-Mar-2018].
- [4] 3M, “Fiche de données sécurité HFE7100,” 2017. [Online]. Available: [http://multimedia.3m.com/mws/mediawebserver?mwsId=SSSSSuUn\\_zu8lzgvl8mBm8mePv7bM17zHvu9lxUb7SSSSSS--](http://multimedia.3m.com/mws/mediawebserver?mwsId=SSSSSuUn_zu8lzgvl8mBm8mePv7bM17zHvu9lxUb7SSSSSS--). [Accessed: 01-Mar-2018].
- [5] 3M Electronics Markets Materials Division, “Novec HFE-7100 Datenblatt,” vol. 3, no. 163702. pp. 1–8.
- [6] M. H. Rausch, L. Kretschmer, S. Will, A. Leipertz, and A. P. Fröba, “Density, Surface Tension, and Kinematic Viscosity of Hydrofluoroethers HFE-7000, HFE-7100, HFE-7200, HFE-7300, and HFE-7500,” *J. Chem. Eng. Data*, vol. 60, no. 12, pp. 3759–3765, Dec. 2015.
- [7] T. Lindeberg, “Feature Detection with Automatic Scale Selection,” *Int. J. Comput. Vis.*, vol. 30, no. 2, pp. 79–116, Nov. 1998.
- [8] T. Lindeberg, “Image Matching Using Generalized Scale-Space Interest Points,” *J. Math. Imaging Vis.*, vol. 52, no. 1, pp. 3–36, May 2015.
- [9] K. Jaqaman *et al.*, “Robust single-particle tracking in live-cell time-lapse sequences,” *Nat. Methods*, vol. 5, no. 8, pp. 695–702, Aug. 2008.

## Chapitre IV – Résultats

Ce chapitre présente les essais expérimentaux dont les dispositifs ont été décrits dans le Chapitre III. Dans une première partie, nous allons présenter les résultats qui concernent le dispositif hydraulique, puis ceux des dispositifs thermiques. Pour ces derniers, les résultats montrent la comparaison du coefficient de transfert thermique et le flux de chaleur dissipé entre la surface lisse et les surfaces macro, micro structurées et hybrides.

### 4.1 Résultats du dispositif hydraulique

Cette partie présente les résultats des essais du dispositif hydraulique avec de l'eau et du HFE7100 qui vont nous permettre de déterminer la taille et la vitesse des gouttes.

#### 4.1.1 Taille et vitesse de gouttes

La taille des gouttes ( $d_{32}$ ) a été déterminée par la procédure décrite dans le Chapitre III, section 3.4.1.1, pour les deux fluides testés (eau et HFE7100) à une température ambiante de 15°C. Le Tableau 1, montre les valeurs du  $d_{32}$  déterminé expérimentalement pour l'eau et celles calculées par l'équation (II-2).

Nous pouvons observer (cf. Tableau 1) que l'erreur relative entre la valeur du  $d_{32}$  expérimental et celle calculée se situe entre 1 et 10 %. Cette valeur nous permet de valider l'équation (II-2) pour des calculs futurs. De plus, on note une diminution de la taille des gouttes avec l'augmentation du débit pour tous les types de buses.

Tableau 1. Comparaison de la taille de gouttes ( $d_{32}$ ) pour différentes buses et débits d'eau.

<i>Buse</i>	<i>do [mm]</i>	<i>Débit [kg/h]</i>	<i>Écart type Débit [kg/h]</i>	<i><math>\Delta P</math> [Pa]</i>	<i><math>d_{32}</math> expérimental [<math>\mu\text{m}</math>]</i>	<i>Écart type <math>d_{32}</math> exp [<math>\mu\text{m}</math>]</i>	<i><math>d_{32}</math> calculé [<math>\mu\text{m}</math>]</i>	<i>Erreur relative <math>d_{32}</math> [%]</i>
B2	5,10E-04	1,6	6,08E-03	20000	252,3	6,53	266,3	5,6%
		2,4	1,28E-02	40000	213,7	2,11	222,6	4,1%
		4,4	1,98E-02	90000	167,6	3,82	180,4	7,7%
		5,6	4,43E-02	46667	195,3	4,27	214,2	9,7%
B3	3,3E-04	2,4	8,7E-03	150000	108,7	1,86	121,1	11,4%
		3,4	2,0E-01	346667	96,4	7,43	97,9	1,5%
B4	6,40E-04	2,4	6,02E-03	50000	221,2	4,10	241,3	9,1%
		4,0	3,23E-02	50000	223,3	4,42	241,3	8,1%
		5,3	1,11E-01	96667	189,6	3,47	203,5	7,4%

Le Tableau 2 présente la comparaison de la vitesse des gouttes moyenne expérimentale ( $V$ ) pour l'eau et celles calculées avec la corrélation (II-3). Nous pouvons observer que l'erreur relative entre la valeur de la vitesse expérimentale et celle calculée par l'équation (II-3) se trouve aussi entre 1 et 10 %. Ces valeurs nous permettent de valider l'équation (II-3) et de l'utiliser pour de futurs calculs avec l'intention de déterminer la vitesse des gouttes. De la même façon, nous pouvons observer que la vitesse des gouttes augmente avec le débit.

Tableau 2. Comparaison de la vitesse de gouttes ( $V$ ) pour différentes buses et débits d'eau.

<i>Buse</i>	<i>Débit [kg/h]</i>	<i>V expérimentale [m/s]</i>	<i>Écart type v exp. [m/s]</i>	<i>V calculée [m/s]</i>	<i>Écart type v calc. [m/s]</i>	<i>Erreur relative V [%]</i>
B2	1,6	6,3	1,26E-01	6,6	4,35E-03	5,7%
	2,4	9,3	2,80E-01	9,7	9,52E-03	4,1%
	4,4	14,4	3,44E-01	15,3	1,74E-02	6,5%
	5,6	13,0	5,23E-01	13,6	4,19E-01	4,9%
B3	2,4	16,4	3,94E-01	17,6	3,65E-03	7,6%
	3,4	23,9	3,73E+00	26,8	3,73E+00	11,9%
B4	2,4	10,2	2,72E-01	10,7	4,18E-03	5,4%
	4,0	11,3	1,78E-01	11,1	3,24E-02	1,8%
	5,3	15,3	4,38E-01	16,6	4,03E-01	8,4%

Le Tableau 3 montre la comparaison entre la taille de gouttes expérimentale et celle calculée pour le fluide HFE7100. Les erreurs relatives sont inférieures à 10 % ce qui nous permet de valider aussi l'équation (II-2).

Tableau 3. Comparaison de la taille de gouttes ( $d_{32}$ ) pour différents buses et débits du HFE7100.

<i>Buse</i>	<i>do [mm]</i>	<i>Débit [kg/h]</i>	<i>Écart type débit [kg/h]</i>	<i><math>\Delta P</math> [Pa]</i>	<i><math>d_{32}</math> expérimental [<math>\mu m</math>]</i>	<i>Écart type <math>d_{32}</math> exp [<math>\mu m</math>]</i>	<i><math>d_{32}</math> calculé [<math>\mu m</math>]</i>	<i>Erreur relative <math>d_{32}</math> [%]</i>
B2	5,10E-04	5,0	5,48E-02	170000	103,0	0,81	109,9	6,7%
	5,10E-04	6,6	0,00E+00	340000	87,6	0,00	91,8	4,8%
B3	3,3E-04	0,3	0,00E+00	55000	104,9	4,27	113,0	7,7%
	3,3E-04	1,6	5,48E-02	200000	74,9	1,65	80,7	7,8%
	3,3E-04	2,3	0,00E+00	390000	64,4	0,00	67,9	5,5%
	3,3E-04	3,0	0,00E+00	400000	61,8	0,00	67,5	9,3%
B4	6,40E-04	2,0	0,00E+00	40000	170,7	4,20	183,7	7,6%
	6,40E-04	7,4	3,83E-01	200000	112,0	0,52	121,1	8,1%
	6,40E-04	10,6	5,48E-02	380000	97,3	2,14	102,5	5,4%

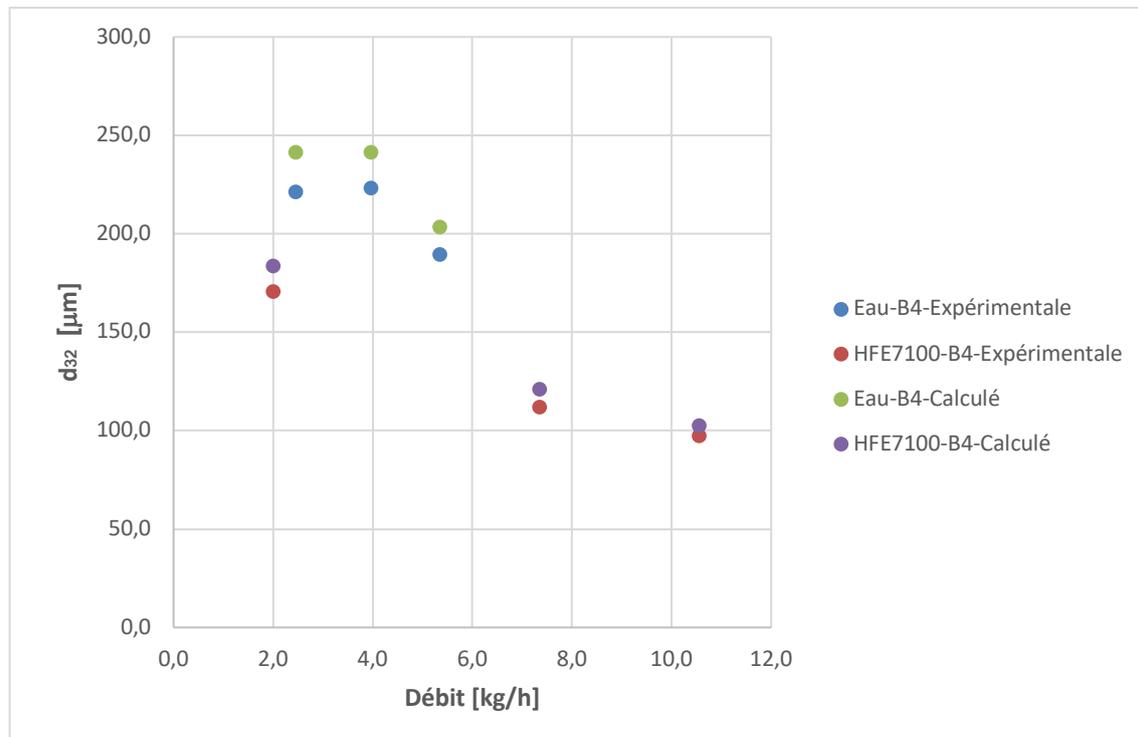
Dans le Tableau 4, nous comparons la vitesse de gouttes déterminée par l'expérimentation avec celles calculée par l'équation (II-3) pour le fluide HFE7100. Les

erreurs calculées sont inférieures à 10 %, ce qui nous permet de valider aussi l'équation avant mentionnée pour les calculs futurs de vitesses des gouttes.

Tableau 4. Comparaison de la vitesse de gouttes (V) pour différents buses et débits du HFE7100.

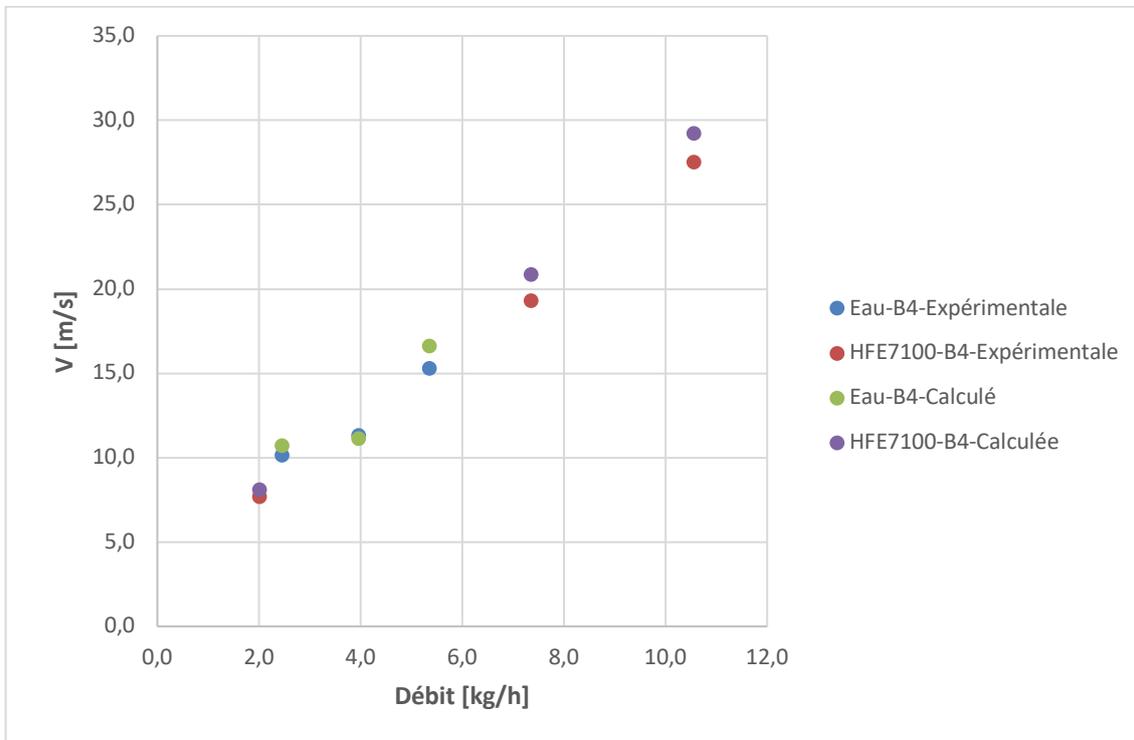
Buse	Débit [kg/h]	V expérimentale [m/s]	Écart type v exp. [m/s]	V calculée [m/s]	Écart type v calc. [m/s]	Erreur relative V [%]
B2	5,0	16,3	3,46E-01	17,5	4,72E-02	6,8%
	6,6	23,0	4,15E-01	24,4	0,00E+00	6,0%
B3	0,3	7,9	3,87E-01	8,6	4,32E-01	8,7%
	1,6	15,7	3,85E-01	16,7	1,55E-02	6,2%
	2,3	21,4	6,75E-01	23,4	0,00E+00	9,2%
B4	3,0	22,0	6,35E-01	23,9	0,00E+00	8,7%
	2,0	7,7	2,22E-01	8,1	0,00E+00	5,5%
	7,4	19,3	4,65E-01	20,9	4,11E-01	8,2%
	10,6	27,5	7,59E-01	29,2	6,01E-02	6,1%

Les Graphiques 1 et 2 présentent une comparaison entre les valeurs expérimentales et celles calculées du  $d_{32}$  et de V pour l'eau et le HFE7100 respectivement. Le Graphique 1 montre que le diamètre de gouttes du HFE7100 est plus petit que celui qu'on peut obtenir avec de l'eau. Ceci est lié à la différence des propriétés physiques entre les deux fluides comme la tension superficielle, la viscosité du liquide et la densité. Nous pouvons aussi déterminer que la valeur expérimentale obtenue de taille de goutte pour les deux fluides est légèrement sous-estimée par rapport aux valeurs calculées par l'équation (II-2).



Graphique 1. Comparaison du diamètre de particule pour l'eau et le HFE7100 pour la buse B4

En ce qui concerne la vitesse de gouttes (Graphique 2), on peut observer la même tendance entre les deux fluides. La vitesse des gouttes augmente avec le débit. Comme pour le diamètre de gouttes, les vitesses expérimentales sont sous-estimées par rapport à celles calculées par la corrélation (II-3) pour les deux fluides.



Graphique 2. Comparaison de la vitesse de particule pour l'eau et le HFE7100 pour la buse B4

Cette étude, du dispositif hydraulique, nous a permis de tester les corrélations précédemment mentionnées pour déterminer la taille et la vitesse de gouttes pour la buse que nous avons testée dans la boucle diphasique à pompage mécanique. La détermination du diamètre de gouttes  $d_{32}$  a été utilisée pour calculer et comparer nos coefficients de transfert thermique avec ceux calculés par des corrélations empiriques issues de la littérature.

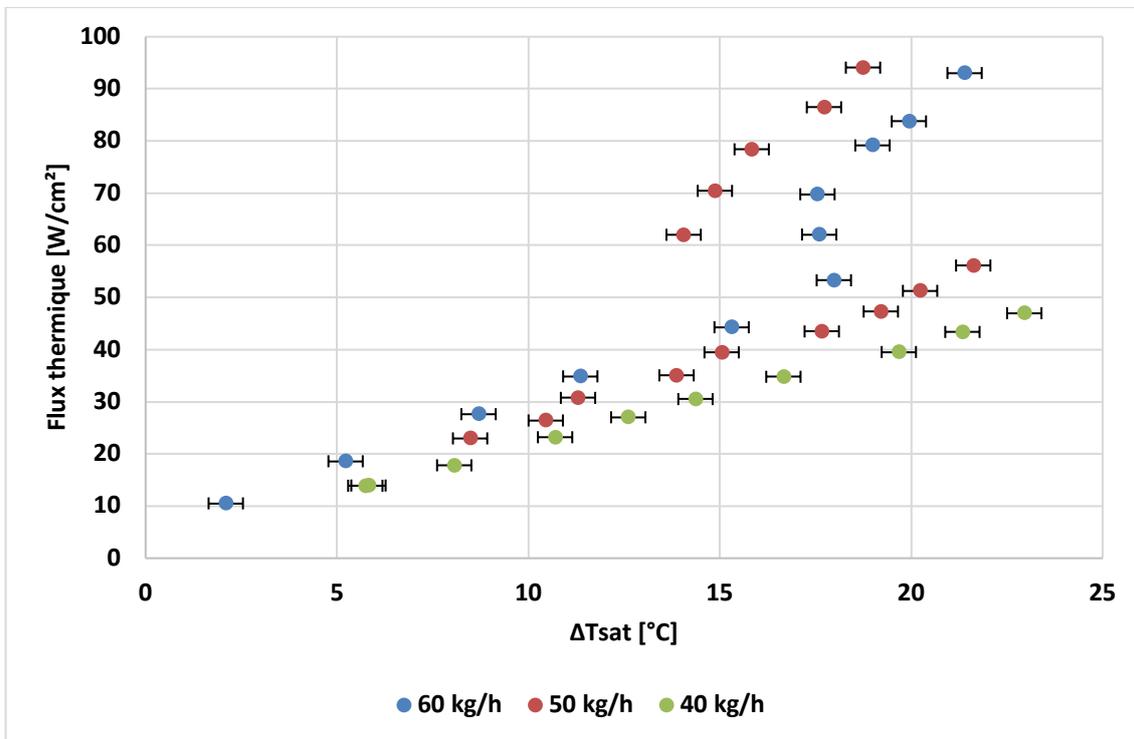
## 4.2 Résultats de la boucle diphasique à pompage mécanique

Comme nous l'avons mentionné dans le Chapitre III, deux configurations de la boucle diphasique à pompage mécanique ont été étudiées. Par la suite, les résultats de chaque configuration seront présentés.

### 4.2.1 Résultats avec chauffage de l'enceinte

#### 4.2.1.1 Effet de la variation du débit de fluide sur une surface lisse

Une surface lisse de rugosité  $0,4 \mu\text{m}$  a été testée pour étudier l'effet de la variation du débit. Trois débits ont été testés (40, 50 et 60 kg/h) pour la buse B1. Pour ces expériences, la distance entre buse et surface est maintenue fixe à 4 mm.



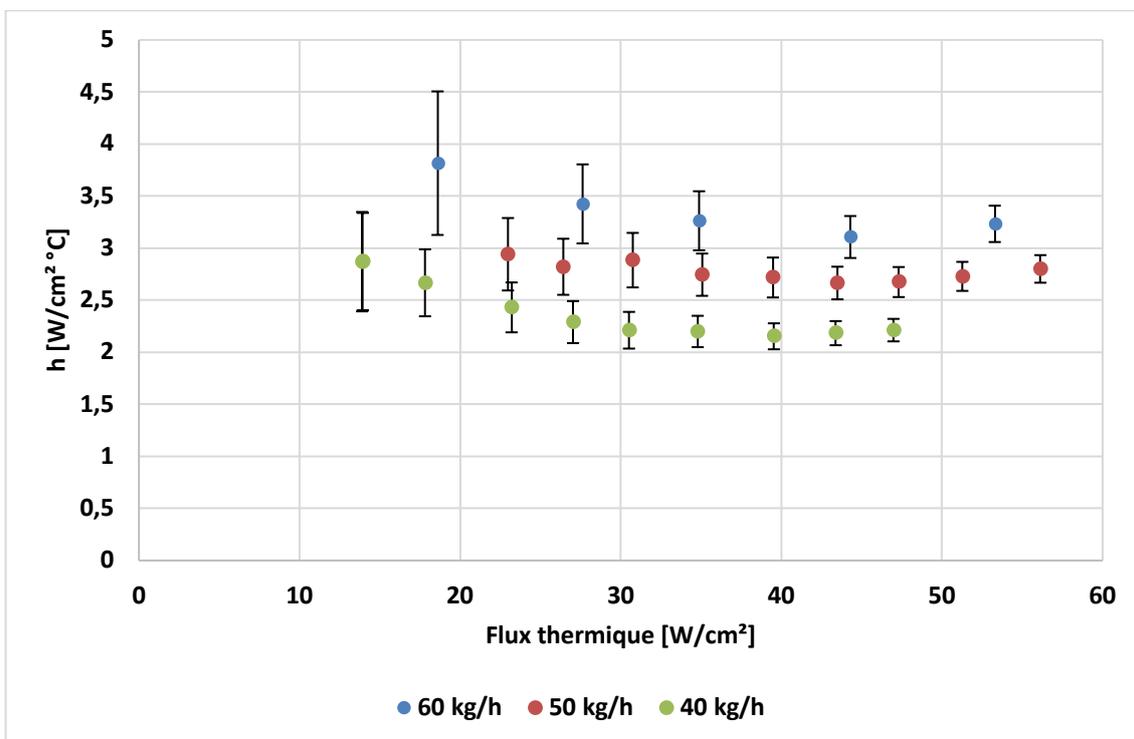
Graphique 3. Courbe d'ébullition pour une surface lisse avec la buse B1, variation de débit

Le Graphique 3 correspond à la courbe d'ébullition de nos essais réalisés avec la buse B1 à différents débits (60, 50 et 40 kg/h). Sur ce Graphique, nous pouvons observer sur les courbes à 60 kg/h et à 50 kg/h un point d'inflexion quand on dépasse un flux thermique de  $50 \text{ W/cm}^2$  où nous arrivons à maintenir une différence entre la température de paroi et celle de saturation entre 17 et 20 °C. Les points qui correspondent à la courbe à 50 kg/h et des puissances supérieures à  $60 \text{ W/cm}^2$  sont des valeurs pour lesquelles la valeur du sous refroidissement qui était censée d'être autour de  $2^\circ\text{C}$  n'était pas bien contrôlée et par conséquent nous ne pouvons pas retenir ces points pour la suite de l'analyse.

Nous pouvons observer sur le Graphique qu'avec un plus fort débit nous pouvons arriver à dissiper des flux importants (jusqu'à  $60 \text{ W/cm}^2$ ) avec une surface lisse de rugosité  $0,4 \mu\text{m}$  (débit à 50 et 60 kg/h), sachant que d'après la bibliographie on pourrait s'attendre à des flux supérieurs à  $100 \text{ W/cm}^2$  pour une surface lisse [1]–[3]. Dans le cas du débit à 40 kg/h, le flux maximal atteint a été de  $40 \text{ W/cm}^2$ . Pourtant, nous ne pouvons pas dire que les flux maximums atteints correspondent à des flux critiques, car dans notre installation, nous étions limités par la température du bloc en cuivre laquelle nous impose une limite du flux thermique en surface. Cette température ne doit pas dépasser les  $250^\circ\text{C}$ , température correspondante à celle de la décomposition du HFE7100.

L'effet de la variation du débit est faible comme nous l'avons souligné dans l'étude bibliographique. Ceci est dû à la faible variation des débits choisis et du choix de la buse. Nous observons une augmentation du flux thermique dissipé avec le débit.

Le Graphique 4 représente la variation du coefficient de transfert thermique ( $h$ ) en fonction du flux thermique. Nous pouvons remarquer que le coefficient de transfert thermique ne présente pas une variation significative au-dessous de  $60 \text{ W/cm}^2$ . Pour le débit de  $60 \text{ kg/h}$  et pour des flux supérieurs à  $60 \text{ W/cm}^2$ , le coefficient  $h$  augmente de  $50 \%$ . Nous pouvons constater que le point à  $10 \text{ W/cm}^2$  se trouve dans une zone avec une grosse incertitude de mesure liée surtout à la détermination de la température du liquide en entrée de la buse.

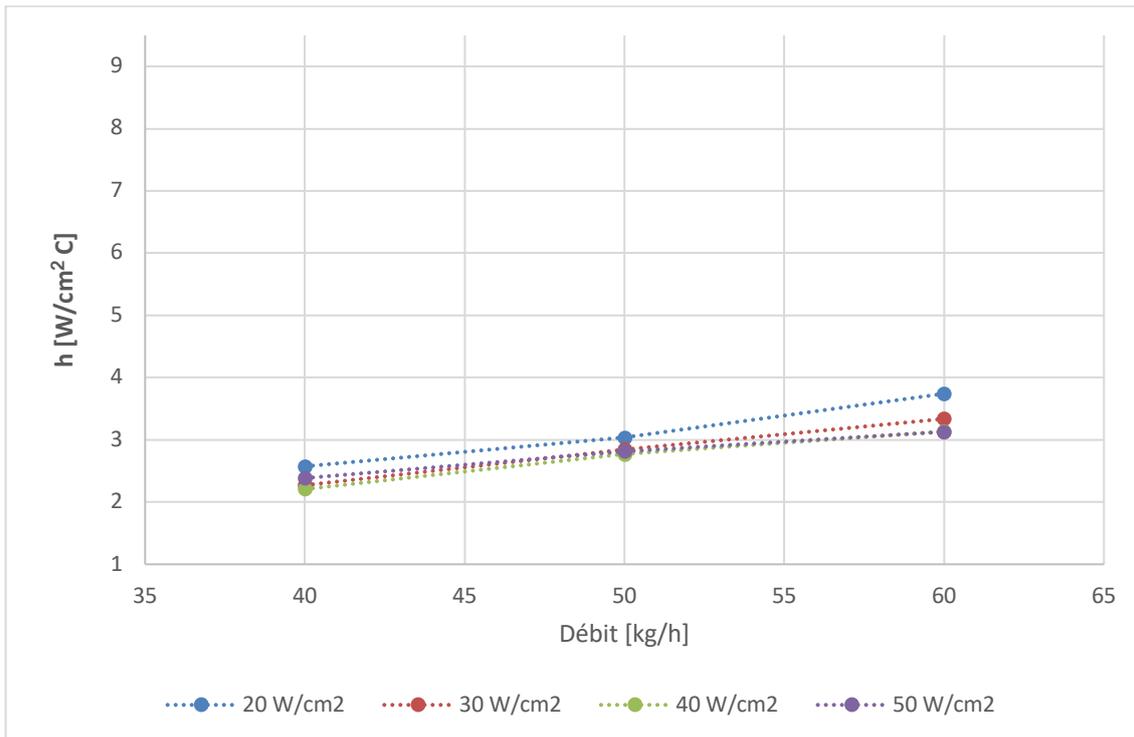


Graphique 4 Influence de la variation du débit sur le coefficient de transfert thermique ( $h$ )

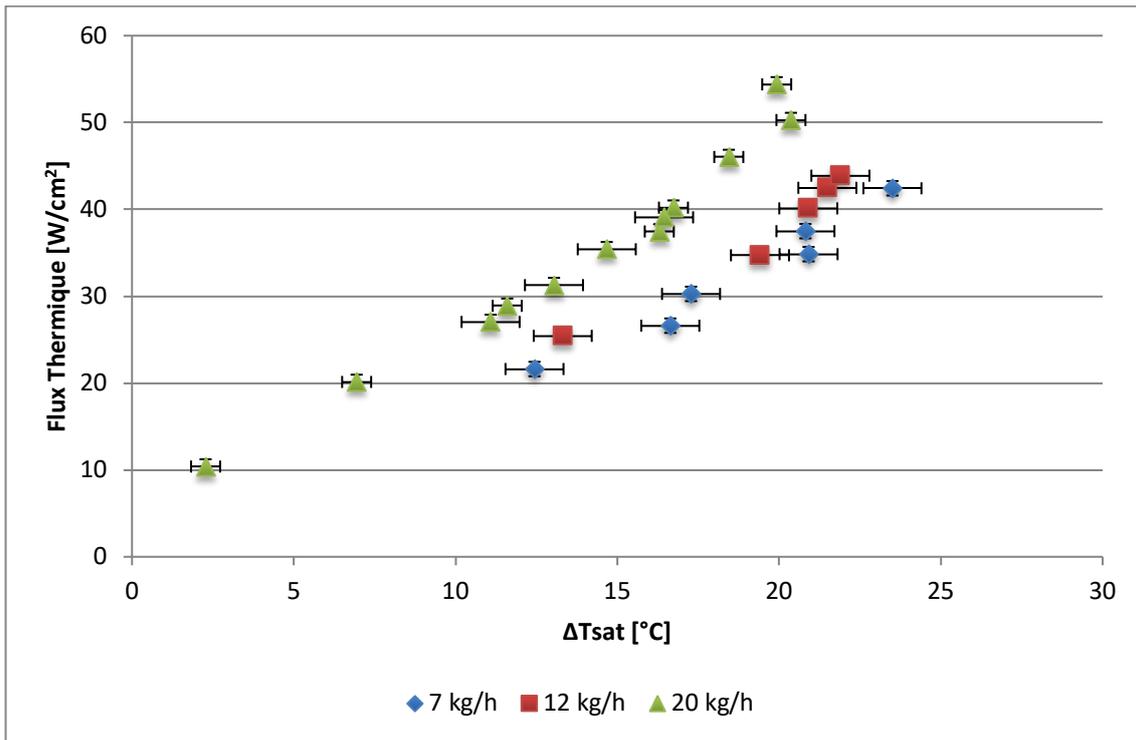
En conclusion, pour une surface lisse, la variation du débit provoque une amélioration du transfert thermique. Ainsi, le phénomène convectif est prédominant dans la gamme étudiée.

Le Graphique 5, représente l'influence du flux thermique sur le coefficient d'échange pour les trois débits de notre étude ( $40$ ,  $50$  et  $60 \text{ kg/h}$ ) pour une surface lisse. Le coefficient de transfert thermique augmente à faible flux et avec l'augmentation du débit. Ce comportement peut sembler inhabituel car on peut s'attendre à une amélioration du transfert thermique avec le débit. Mais cet effet de dégradation pourrait être dû à la gamme de flux qui n'est pas suffisamment étendue pour conclure sur la thermique pour une surface lisse.

Dans le cas de la buse B2, trois débits (7, 12 et 20 kg/h) ont été testés pour une distance fixe de 6 mm sur une surface lisse de  $0,4 \mu\text{m}$  de rugosité. Avec cette buse nous avons constaté une différence plus importante dans la courbe d'ébullition (cf. Graphique 6) entre les débits à 7 kg/h et 20 kg/h. Par contre, si nous regardons les débits à 7 et à 12 kg/h, nous pouvons dire qu'il n'y a pas une différence très marquée en ce qui concerne la courbe d'ébullition. Avec un débit à 20 kg/h, nous avons pu dissiper un flux de chaleur d'environ  $50 \text{ W/cm}^2$  pour une surface lisse avec une différence entre la température de paroi ( $85,6 \text{ }^\circ\text{C}$ ) et celle de saturation ( $66,5 \text{ }^\circ\text{C}$ ) d'environ  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ .

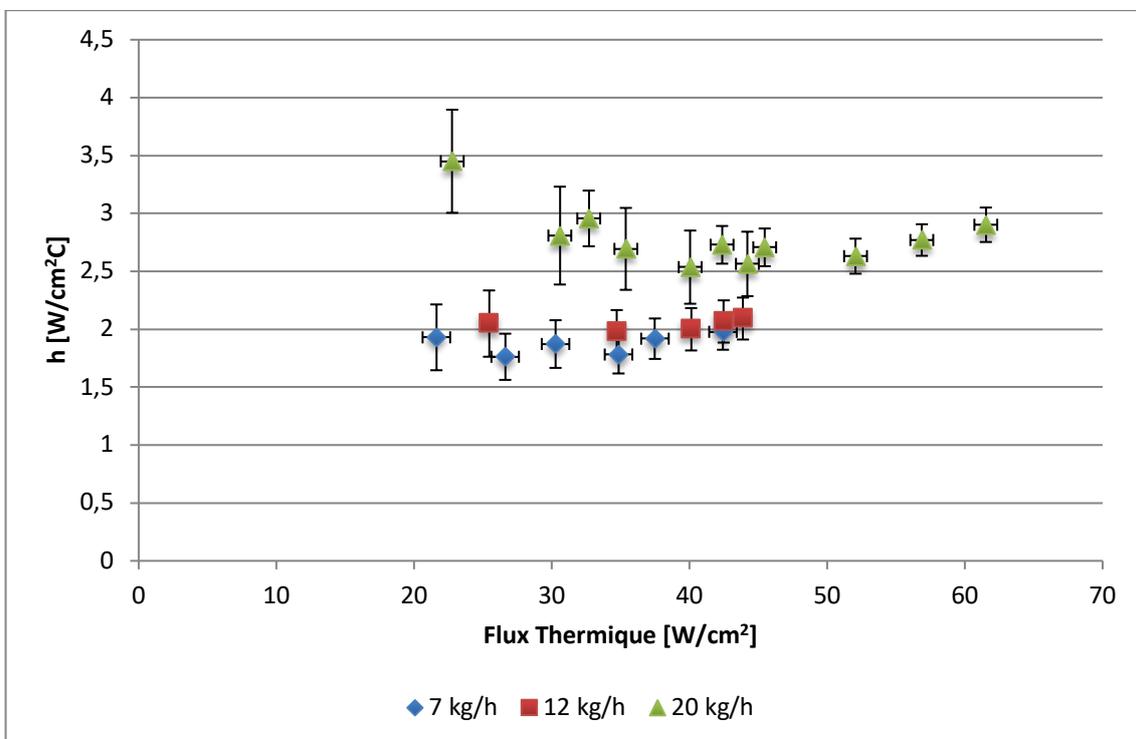


Graphique 5 Influence du flux thermique sur le coefficient de transfert thermique (h) pour une surface lisse



Graphique 6 Courbe d'ébullition pour une surface lisse avec la buse B2, variation de débit

En ce qui concerne le coefficient de transfert thermique, dans le Graphique 7 nous pouvons constater une amélioration de 35 % avec l'augmentation du débit de 7 à 20 kg/h.



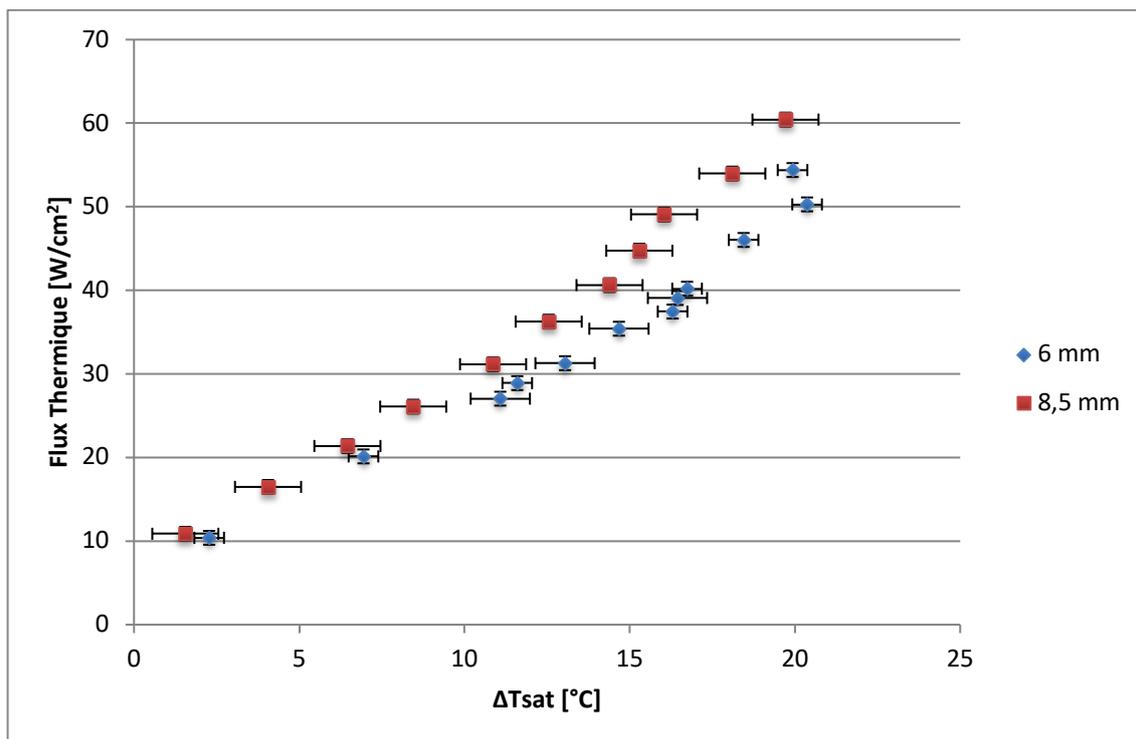
Graphique 7 Influence de la variation du débit dans le coefficient de transfert thermique (h)

#### 4.2.1.2 Effet de la variation de la distance de la buse à la surface avec une surface lisse

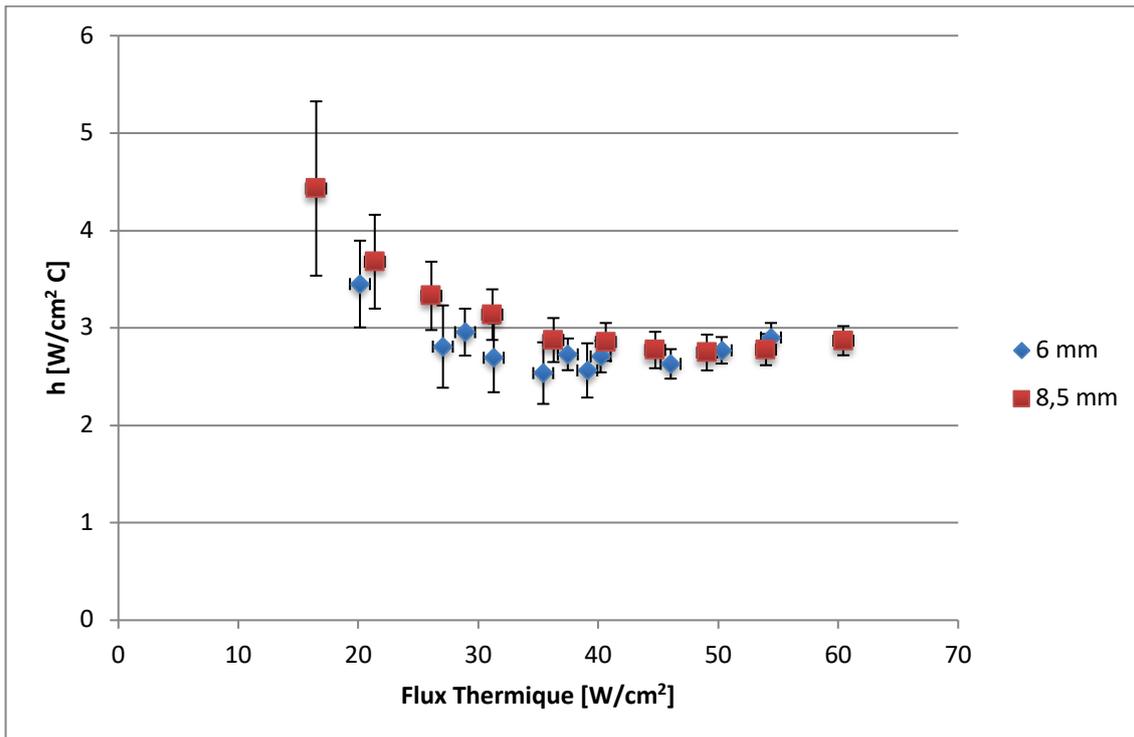
L'effet de la variation de la distance de la buse à la surface a été étudié en employant la buse B2. Pour ce faire, nous avons fait varier la distance de la buse de 6 mm à 8,5 mm. Des essais à une distance plus proche de la surface ont été faits, mais nous avons obtenu seulement deux points pendant toute la journée d'essais, car le temps de stabilisation de la boucle a augmenté ainsi que la température du bloc en cuivre. Ceci est dû au fait que la surface d'échange a diminué.

Le Graphique 8 représente la courbe d'ébullition dans le cas de la variation de la distance buse-surface. Dans ce cas, nous pouvons constater qu'à 8,5 mm de distance nous améliorons la pente de la courbe d'ébullition et nous arrivons à dissiper un flux thermique d'environ 60 W/cm<sup>2</sup>. Cependant, le coefficient de transfert thermique n'augmente pas et il reste constant à environ 2,7 W/cm<sup>2</sup>K (voir Graphique 9).

Les pertes thermiques calculées pour une distance de la buse à la surface de 8,5 mm étaient entre 8 et 20 % pour un fort flux et un faible flux respectivement. Par contre, avec une distance buse-surface de 6 mm les pertes thermiques varient entre 1 et 17 %.



Graphique 8 Courbe d'ébullition, Influence de la variation de distance pour la buse B2 à 20 kg/h



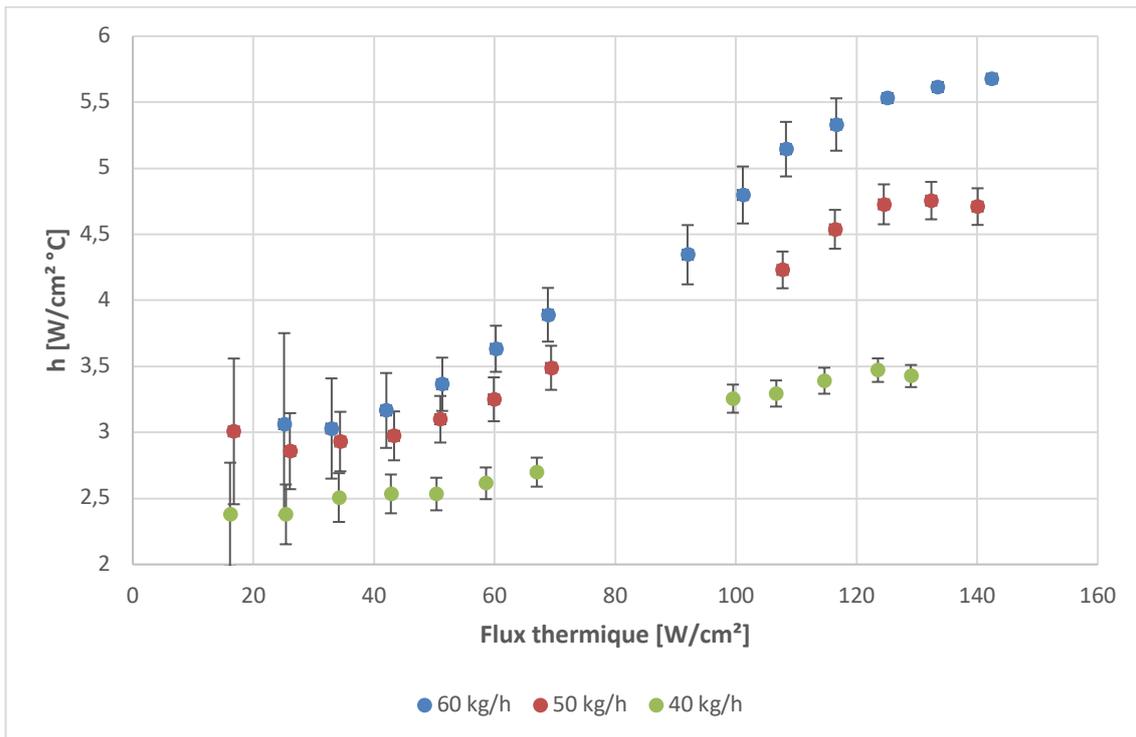
Graphique 9 Influence de la variation de la distance sur le coefficient de transfert thermique ( $h$ ) pour la buse B2 à 20 kg/h

#### 4.2.1.3 Effet de la macro structuration de surface

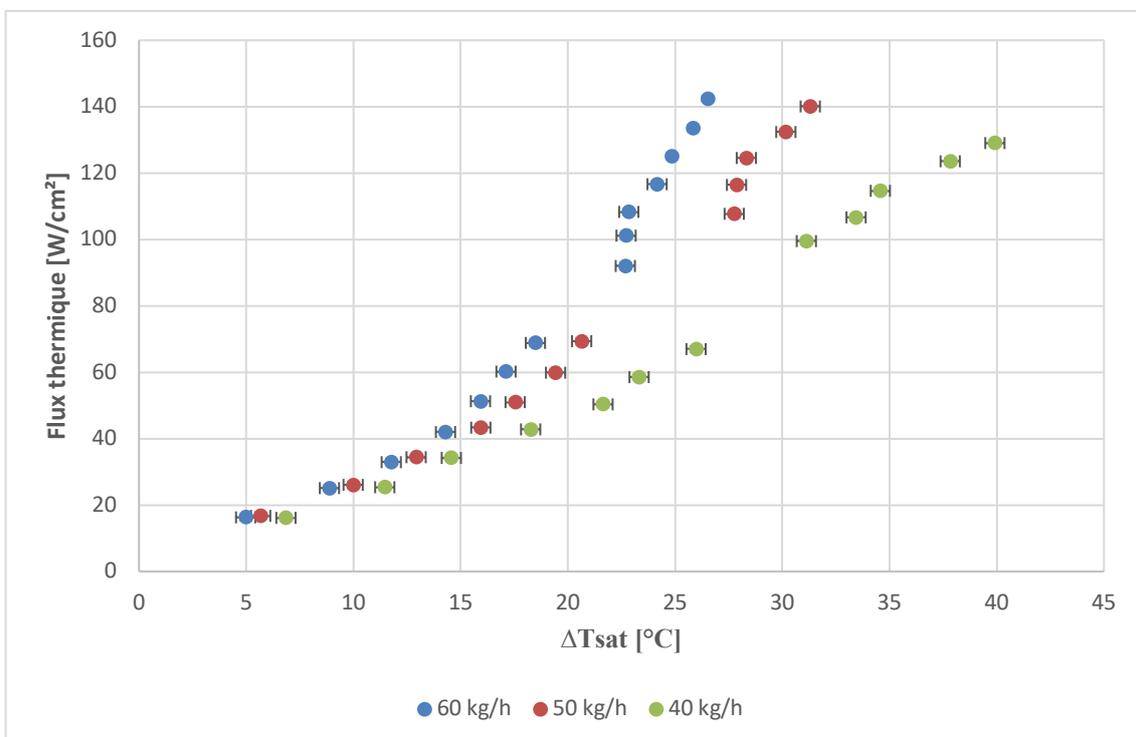
Des essais avec les surfaces Macro1, Macro2 et Macro3 ont été faits avec les trois différents débits (60, 50 et 40 kg/h) et une seule buse B1. Les courbes qui comparent la surface lisse et les trois surfaces macro structurées sont présentées à la fin de cette section.

Sur le Graphique 10, nous pouvons observer l'effet du débit sur la macro structure 1, et on peut apercevoir une augmentation de 34 % si l'on passe de 40 kg/h à 50 kg/h et de 17 % si l'on augmente le débit à 60 kg/h. Si on regarde attentivement nous apercevons un manque de points pour la gamme de flux thermique entre 70 et 90  $W/cm^2$  pour tous les débits, ces points ont été éliminés parce que nous avons vérifié après que la température du liquide avant la buse est au-dessus de celle de saturation (conditions de la chambre de spray), c'est à dire, le fluide a été flashé sur la surface après sa sortie de la buse.

Le Graphique 11 représente la courbe d'ébullition pour la surface Macro 1 pour différents débits. Nous pouvons constater pour les courbes à 50 kg/h et 60 kg/h que l'allure de la courbe change quand on dépasse des flux de 100  $W/cm^2$  et 90  $W/cm^2$  respectivement. Ce changement était attendu avec une macro structuration due à la formation d'un film liquide entre les plots et les zones partiellement sèches comme cela a été discuté dans le Chapitre II, ce qui fait augmenter le transfert thermique et retarder l'assèchement partiel et par conséquent, retarde l'arrivée du flux critique.



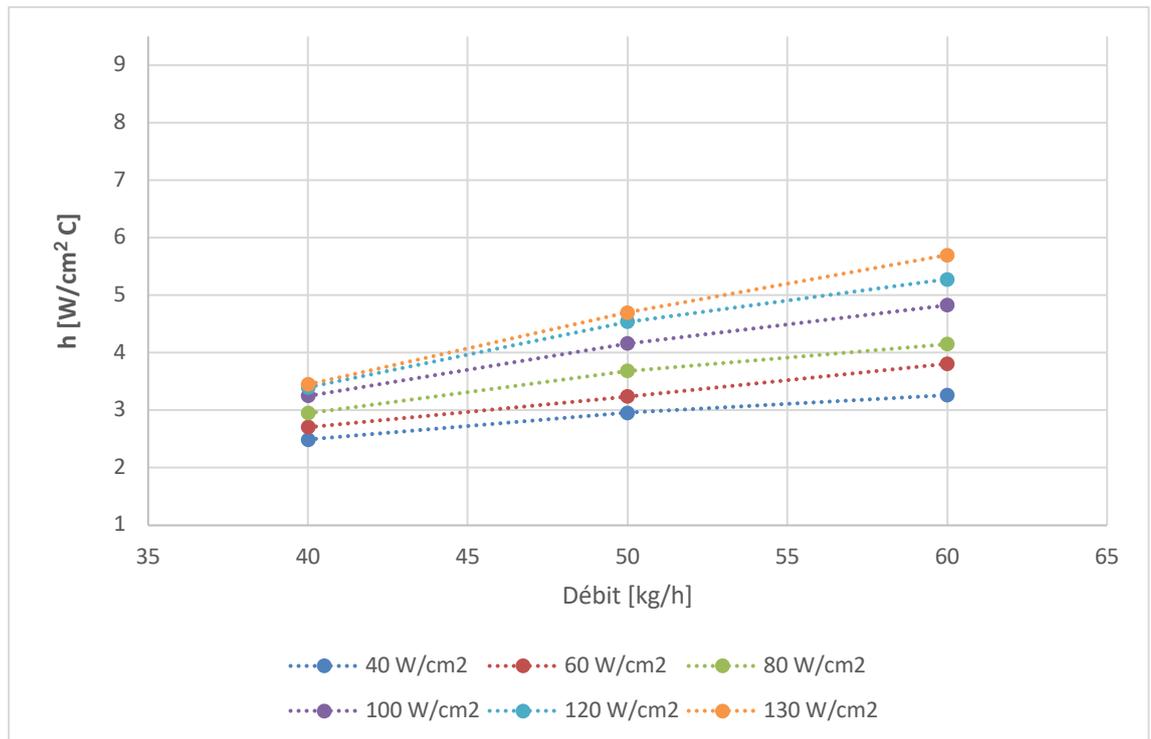
Graphique 10 Variation du coefficient de transfert thermique ( $h$ ) pour la surface Macro1 à différents débits



Graphique 11 Courbe d'ébullition pour la surface Macro1 à différents débits

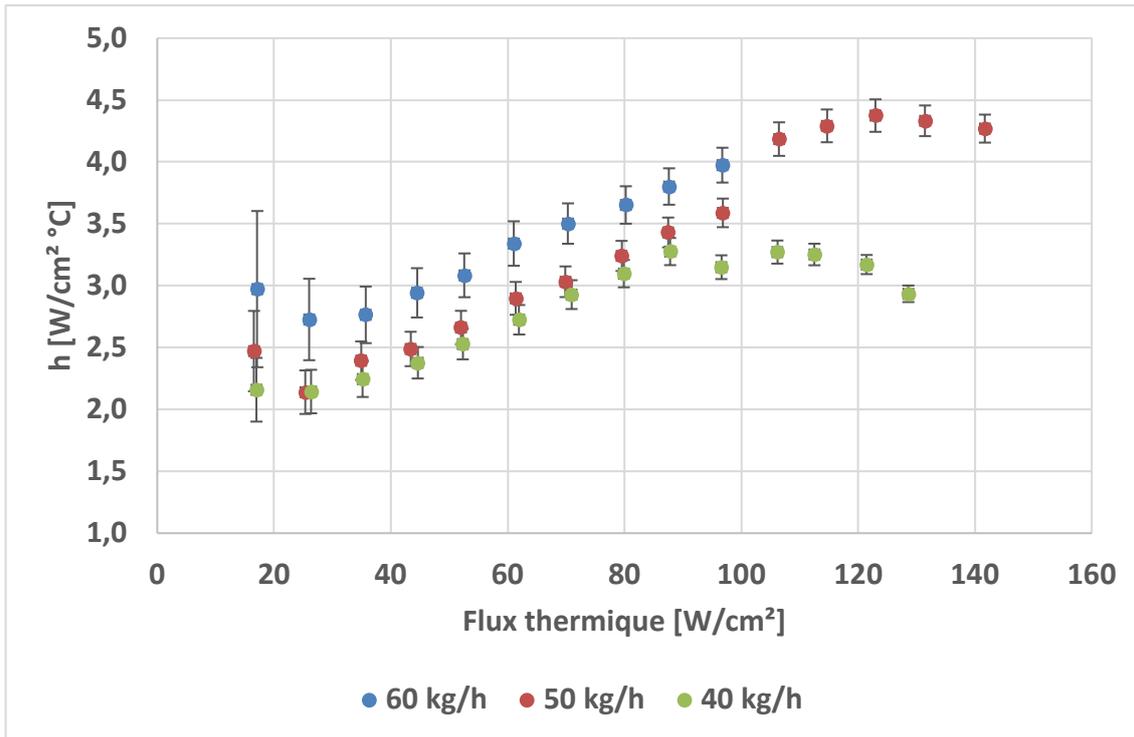
Le Graphique 12 représente l'influence du flux thermique sur le coefficient de transfert thermique à trois débits différents. Nous pouvons observer qu'avec une

augmentation du flux thermique ou une augmentation du débit les coefficients d'échange augmentent.



Graphique 12 Influence du flux thermique sur le coefficient de transfert thermique (h), surface Macro 1

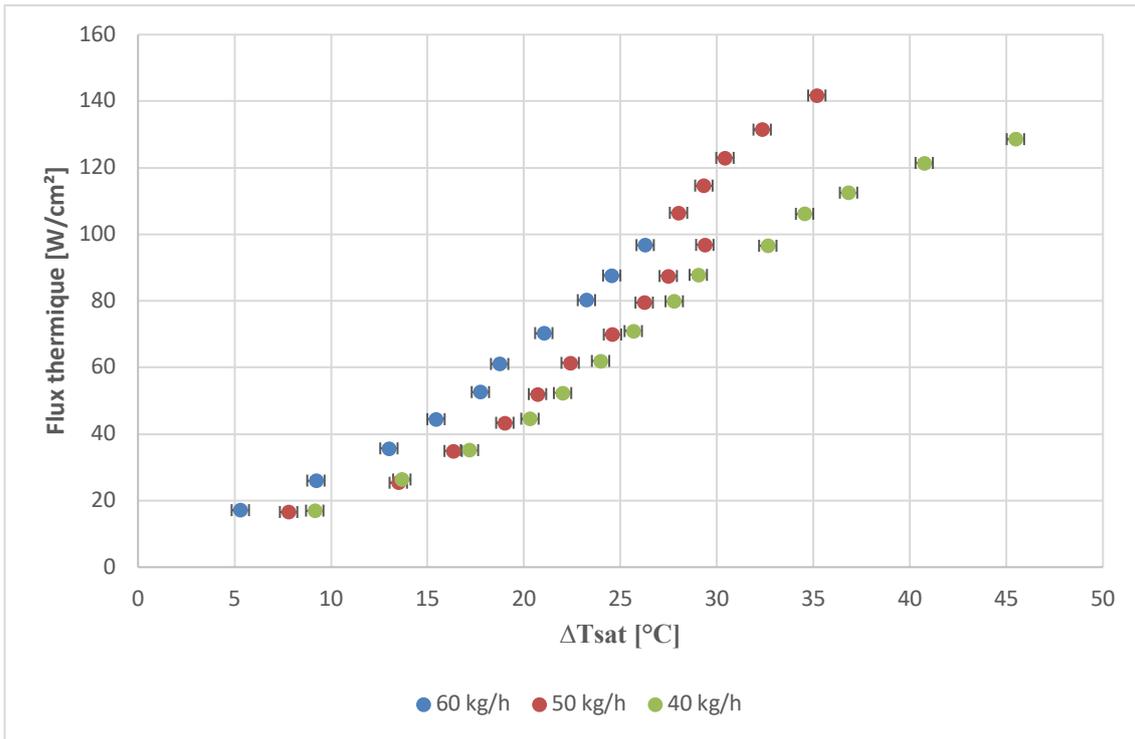
En ce qui concerne la surface Macro 2, nous observons les mêmes effets que pour la surface Macro 1. Sur le Graphique 13, nous observons une augmentation du coefficient de transfert thermique d'environ 40 % si on dépasse un flux de 100 W/cm<sup>2</sup> pour un débit de 50 kg/h si on compare avec la courbe 40 kg/h, et une augmentation d'un 11 % pour un débit de 60 kg/h si on compare avec la courbe de 50 kg/h. De même que pour la surface Macro 1, sur le Graphique 14 nous observons l'effet de la macro structure et l'allure de la courbe d'ébullition pour les débits de 50 et 60 kg/h.



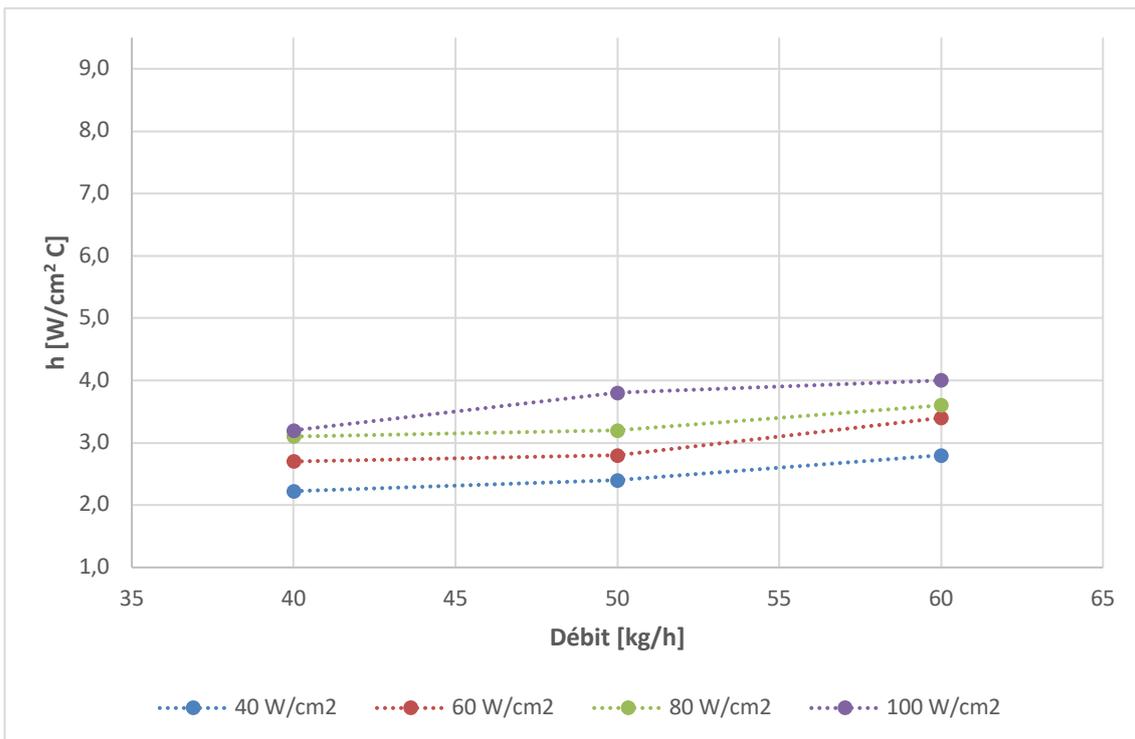
Graphique 13 Variation du coefficient de transfert thermique (h) pour la surface Macro2 à différents débits

Le Graphique 15 montre l'influence du flux thermique sur le coefficient de transfert thermique à nos trois débits d'étude pour la surface Macro 2. Nous observons le même effet que pour la surface Macro 1, c'est-à-dire que nous constatons une amélioration du transfert thermique avec l'augmentation du flux thermique et du débit massique.

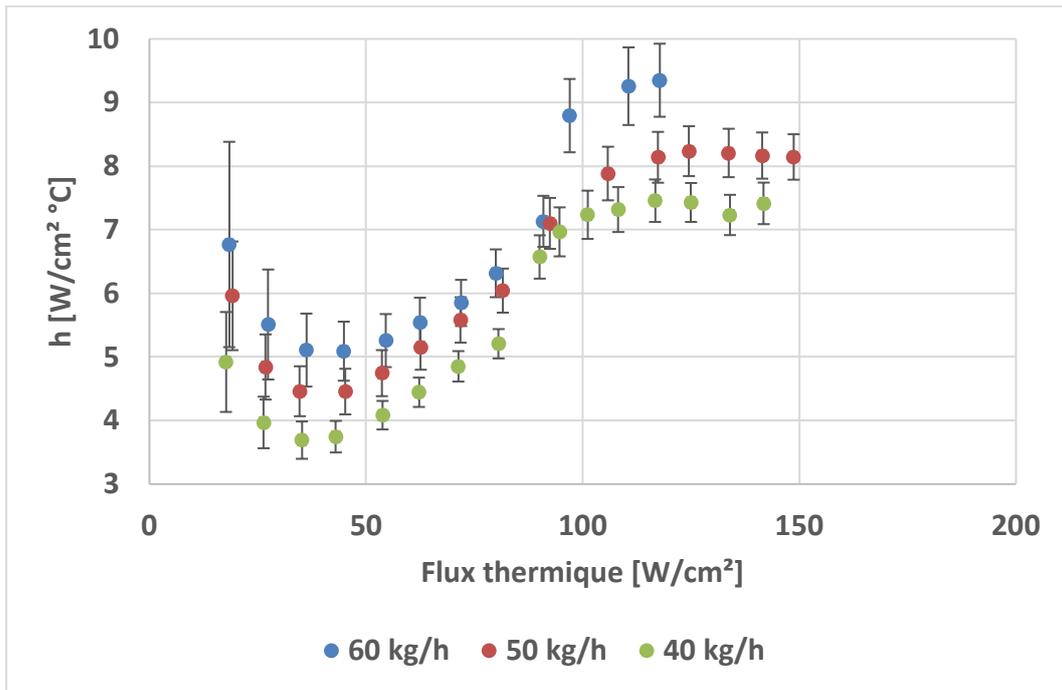
Pour le cas de la surface Macro 3, les effets sont similaires aux surfaces Macros 1 et 2. Le Graphique 16 montre une augmentation du coefficient de transfert thermique en lien avec l'augmentation de débit. Cette augmentation est d'environ 9 % entre les débits de 50 et 40 kg/h, et d'environ 12 % entre les débits de 60 et 50 kg/h. Le Graphique 17 montre la courbe d'ébullition de la surface Macro 3 pour les débits de 60, 50 et 40 kg/h. Nous observons de nouveau pour les trois débits l'effet précédemment mentionné de changement d'allure des courbes d'ébullition.



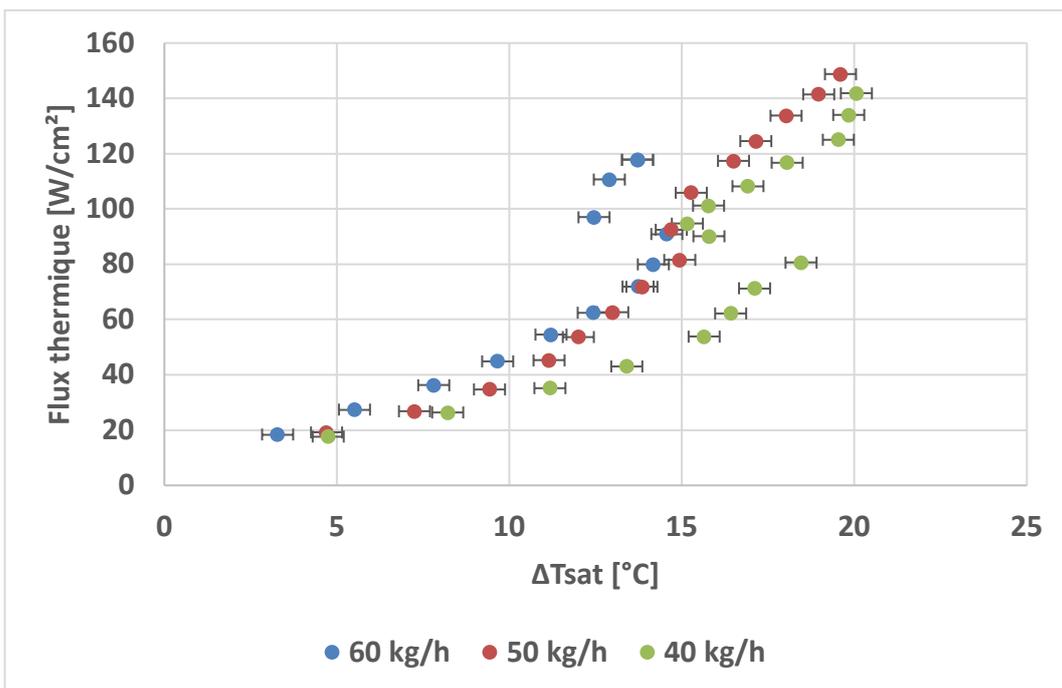
Graphique 14 Courbe d'ébullition pour la surface Macro2 à différents débits



Graphique 15 Influence du flux thermique sur le coefficient de transfert thermique (h) pour la surface Macro 2

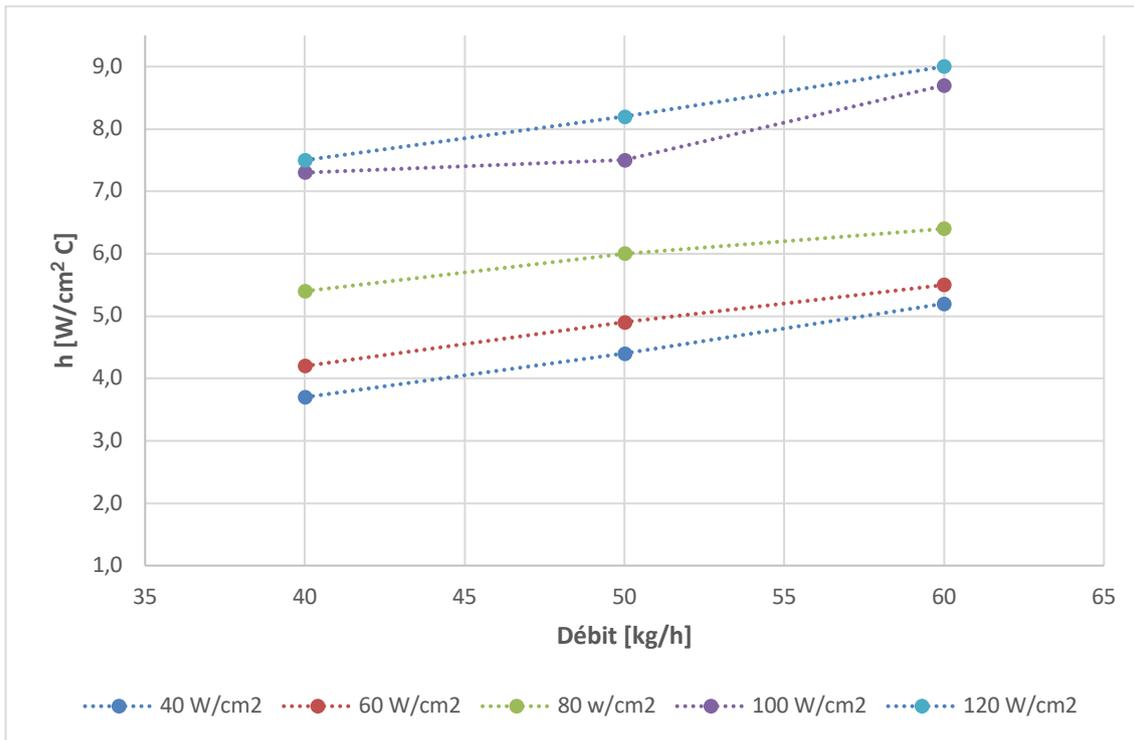


Graphique 16 Variation du coefficient de transfert thermique ( $h$ ) pour la surface Macro3 à différents débits



Graphique 17 Courbe d'ébullition pour la surface Macro3 à différents débits

Le Graphique 18 présente l'influence du flux thermique sur le coefficient d'échange thermique pour la surface Macro 3 à trois débits différents. Nous observons que le coefficient d'échange thermique augmente avec l'augmentation du flux thermique et du débit, ce qui correspond au même effet observé que pour les surfaces Macro 1 et Macro 2.

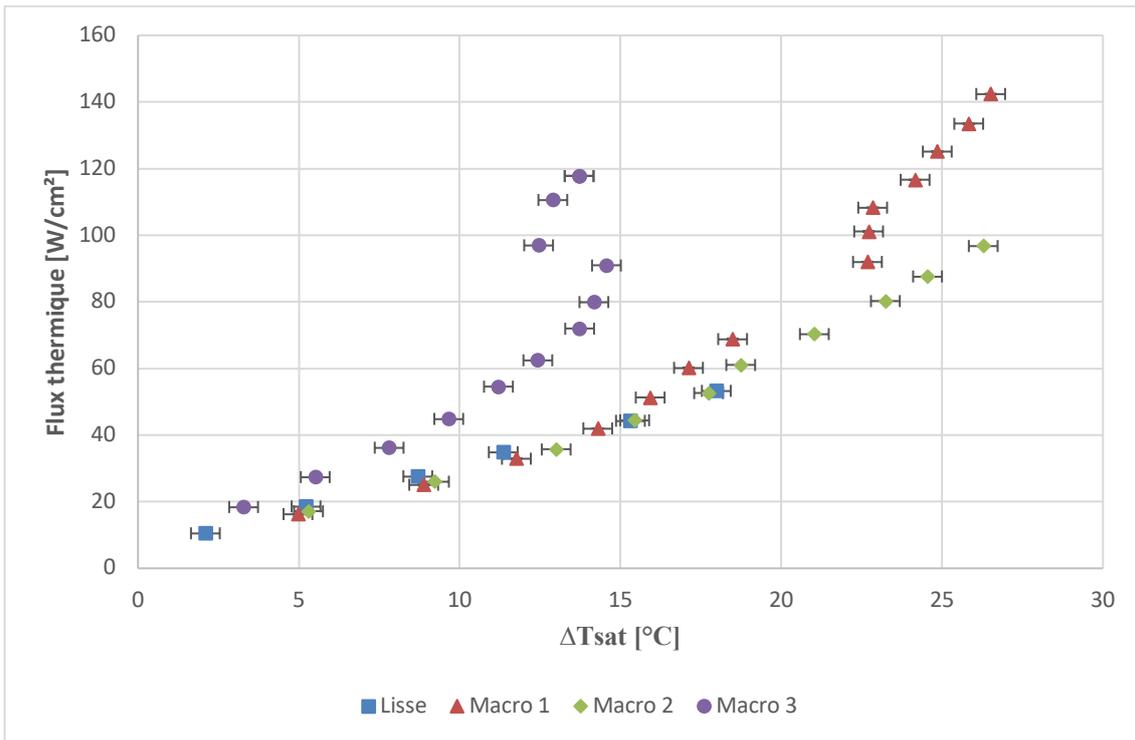


Graphique 18 Influence du flux thermique sur le coefficient de transfert thermique (h) pour la surface Macro 3

Par la suite, nous allons comparer et analyser les courbes d'ébullition et la variation du coefficient de transfert thermique de toutes les surfaces pour chaque débit.

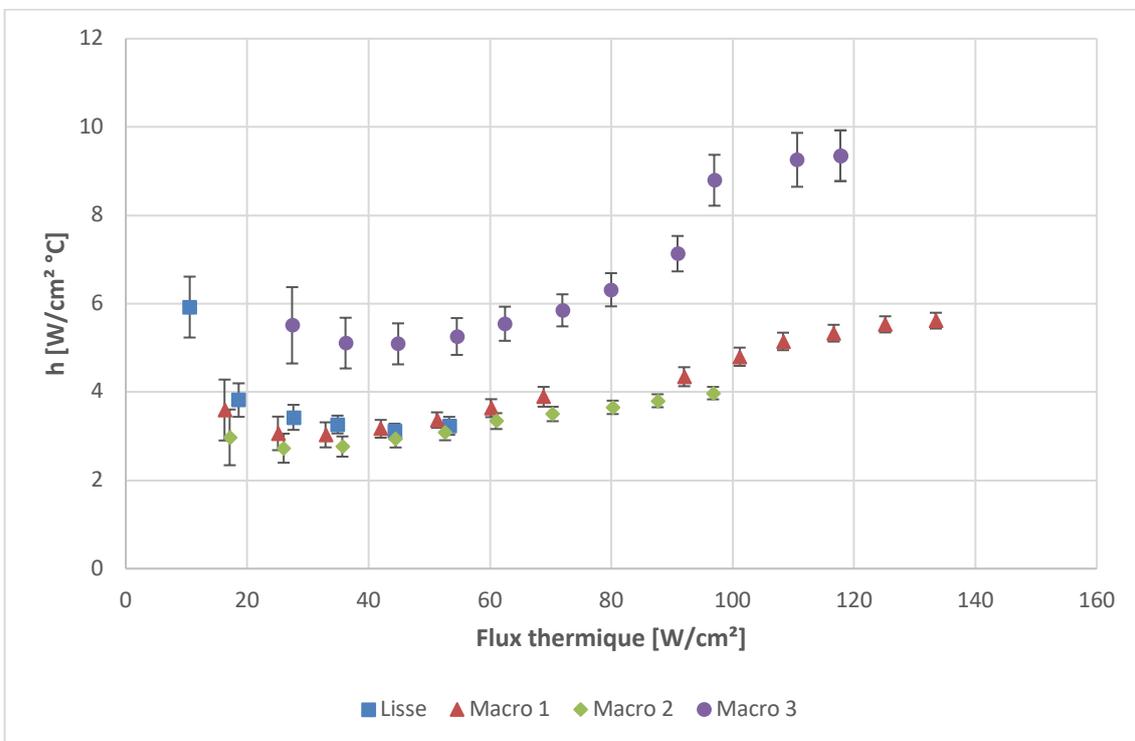
Le Graphique 19 compare la surface lisse avec les trois surfaces macro structurées pour un débit de 60 kg/h, débit choisi pour favoriser les effets convectifs et obtenir des meilleurs coefficients d'échange dans notre boucle. Nous constatons que pour un débit de 60 kg/h, la surface Macro 3 donne une amélioration de l'allure de la courbe d'ébullition par rapport à la surface lisse, ce qui se traduit par un meilleur transfert thermique et une valeur du coefficient de transfert thermique plus importante (cf. Graphique 16) que pour les autres surfaces avec macro structuration et pour la surface lisse. Cet effet est dû à l'augmentation de la surface de contact d'un facteur 2,6 pour Macro 3.

Par ailleurs, entre les surfaces Macro 1 et Macro 2 nous ne constatons pas vraiment une différence importante. Nous arrivons à dissiper environ 55 % de plus de flux thermique avec les surfaces macro structurées en comparaison avec la surface lisse pour une température de surface d'environ 100°C.



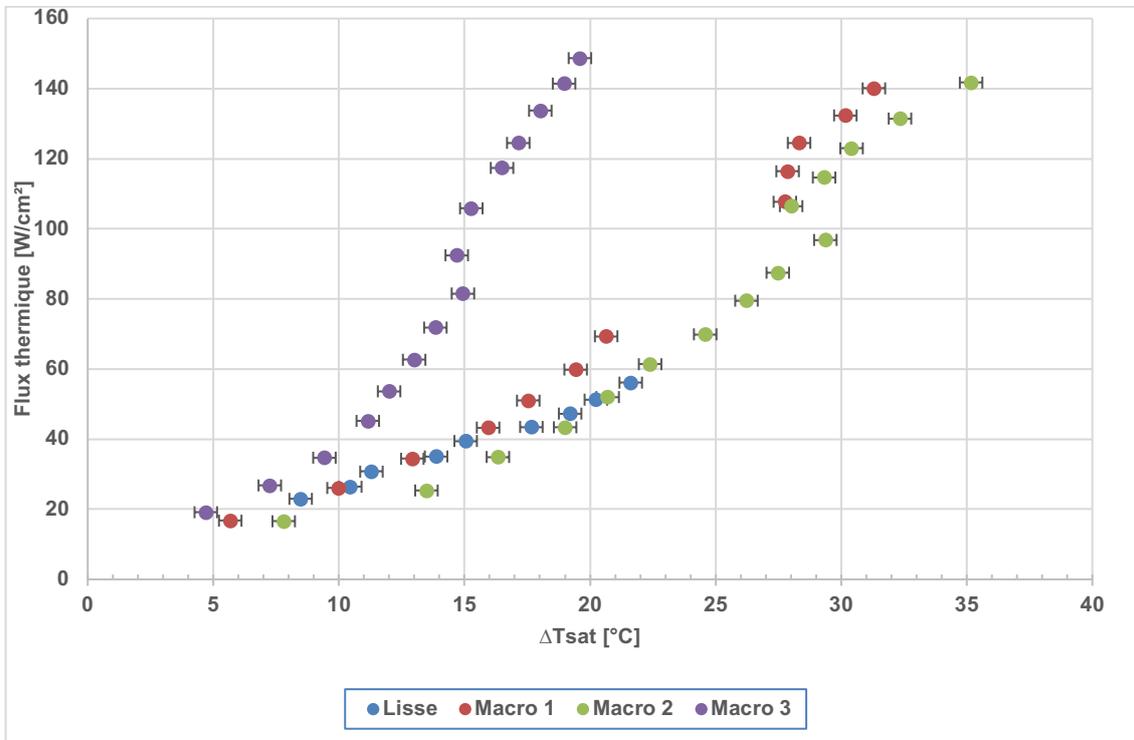
Graphique 19 Courbe d'ébullition à 60 kg/h pour toutes les surfaces

Le Graphique 20, montre qu'avec la surface macro structurée Macro 3 nous arrivons à avoir des coefficients de transfert thermique d'environ 90 % plus élevés qu'avec une surface lisse et un débit de 60 kg/h.



Graphique 20 Variation du coefficient de transfert thermique (h) pour toutes les surfaces à 60 kg/h

Pour un débit de 50 kg/h, la surface avec macro structuration la plus performante est, comme pour le débit précédent, la Macro 3. Nous arrivons à dissiper jusqu'à  $150 \text{ W/cm}^2$ , ce qui représente une augmentation de 87 % de flux thermique par rapport à la surface lisse (cf. Graphique 21).

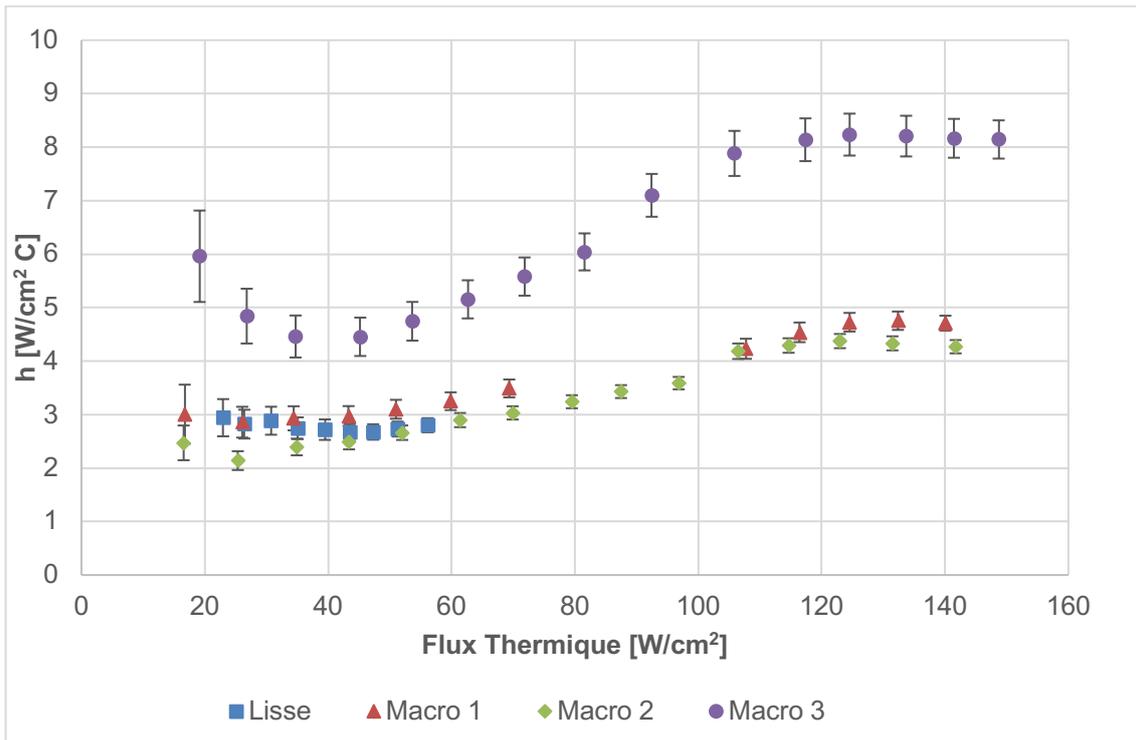


Graphique 21 Courbe d'ébullition à 50 kg/h pour toutes les surfaces

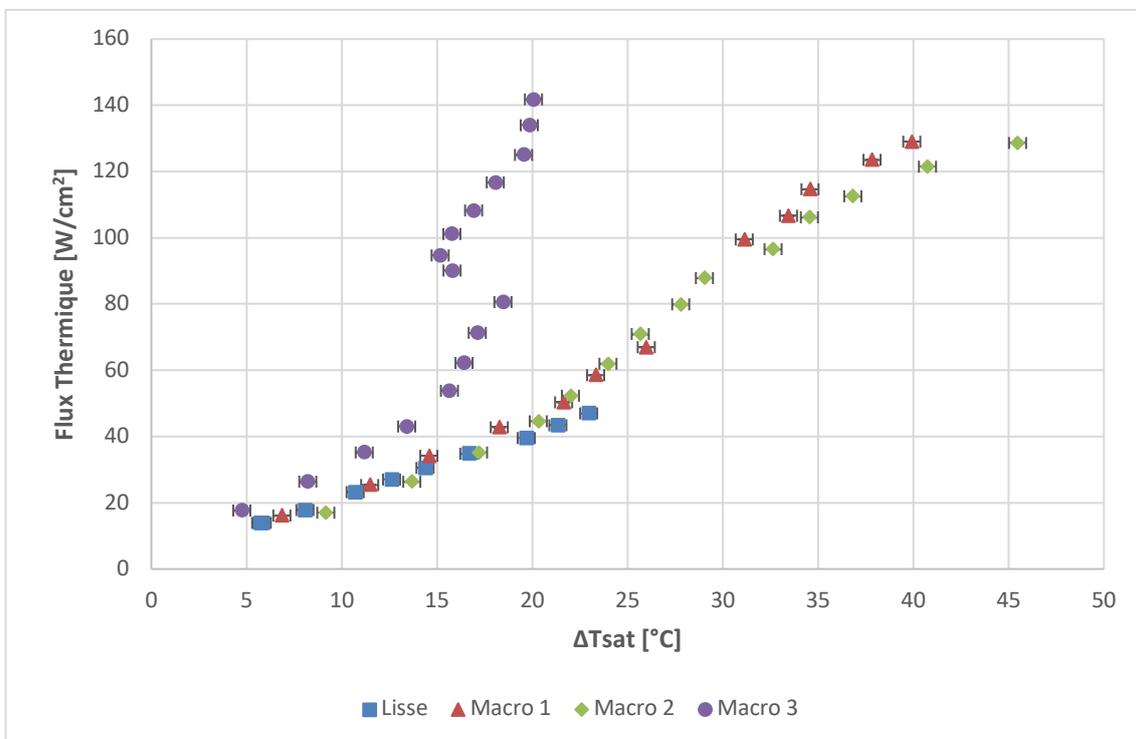
L'augmentation de la dissipation thermique de la surface Macro 3 par rapport à la surface lisse pour un débit de 50 kg/h est représentée sur le Graphique 22 avec l'augmentation du coefficient de transfert thermique d'environ 140 %. En ce qui concerne les surfaces Macro 1 et Macro 2, des augmentations d'environ 60 % et 28 % ont été observées respectivement en comparaison à la surface lisse.

Pour un débit de 40 kg/h, nous constatons que (Graphique 23), de même que pour les débits à 50 et 60 kg/h, la surface macro structurée Macro 3 est la plus performante que toutes les autres surfaces. Nous arrivons à dissiper environ 180 % plus de flux thermique par rapport à la surface lisse pour une température de paroi d'environ  $115^\circ\text{C}$ .

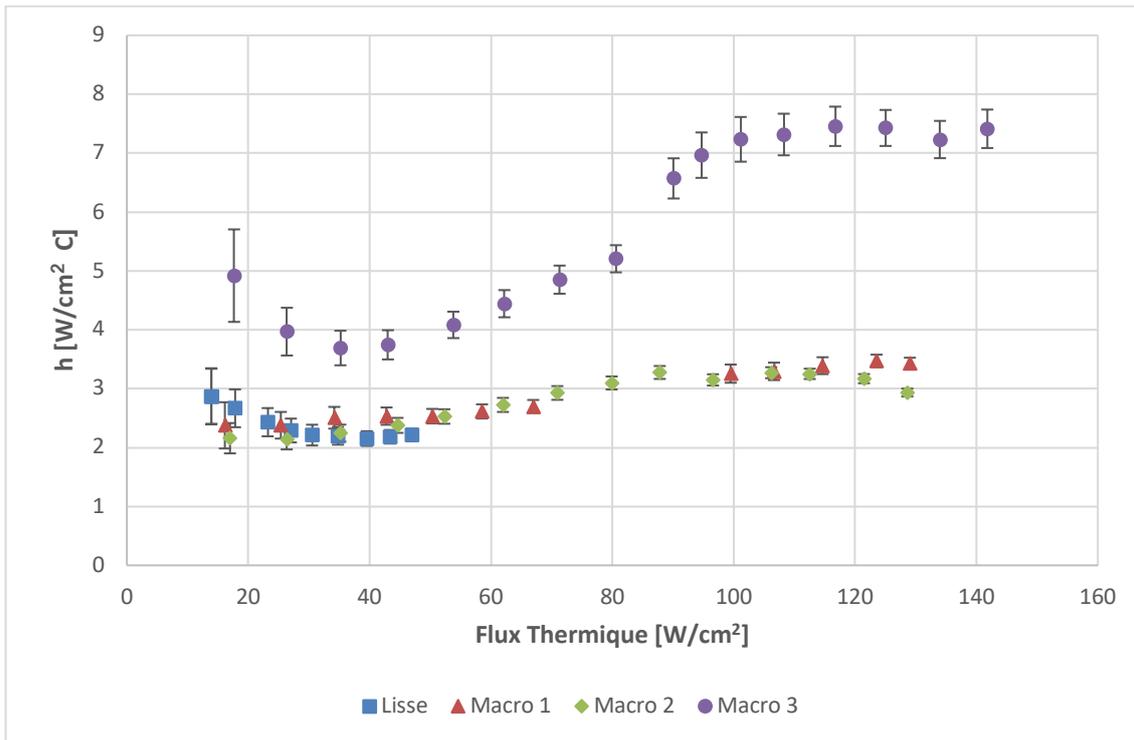
Sur le Graphique 24, nous pouvons observer que le coefficient de transfert thermique augmente de 100% pour un flux thermique de  $40 \text{ W/cm}^2$  avec la surface Macro 3. Il n'y a toujours pas une nette différence entre les surfaces Macro 1 et Macro 2, cela est peut-être dû au fait qu'il n'existe pas d'effet de l'espacement entre plots. Mais, avec la surface Macro 3, on observe une augmentation du coefficient de transfert thermique d'environ 114 % par rapport aux surfaces Macro 1 et Macro 2.



Graphique 22 Variation du coefficient de transfert thermique ( $h$ ) pour toutes les surfaces à 50 kg/h



Graphique 23 Courbe d'ébullition à 40 kg/h pour toutes les surfaces



Graphique 24 Variation du coefficient de transfert thermique (h) pour toutes les surfaces à 40 kg/h

Par la suite un résumé des intensifications thermiques pour les débits de 60 kg/h, 50 kg/h et 40 kg/h est présenté sur les Tableaux 5, 6 et 7 respectivement. Nous pouvons observer que la surface plus performante est la Macro 3 car il s'agit de la surface avec la plus grande surface d'échange et avec la plus grande ligne de contact, calculée comme la relation entre le périmètre d'un plot et de l'aire entre plots (cf. Chapitre III, Tableau 6). Comme indiqué dans la bibliographie, Sodtke et Stephan [4] signalent que l'augmentation de la ligne de contact augmente le flux de chaleur pour un refroidissement par spray.

En ce qui concerne les surfaces Macro 1 et Macro 2 on observe qu'avec des débits de 50 kg/h et 40 kg/h nous obtenons une faible différence sur le coefficient de transfert thermique, et quand le débit augmente à 60 kg/h la surface Macro 1, celle qui possède une surface d'échange et une ligne de contact plus importantes que la Macro 2, est la plus performante. Ceci est peut-être dû au fait qu'à faible débit, nous n'avons pas une forte influence de la ligne de contact sur notre transfert thermique, c'est-à-dire nous avons plus de liquide entre les plots et peut-être une couche liquide plus importante qu'à fort débit, ce qui limite le transfert thermique.

Dans le cas de la surface Macro 2, même si sa surface et sa ligne de contact sont plus petites que celles de la surface Macro 1, l'espacement entre plots est plus large pour la surface Macro 2 que la surface Macro 1. La résistance au départ de la bulle est plus faible et le liquide va remouiller la surface plus facilement, ce qui pourrait justifier le comportement de la surface Macro 2 à faible débit.

Tableau 5. Résumé des intensifications thermiques à 60 kg/h.

<b>Intensifications obtenues/surface</b>	<b>Lisse</b>	<b>Macro 1</b>	<b>Macro 2</b>	<b>Macro 3</b>
<i>Gain de Surface</i>	1,00	2,00	1,59	2,60
<i>Gain de Ligne de contact</i>	1,00	2,00	1,18	2,00
<i>Flux de chaleur maximal atteint [W/cm<sup>2</sup>]</i>	54,0	140,0	96,7	117,7
<i>h max atteint [W/cm<sup>2</sup> C]</i>	3,0	5,6	4,0	9,3

Tableau 6. Résumé des intensifications thermiques à 50 kg/h.

<b>Intensifications obtenues/surface</b>	<b>Lisse</b>	<b>Macro 1</b>	<b>Macro 2</b>	<b>Macro 3</b>
<i>Gain de Surface</i>	1,00	2,00	1,59	2,60
<i>Gain de Ligne de contact</i>	1,00	2,00	1,18	2,00
<i>Flux de chaleur maximal atteint [W/cm<sup>2</sup>]</i>	56,2	140,0	141,7	148,7
<i>h max atteint [W/cm<sup>2</sup> C]</i>	2,8	4,7	4,3	8,1

Tableau 7. Résumé des intensifications thermiques à 40 kg/h.

<b>Intensifications obtenues/surface</b>	<b>Lisse</b>	<b>Macro 1</b>	<b>Macro 2</b>	<b>Macro 3</b>
<i>Gain de Surface</i>	1,00	2,00	1,59	2,60
<i>Gain de Ligne de contact</i>	1,00	2,00	1,18	2,00
<i>Flux de chaleur maximal atteint [W/cm<sup>2</sup>]</i>	46,9	129,0	128,6	141,7
<i>h max atteint [W/cm<sup>2</sup> C]</i>	2,2	3,4	2,9	7,4

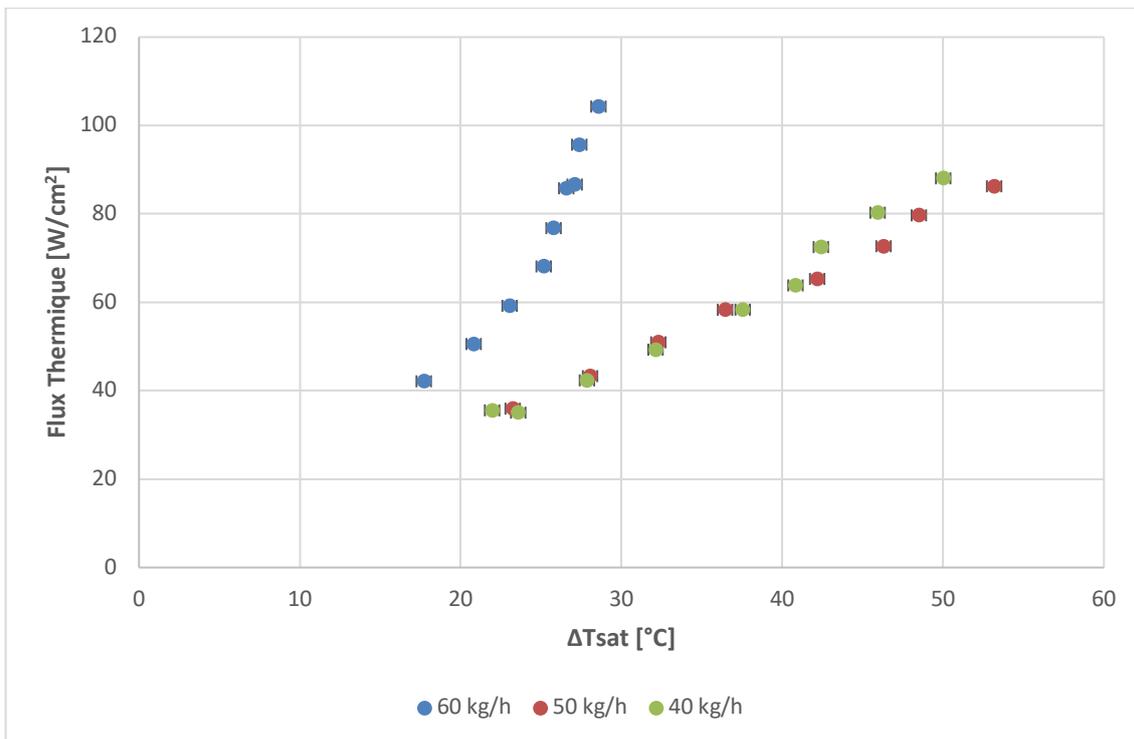
#### 4.2.2 Résultats de la boucle diphasique à pompage mécanique sans chauffage de l'enceinte avec isolation thermique

Comme détaillé dans le Chapitre III, une configuration différente a été testée (Section 3.3.2). Pour ce faire, on a isolé l'enceinte (évaporateur à spray) et on a arrêté la chauffe extérieure à l'évaporateur. Notre objectif était d'analyser un scénario plus adapté aux conditions réelles de fonctionnement et d'éliminer le biais dans les mesures thermiques amené par l'apport de chauffe extérieure.

Les résultats des essais sont présentés par la suite. D'abord nous présentons l'effet du débit sur une surface lisse, puis avec un débit maximal choisi (60 kg/h) nous testons l'effet d'une macro structure (Macro 3), et finalement nous analysons l'influence du revêtement microporeux sur une surface lisse et sur la surface Macro 3. Pour tous les résultats présentés la buse B1 a été employée et la distance buse-surface fixée à 4 mm.

#### 4.2.2.1 Surface lisse, variation du débit.

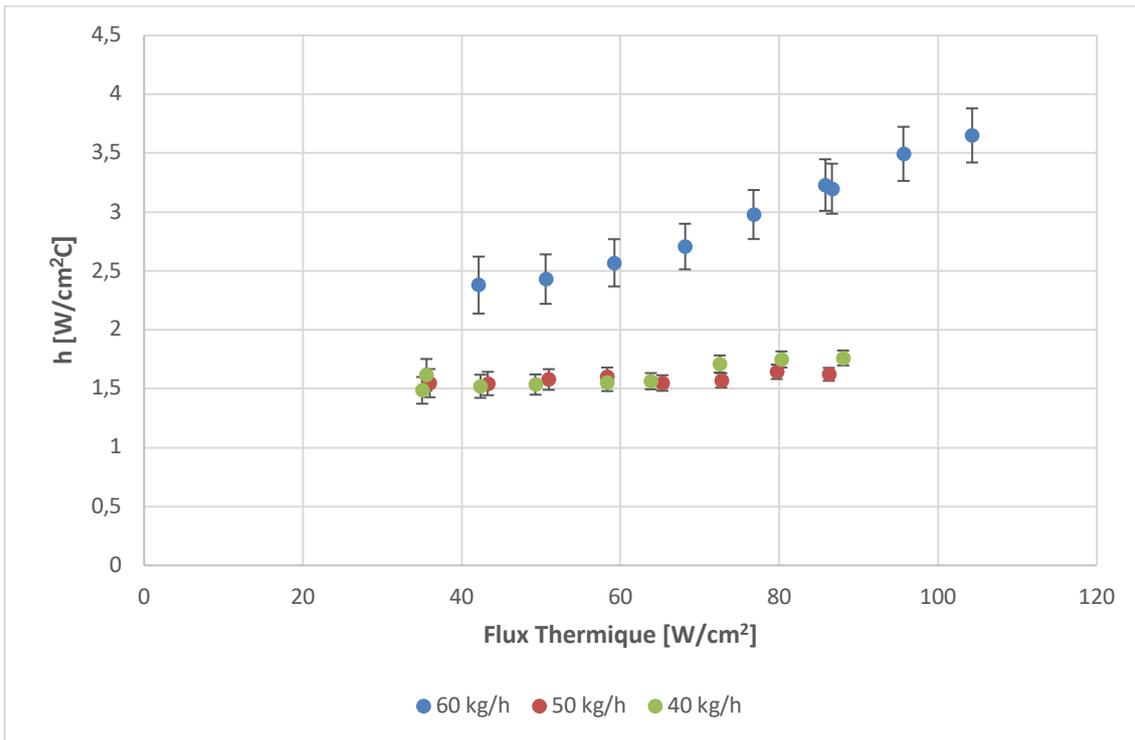
Le Graphique 25 montre les courbes d'ébullition pour une surface lisse à différents débits. Nous remarquons qu'entre les courbes à 40 et 50 kg/h il n'y a pas une différence importante, par contre, la courbe à 60 kg/h montre une différence de pente, et donc, un flux thermique dissipé plus important qu'avec les autres débits.



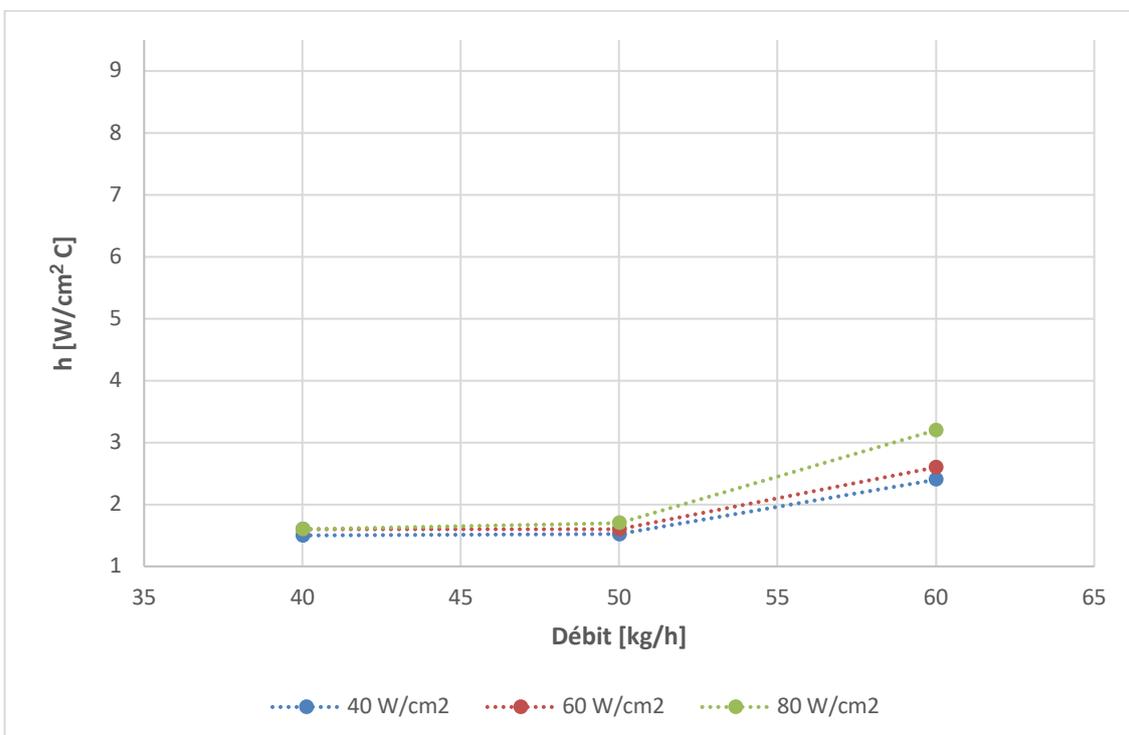
Graphique 25 Courbe d'ébullition à différents débits pour une surface lisse

La meilleure performance de la surface lisse à 60 kg/h se manifeste aussi dans les valeurs du coefficient de transfert thermique (cf. Graphique 26), nous constatons une augmentation d'environ 85 % du coefficient de transfert thermique en augmentant le débit de 10 kg/h.

Pour le cas des débits de 40 et 50 kg/h, les résultats montrent qu'il n'y a pas de différence. Cela pourrait s'expliquer par la formation d'un film liquide sur la surface qui ne s'évacue pas par action des gouttes qui arrivent à la surface.



Graphique 26 Variation du coefficient de transfert thermique ( $h$ ) à différents débits pour une surface lisse

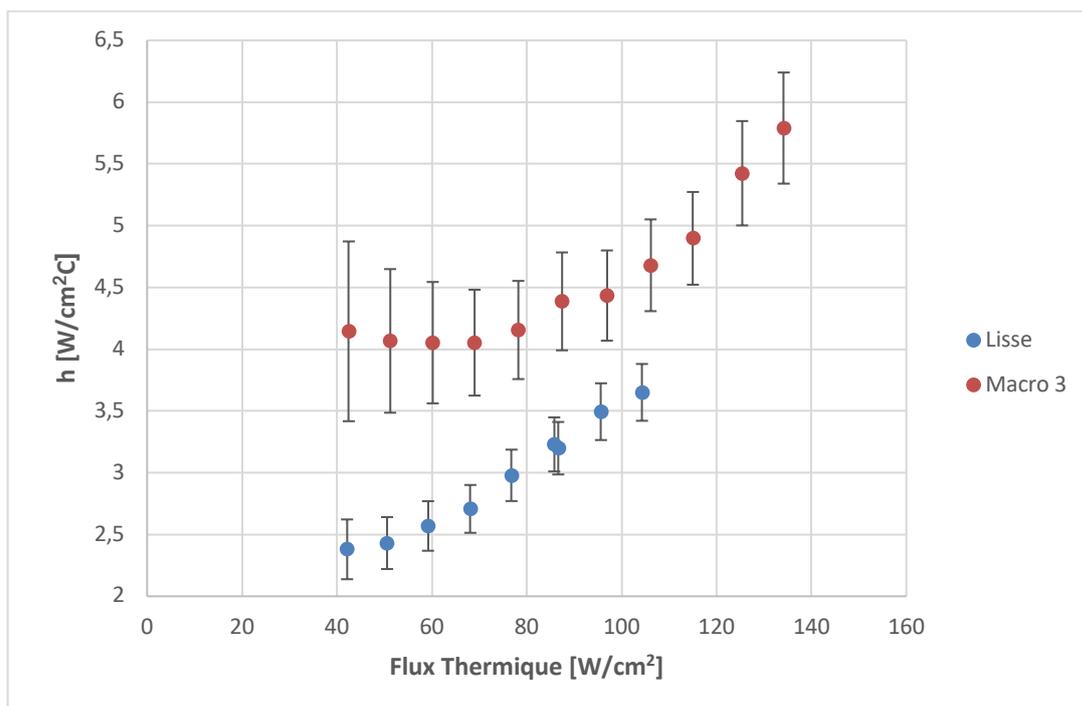


Graphique 27 Influence du flux thermique sur le coefficient de transfert thermique ( $h$ ) à trois débits, surface lisse

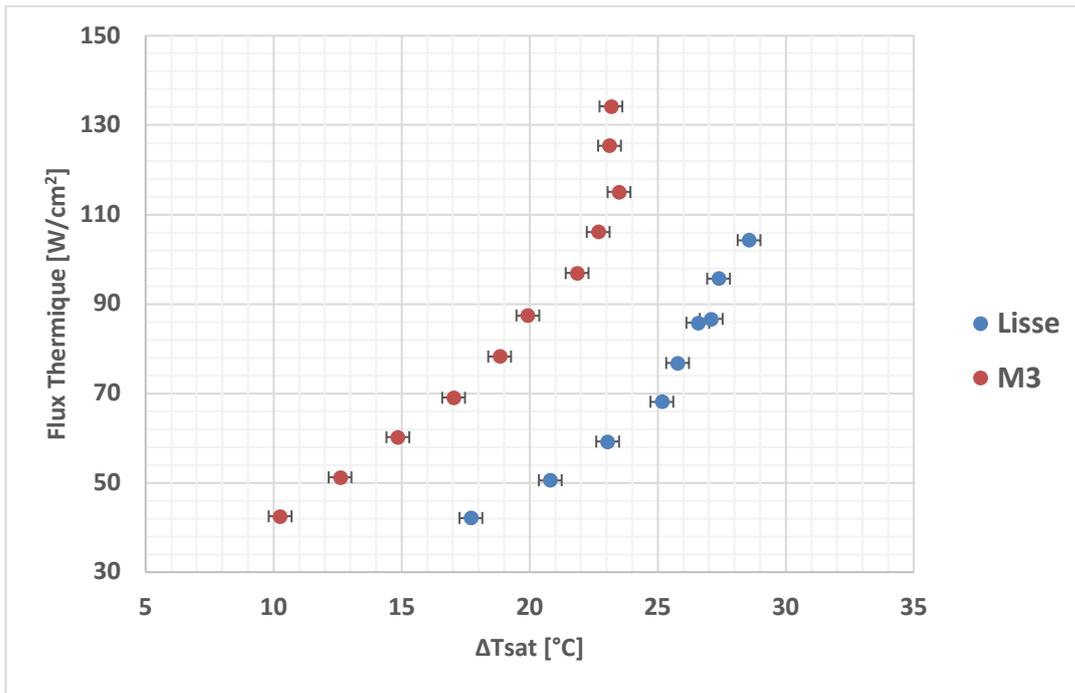
#### 4.2.2.2 Effet de la macro structuration de surface

Comme mentionné auparavant, la surface Macro 3 est celle qui a donné les meilleures performances (cf. Section 4.4.2.1 ci-dessus). Cette surface a été testée avec la configuration de boucle détaillée au début de cette section et comparée à une surface lisse comme le montrent les Graphiques 28 et 29. Sur le Graphique 28, nous pouvons observer une augmentation du coefficient de transfert thermique d'environ 27 % de la surface macro structurée par rapport à la surface lisse.

D'autre part, avec la surface Macro 3 nous arrivons à dissiper un flux thermique supérieur à  $130 \text{ W/cm}^2$ , c'est-à-dire, 28 % de plus de densité de flux que celui maximal obtenu avec la surface lisse. Ainsi, nous arrivons à descendre la température de surchauffe d'environ  $8^\circ\text{C}$  (Graphique 29). Il est important de noter que le flux atteint de  $130 \text{ W/cm}^2$  est le maximum obtenu avec notre dispositif expérimental, car nous sommes limités à une température maximale du bloc chauffant de  $250^\circ\text{C}$ , et qu'il ne correspond pas au flux critique dans ce cas.



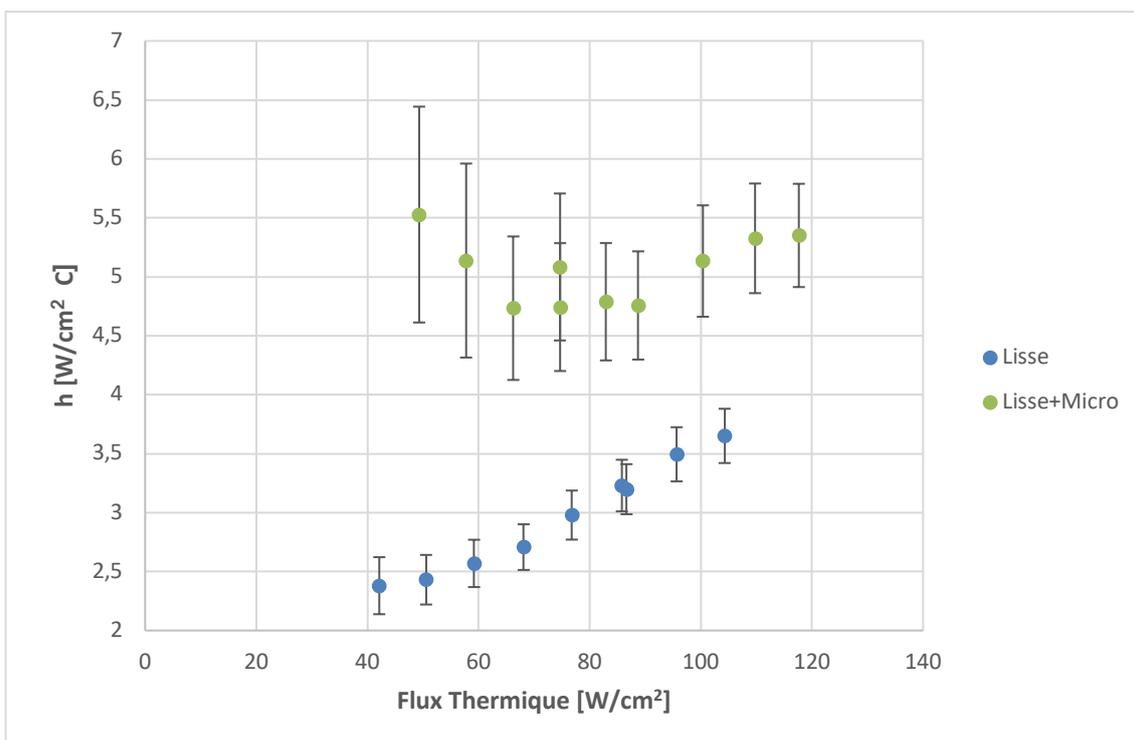
Graphique 28 Variations du coefficient de transfert thermique (h), comparaison avec la surface lisse Macro 3.



Graphique 29 Courbes d'ébullition, comparaison surface lisse et Macro 3

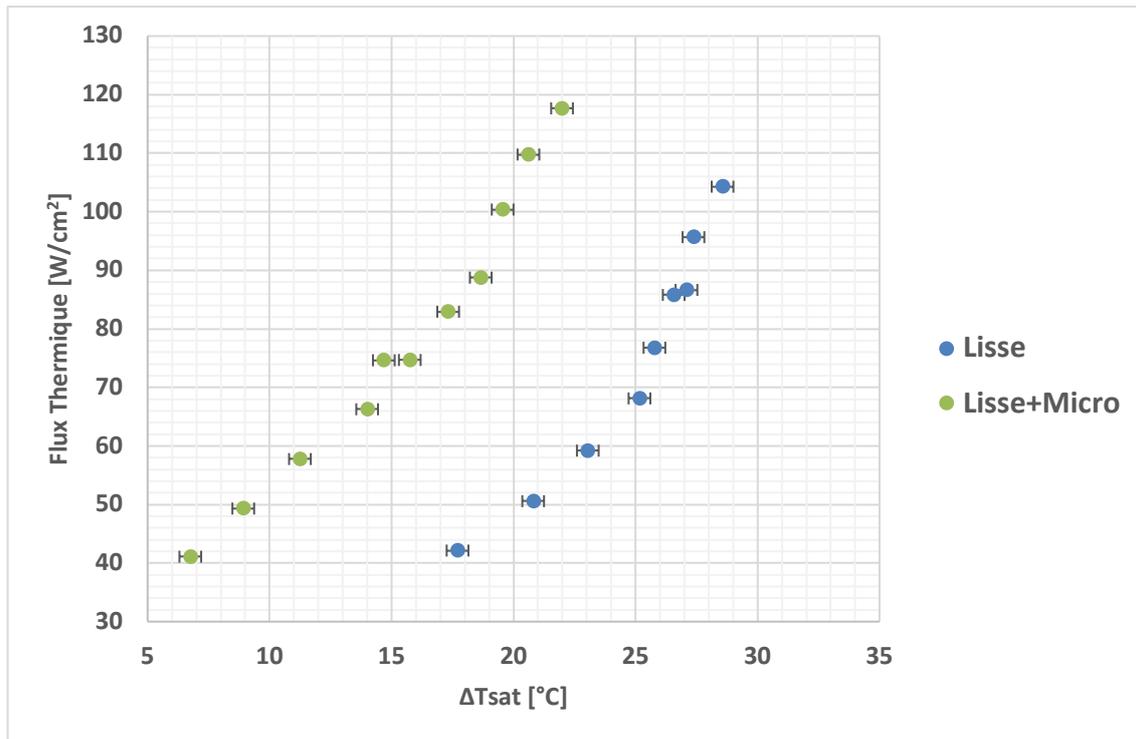
#### 4.2.2.3 Effet du revêtement microporeux

Sur le Graphique 30, nous présentons la variation du coefficient de transfert thermique à 60 kg/h pour une surface lisse et une surface lisse avec un revêtement microporeux (Lisse + Micro). Nous constatons que le coefficient de transfert thermique augmente de 48 % pour la surface avec microporosité par rapport à la surface lisse. Ceci est dû à l'augmentation des sites actifs de nucléation générés par le dépôt.



Graphique 30 Variation du coefficient de transfert thermique (h), effet de la microstructure sur surface lisse.

D'une autre part, si on compare la courbe d'ébullition de la surface lisse avec celle du revêtement microporeux (Graphique 31), on peut s'apercevoir qu'il y a une augmentation de 12 % du flux thermique maximal atteint, avec une réduction de la température de surchauffe de l'ordre de 10°C.

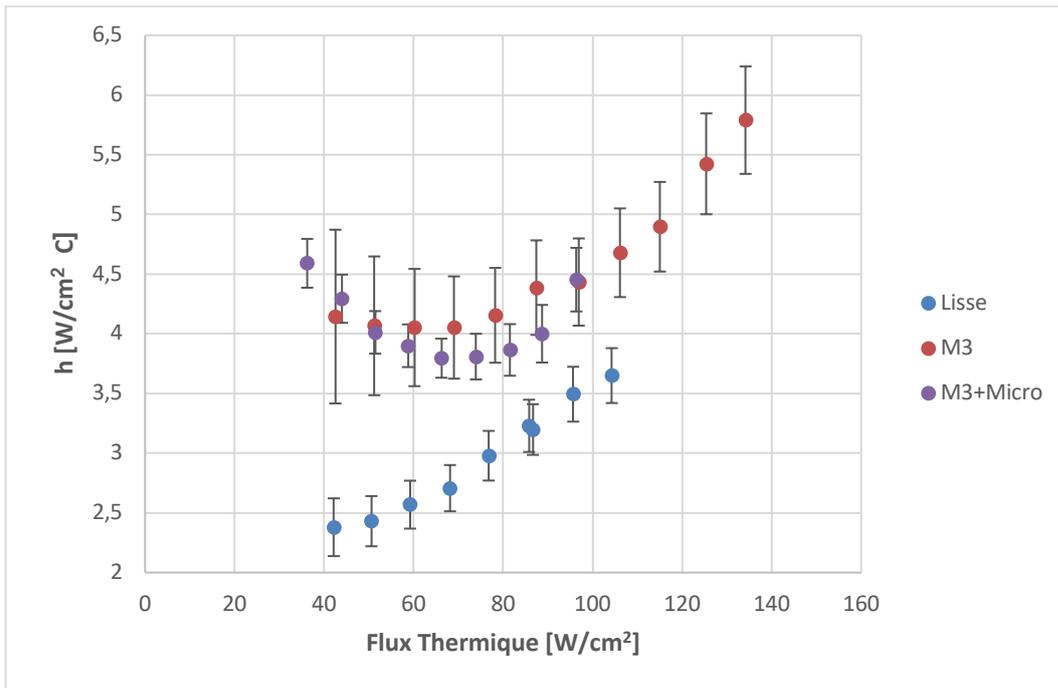


Graphique 31 Courbes d'ébullition, effet du micro structure sur une surface lisse

#### 4.2.2.4 Effet de la combinaison de structures (surface hybride)

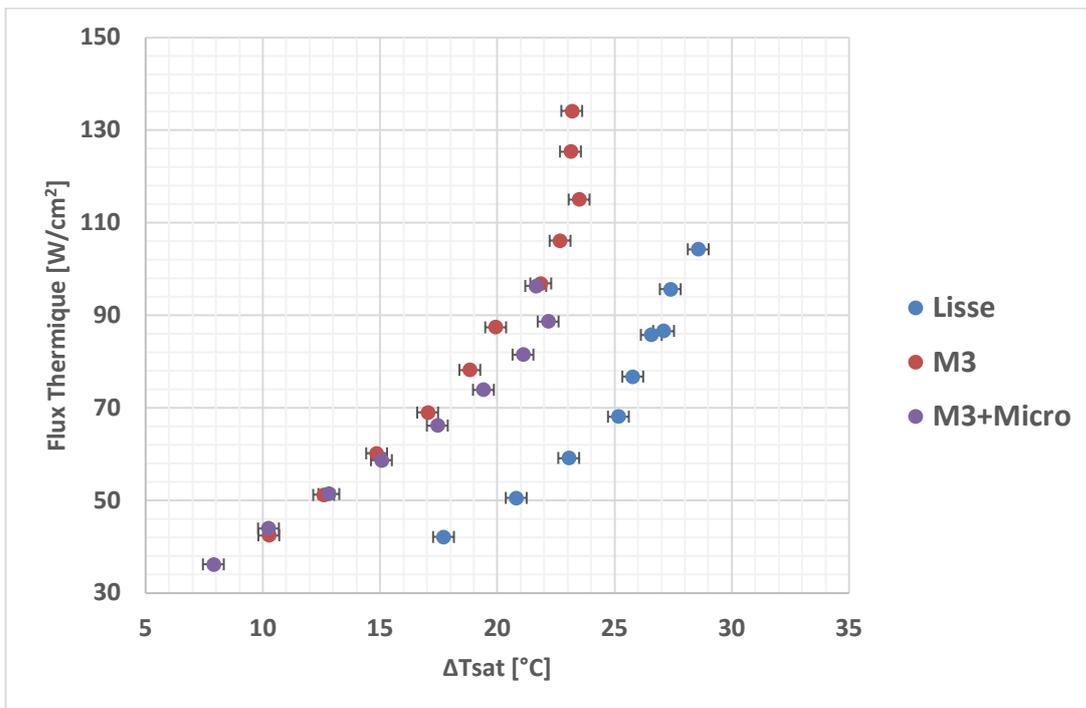
Une surface dite hybride, comme nous l'avons mentionné auparavant, combine une macro structure avec le revêtement micro poreux. Dans notre cas, les Graphiques 32 et 33 montrent la variation du coefficient de transfert thermique et la courbe d'ébullition pour une surface hybride (Macro3 + Micro) comparée avec une surface lisse et la surface macro structurée (Macro3) respectivement.

Nous pouvons observer qu'il n'y a pas de différence en ce qui concerne la surface Macro3 et la surface hybride Macro3+Micro. C'est contraire à ce que nous attendions, car nous avons estimé avoir une meilleure performance avec la surface hybride. L'explication que nous pouvons donner à ce comportement est qu'il est probable que les sites actifs de nucléation soient trop rapprochés entre les plots et qu'une couche de vapeur continue se soit formée, dégradant le transfert thermique.

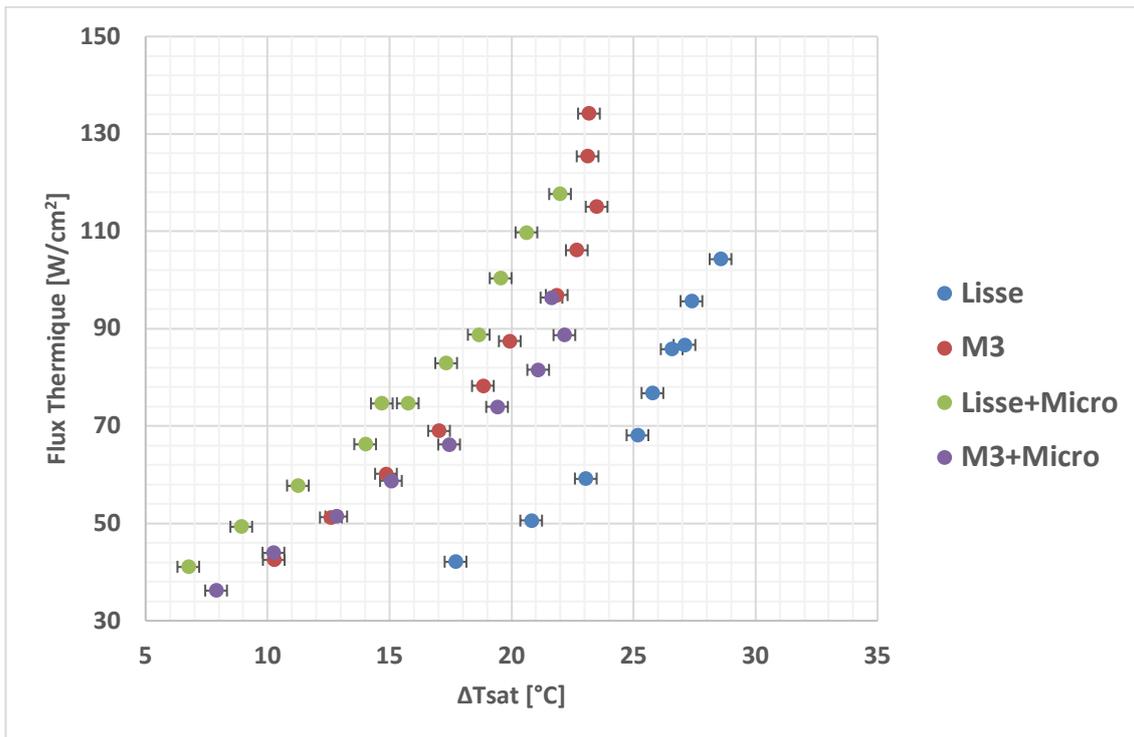


Graphique 32 Variation du coefficient de transfert thermique (h), comparaison surface hybride avec Macro 3 et Lisse

Si l'on compare les courbes d'ébullition précédentes avec celles de la surface lisse avec micro structuration, nous pouvons observer (Graphique 34) que la surface Macro 3 est plus performante que la surface lisse avec micro structuration. Ainsi, avec la Macro 3, nous arrivons à dissiper une puissance d'environ 130 W/cm<sup>2</sup> avec une température de surface de 102°C.



Graphique 33 Courbe d'ébullition, comparaison de la surface hybride (Macro 3 + Micro) avec Macro 3 et Lisse



Graphique 34 Courbes d'ébullition, comparaison de la surface Lisse avec micro structuration et une surface hybride (Macro 3 + Micro), Macro 3 et Lisse.

Le Tableau 8 présente un résumé des intensifications thermiques pour les essais avec un débit de 60 kg/h pour les surfaces testées sans chauffage de l'enceinte. Nous pouvons observer que la surface Macro 3 est plus performante que les surfaces avec le revêtement micro poreux.

Tableau 8. Résumé des intensifications thermiques à 60 kg/h.

<i>Intensifications obtenues/surface</i>	<i>Lisse</i>	<i>Macro 3</i>	<i>Lisse + Micro</i>	<i>Macro 3 + Micro</i>
<i>Gain de Surface</i>	1,00	2,60	1,00	2,60
<i>Gain de Ligne de contact</i>	1,00	2,00	1,00	2,00
<i>Flux de chaleur maximal atteint [W/cm2]</i>	105,0	133,0	118,5	98,3
<i>h max atteint [W/cm2 C]</i>	3,6	5,8	5,4	4,5

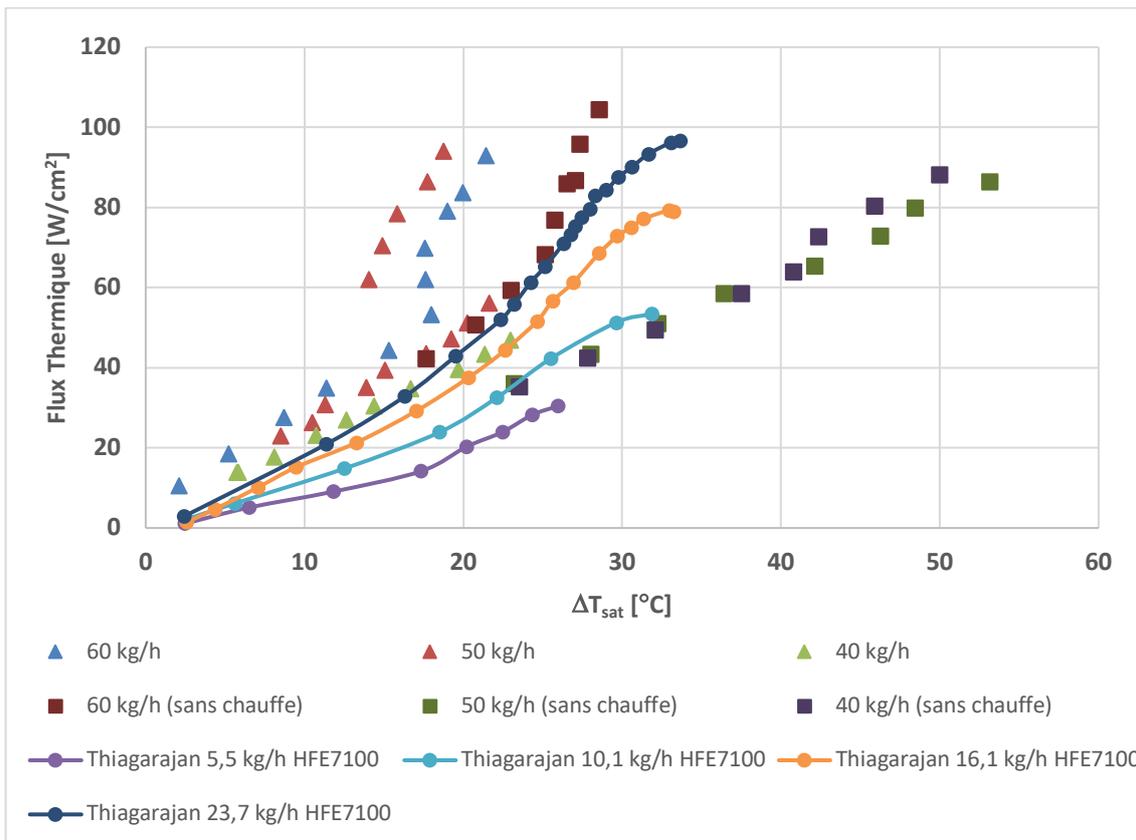
### 4.3 Analyse de résultats de la boucle diphasique à pompage mécanique

Une fois présentés les résultats des expériences de la boucle diphasique à pompage mécanique, nous allons les comparer avec des résultats issus de la littérature.

Comme mentionné auparavant, Thiagarajan 2014 [5] a réalisé des essais avec une buse de spray horizontale avec le même liquide de refroidissement que nous avons

employé (HFE7100). Leurs essais ont été faits pour des débits de 5,5 ; 10,1 ; 16,1 et 23,7 kg/h avec des diamètres de particules ( $d_{32}$ ) entre 265 et 102  $\mu\text{m}$ . Dans notre cas, nous avons une configuration de buse de spray verticale avec des plus forts débits et des diamètres de particules entre 90 et 100  $\mu\text{m}$ .

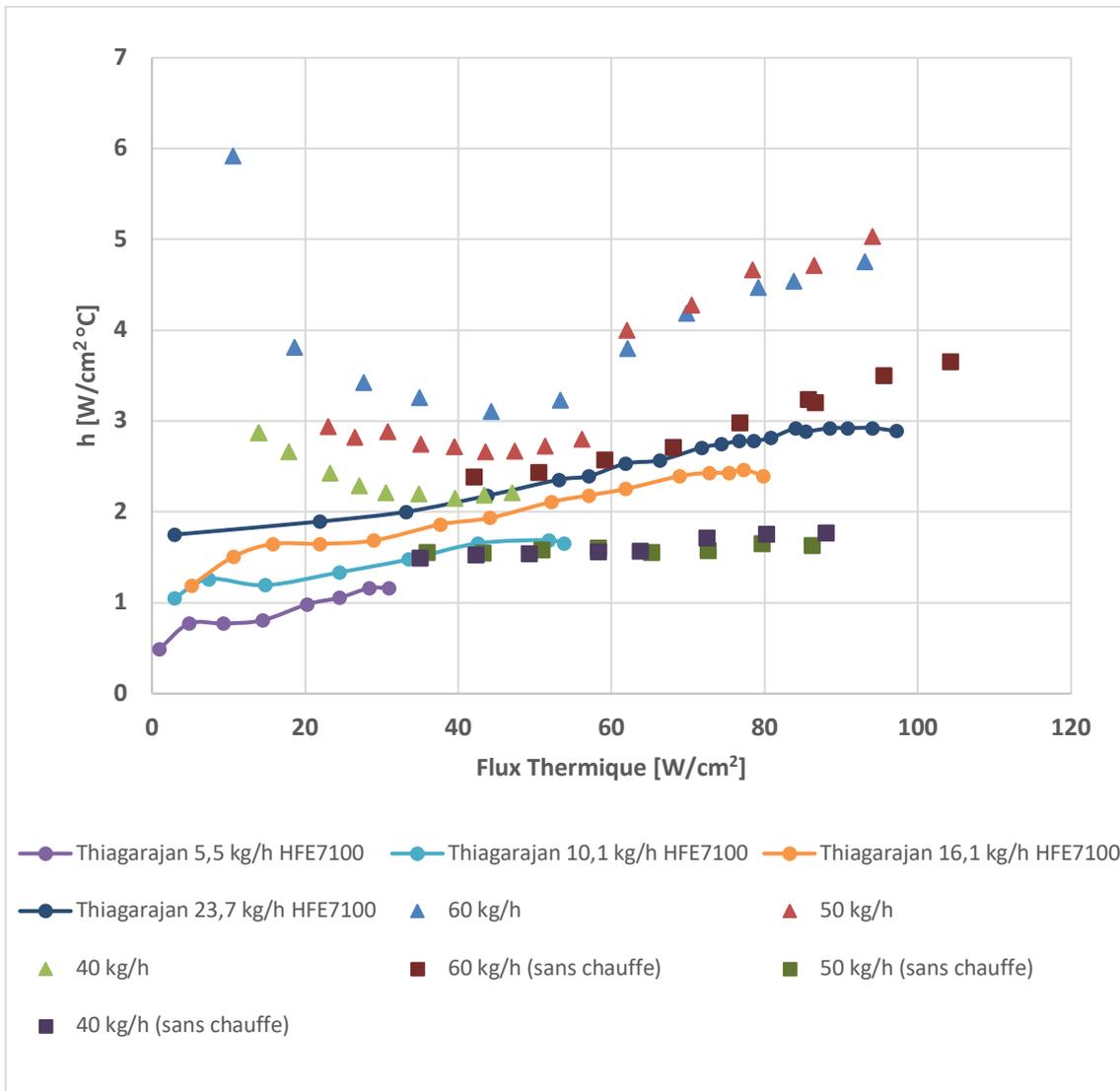
Le Graphique 35 montre les courbes d'ébullition présentées par Thiagarajan (traits avec point ronds) comparées avec nos deux configurations de boucle avec chauffe de l'enceinte (triangles) et sans chauffe de l'enceinte (carrées). Nous pouvons observer qu'avec la première configuration de boucle (avec chauffe de l'enceinte) les résultats suivent une tendance similaire aux essais de Thiagarajan.



Graphique 35 Courbes d'ébullition, comparaison avec celles obtenues par Thiagarajan 2014 [5]

Le Graphique 36 présente la variation du coefficient de transfert thermique ( $h$ ) en fonction du flux thermique pour les deux configurations de la boucle diphasique à pompage mécanique. Ces valeurs sont comparées aux points expérimentaux obtenus par Thiagarajan [5]. Nos valeurs du coefficient de transfert thermique obtenues dans la configuration de boucle avec chauffage de l'enceinte sont plus importantes que celles obtenues par Thiagarajan [5]. Ceci est peut-être dû au plus fort débit de fluide que nous utilisons mais il faut aussi noter que dans nos bilans thermiques nous ne comptabilisons pas la chauffe. En ce qui concerne les points obtenus avec la deuxième configuration de la boucle (sans chauffe) on observe que nos valeurs du coefficient d'échange à 40 et 50 kg/h sont inférieures à celles de Thiagarajan [5] à 16 ou 23 kg/h. Ceci peut s'expliquer par la différence de configuration de buse : Thiagarajan [5] utilise une buse horizontale,

et en conséquence une surface verticale, ce qui favorise l'évacuation du film liquide avec une arrivée de gouttes en permanence, ce qui augmente l'efficacité du transfert thermique. Par contre, dans notre cas, nous avons une surface horizontale dans laquelle une couche liquide se forme par l'arrivée de gouttes et le transfert thermique est moins performant.

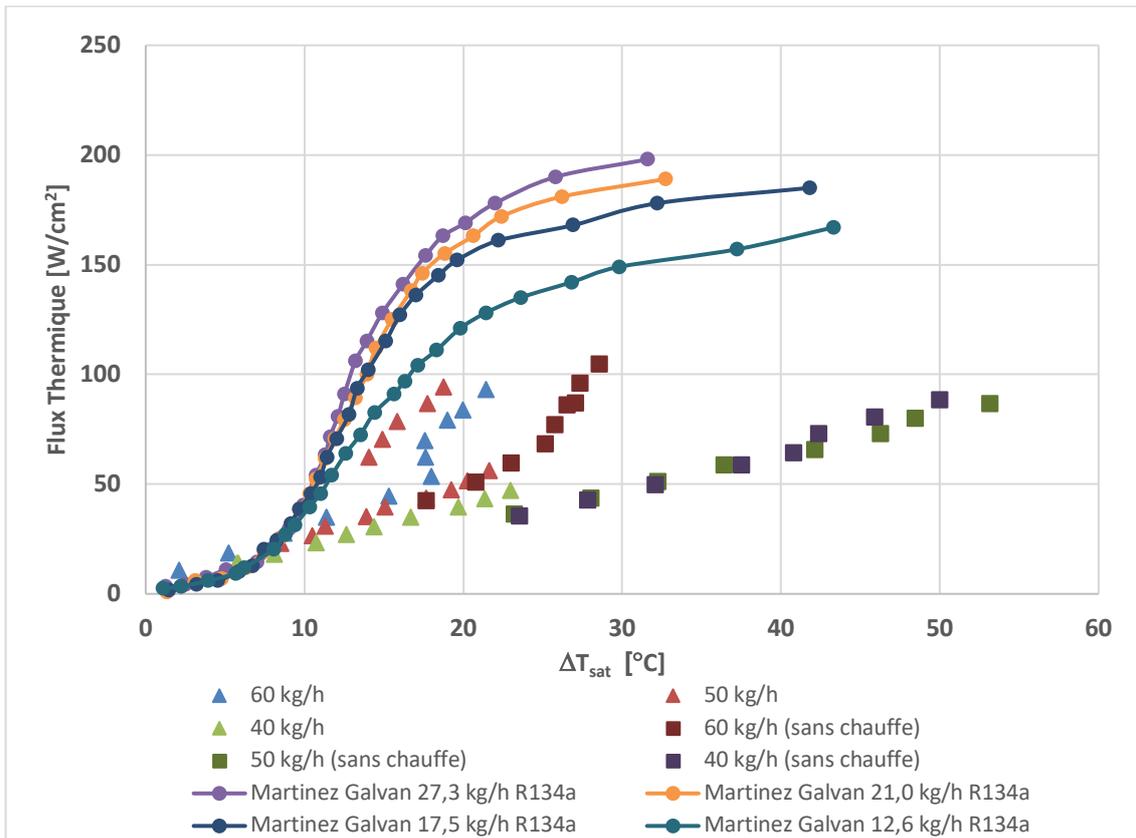


Graphique 36 Variation du coefficient de transfert thermique ( $h$ ), comparaison avec celles obtenues par Thiagarajan 2014 [5]

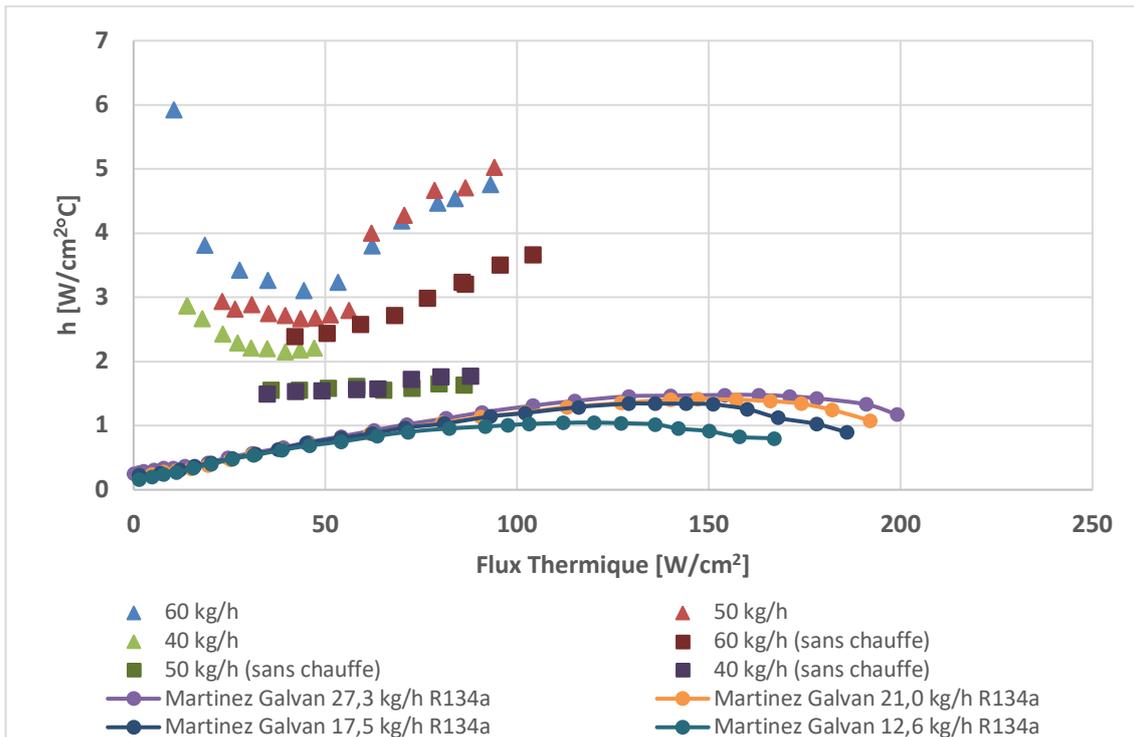
De la même façon nous avons comparé nos valeurs avec les points expérimentaux présentés par Martinez-Galvan 2011 [6] qui ont travaillé avec du R134a et un spray vertical sur une surface carrée en cuivre. Les diamètres de gouttes ( $d_{32}$ ) varient entre 60 et 120  $\mu m$ . Dans notre cas, nous avons une configuration de buse de spray verticale avec des plus forts débits et des diamètres de particules entre 90 et 100  $\mu m$ .

Le Graphique 37 présent les courbes d'ébullition de Martinez-Galvan [6] (traits avec des points) comparées avec nos points expérimentaux avec les deux configurations : avec chauffe de l'enceinte (triangles) et sans chauffe de l'enceinte (carrés). On peut apercevoir que les points obtenus par Martinez-Galvan [6] avec du R134a à plus faibles

débites que les nôtres arrivent à dissiper des flux thermiques plus importants. Par contre, si on regarde le Graphique 38 on voit qu'au niveau du coefficient de transfert thermique, les résultats reportés par Martinez-Galvan [6] sont moins performants. Cela peut s'expliquer par une différence des propriétés du fluide employé, par exemple la tension superficielle du R134a a une valeur de  $0,82 \times 10^{-2}$  N/m, par rapport à  $1,37 \times 10^{-2}$  N/m du HFE7100.



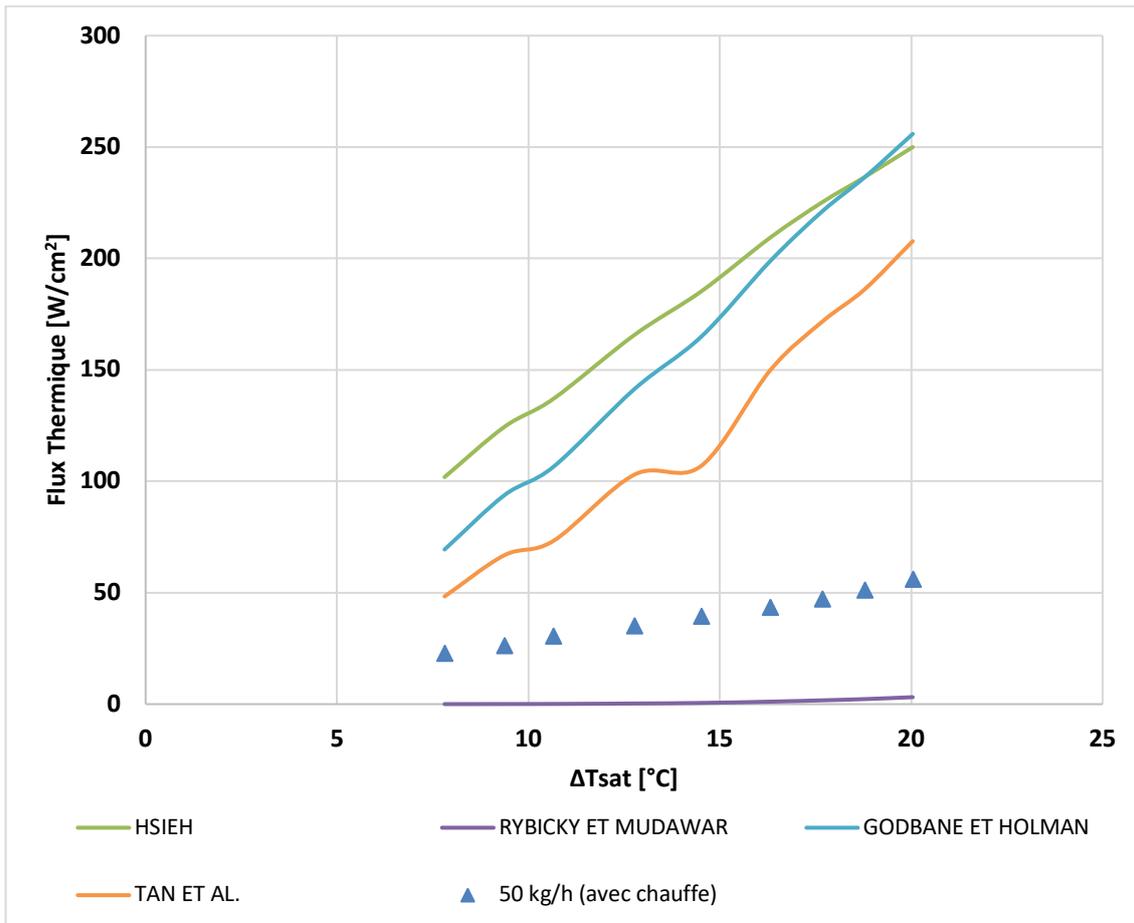
Graphique 37 Courbe d'ébullition, comparaison avec celles obtenues par Martinez-Galvan 2011 [6]



Graphique 38 Variation du coefficient de transfert thermique ( $h$ ), comparaison avec celles obtenues par Martinez-Galvan 2011 [6]

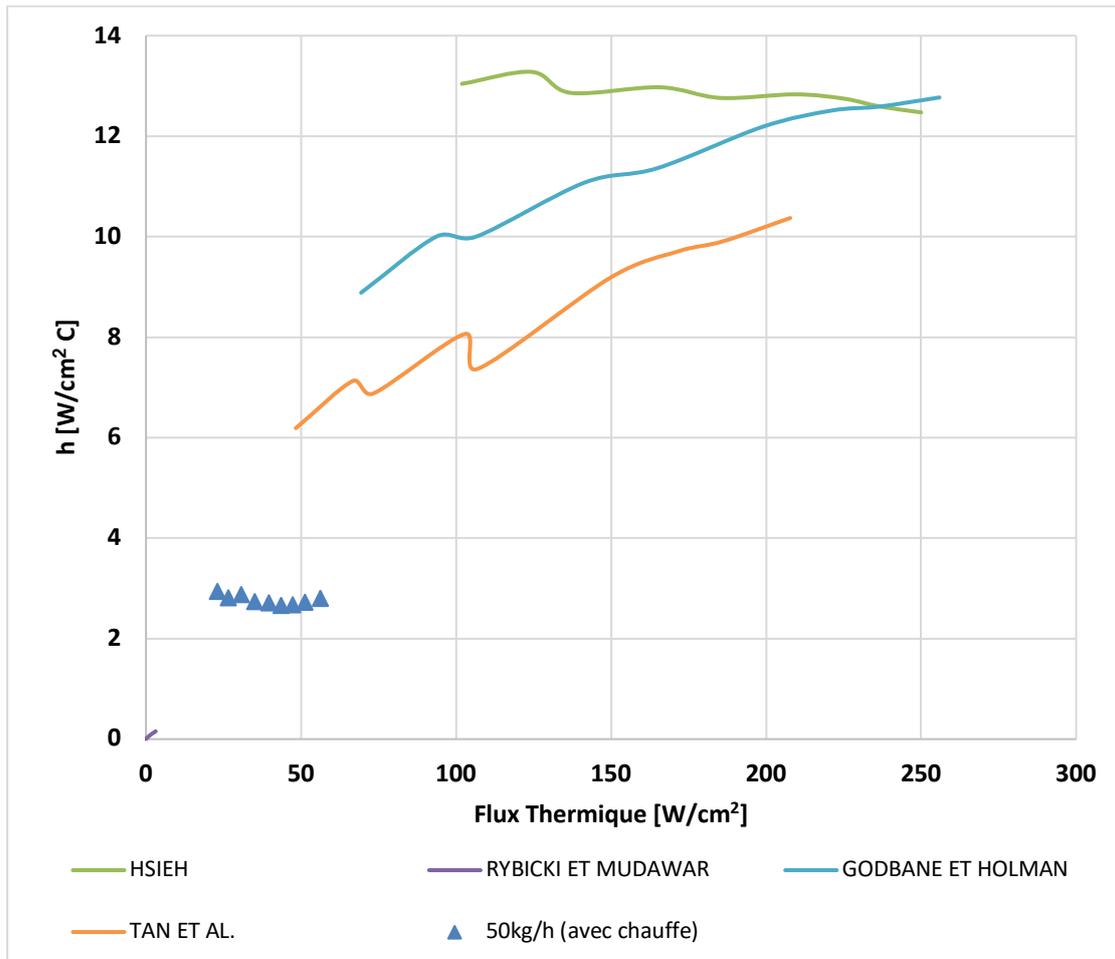
Des comparaisons avec des corrélations issues de la bibliographie ont été effectuées. Nous avons pris les corrélations détaillées dans le Chapitre II (Hsieh [7], Rybicki et Mudawar [8], Ghodbane et Holman [9] et Tan *et al.* [10]) pour calculer le flux thermique et le coefficient de transfert thermique avec nos valeurs expérimentales de températures de paroi, de saturation et du liquide d'entrée à la buse. Ces corrélations ont été sélectionnées, car les fluides employés pour les valider sont des frigorigènes donc très mouillants. Cependant, et comme expliqué à la fin de cette section, les corrélations de la bibliographie ne s'ajustent pas à nos données parce que les conditions de validation des corrélations ne correspondent pas à nos conditions expérimentales.

Ainsi, nous allons présenter les résultats des corrélations pour un débit de 50 kg/h dans les deux configurations de boucle employées. Le Graphique 39 montre la comparaison des courbes d'ébullition obtenues par des corrélations avec les données expérimentales pour une configuration de boucle avec chauffe de l'enceinte à 50 kg/h. Nous constatons que nos points expérimentaux (triangles) sont au-dessous des corrélations de Hsieh [7], Ghodbane [9] et Tan [10] et au-dessus de Rybicki [8].



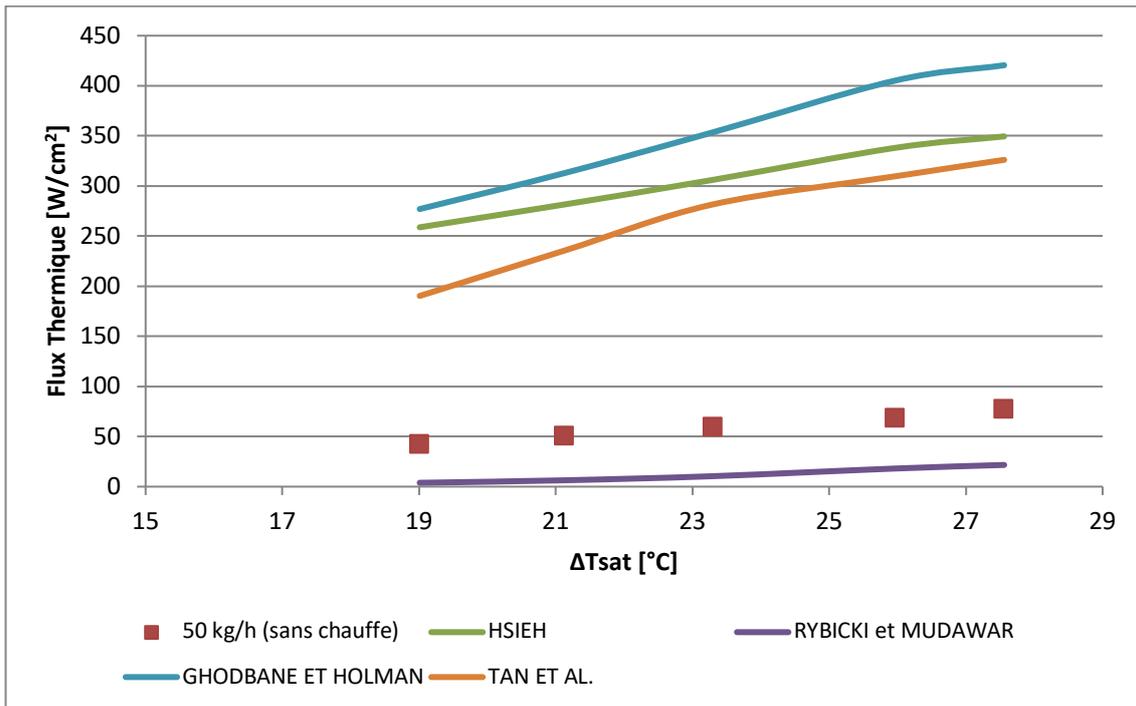
Graphique 39 Courbes d'ébullition, comparaison des points expérimentaux à 50 kg/h avec chauffe de l'enceinte avec des corrélations issues de la bibliographie.

De la même façon qu'avec les points de flux thermique, les valeurs du coefficient de transfert thermique ( $h$ ) sont, en conséquence, trop élevées en le calculant avec les corrélations de Hsieh [7], Ghodbane [9] et Tan [10] par rapport aux valeurs expérimentales et aussi très faibles avec la corrélation de Rybicki [8], comme on peut le constater sur le Graphique 40.

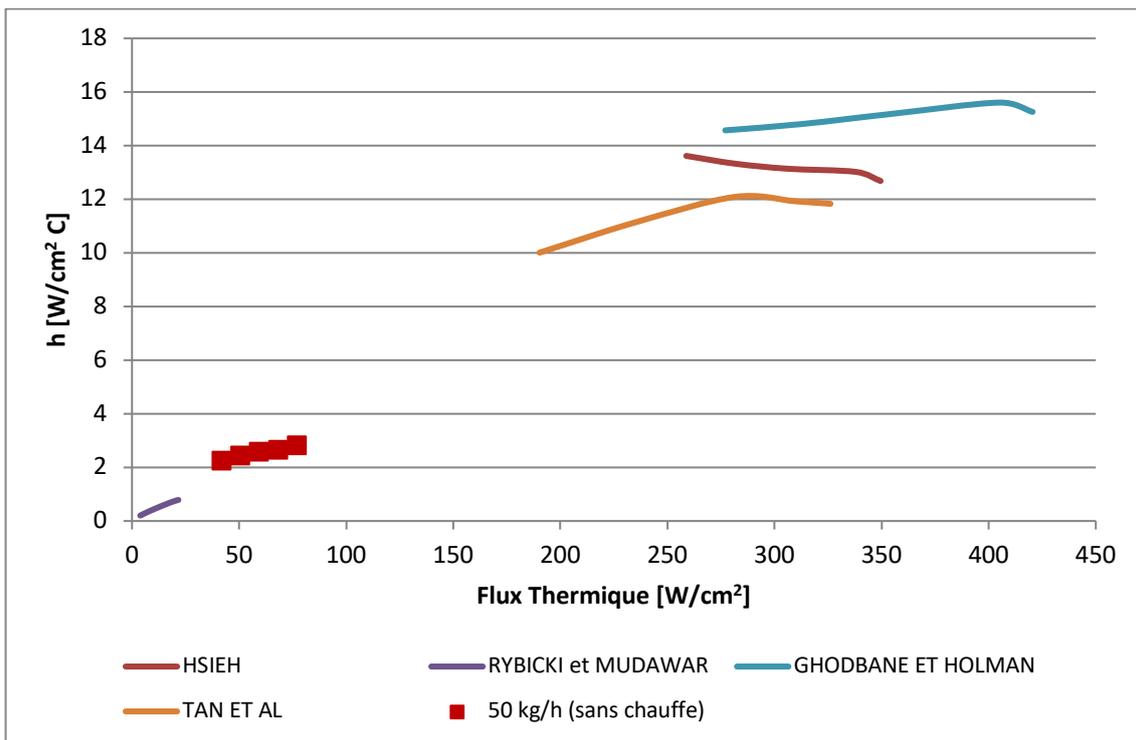


Graphique 40 Variation du coefficient de transfert thermique ( $h$ ), comparaison des points expérimentaux à 50 kg/h avec chauffe de l'enceinte avec des corrélations issues de la bibliographie.

Si l'on compare nos valeurs expérimentales de la deuxième configuration de la boucle (sans chauffe de l'enceinte) avec les valeurs calculées par les corrélations de Hsieh [7], Rybicki et Mudawar [8], Ghodbane et Holman [9] et Tan *et al.* [10] pour la courbe d'ébullition, on obtient le Graphique 41 et pour le coefficient de transfert thermique le Graphique 42. Dans les deux cas, les valeurs calculées par les corrélations de Hsieh [7], Ghodbane et Holman [9] et Tan *et al.* [10] sont supérieures à nos valeurs expérimentales. Pour les corrélations de Rybicki et Mudawar [8], leurs valeurs sont inférieures à nos valeurs expérimentales.



Graphique 41 Courbe d'ébullition, comparaison des points expérimentaux à 50 kg/h sans chauffe de l'enceinte avec des corrélations issues de la bibliographie.



Graphique 42 Variation du coefficient de transfert thermique ( $h$ ), comparaison des points expérimentaux à 50 kg/h sans chauffe de l'enceinte avec des corrélations issues de la bibliographie.

Une des raisons pour laquelle les corrélations de la bibliographie ne s'ajustent pas à nos données est que les conditions de validation des corrélations (Tableau 9) ne correspondent pas à nos conditions expérimentales (Tableau 10).

Tableau 9. Conditions de validation des corrélations de la bibliographie.

<i>Année</i>	<i>Auteur</i>	<i>Fluide</i>	<i>Disposition du spray</i>	<i>Type de spray</i>	<i>Conditions de validation de la corrélation</i>
2004	Hsieh	R134a	Vertical	Mono buse	We = 50-152 $\Delta T_{\text{sous}} = 2-4 \text{ }^\circ\text{C}$
2006	Rybicki et Mudawar	PF-5052	Vertical vers le haut et vers le bas	Mono buse	$\Delta T_{\text{sous}} = 12-22 \text{ }^\circ\text{C}$ $d_{32} = 100-166 \text{ } \mu\text{m}$ $Q'' = 35 \times 10^{-3} - 185 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s m}^2$
1991	Ghodbane et Holman	R113	Horizontal	Mono buse	$u_m = 5,4 - 28,5 \text{ m/s}$ $d_{0,5} = 0,2 - 0,98 \text{ mm}$
2013	Tan et al.	R134a	Horizontal	Multi buse (6)	$d_{32} = 145-182 \text{ } \mu\text{m}$ $u_m = 18,6 - 19,6 \text{ m/s}$

Tableau 10. Conditions expérimentales de notre étude.

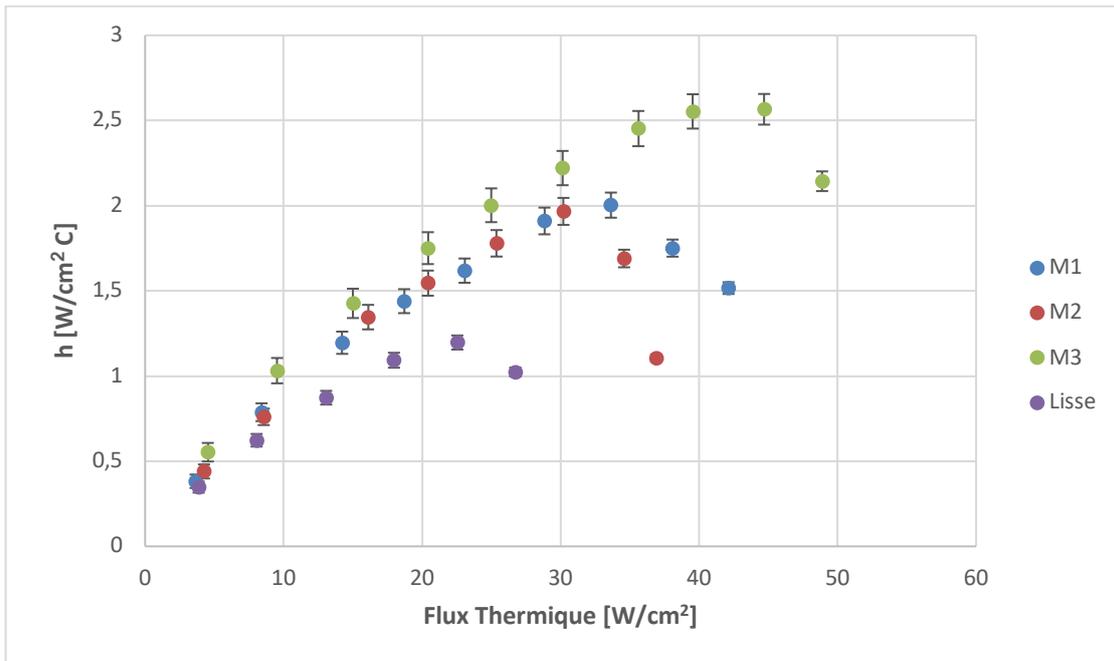
<i>Fluide</i>	<i>Disposition du spray</i>	<i>Type de spray</i>	<i>Conditions d'opération</i>
HFE7100	Vertical	Mono buse	We = 1450-3000 $\Delta T_{\text{sous}} < 2 \text{ }^\circ\text{C}$ $d_{32} = 90 - 100 \text{ } \mu\text{m}$ $Q'' = 87 \times 10^{-3} - 90 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s m}^2$ $u_m = 30 \text{ m/s}$ $d_{0,5} = 0,04 - 0,07 \text{ mm}$ $m'' = 122 - 147 \text{ kg/m}^2\text{s}$

## 4.4 Résultats en Pool boiling

Dans cette section, les résultats des essais décrits dans le Chapitre III concernant l'ébullition en vase ou *pool boiling* (section 3.3.3) sont présentés par la suite. Cette technique de refroidissement diphasique par immersion pourrait nous permettre d'isoler un des phénomènes thermiques présentés dans le refroidissement par spray.

### 4.4.1 Effet de la macro structuration

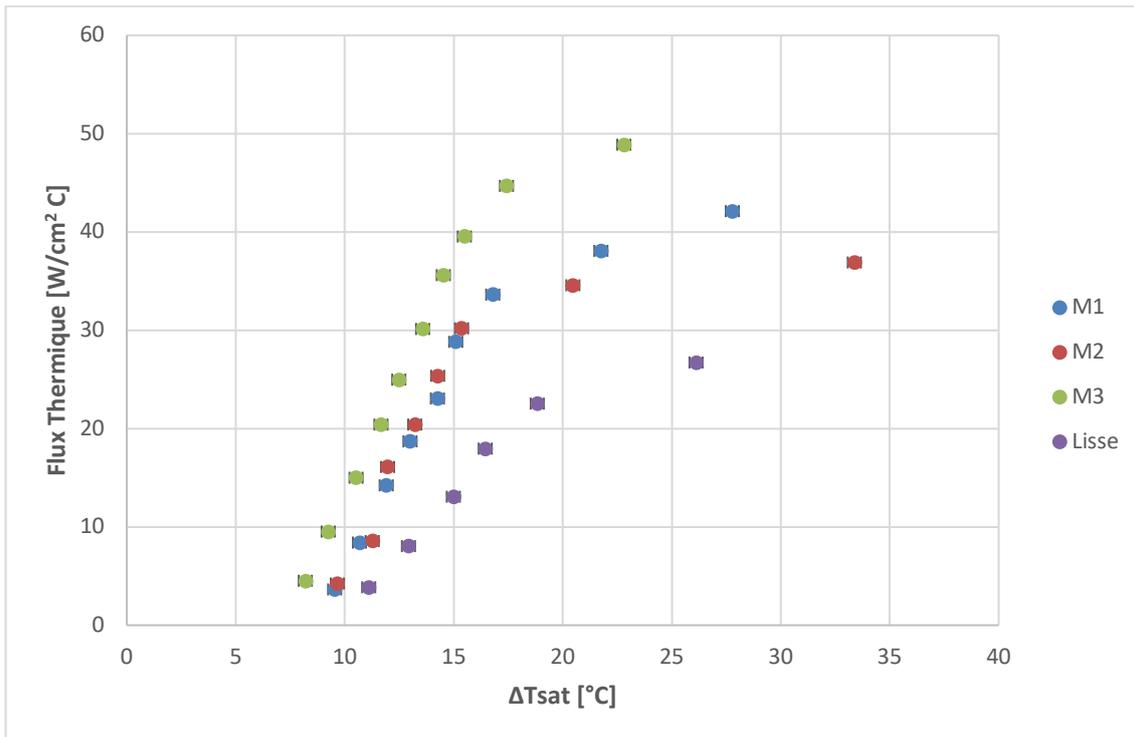
Les Graphiques 43 et 44 montrent, respectivement, la variation du coefficient de transfert thermique en fonction du flux thermique et la courbe d'ébullition pour des essais en pool boiling avec trois surfaces macro structurées (M1, M2 et M3). Elles sont comparées avec une surface lisse de rugosité de  $0,4 \text{ } \mu\text{m}$ .



Graphique 43 Variation du coefficient de transfert thermique (h), comparaison surfaces lisse avec macro structurées

Du Graphique 43, nous pouvons constater que la surface M3 est la plus performante par rapport aux autres. Ainsi, nous arrivons à obtenir une augmentation d'environ 47 % du coefficient de transfert thermique par rapport à la surface lisse, et nous arrivons à dissiper des flux thermiques de 120 % plus grands qu'avec la surface lisse. Il est important de remarquer qu'au-delà d'un flux de 30 W/cm<sup>2</sup> (flux critique du HFE 7100), il apparaît une différence importante entre la surface M3 et les autres surfaces macro structurées, c'est-à-dire, nous avons une importante amélioration du flux critique de la surface M3 par rapport à la surface lisse et même aux surfaces M1 et M2.

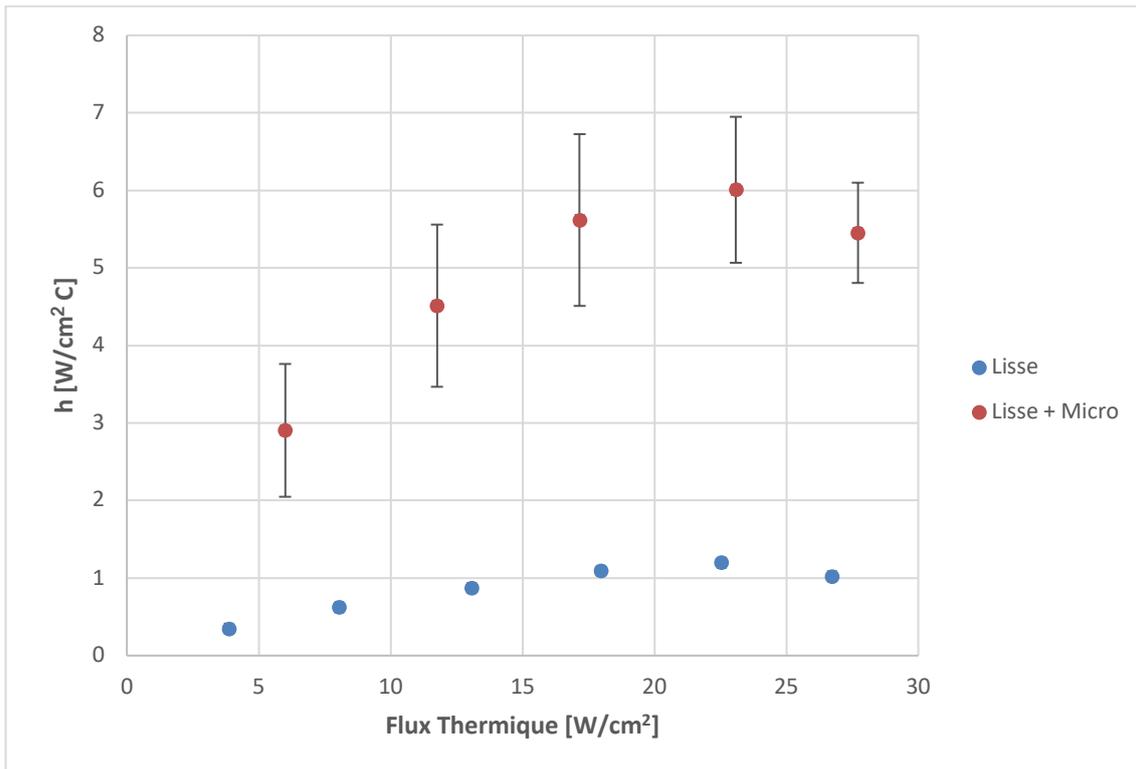
Avec les autres surfaces macro structurées (M1 et M2) le transfert thermique est également amélioré grâce à l'augmentation de la surface d'échange de chaque surface par rapport à la surface lisse. Sur le Tableau 4 du Chapitre III, on observe que la surface M3 correspond à celle avec un gain surfacique supérieur aux autres surfaces macro structurées. En ce qui concerne M1 et M2, même si M1 a un gain surfacique un peu plus important que M2, nous ne pouvons pas observer cette différence.



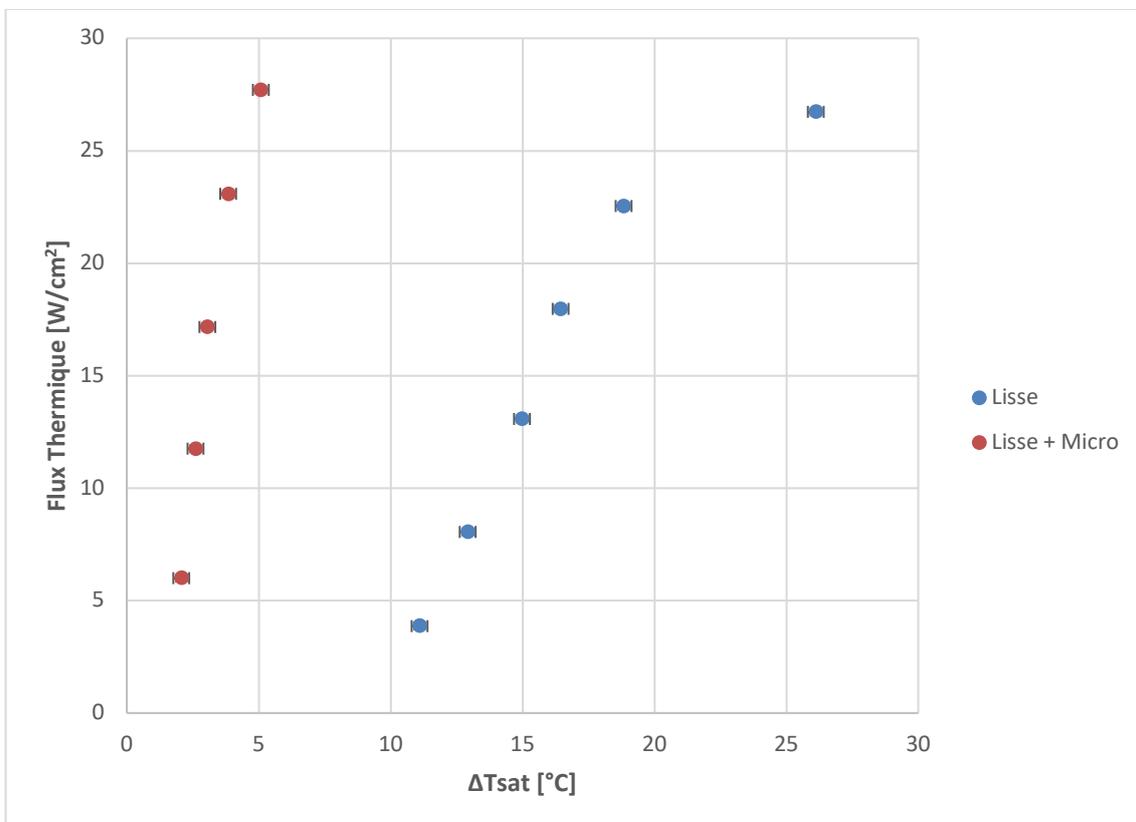
Graphique 44 Courbe d'ébullition, comparaison surface Lisse avec Macro structures

#### 4.4.2 Effet du revêtement microporeux

Dans les Graphiques 45 et 46, nous présentons la variation du coefficient de transfert thermique en fonction du flux thermique et la courbe d'ébullition pour deux surfaces, une lisse avec une rugosité de  $0,4 \mu\text{m}$  et une surface lisse avec un revêtement microporeux. Nous constatons que la surface lisse avec le revêtement microporeux améliore le coefficient de transfert thermique de 400 % par rapport à la surface lisse de rugosité  $0,4 \mu\text{m}$ . De même, la surchauffe de température de paroi diminue d'un facteur de 5 à 6.



Graphique 45 Variations du coefficient de transfert thermique ( $h$ ), comparaison entre la surface lisse avec la surface lisse microstructurée



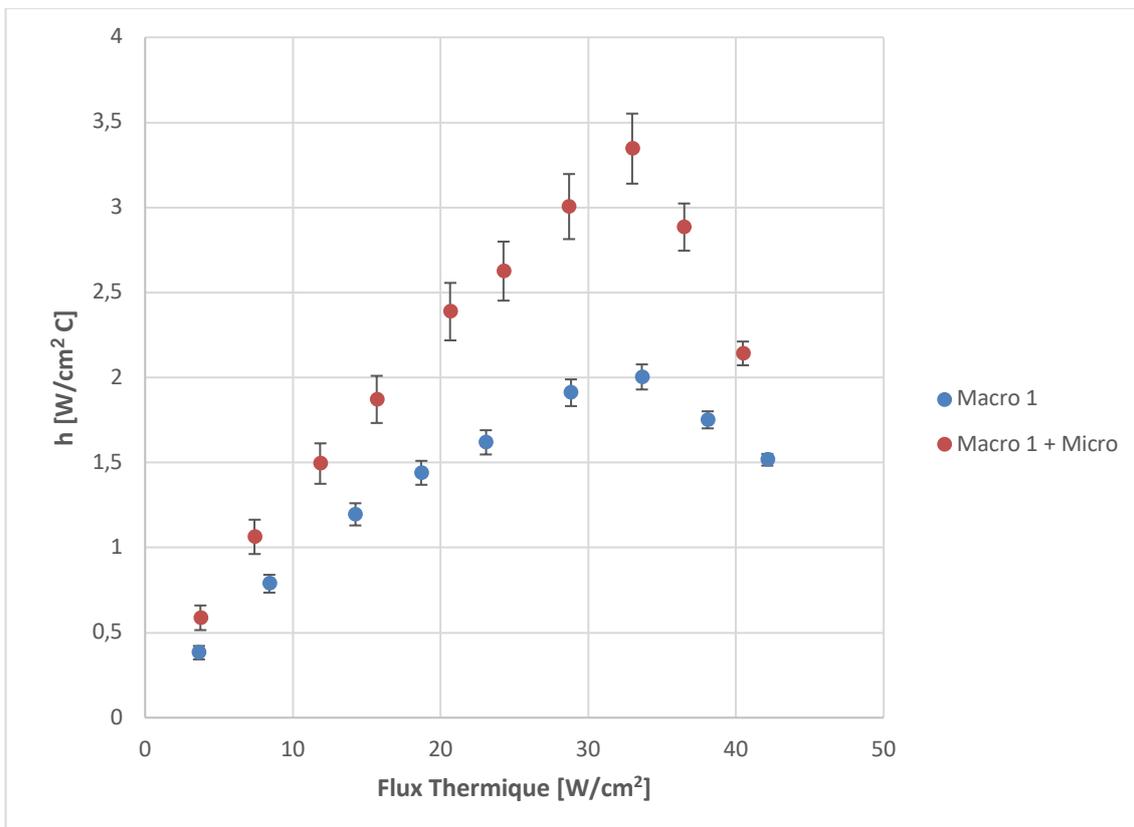
Graphique 46 Courbes d'ébullition, comparaison surface Lisse avec Lisse microstructure

### 4.4.3 Effet de la combinaison des structures (surface hybride)

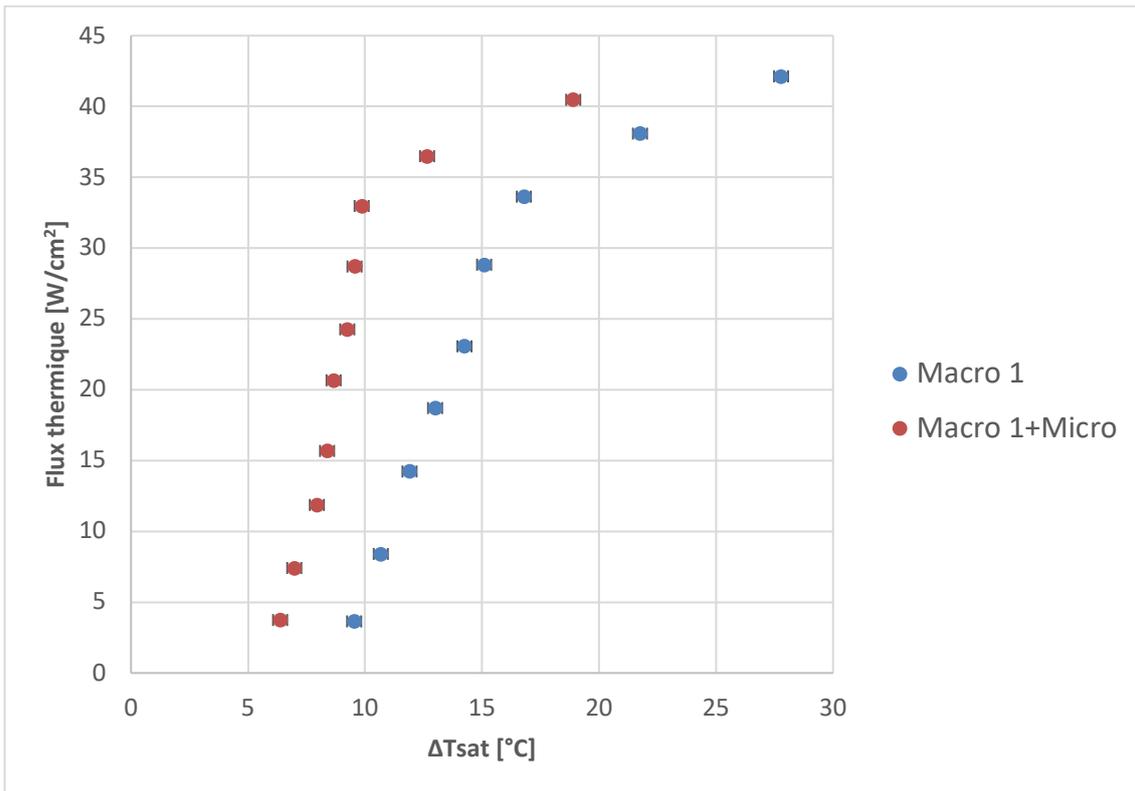
Comme expliqué dans le Chapitre III, les surfaces hybrides ont été fabriquées à partir des surfaces macrostructurées avec les dimensions détaillées sur le Tableau 4 du même chapitre. Les Graphiques 47 et 48 présentent la variation du coefficient de transfert thermique en fonction du flux thermique et la courbe d'ébullition respectivement, pour des essais en pool boiling avec les surfaces M1 et M1+Micro.

Nous pouvons observer une augmentation du transfert thermique d'environ 65% de la surface hybride par rapport la surface macro structurée M1. Si nous regardons la surchauffe, une diminution d'environ 10% est obtenue avec la surface hybride. Un point à noter est qu'avec les surfaces macro structurées et hybrides nous arrivons à atteindre le flux critique, qui se traduit par une baisse significative du coefficient d'échange.

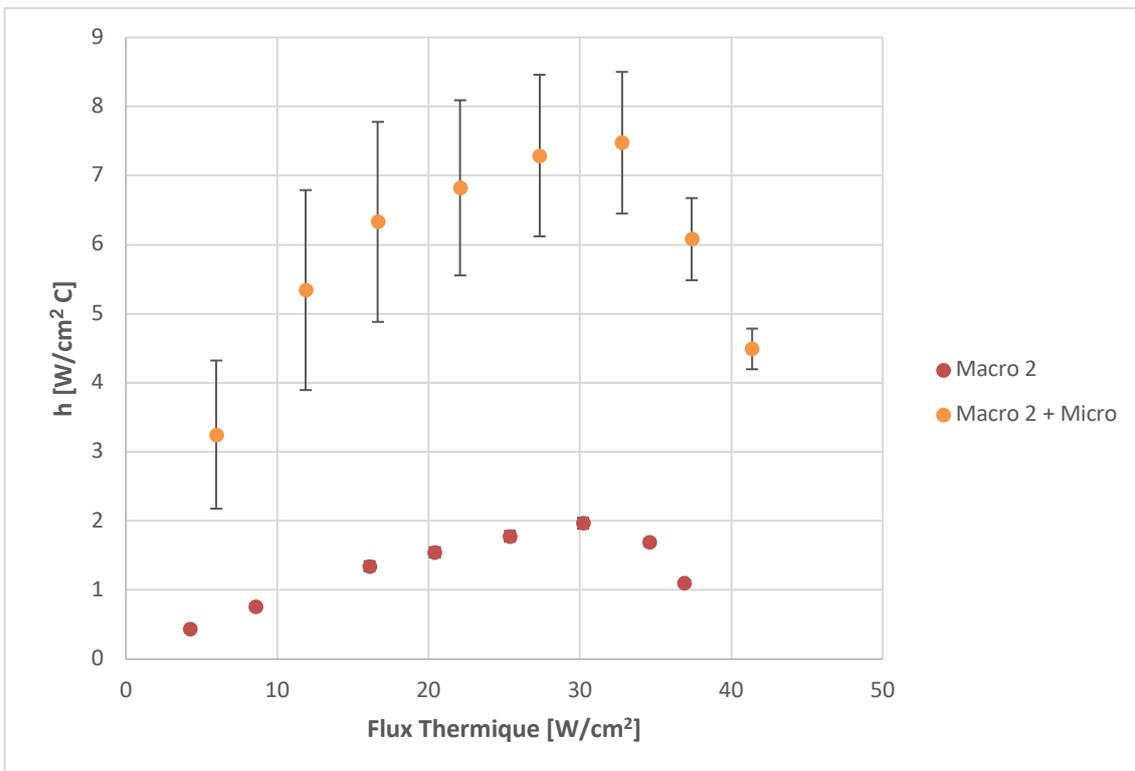
Une amélioration plus importante du transfert thermique s'observe pour la surface hybride M2 avec micro structuration (Graphiques 49 et 50). Ici, nous observons un coefficient de transfert thermique d'environ 280% plus grand que le coefficient de la surface M2. De la même façon, avec la surface M1+Micro, nous observons une diminution de la température de paroi d'environ 16% pour la surface hybride par rapport à la même géométrie sans revêtement microporeux.



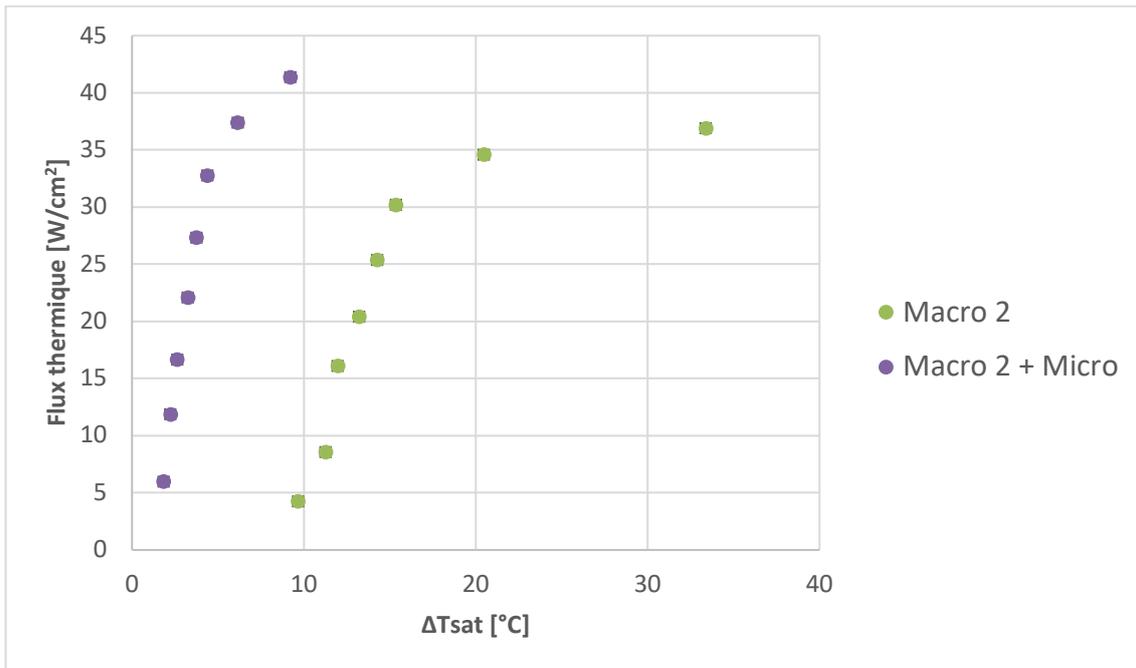
Graphique 47 Variation du coefficient de transfert thermique (h), comparaison surface Macro 1 et surface Macro 1+Micro



Graphique 48 Courbe d'ébullition, comparaison surface Macro 1 et surface Macro 1+Micro

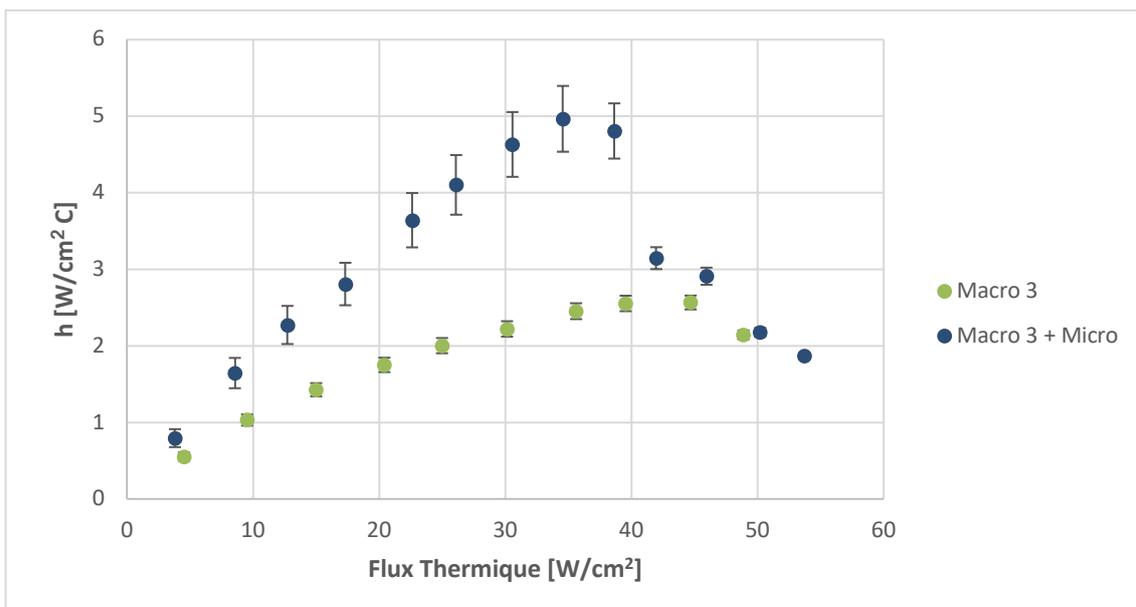


Graphique 49 Variation du coefficient de transfert thermique ( $h$ ), comparaison surface Macro 2 et surface Macro 2+Micro

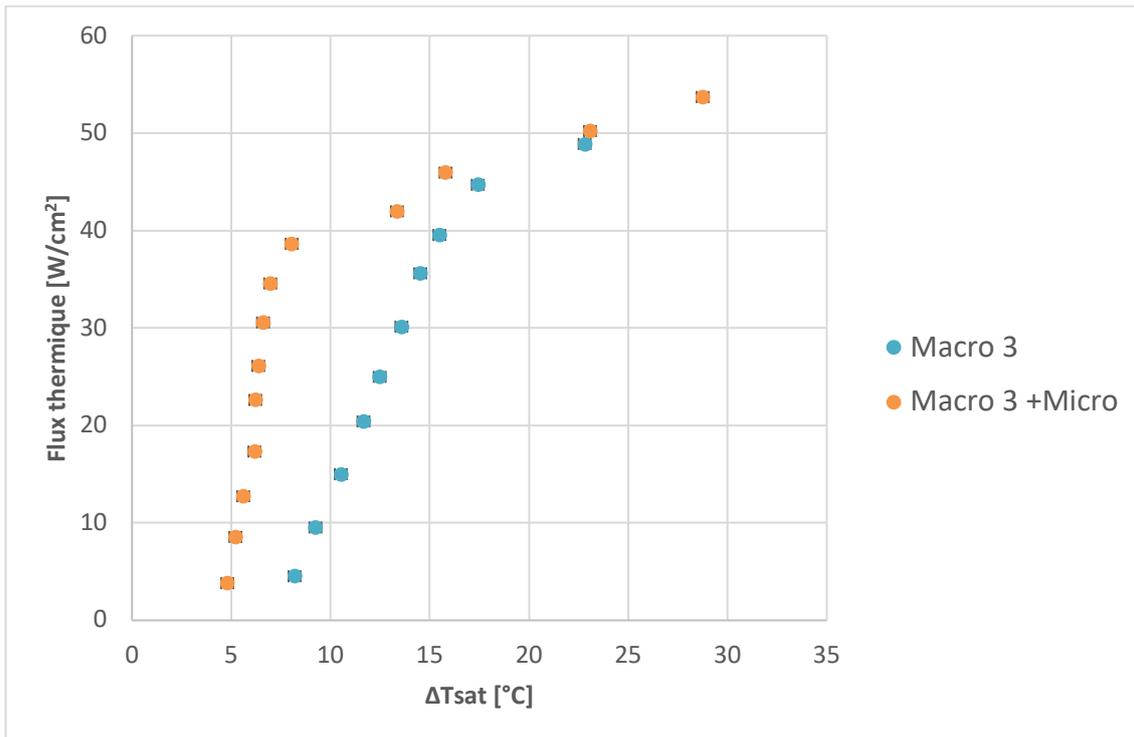


Graphique 50 Courbe d'ébullition, comparaison surface Macro 2 et surface Macro 2+Micro

Les Graphiques 51 et 52 montrent la variation du coefficient de transfert thermique et la courbe d'ébullition respectivement, de l'étude en pool boiling de la surface hybride (M3+Micro) et la surface M3. La surface M3 a été la meilleure surface parmi les surfaces macro structurées, car elle a la surface d'échange la plus grande. Avec cette surface hybride nous arrivons à augmenter le coefficient de transfert thermique d'environ 93% par rapport à la surface macro structurée, et de plus de 550% par rapport à la surface lisse. En ce qui concerne le flux critique, nous avons une augmentation avec la surface M3.

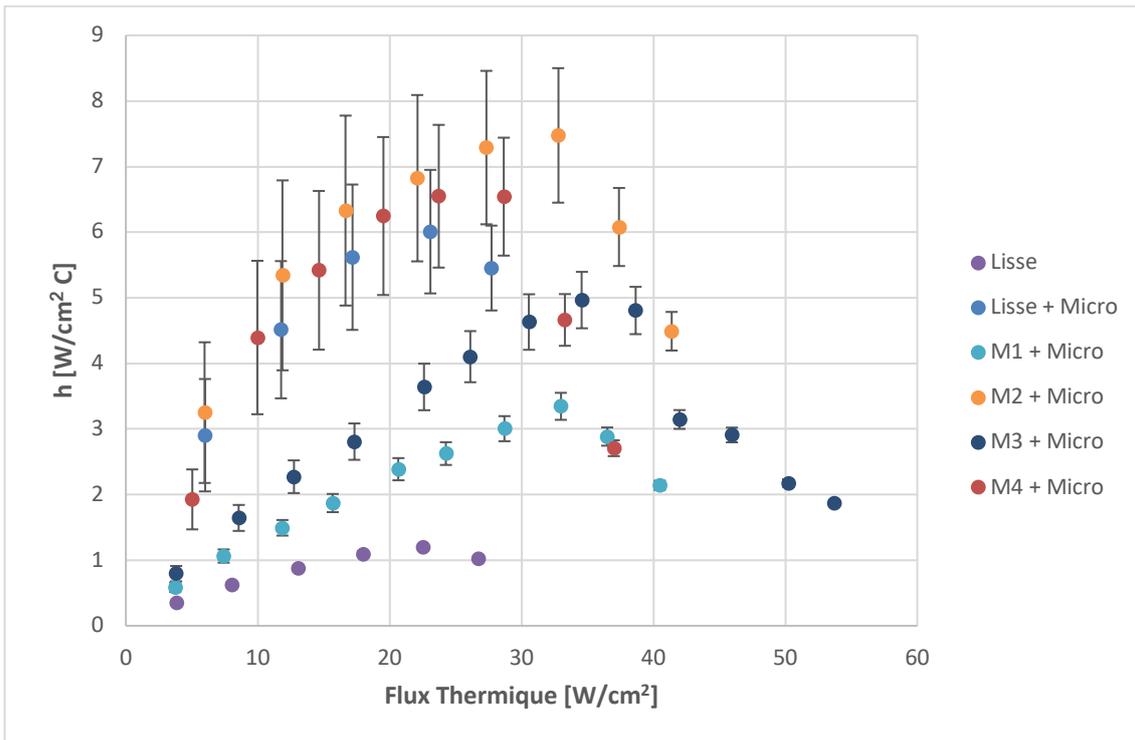


Graphique 51 Variation du coefficient de transfert thermique ( $h$ ), comparaison surface Macro 3 et surface Macro 3+Micro

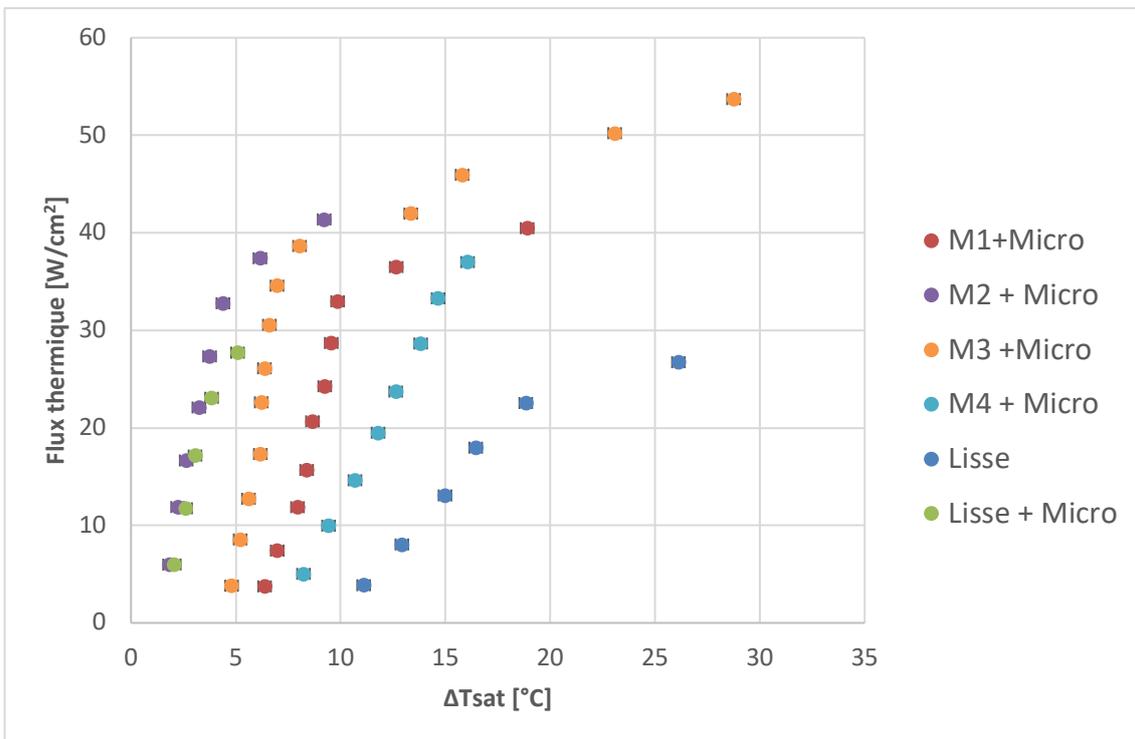


Graphique 52 Courbes d'ébullition, comparaison surface Macro 3 et surface Macro 3+Micro

Si l'on compare les trois surfaces hybrides entre elles (Graphiques 53 et 54), nous pouvons observer que la surface la plus performante est la surface M2+Micro. Ceci peut s'expliquer par l'augmentation des sites actifs de nucléation et comme l'espace entre les plots est plus importante par rapport aux surfaces M1 et M3, les bulles de vapeur ne sont pas confinées et partent plus facilement de la surface. Nous constatons également, une importante amélioration du flux critique par rapport à la surface lisse avec les surfaces M1+Micro et M3+Micro.



Graphique 53 Variation du coefficient de transfert thermique ( $h$ ), comparaison surfaces hybrides



Graphique 54 Courbe d'ébullition, comparaison surfaces hybrides

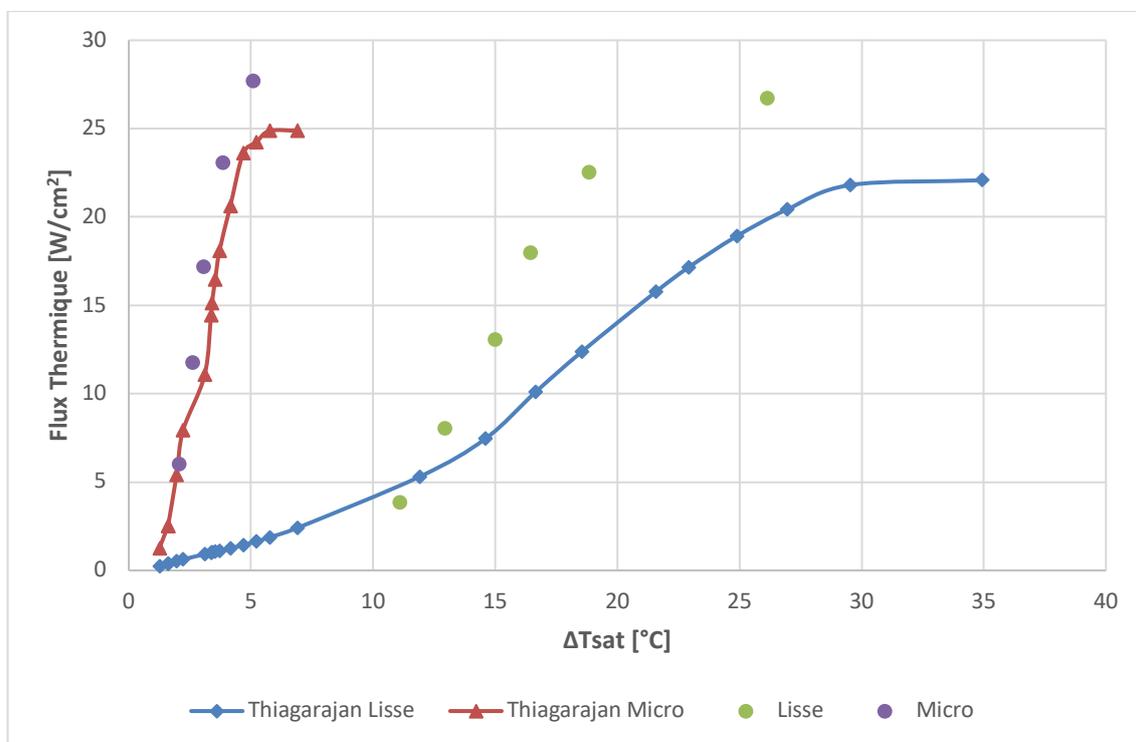
## 4.5 Analyse des résultats en Pool Boiling

De la même façon qu’avec la boucle diphasique à pompage mécanique, nous avons comparé nos résultats expérimentaux avec des points expérimentaux issus de la revue bibliographique.

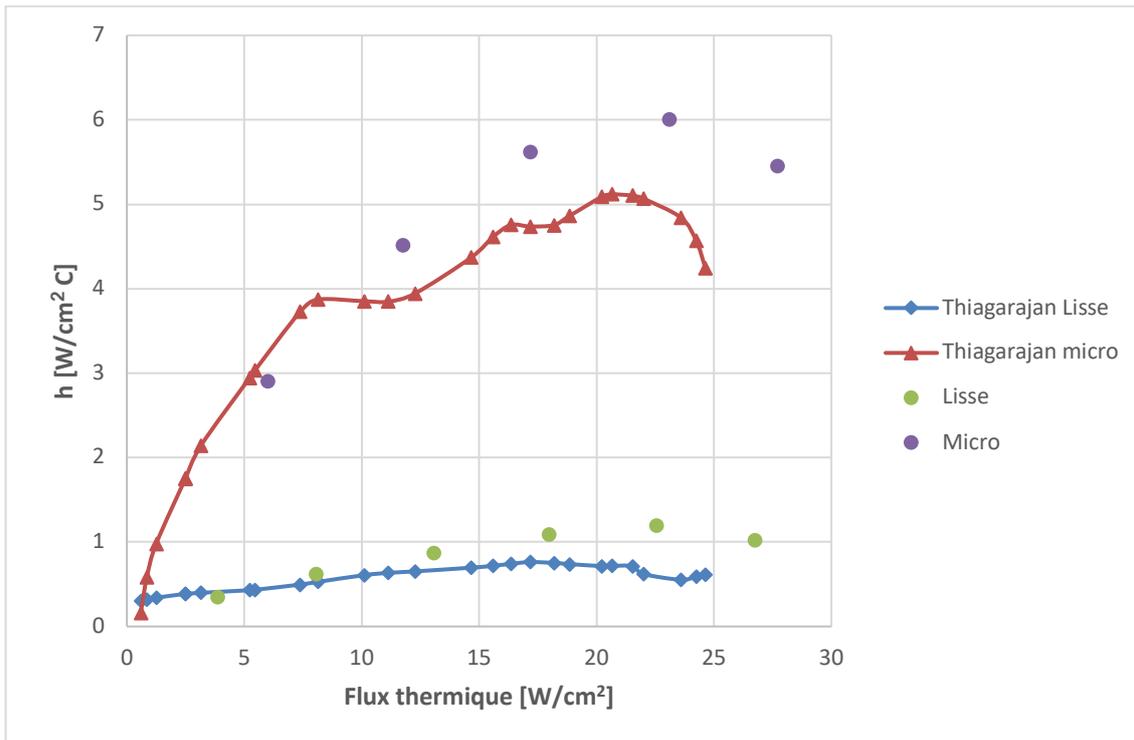
Thiagarajan *et al.* [1] ont étudié l’effet du refroidissement en ébullition en vase en utilisant du HFE7100 comme fluide de refroidissement sur une surface carrée chaude en cuivre. Le Graphique 55 présente les courbes d’ébullition obtenues par Thiagarajan [1] pour une surface lisse et une surface avec un revêtement microporeux en cuivre (traits) et nous les comparons avec nos points expérimentaux pour les deux cas (lisse et micro).

Comme nous pouvons observer, les courbes concernant la surface microporeuse sont similaires entre elles, car nous avons utilisé le même type de revêtement microporeux pour nos essais. Par contre, en ce qui concerne la surface dite lisse, nous pouvons voir que nos valeurs sont un peu décalées par rapport à celles de Thiagarajan [1], car notre état de surface est un plus rugueux que celui de Thiagarajan [1], sa surface ayant subi un traitement spécial de polissage.

Si l’on compare la variation du coefficient du transfert thermique de nos points expérimentaux avec les points obtenus par Thiagarajan *et al.* [1] (Graphique 56) nous pouvons observer que les valeurs sont du même ordre de grandeur.

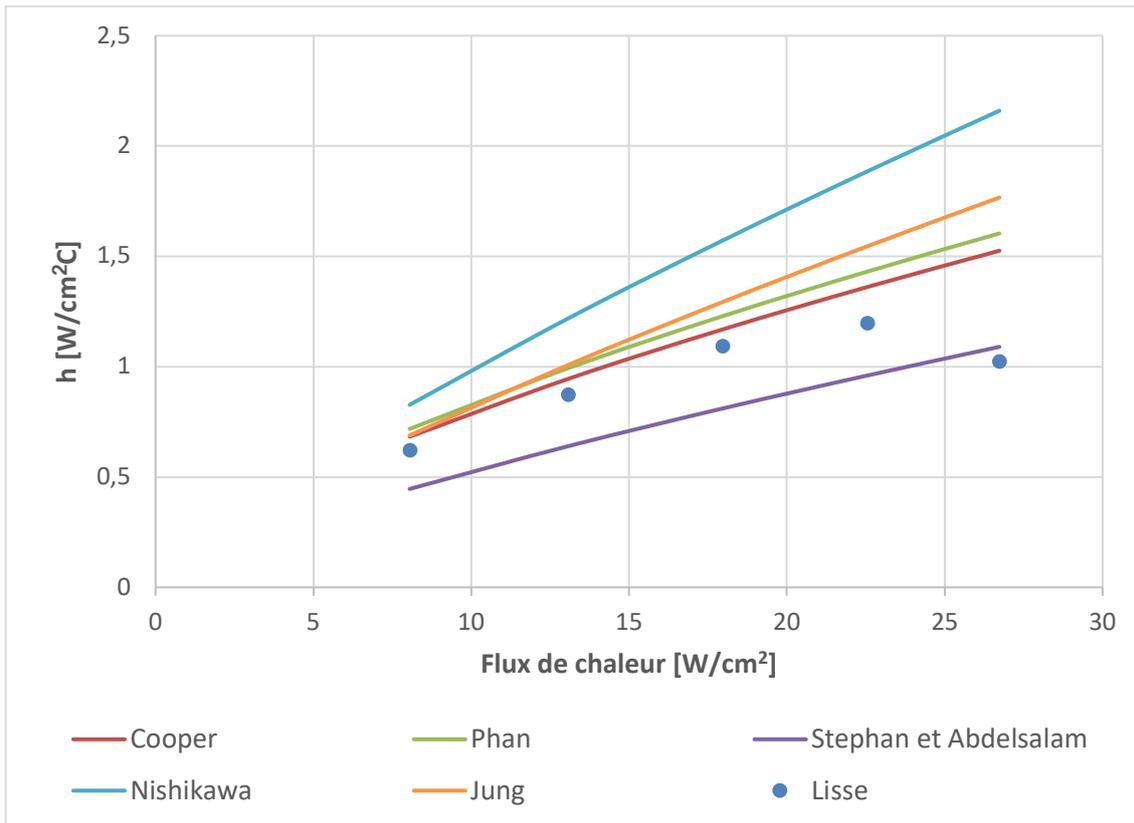


Graphique 55 Courbe d’ébullition, comparaison points expérimentaux de Thiagarajan et al. [1]



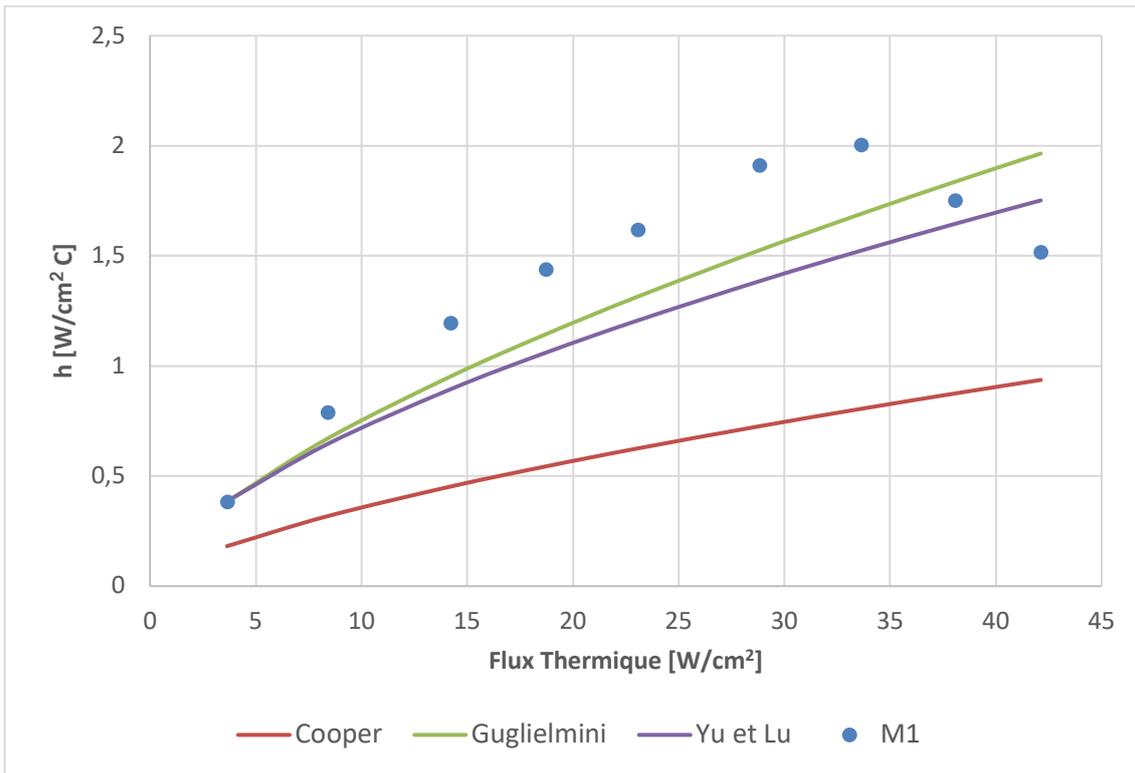
Graphique 56 Variation du coefficient de transfert thermique ( $h$ ), comparaison points expérimentaux de Thiagarajan et al. [1]

À partir des corrélations issues de la bibliographie, nous avons calculé le coefficient de transfert thermique pour les corrélations de Cooper *et al.* [11], Phan [12], Stephan et Abdelsalam [13], Nishikawa *et al.* [14] et Jung *et al.* [15]. Le Graphique 57 présente la comparaison de nos points expérimentaux avec les valeurs calculées avec les corrélations. Nous constatons que les corrélations de Cooper et Phan sont les plus proches de nos points avec une déviation maximale d'environ 12%. Comme nous pouvons regarder dans le chapitre II la corrélation de Cooper (II-36) [11], a été obtenue pour une surface lisse et prend en compte la rugosité de surface et une puissance du flux thermique fixe de 0,67 ; la corrélation de Phan (II-37) [12], ajoute au modèle de Cooper [11], l'angle de contact entre le fluide et la paroi (angle de mouillage) qui nous avons assumé de 25°.

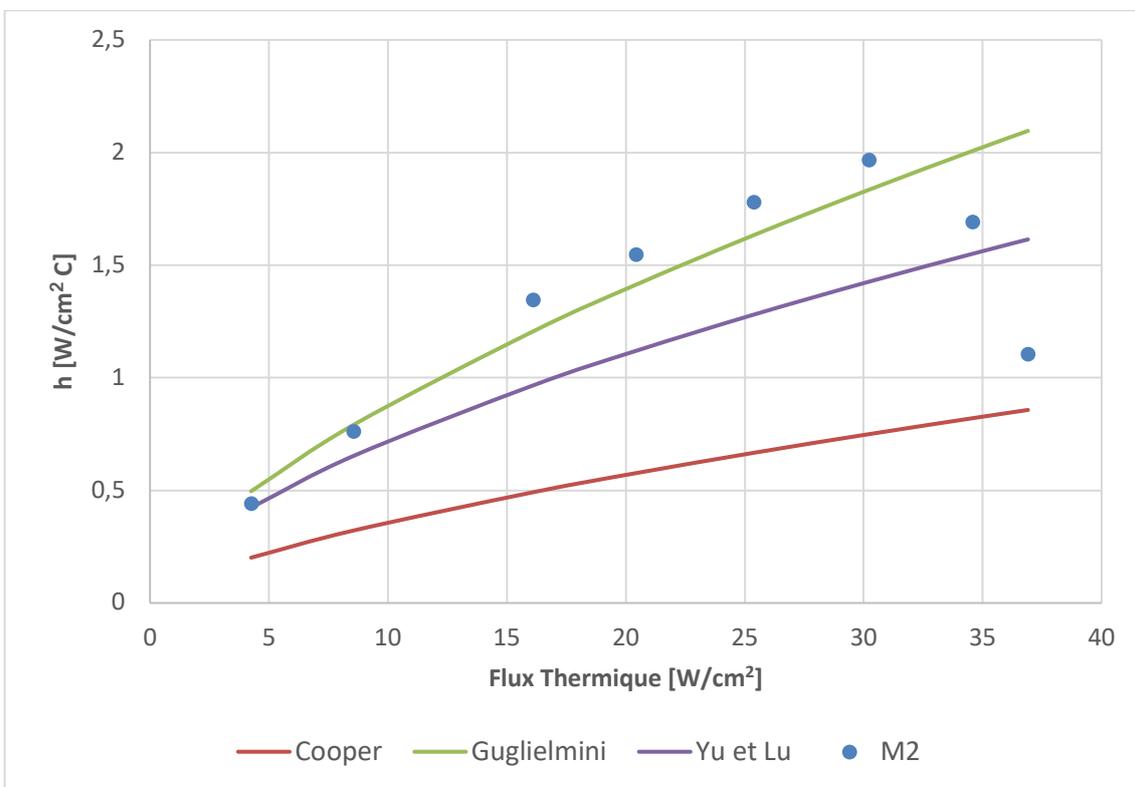


Graphique 57 Variation du coefficient de transfert thermique ( $h$ ), comparaison avec des modèles de la littérature pour la surface lisse

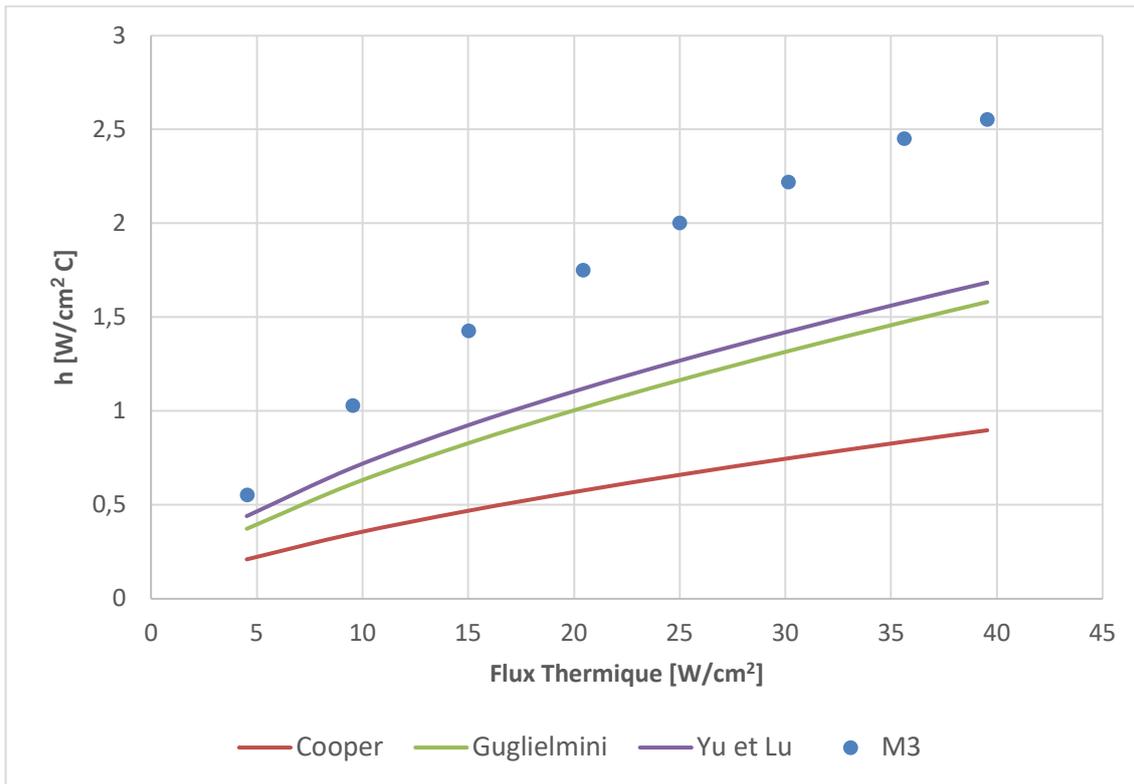
En ce qui concerne les macro structures, des corrélations de la bibliographie nous ont permis de calculer le coefficient de transfert thermique. Les corrélations de Guglielmini [16], Yu et Lu [17] et Cooper [11] sont représentées sur les Graphiques 58, 59 et 60 pour comparaison avec les courbes obtenues expérimentalement pour les macro structures M1, M2 et M3 respectivement. Nous constatons que les corrélations de Guglielmini et al et celle de Yu et Lu s'ajustent mieux pour M2.



Graphique 58 Variation du coefficient de transfert thermique ( $h$ ), comparaison avec des modèles de la littérature pour la surface M1



Graphique 59 Variation du coefficient de transfert thermique ( $h$ ), comparaison avec des modèles de la littérature pour la surface M2



Graphique 60 Variation du coefficient de transfert thermique (h), comparaison avec des modèles de la littérature pour la surface M3

## 4.6 Conclusions

Dans ce chapitre, nous avons présenté les principaux résultats de nos essais expérimentaux. Les résultats des analyses de notre dispositif hydraulique de spray ont montré que nous pouvons utiliser les corrélations issues de la bibliographie, et que notre méthode d'analyse a une erreur relative d'environ 10% par rapport aux valeurs obtenues par ces corrélations.

On a constaté que la distance de la buse à la surface joue un rôle important pour la performance de dissipation de chaleur, car si l'on est trop proche ou trop éloigné de la surface, le coefficient de transfert thermique diminue avec la dissipation de chaleur. La distance optimale est celle qui permet au cône du spray de couvrir toute la surface.

Nous avons pu constater que l'augmentation du débit permet une amélioration du transfert thermique, parce que les effets convectifs augmentent.

En général, les macro structures augmentent le transfert thermique dû à l'augmentation de la surface d'échange. La surface la plus performante est la surface Macro 3, car elle augmente de 2 fois la surface d'échange par rapport à la surface lisse. De plus, cette surface présente des plots plus hauts, ce qui favorise la formation de zones partiellement sèches, ce qui est un plus pour le transfert thermique. Par contre, en ce qui concerne les surfaces hybrides (macro structure avec revêtement microporeux) en refroidissement par spray, la surface testée (Macro 3 +micro) est moins performante que

la surface lisse avec microporeux. Ce dernier résultat n'était pas attendu, cependant le revêtement microporeux augmente le nombre de sites actifs de nucléation, une couche de vapeur peut se former entre les plots de la surface hybride en dégradant l'échange thermique, et de plus l'espacement entre les plots de cette surface n'est pas suffisant pour laisser les bulles de vapeur s'échapper d'entre les plots.

Dans le cas du pool boiling, on a pu observer que la surface la plus performante était la surface hybride Macro 2 avec revêtement microporeux. Cette surface a un espacement entre plots plus important que la surface Macro 3, ce qui pourrait être une des raisons de sa meilleure performance, car les bulles de vapeur peuvent s'évacuer plus facilement d'entre les plots.

Une importante amélioration du flux de chaleur critique en pool boiling a été observé avec les macrostructures, spécialement la surface M3 par rapport à la surface lisse et aux autres macrostructures. Les surfaces avec micro structuration M1+Micro et M3+Micro ont présenté de même une amélioration du flux critique par rapport à la surface lisse.

## 4.7 Bibliographie Chapitre IV

- [1] S. J. Thiagarajan, S. Narumanchi, C. King, W. Wang, and R. Yang, "Enhancement of Heat Transfer With Pool and Spray Impingement Boiling on Microporous and Nanowire Surface Coatings," in *2010 14th International Heat Transfer Conference, Volume 6*, 2010, vol. 6, pp. 819–828.
- [2] D. P. Rini, R. H. Chen, and L. C. Chow, "Bubble Behavior and Nucleate Boiling Heat Transfer in Saturated FC-72 Spray Cooling," *Journal of Heat Transfer*, vol. 124, no. 1, pp. 63–72, 2001.
- [3] B. Horacek, K. T. Kiger, and J. Kim, "Single nozzle spray cooling heat transfer mechanisms," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 48, no. 8, pp. 1425–1438, 2004.
- [4] C. Sodtke and P. Stephan, "Spray cooling on micro structured surfaces," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 50, no. 19–20, pp. 4089–4097, 2007.
- [5] S. J. Thiagarajan, S. Narumanchi, and R. Yang, "Effect of flow rate and subcooling on spray heat transfer on microporous copper surfaces," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 69, pp. 493–505, Feb. 2014.
- [6] E. Martínez-Galván and J. C. Ramos, "Film Thickness and Heat Transfer Measurements in a Spray Cooling System With R134a," *J. Electron. Packag.*, vol. 133, no. March, p. 11002, 2011.
- [7] S. S. Hsieh, T. C. Fan, and H. H. Tsai, "Spray cooling characteristics of water and R-134a. Part I: Nucleate boiling," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 47, no. 26, pp. 5703–5712, 2004.
- [8] J. R. Rybicki and I. Mudawar, "Single-phase and two-phase cooling characteristics of upward-facing and downward-facing sprays," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 49, no. 1–2, pp. 5–16, 2006.

- 
- [9] M. Ghodbane and J. P. Holman, “Experimental study of spray cooling with Freon-113,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 34, no. 4–5, pp. 1163–1174, Apr. 1991.
- [10] Y. B. Tan *et al.*, “Multi-nozzle spray cooling for high heat flux applications in a closed loop system,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 54, no. 2, pp. 372–379, 2013.
- [11] M. G. Cooper, “Heat Flow Rates in Saturated Nucleate Pool Boiling-A Wide-Ranging Examination Using Reduced Properties,” in *Journal of Electronics Cooling and Thermal Control*, vol. 01, no. 02, 1984, pp. 157–239.
- [12] H. T. Phan, “Effet des nano- et micro structurations de surface sur le transfert thermique en ébullition,” Université Joseph Fourier, Grenoble, 2010.
- [13] M. W. Wambsganss, D. M. France, J. A. Jendrzejczyk, and T. N. Tran, “Boiling Heat Transfer in a Horizontal Small-Diameter Tube,” *J. Heat Transfer*, vol. 115, no. 4, p. 963, 1993.
- [14] K. Nishikawa, Y. Fujita, H. Ohta, and S. Hidaka, “Effect of the surface roughness on the nucleate boiling heat transfer over the wide range of pressure.,” in *International Heat Transfer Conference*, 1982, p. 6.
- [15] D. Jung, H. Lee, D. Bae, and S. Oho, “Nucleate boiling heat transfer coefficients of flammable refrigerants,” *Int. J. Refrig.*, vol. 27, no. 4, pp. 409–414, Jun. 2004.
- [16] G. Guglielmini, M. Misale, and C. Schenone, “Boiling of saturated FC-72 on square pin fin arrays,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 41, no. 7, pp. 599–608, Jun. 2002.
- [17] C. K. Yu and D. C. Lu, “Pool boiling heat transfer on horizontal rectangular fin array in saturated FC-72,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 50, no. 17–18, pp. 3624–3637, Aug. 2007.

## Chapitre V — Conclusions et perspectives

Ce chapitre synthétise les principales conclusions de cette thèse. Plus qu'un recueil des conclusions présentées à la fin de chaque chapitre, dans la première partie, nous allons montrer les conclusions générales de l'étude. La deuxième partie permettra de présenter les diverses perspectives que ce travail ouvre pour continuer et approfondir le travail de thèse.

### 5.1 Conclusions

Les travaux menés dans cette thèse concernent la compréhension des mécanismes de transfert thermique dans le cadre du refroidissement efficace de composants électroniques. La revue bibliographique a montré l'intérêt d'utiliser le spray comme technique de refroidissement diphasique pour dissiper des flux de chaleur au-delà de 100 W/cm<sup>2</sup> avec des réfrigérants. Également, la revue de littérature présentée permet de comprendre, d'un côté, les détails des phénomènes physiques, les divers mécanismes de transfert thermique du spray cooling et aussi les différentes options existantes pour dimensionner les surfaces et les traitements de surface qui permettent d'intensifier les transferts thermiques au sein d'une boucle de spray.

La sélection du fluide de refroidissement a été faite en fonction des demandes des groupes industriels participants au projet, mais aussi en raison de sa disponibilité, ses contraintes d'utilisation et, bien sûr, de ses propriétés physiques et thermiques. Le fluide choisi, le HFE7100, a permis d'arriver à la température de surface requise pour éviter une dégradation des composants électroniques et assurer leur bon fonctionnement.

Le dispositif hydraulique nous a permis de valider les corrélations reportées dans la bibliographie sur la taille et la vitesse des gouttes pour une technologie de refroidissement par spray, avec une sous-estimation acceptable d'environ 10%.

La technique d'analyse des images provenant d'une caméra rapide a permis de visualiser le spray.

Concernant la taille de gouttes, nos expériences ont montré que cette dernière est inversement proportionnelle au débit, c'est-à-dire qu'à plus fort débit la taille de gouttes est plus petite. Une autre constatation faite était que la taille de gouttes est aussi fonction des propriétés physiques du fluide de travail, ainsi les gouttes de HFE7100 sont plus petites que celles de l'eau.

En ce qui concerne la vitesse de gouttes, nous avons observé, comme on l'espérait, que celle-ci augmente avec le débit. Une autre façon d'exprimer la même idée revient à dire que la taille de gouttes diminue avec l'augmentation de la vitesse de gouttes.

Deux configurations de spray ont été expérimentées, une avec et une sans chauffage de l'enceinte. La première, celle avec chauffage de l'enceinte, nous a permis

d'analyser d'une façon générale le comportement de la boucle. De ces expériences, on peut en tirer les conclusions suivantes :

- Pour une surface lisse, la variation du débit provoque une amélioration du transfert thermique, qui se traduit par un coefficient de transfert thermique important. Avec cette surface, le phénomène convectif est celui qui prédomine.
- En ce qui concerne l'effet de la distance de la buse à la surface, nous avons observé que si l'on approche la buse de la surface, l'équilibre thermique est plus difficile à atteindre. Si l'on éloigne la buse de la surface de telle façon que le cône du spray dépasse la surface à refroidir, les performances thermiques sont inférieures que si l'on dissipait la chaleur avec l'action du spray sur exactement toute la surface.
- Les surfaces avec macro structuration testées pour la boucle avec chauffage de l'enceinte, ont montré une amélioration du transfert thermique par rapport à la surface lisse. Cette observation s'explique par l'augmentation de la surface d'échange et par le gain en longueur de ligne de contact. La surface avec macro structuration la plus performante était la Macro 3 (500x500x800  $\mu\text{m}$  ;  $a \times b \times H$ ) ayant un facteur 2,6 de surface d'échange par rapport à la surface lisse et le plus grand gain en ligne de contact.
- Nous observons que les surfaces Macro 1 (surface avec un plus basse hauteur 500  $\mu\text{m}$ , par rapport à Macro 3) et Macro 2 (surface avec un espacement entre plots plus large que Macro3 800 $\mu\text{m}$ ) ont une faible différence de coefficient de transfert thermique à faibles débits. Dans le cas de la surface Macro 2, même si sa surface et sa ligne de contact sont plus faibles que celles de la surface Macro 1, l'espacement entre plots est plus large pour la surface Macro 2 que pour la surface Macro 1. La bulle s'échappe plus rapidement et le liquide peut remouiller la surface, ce qui pourrait justifier le comportement de la surface Macro 2 à faible débit.

La deuxième configuration de la boucle diphasique à pompage mécanique avec laquelle on a mené des expérimentations est celle sans chauffage de l'enceinte. Dans cette configuration, nous avons testé une surface lisse, une macro structure (Macro 3) et des surfaces avec micro structuration : une lisse avec revêtement microporeux et une hybride (Macro 3 + Micro). Encore une fois, la surface Macro 3 est celle qui nous a donné les meilleures performances thermiques. Les principales conclusions concernant cette configuration de boucle sont :

- Le revêtement microporeux améliore les transferts thermiques car les microporosités créées augmentent le nombre de sites de nucléation. Pour la surface lisse avec microporosité, l'augmentation du flux thermique est de 12% en comparaison à la surface lisse sans revêtement.

- Concernant la surface hybride testée (Macro 3 + Micro), nous pouvons observer que, bien que celle-ci augmente le coefficient de transfert thermique par rapport à la surface lisse, lorsqu'on la compare avec la surface Macro 3 ou la surface lisse avec micro structuration, sa performance thermique n'est pas améliorée. En effet, la surface lisse avec micro structuration est plus performante que la Macro 3 + Micro. Ceci est peut-être dû à la formation d'une couche de vapeur formée entre les plots de la macrostructure. Cette vapeur n'arrive pas à s'évacuer, et avec l'augmentation des sites disponibles de nucléation et de l'espacement entre les plots, cela détériore le transfert thermique.
- Les conditions de nos essais expérimentaux sont en dehors du domaine de validité des corrélations et ne concordent donc pas avec ces modèles. La complexité et la quantité de variables présentes dans les mécanismes de refroidissement par spray peuvent aussi être des raisons qui expliquent ces différences.

En ce qui concerne l'ébullition en vase (Pool boiling), nous avons déterminé que la surface avec la macro structure (Macro 3) est la plus performante par rapport à la surface lisse. Ainsi, une augmentation de 47% du coefficient de transfert thermique et de 120% en flux thermique a été atteinte. D'autre part, la surface lisse avec le revêtement microporeux a montré une augmentation d'environ 400% du coefficient de transfert thermique en comparaison avec la surface lisse. D'ailleurs, nous constatons une amélioration du flux de chaleur critique des surfaces avec macro structuration en comparaison à la surface lisse, spécialement la surface Macro3. De même, les surfaces avec micro structuration Macro 1+Micro et Macro3 + Micro présentent une amélioration du flux critique en comparaison à la surface lisse. Finalement, la surface hybride Macro 2 avec le revêtement microporeux est celle qui a donné les meilleures performances thermiques, car l'espacement étant plus large entre les plots, cela diminue la résistance de départ de la bulle et permet au liquide de remouiller la surface ; ainsi le taux de transfert de chaleur est plus élevé par unité de surface.

## 5.2 Perspectives

La compréhension des premiers phénomènes physiques et thermiques menés dans ce travail nous a permis de visualiser des améliorations et d'envisager de futurs travaux en ce qui concerne la technologie de refroidissement par spray. Ces perspectives sont décrites par la suite.

Plusieurs doutes sont apparus concernant la qualité du fluide de refroidissement après plusieurs essais. En conséquence, une étude de la dégradation du fluide est nécessaire après chaque essai de refroidissement, car dans nos études, nous utilisons le même fluide à plusieurs reprises et comme nous avons observé un noircissement de la surface d'étude, nous envisageons une possible dégradation du fluide avec la température.

Ceci pourrait être la raison de la difficulté à reproduire les expériences. La validité de cette recommandation devra être testée dans des études futures.

Une des pistes d'étude concerne l'exploration du rôle de la précision de l'alignement de la buse de spray avec la surface. Dans notre cas, à cause d'un problème d'usinage, l'alignement a dû être fait manuellement, en essayant d'obtenir une configuration la plus alignée possible. Une nouvelle pièce bien usinée devra être conçue pour vérifier nos points et s'assurer que le cône de spray couvre bien toute la surface sans décalage.

La surface macro structurée M2 avec revêtement microporeux devra être testée en spray pour étudier sa performance qui pourrait être meilleure que la surface M3 avec revêtement microporeux, comme l'ont montré les essais en pool boiling où la surface M2+Micro était la plus performante.

Une étude intéressante à faire est d'évaluer la formation et mesurer, si possible, la taille de la couche liquide formée entre les plots des macrostructures et des structures hybrides pour essayer d'arriver à un compromis entre le gain de surface d'échange et le gain de ligne de contact avec un espacement entre les plots suffisant pour permettre le départ des bulles et le remouillage de la surface.

Pour regarder si notre système est plus performant que le système présenté par Thiagarajan *et al.*<sup>1</sup>, on pourrait également tester la même buse et les mêmes débits pour comparer la performance entre une configuration de spray vertical et celle horizontale présentée par Thiagarajan<sup>1</sup>.

Une des difficultés rencontrées lors des essais concerne le contrôle du sous refroidissement en entrée de chambre de spray. Ce contrôle manuel par action sur la puissance de la préchauffe s'est avéré délicat à mettre en œuvre du fait des temps de stabilisation thermique importants. Un contrôle piloté de la préchauffe serait judicieux à mettre en place.

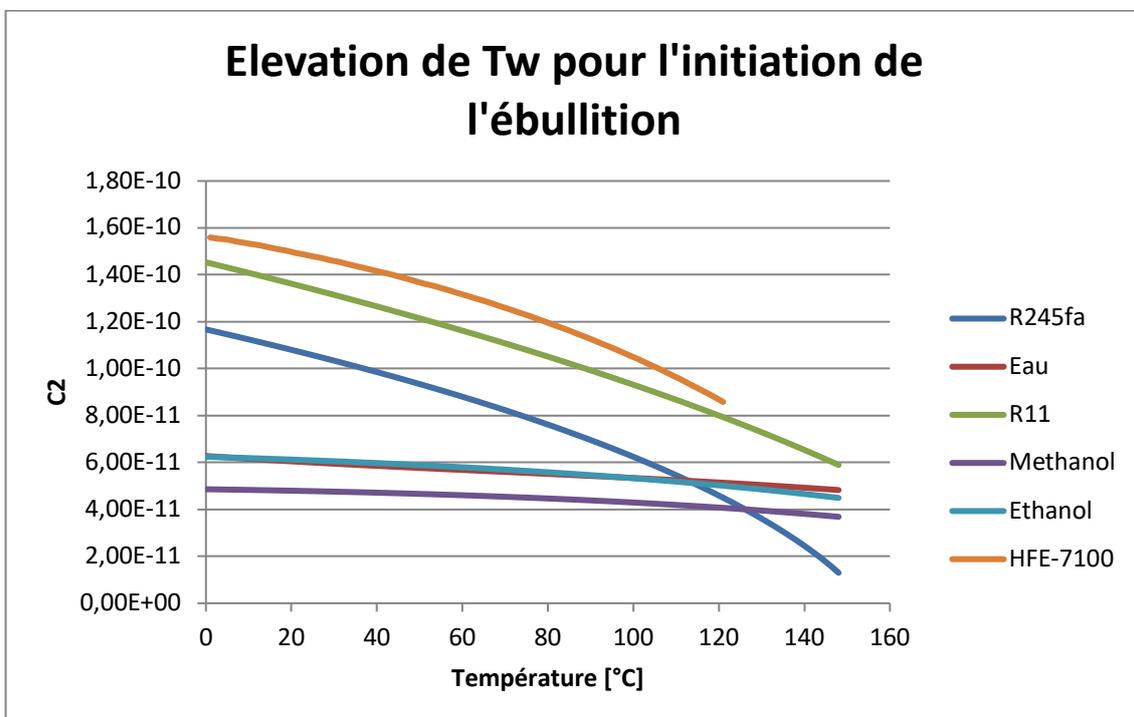
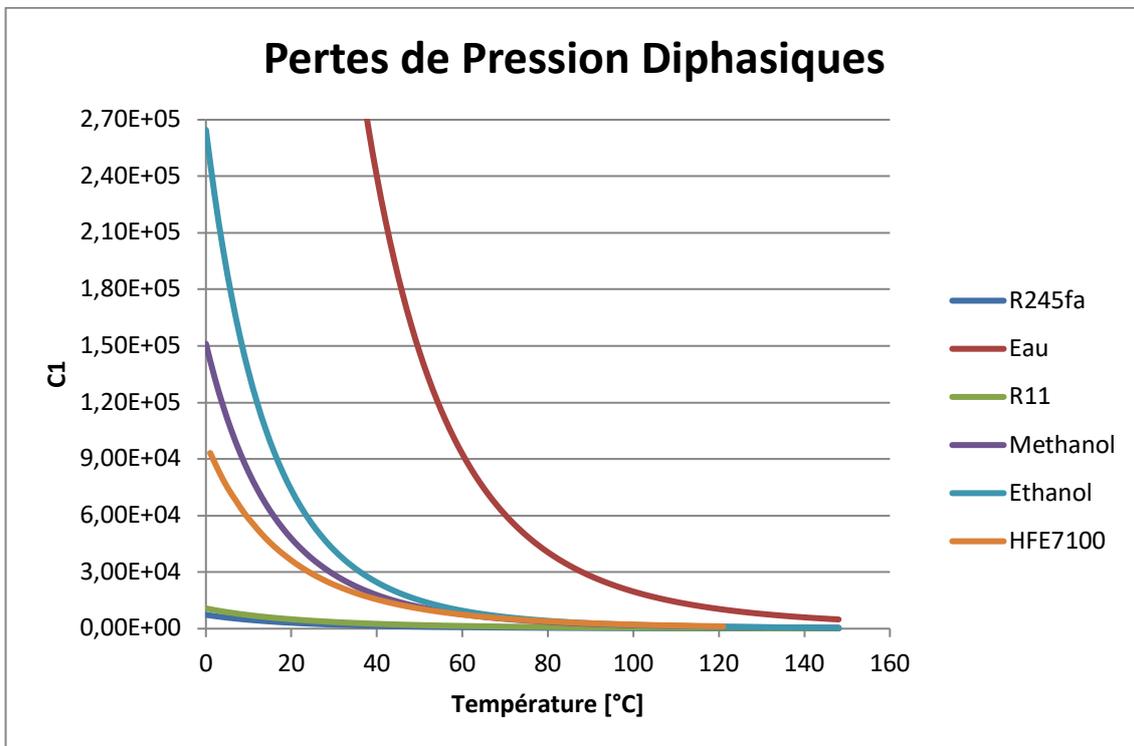
Dans une utilisation industrielle, le sous refroidissement n'étant pas obligatoirement constant, il serait intéressant d'étudier son effet sur les performances.

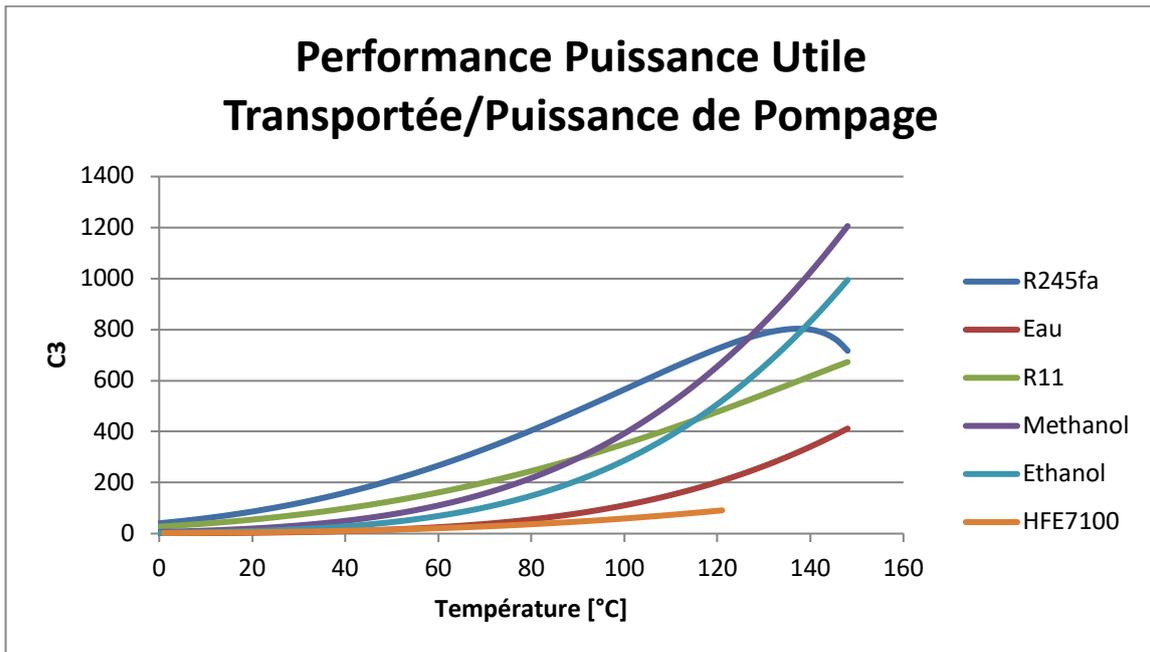
Enfin, on pourrait étudier des configurations de spray multi buses pour des applications pratiques sur des surfaces importantes avec les revêtements les plus performants.

---

<sup>1</sup> S. J. Thiagarajan, S. Narumanchi, and R. Yang, "Effect of flow rate and subcooling on spray heat transfer on microporous copper surfaces," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 69, pp. 493–505, Feb. 2014.

## ANNEXE I : Critères de Mérites pour la Sélection du fluide de Refroidissement





## ANNEXE II : Fiches des données de sécurité des Fluides



Fiche de données de sécurité  
1,1,1,3,3-pentafluoro-propane (R245fa)

Date de création : 17.03.2011 Version : 1.1 CH / F N°FDS : 238  
Date de révision : 12.04.2013 Page 1 / 5

## SECTION 1: Identification de la substance/du mélange et de la société/l'entreprise

## 1.1. Identificateur de produit

Nom du produit  
1,1,1,3,3-pentafluoro-propane (R245fa)  
Nom commercial  
Art.665 R245fa

N° CEE (EINECS): 419-170-6  
N° CAS: 460-73-1  
Index N°  
Formule chimique CF<sub>3</sub>CH<sub>2</sub>CHF<sub>2</sub>  
Numéro d'enregistrement REACH:  
Non disponible.

## 1.2. Utilisations identifiées pertinentes de la substance ou du mélange et utilisations déconseillées

Utilisations identifiées appropriées  
Industriel et professionnel. Exécutez l'évaluation de risque avant l'utilisation., Réfrigérant.  
Utilisations conseillées contre  
Utilisation grand public

## 1.3. Renseignements concernant le fournisseur de la fiche de données de sécurité

Identification de la société  
PanGas AG, Industriepark 10, 6252 Dagmersellen, Suisse  
Adresse mail contact@pangas.ch

## 1.4. Numéro d'appel d'urgence

Numéro de téléphone d'urgence (24h): +41 (0) 844 800 300  
Centre de toxicologie: 145

## SECTION 2: Identification des dangers

## 2.1. Classification de la substance ou du mélange

Classification CE acc. 1272/2008/EG (CLP)  
Press. Gas (Gaz liquéfié) - Contient un gaz sous pression; peut exploser sous l'effet de la chaleur.

Classification CE acc. 67/548/EG & 1999/45/EG  
Non classé comme dangereux pour la santé  
Indication des risques pour l'homme et l'environnement  
Gaz liquéfié.

## 2.2. Éléments d'étiquetage

- Pictogrammes Etiquettes



- Mot clé

attention

- Phrases de danger

H280 Contient un gaz sous pression; peut exploser sous l'effet de la chaleur.  
EIGA-As Asphyxiant à forte concentration.

## - Phrases de précaution

## Phrases de précaution Prévention

P281 Utiliser l'équipement de protection individuel requis.  
P260 Ne pas respirer les gaz, vapeurs.

## Phrases de précaution Stockage

P403 Stocker dans un endroit bien ventilé.

## Phrases de précaution Elimination

Aucune.

## 2.3. Autres dangers

Le contact avec le liquide peut causer des brûlures et gelures par le froid.

## SECTION 3: Composition/informations sur les composants

Substance / Mélange: Substance

## 3.1. Substances

1,1,1,3,3-pentafluoro-propane (R245fa)

N° CAS: 460-73-1

Index N°:

N° CEE (EINECS): 419-170-6

Numéro d'enregistrement REACH:

Non disponible.

Ne contient pas d'autres composants ni impuretés qui pourraient modifier la classification du produit.

## 3.2. Mélanges

Sans objet.

## SECTION 4: Premiers secours

## 4.1. Description des premiers secours

Informations générales de premiers secours:

Déplacer la victime dans une zone non contaminée, en s'équipant d'un Appareil Respiratoire Isolant. Laisser la victime au chaud et appeler un médecin. Faire une respiration artificielle si la respiration s'est arrêtée.

Premiers secours inhalation:

Déplacer la victime dans une zone non contaminée, en s'équipant d'un Appareil Respiratoire Isolant. Laisser la victime au chaud et appeler un médecin. Faire une respiration artificielle si la respiration s'est arrêtée.

Premiers secours yeux:

En cas de gelure, asperger à l'eau pendant au moins 15 minutes. Appliquer un pansement stérile. Obtenir une assistance médicale. Rincer immédiatement les yeux abondamment avec de l'eau pendant au moins 15 minutes.

Premiers secours ingestion:

L'ingestion n'est pas considérée comme un mode d'exposition possible.

## 4.2. Principaux symptômes et effets, aigus et différés

L'inhalation peut endommager les conduits aériens et les poumons. Peut entraîner un rythme cardiaque irrégulier et des symptômes nerveux. Peut avoir des effets narcotiques à faible concentration. Les symptômes peuvent être des étourdissements, maux de tête, nausées et perte de coordination. Peut causer l'asphyxie à concentration élevée. Les symptômes peuvent être une perte de connaissance ou de motricité. La victime peut ne pas se rendre compte de l'asphyxie.

238 / EDV / 12.04.2013



## Fiche de données de sécurité 1,1,1,3,3-pentafluoro-propane (R245fa)

Date de création : 17.03.2011  
Date de révision : 12.04.2013

Version : 1.1

CH / F

N°FDS : 238  
Page 2 / 5

**4.3. Indication des éventuels soins médicaux immédiats et traitements particuliers nécessaires**  
Obtenir une assistance médicale.

### SECTION 5: Mesures de lutte contre l'incendie

**5.1. Moyens d'extinction**  
**Agents d'extinction appropriés**  
Tous les agents d'extinction connus peuvent être utilisés.

**5.2. Dangers particuliers résultant de la substance ou du mélange**  
**Risques spécifiques**  
L'exposition prolongée au feu peut entraîner la rupture et l'éclatement des récipients. Ininflammable  
**Produits de combustion dangereux**  
En cas d'incendie la décomposition thermique peut conduire aux fumées toxiques et/ou corrosives suivantes:  
Monoxyde de carbone, Fluorure de carbonyle, Fluorure d'hydrogène.

**5.3. Conseils aux pompiers**  
**Méthodes spécifiques**  
Si possible, arrêter le débit gazeux. Eloigner le récipient ou le refroidir avec de l'eau depuis un endroit protégé. Ne pas rejeter les eaux d'extinction aux égouts.  
**Équipements de protection spéciaux pour pompiers**  
Utiliser un Appareil Respiratoire Isolant. Vêtement pour pompiers incluant les casques, les bottes de protection et les gants) conformant à EN 469 fourniront un niveau de base de protection pour les incidents chimiques. EN 469:2005 : vêtements protecteurs pour pompiers. Exigences de performance des vêtements de protection pour lutte anti-incendie.

### SECTION 6: Mesures à prendre en cas de dispersion accidentelle

**6.1. Précautions individuelles, équipement de protection et procédures d'urgence**  
Evacuer la zone. Porter un Appareil Respiratoire Isolant pour entrer dans la zone, à moins d'avoir contrôlé que celle-ci est sûre.  
Assurer une ventilation d'air appropriée. Empêcher la pénétration du produit dans les égouts, les sous-sols, les fosses ou tout autre endroit où son accumulation pourrait être dangereuses.

**6.2. Précautions pour la protection de l'environnement**  
Essayer d'arrêter la fuite.

**6.3. Méthodes et matériel de confinement et de nettoyage**  
Ventiler la zone. Absorber les flaques de liquide par un matériau absorbant inorganique tel que du sable fin, de la brique pilée etc. Mettre l'absorbant dans des paquets scellés et contacter une entreprise spécialiste de l'élimination de ces déchets.

**6.4. Référence à d'autres sections**  
Voir aussi les sections 8 et 13.

### SECTION 7: Manipulation et stockage

**7.1. Précautions à prendre pour une manipulationsans danger**  
Seules des personnes expérimentées et correctement formées devraient manipuler des gaz sous pression. La substance doit être manipulée conformément aux règles et aux procédures d'hygiène et de sécurité.

Utiliser uniquement l'équipement spécifié approprié à ce produit et à sa pression et température d'utilisation. Contacter votre fournisseur Ne pas fumer pendant la manipulation du produit. Assurez vous qu'un test de fuite du système de distribution du gaz ait été réalisé avant son utilisation. Se reporter aux instructions du fournisseur pour la manipulation du récipient. Empêcher l'aspiration d'eau dans le récipient. Interdire les remontées de produits dans le récipient. Protéger les emballages contre les risques de dommage. Ne pas traîner, rouler, faire glisser ou tomber. En déplaçant des emballages, même pour des distances courtes, utiliser un chariot conçu pour transporter des emballages. Laisser en place le chapeau de protection du robinet jusqu'au stockage sécurisé de l'emballage contre un mur, ratelier et qu'il soit prêt pour utilisation. Si l'utilisateur rencontre une difficulté avec le robinet de l'emballage cesser son utilisation et contacter le fournisseur. N'essayez jamais de réparer ou de modifier les soupapes ou dispositifs de sécurité. Informer immédiatement le fournisseur de tout défaut sur le robinet d'un emballage. Garder le robinet de l'emballage propre et isolés des contaminations particulièrement de l'huile et de l'eau. Remplacer le bouchon et le chapeau du robinet de l'emballage dès sa déconnection si l'emballage en est équipé. Fermer le robinet de l'emballage après chaque utilisation et quand il est vide, même s'il est toujours connecté. N'essayer jamais de transférer des gaz d'un emballage à un autre. Ne pas utiliser de flamme ou des dispositifs de chauffage électriques pour augmenter la pression du réservoir. N'enlevez pas et n'endommager pas des étiquettesfournies par le fournisseur pour l'identification du contenu de l'emballage.

**7.2. Conditions d'un stockage sûr, y compris d'éventuelles incompatibilités**  
Entreposer le récipient dans un endroit bien ventilé, à température inférieure à 50°C. Respecter tous les règlements et exigences locales quant au stockage des emballages. Les emballages devraient être stockés en position verticale et correctement pour empêcher qu'ils tombent. L'état général et l'absence de fuite des emballages stockés devraient être vérifiés périodiquement. Des protections ou des chapeaux devraient être en place sur les emballages Stocker les emballages dans un emplacement éloigné du risque d'incendie et loin des sources de chaleur et d'ignition. Garder loin des matières combustibles. Les emballages ne devraient pas être stockés dans des conditions risquant de générer leur corrosion.

**7.3. Utilisation(s) finale(s) particulière(s)**  
Aucune.

### SECTION 8: Contrôles de l'exposition/protection individuelle

**8.1. Paramètres de contrôle**  
Niveau dérivé sans effet non disponible.  
Concentration prévue sans effet non disponible.

**8.2. Contrôles de l'exposition**  
**Contrôles de commandes appropriés**  
Une évaluation de risque devrait être conduite et documentée dans chaque zone de travail pour évaluer les risques liés à l'utilisation du produit et choisir les EPI qui correspondent à ces risques. On devrait considérer les recommandations suivantes. Le produit à être manipulé dans un système fermé. Les détecteurs d'oxygène devraient être utilisés quand des gaz asphixiants peuvent être libérés. La substance doit être manipulée conformément aux règles et procédures d'hygiène du travail et de sécurité. Prendre en compte un système de permis de travail par exemple pour des activités de maintenance. Les systèmes sous pression devraient être testés régulièrement contre les fuites. Sous ventilation

238 / EDV / 12.04.2013



## Fiche de données de sécurité 1,1,1,3,3-pentafluoro-propane (R245fa)

Date de création : 17.03.2011  
Date de révision : 12.04.2013

Version : 1.1

CH / F

N°FDS : 238  
Page 3 / 5

générale ou dans un local adéquat. Gardez des concentrations bien au-dessous des limites d'exposition professionnelles.

### Équipement de protection individuel

#### Protection des yeux et de la peau

Portez une protection du visage lors du transfert et de la déconnexion des raccords. Des lunettes et protections de visage conformément à la norme EN166 devraient être utilisées pour éviter l'exposition aux éclaboussures de liquide. Protection des yeux EN 166 pour l'utilisation degaz.

#### Protection de la peau

#### Protection des mains

Conseil: Des gants chimiquement résistants conforme à la norme EN 374 devraient être portés à tout moment en manipulant des produits chimiques si une évaluation de risque indique que cela est nécessaire.

#### Matériaux: Viton

Temps moyen de rupture des gants: 480 min.

Robustesse des gants: 0,7 mm

Ligne droite: EN 374-1/2/3 Gants

Conseil: Porter des gants isolant contre le froid.  
Ligne droite: EN 511 Gants de protection du froid

#### Protection du corps

Protégez les yeux, le visage et la peau du contact avec le produit.

#### Autre protection

Portez des gants de manutention et des chaussures de sécurité lors de la manipulation des bouteilles EN ISO 20345 Équipement de protection individuelle - Chaussures de sécurité.

#### Dangers thermiques

S'il y a un risque du contact avec le liquide, tout l'équipement de protection devrait être approprié pour des températures extrêmement basses.

#### Contrôles d'exposition environnementale

Référez-vous aux règlements locaux pour la restriction d'émissions à l'atmosphère. Voir la section 13 pour des méthodes spécifiques pour le traitement des gaz rejetés.

### SECTION 9: Propriétés physiques et chimiques

#### 9.1. Informations sur les propriétés physiques et chimiques essentielles

##### Informations générales

Aspect/Couleur: Gaz incolore

Odeur: Non détectable à l'odeur.

##### Seuil d'odeur:

Le seuil d'odeur est subjectif et inadéquat pour avertir une surexposition.

Point de fusion: -103 °C

Point d'ébullition: 15,3 °C

Point éclair: Non applicable pour les gaz et mélanges de gaz

Domaine d'inflammabilité: Pas de donnée fiable disponible.

Pression de vapeur 20 °C: 1,227 Bar

Densité relative, gaz (air=1): 4,6

Solubilité dans l'eau: 130 mg/l

Coefficient de division : n-octanol/water: 1,35 logPow

Température d'autoinflammation: 412 °C

Poids moléculaire: 134,03 g/mol

#### 9.2. Autres informations

Gaz ou vapeur plus lourd que l'air. Peut s'accumuler dans les endroits confinés, en particulier au niveau ou en-dessous du sol.

### SECTION 10: Stabilité et réactivité

#### 10.1. Réactivité

Non réactif dans les conditions normales.

#### 10.2. Stabilité chimique

Stable dans les conditions normales.

#### 10.3. Possibilité de réactions dangereuses

Aucune.

#### 10.4. Conditions à éviter

Chaleur

#### 10.5. Matières incompatibles

Agents comburants. Peut réagir violemment avec les terres et métaux alcaline.

#### 10.6. Produits de décomposition dangereux

Dans des conditions normales de stockage et d'utilisation, les produits de décomposition dangereux ne devrait pas être produits. En cas d'incendie la décomposition thermique peut conduire aux fumées toxiques et/ou corrosives suivantes:  
Monoxyde de carbone, Fluorure de carbonyle, Fluorure d'hydrogène.

### SECTION 11: Informations toxicologiques

#### 11.1. Informations sur les effets toxicologiques

##### Toxicité orale aiguë

Sans objet.

##### Toxicité d'inhalation aiguë

Valeur: LC50

Espèce: Rat

Durée d'exposition: 4 h

Valeur en unité non standard: > 200000 ppm

Valeur: LC50

Espèce: Souris

Durée d'exposition: 4 h

Valeur en unité non standard: > 100000 ppm

##### Toxicité dermique aiguë

Valeur: LD50

Espèce: Lapin

Valeur en unité standard mg/kg: > 2.000 mg/kg

##### Toxicité aiguë d'autres voies

L'ingestion n'est pas considérée comme un mode d'exposition possible.

##### Irritation de la peau

Pas de données disponibles

##### Irritation des yeux

Pas de données disponibles

##### Sensibilisation

Pas de données disponibles

##### Toxicité de dose répétée

Espèce: Rat

Valeur: 500

##### Évaluation mutagénicité

Pas de données disponibles

##### Évaluation cancérogénicité

Pas de données disponibles

##### Évaluation toxicité à la reproduction

Pas de données disponibles

##### Évaluation tératogénicité

Pas de données disponibles



## Fiche de données de sécurité 1,1,1,3,3-pentafluoro-propane (R245fa)

Date de création : 17.03.2011  
Date de révision : 12.04.2013

Version : 1.1

CH / F

N°FDS : 238  
Page 4 / 5

**Autres informations de toxicité pertinentes**

L'inhalation peut endommager les conduits aérières et les poumons.  
Endommage le système cardiovasculaire.  
Expériences avec l'exposition humaine  
Activité cardiaque irrégulière.

**SECTION 12: Informations écologiques****12.1. Toxicité**

Peut contribuer à l'effet de serre lorsqu'il est déversé en grande quantité.

Toxicité aiguë et prolongées poissons

Espèce: *Oncorhynchus mykiss*

Durée d'exposition: 96 h

Valeur type: LC50

Valeur en unité standard mg/l: > 81,8 mg/l

Espèce: *Oncorhynchus mykiss*

Durée d'exposition: 96 h

Valeur type: NOEC

Valeur en unité standard mg/l: > 10 mg/l

Toxicité aiguë invertébrés aquatiques

Espèce: *Daphnia magna*

Durée d'exposition: 48 h

Valeur type: EC50

Valeur en unité standard mg/l: 97,9 mg/l

Espèce: *Daphnia magna*

Durée d'exposition: 48 h

Valeur type: NOEC

Valeur en unité standard mg/l: > 97,9 mg/l

**12.2. Persistance et dégradabilité**

Pas de données disponibles

**12.3. Potentiel de bioaccumulation****Bioaccumulation**

L'accumulation dans des organismes aquatiques est peu probable.

**12.4. Mobilité dans le sol**

Pas de données disponibles

**12.5. Résultats des évaluations PBT et vPvB**

Pas de données disponibles

**12.6. Autres effets néfastes****Potentiel de réchauffement planétaire**

Contient des gaz fluorés à effet de serre, couverts par le Protocole de Kyoto.

950

**SECTION 13: Considérations relatives à l'élimination****13.1. Méthodes de traitement des déchets**

Eviter de rejeter à l'atmosphère. Ne pas rejeter dans tout endroit où son accumulation pourrait être dangereuse. Contacter le fournisseur si des instructions sont souhaitées. Gaz en récipients à pression, sauf ceux mentionnés au 16 05 04

Nr. CED 16 05 05

**SECTION 14: Informations relatives au transport****ADR/RID****14.1. Numéro ONU**

3163

**14.2. Nom d'expédition des Nations unies**

Gaz liquéfié, N.S.A. (1,2 - Dichloroéthylène)

**14.3. Classe(s) de danger pour le transport**

Classe: 2

Code de classement: 2A

Étiquettes: 2.2

N° de risque: 20

Code de restriction de tunnel: (C/E)

Code d'action de secours: 2TE

**14.4. Groupe d'emballage**

P200

**14.5. Dangers pour l'environnement**

Aucune.

**14.6. Précautions particulières à prendre par l'utilisateur**

Aucune.

**IMDG****14.1. Numéro ONU**

3163

**14.2. Nom d'expédition des Nations unies**

Liquefied gas, n.o.s. (1,2 - Dichloro Ethylene and 1,1,1,3,3-Pentafluoropropane)

**14.3. Classe(s) de danger pour le transport**

Classe: 2.2

Étiquettes: 2.2

EmS: FC,SV,

**14.4. Groupe d'emballage**

P200

**14.5. Dangers pour l'environnement**

Aucune.

**14.6. Précautions particulières à prendre par l'utilisateur**

Aucune.

**14.7. Transport en vrac conformément à l'annexe II de la convention**

Marpol 73/78 et au recueil IBC

Sans objet.

**IATA****14.1. Numéro ONU**

3163

**14.2. Nom d'expédition des Nations unies**

238 / EDV / 12.04.2013



**Fiche de données de sécurité**  
**1,1,1,3,3-pentafluoro-propane (R245fa)**

Date de création : 17.03.2011  
 Date de révision : 12.04.2013

Version : 1.1

CH / F

N°FDS : 238  
 Page 5 / 5

Liquefied gas, n.o.s. (1,2 - Dichloro Ethylene and 1,1,1,3,3-Pentafluoropropane)

**14.3. Classe(s) de danger pour le transport**  
 Classe: 2.2  
 Etiquettes: 2.2

**14.4. Groupe d'emballage**  
 P200

**14.5. Dangers pour l'environnement**  
 Aucune.

**14.6. Précautions particulières à prendre par l'utilisateur**  
 Aucune.

**Autres informations relatives au transport**

Eviter le transport dans des véhicules dont le compartiment de transport n'est pas séparé de la cabine de conduite. S'assurer que le conducteur du véhicule connaît les dangers potentiels du chargement ainsi que les mesures à prendre en cas d'accident. Avant de transporter les récipients s'assurer qu'ils sont fermement arrimés. S'assurer que le robinet de bouteille est fermé et ne fuit pas. S'assurer que le bouchon de protection de sortie du robinet (quand il existe) est correctement mis en place. S'assurer que le dispositif de protection du robinet (quand il existe) est correctement mis en place. Assurer une ventilation convenable. Se conformer à la réglementation en vigueur.

**SECTION 15: Informations réglementaires**

**15.1. Réglementations/législation particulières à la substance ou au mélange en matière de sécurité, de santé et d'environnement**  
 Directive Seveso 96/82/EC: Non couvert

**D'autres règlements**

Règlement sur les gaz à effet de serre Fluorés 842/2006/EC : Inscrit.

**15.2. Évaluation de la sécurité chimique**

Une évaluation de la sécurité chimique CSA (Chemical Safety Assessment) ne doit pas être effectué pour ce produit.

**SECTION 16: Autres informations**

Lien: d'information pour la sécurité de l'association Suisse des gaz industriels  
[http://www.pangas.ch/international/web/ig/ch/likelgchpangasde.nst/docbyalias/sich\\_sq\\_hin\\_nav](http://www.pangas.ch/international/web/ig/ch/likelgchpangasde.nst/docbyalias/sich_sq_hin_nav)

S'assurer que toutes les réglementations nationales ou locales sont respectées. Les risques d'asphyxie sont souvent sous-estimés et doivent être soulignés pendant la formation des opérateurs.

Avant d'utiliser ce produit pour un procédé nouveau, il faut effectuer une étude de compatibilité et de sécurité.

**Conseil**

Malgré le soin apporté à sa rédaction, aucune responsabilité ne saurait être acceptée en cas de dommage ou d'accident résultant de son utilisation. Les informations données dans ce document sont considérées comme exactes au moment de son impression.

Fin du document

## Honeywell Enovate® 245fa



### Technical information

**Honeywell**



### Introduction

Honeywell Enovate® 245fa blowing agent (HFC-245fa, 1,1,1,3,3,3-pentafluoropropane) is a liquid hydrofluorocarbon, which has been developed as a blowing agent for rigid insulating foams. It is a replacement for HCFC-141b and other fluorocarbon and non-fluorocarbon blowing agents. Enovate is a nonflammable liquid having a boiling point slightly below room temperature. It has a zero Ozone Depletion Potential (ODP) and it is not considered a Volatile Organic Compound (VOC) in the US. The physical properties of Enovate are summarized in Table 1 below.

**Table 1:** Physical Properties of Enovate.

Molecular Formula		$\text{CF}_3\text{CH}_2\text{CHF}_2$
Molecular Weight		134.0
Boiling Point	(°F)	59.5
	(°C)	15.3
Liquid Density	(g/cc) @ 20°C	1.32
Freezing Point	(°F)	<-160
	(°C)	<-107
Vapor Pressure:	(PSIA @ 68°F)	17.8
	(kPa @ 20°C)	123
Vapor Thermal Conductivity		@ 40°C
	(BTU in / ft <sup>2</sup> hr°F)	0.097
	(mW/mK)	14.0
Water Solubility (in Enovate)		1600 ppm
Flash Point *		None
Vapor Flame Limits **		None

\*Flashpoint by ASTM D 3828-87; ASTM D1310-86

\*\*Flame Limits measured at ambient temperature and pressure using ASTM E681-85 with electrically heated match ignition, spark ignition and fused wire ignition; ambient air.

### Toxicity

Enovate® is currently listed on the US EPA TSCA Inventory, the European EINECS Inventory, and the Japanese MITI Inventory. Extensive toxicity testing indicates that Enovate is of low toxicity. Overall results from a series of genetic studies indicate that Enovate is non-mutagenic and non-teratogenic. The American Industrial Hygiene Association has established a Workplace Environmental Exposure Level (WEEL) of 300 ppm. Anyone who uses or handles Enovate should carefully review the MSDS and product label prior to use.

**Table 2:** Regulatory and Environmental Information on Enovate®

CAS Number	460-73-1
ELINCS Number	419-170-6
Ozone Depletion Potential	0
US VOC status	Exempt
Exposure guidelines	
ACGIH TLV	None
OSHA PEL	None
WEEL (AIHA) TWA 8 hrs	300 ppm
TSCA Inventory Status	Listed
SNAP Approval	All Foam Applications

### Environmental

Enovate® blowing agent is a fluorinated hydrocarbon. Treatment or disposal of wastes generated by use of this product may be of concern depending on the nature of the wastes and the means of discharge, treatment or disposal. Enovate is not considered a "hazardous waste" by the Resource Conservation and Recovery Act if discarded unused. Care should be taken to avoid releases into the environment.

### Applications

Enovate Enovate has been evaluated in a variety of foam systems and applications. Its superior thermal insulating characteristics, physical properties and compatibility with other materials make it ideal as a blowing agent for rigid polyurethane foams. Enovate replaces HCFC-141b in rigid polyurethane foam-blowing applications. Foams formulated with Enovate generally have thermal properties equivalent to those of HCFC-141b foams and better dimensional stability and compressive strength properties. The US EPA has given SNAP approval for the use of Enovate as a replacement in all foam applications.

### Miscibility

As reflected in the statistics below, Enovate has exhibited acceptable miscibility in a wide range of polyols. To determine miscibility a mixture containing 40 wt. % Enovate and 60 wt.% polyol is prepared in a calibrated miscibility tube. The mixture is thoroughly mixed at an elevated temperature. The tube is then placed in a constant temperature bath for 24 hours. The height of the polyol and the Enovate is measured and the miscibility is calculated.





### Miscibility of Enovate® in Polyols @70 °F (21 °C)

Polyol	% Miscible
<b>POLYETHERS</b>	
<b>(Sucrose)</b>	
Dow Voranol® 360	>40.0
<b>(Sucrose- Amine)</b>	
Huntsman Rubinol® R 170	>40
Huntsman Rubinol® P 180	>40
<b>(Aromatic-Amine)</b>	
Huntsman Rubinol® R 144	>40
Huntsman Rubinol® R159	21
<b>(TDA)</b>	
BASF Pluracol® -824	35.4
Dow Voranol® 490	>40
<b>POLYESTER</b>	
Invista Terate® 2541	23.3
Invista Terate® 2541L	27.9
Invista Terate® 2031	18.8
Invista Terate® 2542	21.5
Invista Terate® 5521	23.0
Invista Terate® 254	23.4
Stepan Stepanol® 2352	32.3
Great Lakes PHT 4 Diol®	6.2

### Stability

Laboratory tests indicate that Enovate® blowing agent has a high degree of thermal and hydrolytic stability. In sealed tube studies the material showed no signs of decomposition after six (6) weeks of exposure to temperatures ranging from 75°C to 200°C in the presence and absence of water (at 300 ppm), and in the presence and absence of metals (3003 aluminum and/or 316 stainless steel). A separate study was also conducted with cold rolled steel rod exposed to Enovate in the presence and absence of air and water for a period of two (2) to six (6) weeks at temperatures ranging from 25°C to 100°C. Again, Enovate did not show any signs of decomposition.

### Compatibility

Enovate blowing agent is non-reactive and non-corrosive toward all commonly used metals in polyurethane processing equipment. This includes carbon steel, stainless steel, copper and brass. There is a concern with use of aluminum in contact with any halogenated material, which includes Enovate, due to the reactive nature of aluminum, particularly if aluminum fines are present and if the oxide layer on the surface of the aluminum is removed.

In general, Enovate is less aggressive toward plastics and elastomers than is HCFC-141b. Gaskets and seals that were changed to accommodate HCFC-141b should be compatible with Enovate. Honeywell has evaluated plastics and elastomers for use with Enovate. Table 3 below reports the findings of this study. Elastomers that may find application in both static conditions (for example, gasketing between flanges) versus dynamic conditions (for example, seals on rotating shafts) may have varying degrees of suitability in use.

Table 3: Materials Compatibility

<b>Plastics</b>				
<b>Application</b>	<b>% Weight Delta</b>	<b>% Length Delta</b>	<b>% Width Delta</b>	<b>% Thickness Delta</b>
Acetal	Negligible	Negligible	Negligible	Negligible
Acrylic	Dissolving			
HDPE	Negligible	Negligible	Negligible	Negligible
Nylon	Negligible	Negligible	Negligible	Negligible
Polycarbonate	Negligible	Negligible	Negligible	Negligible
Polyetherimide	Negligible	Negligible	Negligible	Negligible
Polypropylene	Negligible	Negligible	Negligible	Negligible
PET	Negligible	Negligible	Negligible	Negligible
PVC	Negligible	Negligible	Negligible	Negligible
PVDF	Negligible	Negligible	Negligible	Negligible
<b>PTFE</b>	<b>Negligible</b>	<b>Negligible</b>	<b>Negligible</b>	<b>Negligible</b>

<b>Elastomers</b>				
<b>Application</b>	<b>% Weight Delta</b>	<b>% Length Delta</b>	<b>% Width Delta</b>	<b>% Thickness Delta</b>
Butyl Rubber	Negligible	Negligible	Negligible	Negligible
<b>Fluoroelastomer</b>	<b>76.5</b>	<b>24.8</b>	<b>26.9</b>	<b>27.7</b>
EPDM	Negligible	Negligible	Negligible	Negligible
Epichlorohydrin	10.4	3.7	3.4	2.5
EthylenePropylene	1.2	0.8	Negligible	Negligible
Neoprene	Negligible	Negligible	Negligible	Negligible
Nitrile Rubber	4.2	Negligible	Negligible	Negligible
Silicone	6.0	Negligible	Negligible	2.4
Urethane	20.5	2.3	5.0	9.1

Notes: Fluoroelastomer: "Viton A": Trademark of DuPont Dow Elastomers  
 Nitrile Rubber: "Buna N"  
 PTFE: "Teflon": Trademark of the E. I. du Pont de Nemours and Company  
 PVDF: "Kynar": Trademark of Arkema Inc.  
 Polyetherimide: "Ultem": Trademark of The General Electric Company

### Storage & Handling

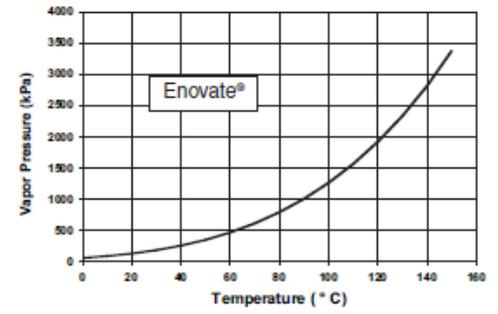
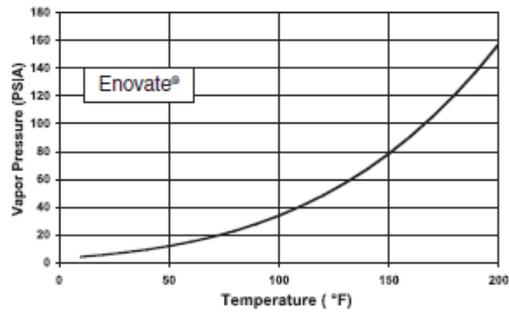
Enovate® should be stored in a cool, well-ventilated area. The material should only be stored in an approved cylinder. Please consult Honeywell's Technical Service Department prior to storage of the material in anything other than its original shipping cylinder to insure that the new container meets all safety requirements. The container and its fittings should be protected from physical damage. It should neither be punctured or dropped, nor exposed to open flames, excessive heat or direct sunlight. The container's valves should be tightly closed after use and when the container is empty.

Based on experience with other HFCs, Enovate should not be mixed with either air or oxygen at pressures above atmospheric pressure. If pressurization is required in your application, the use of nitrogen is recommended.

For additional information on use of cylinders please consult the appropriate handling, storage and unloading bulletin (available from a Honeywell Technical Service Representative)



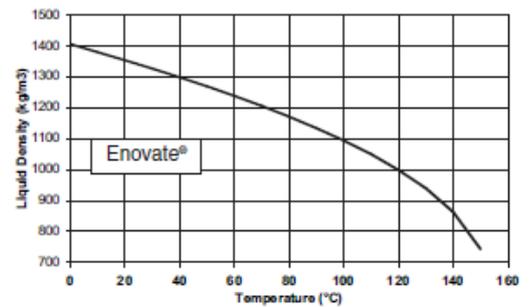
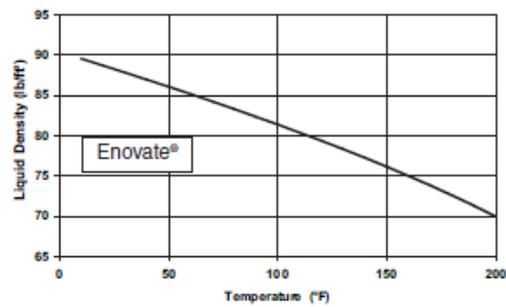
Temperture vs. Pressure



Temperature (°F)	Pressure (psia)	Temperature (°F)	Pressure (psia)
10	4.3	110	40.7
20	5.7	120	48.4
30	7.4	130	57.2
40	9.5	140	67.2
50	12	150	78.5
60	15.1	160	91.1
70	18.7	170	105.2
80	23	180	120.9
90	28.1	190	138.2
100	33.9	200	157.4

Temperature (°C)	Pressure (kPa)	Temperature (°C)	Pressure (kPa)
0	54	80	789
10	83	90	1004
20	124	100	1261
30	179	110	1565
40	252	120	1921
50	345	130	2335
60	464	140	2817
70	610	150	3380

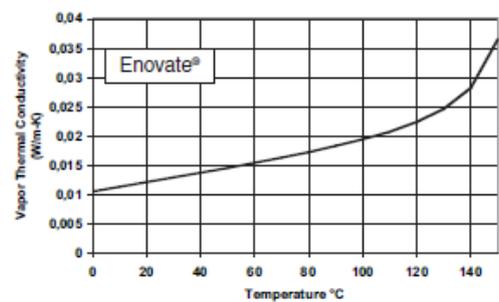
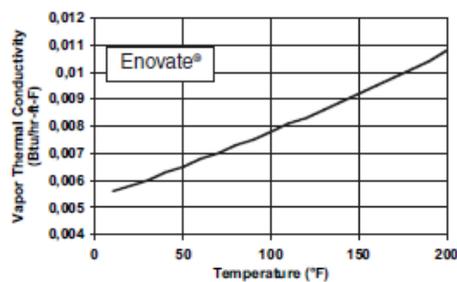
Density vs. Temperature



## Density vs. Temperature (continued)

Temperature (°F)	Liquid Density (lb/ft <sup>3</sup> )	Temperature (°F)	Liquid Density (lb/ft <sup>3</sup> )	Temperature (°C)	Liquid Density (kg/m <sup>3</sup> )	Temperature (°C)	Liquid Density (kg/m <sup>3</sup> )
10	89.5	110	80.4	0	1404	100	1093
20	88.7	120	79.3	10	1378	110	1049
30	87.8	130	78.3	20	1352	120	998
40	86.9	140	77.2	30	1325	130	939
50	86.1	150	76.1	40	1297	140	863
60	85.2	160	75.0	50	1268	150	743
70	84.2	170	73.8	60	1237		
80	83.3	180	72.6	70	1205		
90	82.3	190	71.3	80	1170		
100	81.4	200	69.9	90	1133		

## Vapor Thermal Conductivity vs. Temperature



Temperature (°F)	Vapor Thermal Conductivity (Btu/hr-ft-F)	Temperature (°F)	Vapor Thermal Conductivity (Btu/hr-ft-F)	Temperature (°C)	Vapor Thermal Conductivity (W/m-k)	Temperature (°C)	Vapor Thermal Conductivity (W/m-k)
10	0.0056	110	0.0081	0	0.0105	80	0.0172
20	0.0058	120	0.0083	10	0.0113	90	0.0183
30	0.0060	130	0.0086	20	0.0121	100	0.0194
40	0.0063	140	0.0089	30	0.0129	110	0.0207
50	0.0065	150	0.0092	40	0.0137	120	0.0224
60	0.0068	160	0.0095	50	0.0145	130	0.0246
70	0.0070	170	0.0098	60	0.0154	140	0.0282
80	0.0073	180	0.0101	70	0.0163	150	0.0365
90	0.0075	190	0.0104				
100	0.0078	200	0.0108				

**Honeywell Performance  
Materials and Technologies**  
101 Columbia Road  
Morristown, NJ 07962  
Phone: 800-631-8138  
Outside US: +1 973-455-2000  
Fax: 973-455-6394  
[www.honeywell.com/enovate](http://www.honeywell.com/enovate)



The information provided herein are believed to be accurate and reliable, but are presented without guarantee or warranty of any kind, express or implied. User assumes all risk and liability for use of the information and results obtained. Statements or suggestions concerning possible use of materials and processes are made without representation or warranty that any such recommendations to infringe any patent. The user should not assume that all safety measures are indicated herein, or that other measures may not be required.

September 2012  
Printed in U.S.A.  
© 2012 Honeywell International Inc.



3M(TM)LIQUIDE NOVEC(TM) 7100



## Fiche de données de sécurité

Copyright, 2013, Compagnie 3M Tous droits réservés. La copie et/ou le chargement de cette information dans le but d'utiliser correctement les produits 3M est autorisé à condition que (1) l'information soit copiée dans sa totalité, sans aucun changement, sauf accord écrit préalable 3M, et (2) ni la copie, ni l'original ne soit revendu ou distribué autrement avec l'intention d'en tirer un quelconque profit.

Référence FDS:	07-6378-9	Numéro de version:	14.10
Date de révision:	07/10/2013	Annule et remplace la version du :	06/01/2012

Numéro de version Transport: 1.00 (18/11/2010)

Cette fiche de données de sécurité est conforme au règlement REACH n° 1907/2006 et à ses modifications.

## 1. IDENTIFICATION DE LA SUBSTANCE / DU MELANGE ET DE LA SOCIETE / ENTREPRISE

1.1 Identification de la substance ou du mélange:  
3M(TM)LIQUIDE NOVEC(TM) 7100

N° d'enregistrement REACH 01-0000016878-53-0001

Numéros d'identification de produit  
98-0211-8941-4      98-0211-8946-3      98-0212-1011-1

1.2. Utilisations identifiées pertinentes de la substance ou du mélange et utilisations déconseillées:

- Utilisations identifiées:  
Pour usage industriel exclusivement. Ne doit pas être utilisé pour un usage médical ou pharmaceutique.

1.3. Renseignements concernant le fournisseur de la substance ou du mélange:

ADRESSE: 3M France, Boulevard de l'Oise, 95006 Cergy-Pontoise Cedex  
Téléphone: 01 30 31 61 61  
E-mail: tfr@mmm.com  
Site internet <http://3m.quickfds.com>

1.4 Numéro d'appel d'urgence:  
Téléphone ORFILA: 01.45.42.59.59

## 2. IDENTIFICATION DES DANGERS

2.1. Classification de la substance ou du mélange:  
Règlement Européen CLP N° 1272/2008/CE

### CLASSIFICATION:

Ce produit n'est pas classé comme dangereux conformément au règlement (CE) n° 1272/2008, tel que modifié, relatif à la classification, l'étiquetage et l'emballage des substances et des mélanges.

- Directive Substances Dangereuses (67/548/EEC); Préparations Dangereuses (1999/45/CE)

Ce produit n'est pas classifié dangereux selon la Directive Européenne 1999/45/CE.

3M(TM)LIQUIDE NOVEC(TM) 7100
------------------------------

**2.2. Eléments de l'étiquette**  
Règlement Européen CLP N° 1272/2008/CE

- Directive Substances Dangereuses (67/548/EEC); Préparations Dangereuses (1999/45/CE)

**Symbole(s)**

aucun

**Contient:**

Aucun ingrédient sur l'étiquette.

**Phrases de risque** aucun

**Conseils de prudence** aucun

**Note sur l'étiquetage**

Mise à jour selon le Règlement Détergents (EC) N° 648/2004.

**2.3 .Autres dangers**

Inconnu

### 3. COMPOSITION / INFORMATIONS SUR LES COMPOSANTS

Ingrédient	Numéro CAS	Inventaire EU	% par poids	Classification
Methyl nonafluorobutyl ether	163702-07-6	ELINCS 422-270-2	20 - 80	
Methyl nonafluoroisobutyl ether	163702-08-7	ELINCS 422-270-2	20 - 80	

Voir en section 16 pour le texte complet des phrases de risques R et codes des mentions de danger H visées dans cette section. Veuillez svp vous référer à la section 15 pour les Notas applicables aux composants ci-dessus.

Pour les informations relatives aux valeurs limites d'exposition des ingrédients ou au statut PBT ou vPvB, consulter les sections 8 et 12 de cette Fiche de Données de Sécurité.

### 4. PREMIERS SOINS

**4.1. Description des premiers secours:**

**Inhalation:**

Transporter la personne à l'air frais. En cas de malaise, consulter un médecin.

**Contact avec la peau:**

Laver avec du savon et de l'eau. Si des signes / symptômes se développent consulter un médecin.

**Contact avec les yeux:**

Rincer avec de grandes quantités d'eau. Enlever les lentilles de contact si la victime en porte et si elles peuvent être facilement enlevées. Continuer à rincer. Si les symptômes persistent, consulter un médecin.

**En cas d'ingestion:**

Aucun premier secours n'est anticipé.

**3M(TM)LIQUIDE NOVEC(TM) 7100**

**4.2. Symptômes et effets principaux, aigus et différés:**  
Voir en section 11.1: information sur les effets toxicologiques.

**4.3. Indication des soins médicaux immédiats et traitements particuliers nécessaires:**  
Non applicable

**5. MESURES DE LUTTE CONTRE L'INCENDIE**

**5.1. Moyens d'extinction:**  
Ce matériau est incombustible. Utiliser un agent de lutte contre les incendies approprié pour étouffer l'incendie avoisinant.

**5.2. Dangers particuliers résultant de la substance ou du mélange:**  
L'exposition à des températures extrêmes peut entraîner une décomposition thermique. Voir chapitre 10, stabilité et réactivité.

**5.3. Conseils aux pompiers:**  
Pas de risques particuliers d'incendie ou d'explosion. En cas d'incendie grave et si le produit peut se décomposer thermiquement totalement, porter un vêtement de protection intégral comprenant : casque, système de protection respiratoire autonome avec adduction d'air créant une pression positive à l'intérieur du casque, tablier et pantalon et manches resserrés autour des bras et des jambes, masque facial et chasuble pour protéger la tête.

**6. Mesures à prendre en cas de dispersion accidentelle**

**6.1. Précautions individuelles, équipement de protection et procédures d'urgence:**  
Ventiler la zone. Reportez-vous aux autres sections de cette FDS pour l'information concernant les risques physiques et de la santé, de protection respiratoire, ventilation et équipement de protection individuelle.

**6.2. Précautions pour la protection de l'environnement:**  
Eviter le rejet dans l'environnement. Consulter les instructions. En cas de renversements importants, couvrir les évacuations et construire des digues pour éviter l'écoulement du produit dans les égouts ou les cours d'eau.

**6.3. Méthodes et matériel de confinement et de nettoyage:**  
Contenir le renversement. Couvrir avec un matériau absorbant inorganique. N'oubliez pas, ajouter un matériau absorbant ne supprime pas le danger physique, la santé ou le danger pour l'environnement. Récupérer le matériau répandu. Mettre dans un récipient fermé. Fermer le récipient. Eliminer le matériau récupéré le plus rapidement possible.

**6.4. Références à d'autres sections:**  
Reportez-vous au section 8 et 13 pour plus d'informations.

**7. Manipulation et stockage**

**7.1. Précautions à prendre pour une manipulation sans danger:**  
Eviter le contact de la peau avec le matériau chaud. Pour usage professionnel/industriel uniquement. Ne pas utiliser en espace confiné ou insuffisamment aéré. Stocker les vêtements de travail à l'écart des autres vêtements, des produits alimentaires et du tabac. Eviter le rejet dans l'environnement. Consulter les instructions. Eviter tout contact avec des agents oxydants (par exemple: Chlore, l'acide chromique, etc) Ne pas fumer: Fumer en utilisant ce produit peut entraîner la contamination du tabac et / ou de la fumée et de conduire à la formation de produits de décomposition dangereux.

**7.2. Conditions d'un stockage sûr, y compris d'éventuelles incompatibilités:**  
Stocker à l'écart des acides. Stocker à l'écart des bases fortes. Stocker à l'écart des agents oxydants.

**7.3. Utilisation(s) finale(s) particulière(s):**  
Pour plus d'informations: voir section 7.1 et 7.2 pour des recommandations de manutention et de stockage. Voir section 8 pour les contrôles d'exposition et les recommandations de protection individuelle.

3M(TM)LIQUIDE NOVEC(TM) 7100

## 8. Contrôles de l'exposition/protection individuelle

### 8.1. Valeurs limites d'exposition:

#### Limites d'exposition professionnelle

Aucune valeur limite d'exposition n'existe pour les ingrédients listés en section 3 de cette FDS.

### 8.2. Contrôles de l'exposition:

#### 8.2.1. Contrôles techniques appropriés

Pour les situations où le matériel pourrait être exposé à une surchauffe extrême due à une mauvaise utilisation ou défaillance de l'équipement, l'utilisation avec une ventilation adéquate locale suffisante pour maintenir les niveaux de produits de décomposition thermique en dessous de leur limites d'exposition. Utiliser une ventilation générale de dilution et / ou une aspiration locale pour contrôler les expositions dans l'air sont en-dessous des limites d'expositions pertinentes et / ou contrôle de la poussière / fumées / gaz / brouillards / vapeurs / aérosols. Si la ventilation n'est pas adéquate, utiliser un équipement de protection respiratoire.

#### 8.2.2. Mesures de protection individuelle, telles que les équipements de protection individuelle (EPI)

##### Protection des yeux/du visage:

Aucun requis.

##### Protection de la peau/la main

Sur la base des résultats d'évaluation de l'exposition, sélectionner et utiliser des gants et/ou des habits de protection pour éviter le contact avec la peau. Consulter le fabricant de gants et/ou d'habits de protection pour sélectionner les matériaux appropriés.

Des gants constitués du/des matériaux suivants sont recommandés: Caoutchouc nitrile.

##### Protection respiratoire:

Aucun requis.

##### Dangers thermiques

Porter des gants anti-chaaleur lors de la manipulation de cette matière pour éviter des brûlures thermiques.

## 9. PROPRIETES PHYSIQUES ET CHIMIQUES

### 9.1. Informations sur les propriétés physiques et chimiques essentielles:

Etat physique:	Liquide
Aspect physique spécifique:	Liquide
Apparence/odeur:	Liquide clair, incolore. Légère odeur étherée.
Valeur de seuil d'odeur	<i>Pas de données de tests disponibles.</i>
pH	<i>Non applicable.</i>
Point/intervalle d'ébullition:	61 °C [ @ 101 324,72 Pa ]
Point de fusion:	-135 °C
Inflammabilité (solide, gaz):	Non applicable.
Dangers d'explosion:	Non classifié
Propriétés comburantes:	Non classifié
Point d'éclair:	Pas de point d'éclair
Température d'inflammation spontanée	405 °C [ Conditions:(ASTM E659-84)]
Limites d'inflammabilité (LEL)	Aucune détectée
Limites d'inflammabilité (UEL)	Aucune détectée
Pression de vapeur	26 931 Pa [ @ 25 °C ]

## 3M(TM)LIQUIDE NOVEC(TM) 7100

Densité relative	1,5 [Réf. Standard :Eau = 1]
Hydrosolubilité	< 12 ppm
Solubilité (non-eau)	<i>Pas de données de tests disponibles.</i>
Coefficient de partage n-octanol / eau	3,90 [Conditions:@ 30 C]
Taux d'évaporation:	49 [Réf. Standard :BUOAC=1]
Densité de vapeur	8,6 [Réf. Standard :Air=1]
Température de décomposition	<i>Pas de données de tests disponibles.</i>
Viscosité	0,001 Pa.s [@ 23 °C]
Densité	1,5 g/ml
<b>9.2. Autres informations:</b>	
Composés Organiques Volatils:	[Conditions:Exempt]
Teneur en matières volatiles:	100 %
COV (moins l'eau et les solvants exempts):l	[Conditions:Exempt]

## 10. STABILITE ET REACTIVITE

## 10.1 Réactivité:

Ce produit peut être réactif avec certains agents sous certaines conditions - voir les autres rubriques de cette section.

## 10.2 Stabilité chimique:

Stable.

## 10.3. Possibilité de réactions dangereuses:

Une polymérisation dangereuse ne se produira pas.

## 10.4. Conditions à éviter:

Non applicable

## 10.5 Matériaux à éviter:

Acides forts

Bases fortes

Agents oxydants forts.

## 10.6. Produits de décomposition dangereux:

<u>Substance</u>	<u>Condition</u>
Monoxyde de carbone	aux températures élevées
Dioxyde de carbone	aux températures élevées
Fluorure d'hydrogène	aux températures élevées - Des conditions extrêmes de chaleur
perfluoroisobutylène (PFIB)	aux températures élevées - Des conditions extrêmes de chaleur
Vapeur toxique, gaz, particule.	aux températures élevées

Si le produit est soumis à des températures extrêmes suite à une mauvaise utilisation ou à une défaillance d'équipement, il peut se décomposer en émettant des produits toxiques tels que l'acide fluorhydrique et le perfluoroisobutylène.

## 11. INFORMATIONS TOXICOLOGIQUES

## 3M(TM)LIQUIDE NOVEC(TM) 7100

Les informations ci-dessous peuvent être inconsistantes avec la classification du produit dans la section 2 si les classifications de certains ingrédients sont attribuées par une autorité compétente. En outre, les données toxicologiques de certains ingrédients peuvent ne pas être reprises dans la classification du produit et/ou les signes et symptômes de l'exposition. Une cause possible est qu'un ingrédient peut être présent en dessous du seuil d'étiquetage, un ingrédient peut être indisponible pour l'exposition ou les données ne s'appliquent pas au produit dans son ensemble.

## 11.1. Informations sur les effets toxicologiques:

## Les signes et symptômes d'exposition

Sur la base de données de tests et/ou d'informations sur les composants, ce produit peut provoquer les effets suivants sur la santé:

**Inhalation:**

Les vapeurs du matériau chauffé peuvent causer une irritation des voies respiratoires. Les signes et symptômes peuvent inclure : toux, éternuements écoulement nasal, enrouement, respiration asthmatique, difficultés respiratoires, douleur nasale et maux de gorge, crachats de sang et des effets non respiratoires comme douleurs oculaires et larmoiments.

**Contact avec la peau:**

Une irritation significative de la peau est peu probable en cas de contact, pendant l'utilisation du produit.

**Contact avec les yeux:**

Une irritation significative des yeux est peu probable en cas de contact, pendant l'utilisation du produit. Les vapeurs du matériau chauffé peuvent causer une irritation des yeux.

**Ingestion:**

L'ingestion est sans effet sur la santé.

## Données toxicologiques

## Toxicité aiguë

Nom	Route	Organis ms	Valeur
Méthyl nonafluoroisobutyl ether	Inhalation - Vapeur (4 heures)	Rat	LC50 > 1 000 mg/l
Méthyl nonafluoroisobutyl ether	Ingestion	Rat	LD50 > 5 000 mg/kg
Méthyl nonafluorobutyl ether	Inhalation - Vapeur (4 heures)	Rat	LC50 > 1 000 mg/l
Méthyl nonafluorobutyl ether	Ingestion	Rat	LD50 > 5 000 mg/kg

TAE = Toxicité Aigue Estimée

## Corrosion / irritation cutanée

Nom	Organis ms	Valeur
Méthyl nonafluoroisobutyl ether	Lapin	Aucune irritation significative
Méthyl nonafluorobutyl ether	Lapin	Aucune irritation significative

## Lésions oculaires graves / irritation oculaire

Nom	Organis ms	Valeur
Méthyl nonafluoroisobutyl ether	Lapin	Aucune irritation significative
Méthyl nonafluorobutyl ether	Lapin	Aucune irritation significative

## Sensibilisation de la peau

Nom	Organis ms	Valeur
-----	---------------	--------

## 3M(TM)LIQUIDE NOVEC(TM) 7100

Méthyl nonafluoroisobutyl ether	Cochon d'Inde	Non sensibilisant
Méthyl nonafluorobutyl ether	Cochon d'Inde	Non sensibilisant

## Sensibilisation des voies respiratoires

Nom	Organismes	Valeur
Méthyl nonafluoroisobutyl ether		Données non disponibles ou insuffisantes pour la classification
Méthyl nonafluorobutyl ether		Données non disponibles ou insuffisantes pour la classification

## Mutagenicité cellules germinales

Nom	Route	Valeur
Méthyl nonafluoroisobutyl ether	In vitro	Non mutagène
Méthyl nonafluoroisobutyl ether	In vivo	Non mutagène
Méthyl nonafluorobutyl ether	In vitro	Non mutagène
Méthyl nonafluorobutyl ether	In vivo	Non mutagène

## Cancérogénicité

Nom	Route	Organismes	Valeur
Méthyl nonafluoroisobutyl ether			Données non disponibles ou insuffisantes pour la classification
Méthyl nonafluorobutyl ether			Données non disponibles ou insuffisantes pour la classification

## Toxicité pour la reproduction

## Effets sur la reproduction et / ou sur le développement

Nom	Route	Valeur	Organismes	Test résultat	Durée d'exposition
Méthyl nonafluoroisobutyl ether	Ingestion	Non toxique sur la reproduction femelle	Rat	NOAEL 1 000 mg/kg/day	28 jours
Méthyl nonafluoroisobutyl ether	Inhalation	Non toxique sur la reproduction femelle	Rat	NOAEL 129 mg/l	1 génération
Méthyl nonafluoroisobutyl ether	Ingestion	Non toxique sur la reproduction mâle	Rat	NOAEL 1 000 mg/kg/day	28 jours
Méthyl nonafluoroisobutyl ether	Inhalation	Non toxique sur la reproduction mâle	Rat	NOAEL 129 mg/l	1 génération
Méthyl nonafluoroisobutyl ether	Inhalation	Certaines données positives concernant le développement existent, mais elles ne sont pas suffisantes pour justifier une classification.	Rat	NOAEL 307 mg/l	pendant la grossesse
Méthyl nonafluorobutyl ether	Ingestion	Non toxique sur la reproduction femelle	Rat	NOAEL 1 000 mg/kg/day	28 jours
Méthyl nonafluorobutyl ether	Inhalation	Non toxique sur la reproduction femelle	Rat	NOAEL 129 mg/l	1 génération
Méthyl nonafluorobutyl ether	Ingestion	Non toxique sur la reproduction mâle	Rat	NOAEL 1 000 mg/kg/day	28 jours
Méthyl nonafluorobutyl ether	Inhalation	Non toxique sur la reproduction mâle	Rat	NOAEL 129 mg/l	1 génération
Méthyl nonafluorobutyl ether	Inhalation	Certaines données positives concernant le développement existent, mais elles ne sont pas suffisantes pour justifier une classification.	Rat	NOAEL 307 mg/l	pendant la grossesse

## Organe(s) cible(s)

## Toxicité pour certains organes cibles - exposition unique

## 3M(TM)LIQUIDE NOVEC(TM) 7100

Nom	Route	Organe(s) cible(s)	Valeur	Organis ms	Test résultat	Durée d'exposition
Méthyl nonafluoroisobutyl ether	Inhalation	Système nerveux	Certaines données positives existent, mais ces données ne sont pas suffisantes pour justifier une classification.	Chien	LOAEL 913 mg/l	10 minutes
Méthyl nonafluoroisobutyl ether	Inhalation	Sensibilisation cardiaque	Tous les données sont négatives.	Chien	NOAEL 913 mg/l	10 minutes
Méthyl nonafluorobutyl ether	Inhalation	Système nerveux	Certaines données positives existent, mais ces données ne sont pas suffisantes pour justifier une classification.	Chien	LOAEL 913 mg/l	10 minutes
Méthyl nonafluorobutyl ether	Inhalation	Sensibilisation cardiaque	Tous les données sont négatives.	Chien	NOAEL 913 mg/l	10 minutes

## Toxicité pour certains organes cibles - exposition répétée

Nom	Route	Organe(s) cible(s)	Valeur	Organis ms	Test résultat	Durée d'exposition
Méthyl nonafluoroisobutyl ether	Inhalation	Foie	Certaines données positives existent, mais ces données ne sont pas suffisantes pour justifier une classification.	Rat	NOAEL 155 mg/l	13 semaines
Méthyl nonafluoroisobutyl ether	Inhalation	os, dents, ongles et / ou les cheveux	Certaines données positives existent, mais ces données ne sont pas suffisantes pour justifier une classification.	Rat	NOAEL 129 mg/l	11 semaines
Méthyl nonafluoroisobutyl ether	Inhalation	Coeur   la peau   Système endocrine   système hématopoïétique   système immunitaire   muscles   Système nerveux   des yeux   rénale et / ou de la vessie   système respiratoire	Tous les données sont négatives.	Rat	NOAEL 155 mg/l	13 semaines
Méthyl nonafluoroisobutyl ether	Ingestion	Système endocrine   Foie	Certaines données positives existent, mais ces données ne sont pas suffisantes pour justifier une classification.	Rat	NOAEL 1 000 mg/kg/day	28 jours
Méthyl nonafluoroisobutyl ether	Ingestion	Coeur   système hématopoïétique   système immunitaire   Système nerveux   des yeux   rénale et / ou de la vessie   système respiratoire	Tous les données sont négatives.	Rat	NOAEL 1 000 mg/kg/day	28 jours
Méthyl nonafluorobutyl ether	Inhalation	Foie	Certaines données positives existent, mais ces données ne sont pas suffisantes pour justifier une classification.	Rat	NOAEL 155 mg/l	13 semaines
Méthyl nonafluorobutyl ether	Inhalation	os, dents, ongles et / ou les cheveux	Certaines données positives existent, mais ces données ne sont pas suffisantes pour justifier une classification.	Rat	NOAEL 129 mg/l	11 semaines
Méthyl nonafluorobutyl ether	Inhalation	Coeur   la peau   Système endocrine   système hématopoïétique   système immunitaire   muscles   Système nerveux   des yeux   rénale et / ou de la vessie   système respiratoire	Tous les données sont négatives.	Rat	NOAEL 155 mg/l	13 semaines

**3M(TM)LIQUIDE NOVEC(TM) 7100**

Méthyl nonafluorobutyl ether	Ingestion	Système endocrine   Foie	Certaines données positives existent, mais ces données ne sont pas suffisantes pour justifier une classification.	Rat	NOAEL 1 000 mg/kg/day	28 jours
Méthyl nonafluorobutyl ether	Ingestion	Coeur   système hématopoïétique   système immunitaire   Système nerveux   des yeux   rénale et / ou de la vessie   système respiratoire	Tous les données sont négatives.	Rat	NOAEL 1 000 mg/kg/day	28 jours

**Danger par aspiration**

Nom	Valeur
Méthyl nonafluoroisobutyl ether	Pas un risque d'aspiration
Méthyl nonafluorobutyl ether	Pas un risque d'aspiration

Contactez l'adresse ou le numéro de téléphone indiqué sur la première page de la FDS pour informations toxicologiques sur cette matière et / ou de ses composants.

**12. INFORMATIONS ECOLOGIQUES**

Les informations ci-dessous peuvent être inconsistantes avec la classification du produit dans la section 2 si les classifications de certains ingrédients sont attribués par une autorité compétente. Des informations complémentaires conduisant à la classification dans la section 2 sont disponibles sur demande. En outre, les effets sur l'environnement et les données relatives à certains ingrédients peuvent ne pas figurer dans cette section. Une cause possible est qu'un ingrédient est présent en dessous du seuil d'étiquetage, un ingrédient peut être indisponible pour l'exposition, ou les données sont considérées comme non-pertinentes pour le produit dans son ensemble.

**12.1 Toxicité:**

Pas de données de tests relatives aux composants disponibles.

Matériel	Organisme	type	Exposition	Test point final	Test résultat
3M(TM)LIQUIDE NOVEC(TM) 7100	Vairon de Fathead	Laboratoire	96 heures	Concentration létale 50%	>7,9 mg/l
3M(TM)LIQUIDE NOVEC(TM) 7100	Algues vertes	Laboratoire	96 heures	Concentration inhibitrice 50%	>8,9 mg/l
3M(TM)LIQUIDE NOVEC(TM) 7100	puce d'eau	Laboratoire	48 heures	Effet concentration 50%	>10 mg/l

**12.2 Persistance et dégradabilité:**

Matériel	N° CAS	Type de test	Durée	Type d'étude	Test résultat	Protocole
Méthyl nonafluorobutyl ether	163702-07-6	expérimental Biodégradation	28 jours	Demande biologique en oxygène	22 % en poids	OCDE 301D
Méthyl nonafluoroisobutyl ether	163702-08-7	expérimental Biodégradation	28 jours	Demande biologique en oxygène	22 % en poids	OCDE 301D

**12.3. Potentiel de bioaccumulation:**

**3M(TM)LIQUIDE NOVEC(TM) 7100**

Matériel	N° CAS	Type de test	Durée	Type d'étude	Test résultat	Protocole
Méthyl nonafluorobutyl ether	163702-07-6	expérimental Bioconcentration		Lod du Coefficient de partage octanol/eau	3.54	Autres méthodes
Méthyl nonafluoroisobutyl ether	163702-08-7	expérimental Bioconcentration		Lod du Coefficient de partage octanol/eau	3.54	Autres méthodes

**12.4. Mobilité dans le sol:**

Contactez le fournisseur pour plus d'informations.

**12.5. Résultats de l'évaluation PBT et vPvB:**

Pas de données de tests disponibles à l'heure actuelle, contactez le fournisseur pour plus d'informations.

**12.6. Autres effets néfastes:**

Pas d'information disponible.

**13. CONSIDERATIONS RELATIVES A L'ELIMINATION****13.1. Méthode de traitement des déchets:**

Voir en section 11.1: information sur les effets toxicologiques.

Incinérer dans une installation d'incinération de déchets autorisée. La destruction adéquate peut nécessiter l'utilisation de carburant supplémentaire pendant les procédés d'incinération. Les conteneurs vides et utilisés pour le transport et la manutention des produits chimiques dangereux (substances chimiques / mélanges / préparations classées comme dangereuses conformément à la réglementation applicable) doivent être considérés, stockés, traités et éliminés comme des déchets dangereux à moins d'indication définie par la réglementation des déchets applicables. Consulter les autorités de régulation respectives afin de déterminer les traitements disponibles et les installations d'élimination.

Le code déchets est basé sur l'application du produit par le client. Puisque cet aspect est hors de contrôle 3M, aucun code déchets pour les produits après utilisation ne sera fourni. Merci de vous référer au Code Déchets Européen (EWC-2000/532/CE et ses amendements) pour attribuer le code déchets correct à votre propre résidu. Assurez vous d'être en conformité avec les réglementations nationales et/ou locales applicables et utilisez toujours un opérateur de traitement des déchets agréé.

**Code déchets EU (produit tel que vendu)**

- 07 01 03 Solvants, liquides de lavage et liqueurs mères organiques halogénés.
- 14 06 02\* Autres solvants et mélanges de solvants halogénés.

**14. INFORMATIONS RELATIVES AU TRANSPORT**

98-0211-8946-3, 98-0212-1011-1

Non réglementé pour le transport

ADR / IMDG / IATA : Non réglementé

**15. INFORMATIONS REGLEMENTAIRES**

15.1. Législation: spécifiques relatif à la sécurité, santé et réglementations environnementales de la substance ou du

**3M(TM)LIQUIDE NOVEC(TM) 7100****mélange****Statut global inventaires.**

Contactez le fournisseur pour plus d'informations. Les composants de ce produit sont conformes avec les "Measures on Environmental Management of New Chemical Substance". Certaines restrictions peuvent s'appliquer. Contactez la division de vente pour plus d'informations. Les composants de ce produit sont conformes avec les dispositions du "Korean Toxic Chemical Control Law". Certaines restrictions peuvent s'appliquer. Contactez la division de vente pour plus d'informations. Les composants de ce produit sont en conformité avec les dispositions du "Australia National Industrial Chemical Notification and Assessment Scheme (NICNAS)". Certaines restrictions peuvent s'appliquer. Contactez la division de vente pour plus d'informations. Les composants de ce produit sont en conformité avec les dispositions du "Japan Chemical Substance Control Law". Certaines restrictions peuvent s'appliquer. Contactez la division de vente pour plus d'informations. Les composants de ce produit sont conformes avec la réglementation des Philippines RA 6969. Certaines restrictions peuvent s'appliquer. Les composants de ce produit sont conformes avec les exigences de notifications relatives aux nouvelles substances du CEPA. Les composants de ce produit sont conformes aux exigences de notification chimique du TSCA.

**Tableau des maladies professionnelles**

32 Affections professionnelles provoquées par le fluor, l'acide fluorhydrique et ses sels minéraux

**15.2. Evaluation de la Sécurité Chimique**

Ne s'applique pas.

**16. AUTRES INFORMATIONS****Raison de la révision:**

Raisons de la révision

Section 3 : Composition / Information des ingrédients - L'information a été modifiée.

Section 9 : Coefficient de partage n-octanol/eau - L'information a été modifiée.

Section 12: Informations écologiques - L'information a été modifiée.

Section 10 : Matières à éviter - L'information a été modifiée.

Section 10: Conditions à éviter (propriétés physiques) - L'information a été modifiée.

Section 9: Inflammabilité (solide, gaz) information - L'information a été modifiée.

Rubrique 16: Régulations - Inventaires - Uniquement UE - L'information a été modifiée.

Copyright - L'information a été modifiée.

Étiquette: Classification CLP - L'information a été modifiée.

Risque d'aspiration (Tableau) - L'information a été modifiée.

Section 11: Toxicité aiguë (Tableau) - L'information a été modifiée.

Cancérogénicité (Tableau) - L'information a été modifiée.

Table: Lésions oculaires graves/Irritation oculaire - L'information a été modifiée.

Mutagénicité des cellules germinales (Tableau) - L'information a été modifiée.

Sensibilisation de la peau (Tableau) - L'information a été modifiée.

Sensibilisation des voies respiratoires (Tableau) - L'information a été modifiée.

Toxicité pour la reproduction (Tableau) - L'information a été modifiée.

Corrosion de la peau (Tableau irritation) - L'information a été modifiée.

Organes Cibles - Répété (Tableau) - L'information a été modifiée.

Organes Cibles - unique - L'information a été modifiée.

Section 11: Effets sur la santé - les yeux (Information) - L'information a été modifiée.

Section 1: Numéro d'enregistrement REACH - L'information a été modifiée.

Section 2: 2.2 et 2.3: Régulation CLP (Titre) - L'information a été modifiée.

Section 5: Feu - Moyens d'extinction (Information) - L'information a été modifiée.

Section 5: Feu - Conseils pour les sapeurs-pompiers (Information) - L'information a été modifiée.

Section 6: Rejet accidentel personnel (Information) - L'information a été modifiée.

Section 6: Rejet accidentel d'environnement (Information) - L'information a été modifiée.

Section 6: Rejet accidentel de nettoyage (Information) - L'information a été modifiée.

Section 7: Précautions de la manipulation (Information) - L'information a été modifiée.

Section 7: Conditions de stockage en toute sécurité - L'information a été modifiée.

## 3M(TM)LIQUIDE NOVEC(TM) 7100

Section 8: Protection personnelle - La peau/ La main (Information) - L'information a été modifiée.  
 Section 10: Tableau: Décomposition dangereux ou sous-produits - L'information a été modifiée.  
 Section 13: 13.1 Elimination des déchets - L'information a été modifiée.  
 Section 13: Phrase générale - Catégorie déchets GHS - L'information a été modifiée.  
 12.3 Persistance et dégradation - L'information a été ajoutée.  
 12.4 Potentiel de bioaccumulation - L'information a été ajoutée.  
 12: Tableau persistance et dégradabilité: Matériel - L'information a été ajoutée.  
 12: Tableau persistance et dégradabilité: CAS N° - L'information a été ajoutée.  
 12: Persistance et dégradabilité: Type de test - L'information a été ajoutée.  
 12: Tableau persistance et dégradabilité: Durée - L'information a été ajoutée.  
 12: Tableau persistance et dégradabilité: Résultats des tests - L'information a été ajoutée.  
 12: Tableau persistance et dégradabilité: Protocole - L'information a été ajoutée.  
 12: Potentiel bioaccumulatif: Matériel - L'information a été ajoutée.  
 12: Potentiel bioaccumulatif: CAS N° - L'information a été ajoutée.  
 12: Potentiel bioaccumulatif: Durée - L'information a été ajoutée.  
 12: Potentiel bioaccumulatif: Résultats des tests - L'information a été ajoutée.  
 12: Potentiel bioaccumulatif: Protocole - L'information a été ajoutée.  
 12: Potentiel bioaccumulatif: Type de test - L'information a été ajoutée.  
 Section 2: Notes concernant l'étiquetage (Titre) - L'information a été ajoutée.  
 Section 10: Produits de décomposition dangereux - L'information a été ajoutée.  
 Rubrique 12: Tableau de persistance et dégradabilité (Type d'étude) (Titre colonne) - L'information a été ajoutée.  
 12: Potentiel bioaccumulatif: Type de test - L'information a été ajoutée.  
 Section 9: Valeur de seuil d'odeur - L'information a été ajoutée.  
 Section 9: Solubilité (non-eau) - L'information a été ajoutée.  
 Section 9: Température de décomposition - L'information a été ajoutée.  
 Etiquette: Graphique - L'information a été ajoutée.  
 Section 2: Information graphique - L'information a été ajoutée.  
 Section 9: Inflammabilité (solide, gaz) information - L'information a été ajoutée.  
 Section 2: Symboles (Titre) - L'information a été supprimée.  
 15: Symboles - L'information a été supprimée.  
 Section 12: Danger aquatique (Information) - L'information a été supprimée.  
 Section 12: Danger aquatique chronique (Titre) - L'information a été supprimée.  
 Section 12: Danger aquatique (Titre) - L'information a été supprimée.  
 Section 12: Danger aquatique chronique (Information) - L'information a été supprimée.  
 Prints No Data if Persistence and Degradability information is not present - L'information a été supprimée.  
 Prints No Data if Bioaccumulative potential information is not present - L'information a été supprimée.  
 Section 15: Ingrédients selon la directive 648/2004 - L'information a été supprimée.  
 Section 11: Titre tableau lactation - L'information a été supprimée.  
 Tableau lactation - L'information a été supprimée.  
 Section 11: Tableau lactation - Nom (Titre) - L'information a été supprimée.  
 Section 11: Tableau lactation - Route (Titre) - L'information a été supprimée.  
 Section 11: Tableau lactation - Organisms (Titre) - L'information a été supprimée.  
 Section 11: Classification UN SGH (Tableau - Titre) - L'information a été supprimée.  
 Section 11: Tableau lactation - Classification UN GHS (Titre) - L'information a été supprimée.  
 Section 11: Tableau lactation - valeur (Titre) - L'information a été supprimée.  
 Section 15 : Information sur les ingrédients selon le règlement des détergents n° CE 648/2008 - L'information a été supprimée.

Les renseignements contenus dans cette fiche de données de sécurité sont basés sur l'état actuel de nos connaissances relatives au produit concerné, à la date indiquée. Ils sont donnés de bonne foi. L'attention des utilisateurs est en outre attirée sur les risques éventuellement encourus lorsqu'un produit est utilisé à d'autres usages que ceux pour lesquels il est conçu. Elle ne dispense en aucun cas l'utilisateur de connaître et d'appliquer l'ensemble des textes réglementaires applicables à son activité. Nous ne sommes pas responsables pour quelconque dommage (matériel et immatériel aussi bien que direct et indirect) qui est la conséquence d'un usage qui n'est pas en accord avec les notices d'utilisation et les recommandations qui se trouvent dans la fiche de données de sécurité.

3M(TM)LIQUIDE NOVEC(TM) 7100

Les FDS de 3M en France sont disponibles sur le site [www.3m.fr](http://www.3m.fr)



# Novec™

## Engineered Fluid

### HFE-7100

**Product  
Information**

#### Introduction

3M™ Novec™ Engineered Fluid HFE-7100, methoxy-nonafluorobutane (C<sub>4</sub>F<sub>9</sub>OCH<sub>3</sub>), is a clear, colorless and low-odor fluid intended to replace ozone-depleting materials in many applications. Its physical properties are compared with several other ODS replacement fluid candidate in Table 1.

This proprietary fluid has zero ozone depletion potential and other favorable environmental properties (see Table 2). It has one of the best toxicological profiles of the new CFC replacement materials, with a time-weighted average exposure guideline of 750 ppm (eight hour average).

The high boiling point, increased solvency and low surface tension of Novec fluid HFE-7100 make it ideal for use in vapor degreasing applications as a neat (pure), azeotropic or co-solvent parts cleaner. In addition, its chemical and thermal stability, non-flammability and low toxicity make it useful for many other industrial and specialty solvent applications (see below).

#### Typical Applications

- Cleaning and rinsing agent
  - Heavy-duty (co-solvent) cleaning—  
heavy oils, greases, fluxes
  - Medium-duty cleaning (azeotrope)—  
oils, greases, waxes
  - Light-duty cleaning (neat)—  
particulates, fluorolubes, light oils,  
fluoropolymers
- Lubricant carrier
  - Fluorocarbons
  - Hydrocarbons
  - Silicones
- Spot-free water drying agent  
(with surfactants added)
- Specialty solvents, dispersion medium,  
reaction medium
- Spray contact cleaner
- CFC, HCFC, HFC and PFC  
replacement
- Dielectric test media

#### Material Description

Methoxy-nonafluorobutane <sup>1</sup> .....	99.5% minimum
Appearance .....	Clear, colorless
Non-volatile residue (NVR) .....	2.0 ppm maximum

<sup>1</sup> HFE-7100 fluid (C<sub>4</sub>F<sub>9</sub>OCH<sub>3</sub>) consists of two inseparable isomers with essentially identical properties. These are (CF<sub>2</sub>)<sub>2</sub>CFCF<sub>2</sub>OCH<sub>3</sub> (CAS No. 163702-08-7) and CF<sub>2</sub>CF<sub>2</sub>CF<sub>2</sub>CF<sub>2</sub>OCH<sub>3</sub> (CAS No. 163702-07-6).

**3M™ Novec™ Engineered Fluid HFE-7100 Physical Properties – Table 1**Data compiled  
from published  
informationNot for  
specification  
purposes

Properties	HFE-7100	CFC-113	HCFC-141b	HCFC-225 ca/cb	HFC-4310
Formula	C <sub>4</sub> F <sub>9</sub> OCH <sub>3</sub>	C <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub> F <sub>3</sub>	C <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub> H <sub>2</sub> F	C <sub>3</sub> Cl <sub>2</sub> HF <sub>3</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>2</sub> F <sub>10</sub>
Molecular Wt.	250	187	117	203	252
Boiling Pt °C	61	48	32	54	54
Freeze Pt °C	-135	-35	-103	-131	-80
Flashpoint	None	None	None	None	None
Flammability Range in Air	None	None	7.1-18.6 <sup>4</sup>	None	None
Liquid Density <sup>1</sup>	1.52	1.56	1.23	1.55	1.58
Surface Tension <sup>2</sup>	13.6	17.3	19.3	16.2	14.1
Solubility of Solvent in Water <sup>3</sup>	12	170	210	330	140
Solubility of Water in Solvent <sup>3</sup>	95	110	420	310	490

<sup>1</sup> g/ml @ 25°C    <sup>2</sup> dynes/cm @ 25°C    <sup>3</sup> ppm by weight    <sup>4</sup> Vol % by ASTM E681-94 @ 100°C**Environmental Properties – Table 2**Data compiled  
from published  
informationNot for  
specification  
purposes

Properties	HFE-7100	CFC-113	HCFC-141b	HCFC-225 ca/cb	HFC-4310
Ozone Depletion Potential <sup>1</sup> -ODP	0.00	0.80	0.10	0.03	0.00
Global Warming Potential <sup>2</sup> -GWP	320	6000	700	180/620	1700
Atmospheric Lifetime-ALT (yrs)	4.1	85	9.2	2.1/6.2	17.1

<sup>1</sup> CFC-11 = 1.0    <sup>2</sup> GWP-100 year Integration Time Horizon (ITH)

NOTE: HCFC-225 ca/cb ratio is 45/55

### 3M™ Novec™ Engineered Fluid HFE-7100 Regulatory Status

3M™ Novec™ Engineered Fluid HFE-7100 has been accepted for commercial use by regulatory agencies in the United States, Canada, Japan, Korea, Australia and Europe (under the European List of Notified New Chemical Substances)

Novec fluid HFE-7100 has been approved under the Significant New Alternatives Policy (SNAP) of the U.S. EPA. In addition, HFE-7100 fluid has been excluded by the U.S. EPA from the definition of a VOC on the basis that this compound has negligible contribution to tropospheric ozone formation.

Contact your local 3M representative regarding the regulatory status of HFE-7100 fluid in other countries.

### Toxicity Profile

The toxicological testing completed on Novec fluid HFE-7100 shows the overall toxicity is low. The material is practically non-irritating to the eyes, minimally irritating to the skin and is not a mutagen or cardiac sensitizer. It is rated “practically non-toxic” through inhalation. A 90-day inhalation study has helped establish a recommended exposure guideline of 750 ppm for an eight-hour average worker exposure per day. This exposure guideline was established by the American Industrial Hygiene Association.

#### Toxicological Test Results

Properties	HFE-7100
Acute lethal inhalation concentration	>100,000 ppm (4 hour)
Oral	Practically non-toxic (>5 g/kg)
Eye irritation	Practically non-irritating
Skin irritation	Minimally irritating
Skin sensitization	Not a skin sensitizer
Developmental toxicity	Detailed results are available
Mutagenicity	Negative in the three assays conducted
Cardiac sensitization	No signs of sensitization at exposures up to 100,000 ppm
Ecotoxicity testing	Complete—very low aquatic toxicity
90-day inhalation	750 ppm exposure guideline Detailed results are available

### 3M™ Novec™ Engineered Fluid HFE-7100 Vapor Pressure and Density

The variation of vapor pressure and density with temperature for 3M™ Novec™ Engineered Fluid HFE-7100 can be calculated using the following formulas:

$$\text{Vapor Pressure: } \ln P = 22.415 - 3641.9 [1/(t+273)]$$

$$\text{Density: } D = 1.5383 - 0.002269t$$

P = Vapor Pressure in Pascals

t = Temperature in °C

D = Density in g/ml

### Materials Compatibility

Testing of Novec fluid HFE-7100 demonstrates compatibility with a wide range of metals, plastics and elastomers, similar to the performance of perfluorinated liquids.

Good compatibility with particularly sensitive plastics such as polycarbonate and PMMA indicates utility in cleaning of assemblies containing many composite materials.

As with most fluorinated liquids, HFE-7100 fluid will absorb into fluorinated plastics and elastomers over longer exposures.

Metals	Plastics	Elastomers
Aluminum	Acrylic (PMMA)	Butyl Rubber*
Copper	Polyethylene	Natural Rubber
Carbon Steel	Polypropylene	EPDM
302 Stainless Steel	Polycarbonate	EPR
Brass	Polyester	
Molybdenum	Epoxy	
Tantalum	PET	
Tungsten	Phenolic	
Cu/Be Alloy C172	ABS	
Mg Alloy AZ32B		

*Compatible after one hour exposure at boiling temperature.*

*Exceptions: Some swelling of PTFE and silicone rubber.*

*Some surface oxidation of copper during heat aging.*

*\*Butyl Rubber best for extended exposure > one month.*

### **3M™ Novec™ Engineered Fluid HFE-7100 Safety and Handling**

---

Novec fluid HFE-7100 is nonflammable and does not exhibit flammability characteristics under normal operating and storage conditions. This fluid is highly resistant to thermal breakdown and hydrolysis in storage and during use. Detailed recommended handling procedures are provided in the pertinent Material Safety Data Sheet, which is available from your local 3M representative upon request.

### **Environmental Policy**

---

3M will continue to recognize and exercise its responsibility to prevent pollution at the source wherever and whenever possible; develop products that will have a minimal effect on the environment; conserve natural resources through the use of reclamation and other appropriate methods; assure that its facilities and products meet and sustain the regulations of all federal, state and local environmental agencies; assist, wherever possible, governmental agencies and other official organizations engaged in environmental activities.

### **Packaging and Availability**

---

Novec fluid HFE-7100 may be ordered in the following container sizes:

- 55-gallon drum; 30-gallon drum; 5-gallon pail; 1-gallon pail
- 4-ounce samples for limited or preliminary test work are available

## 3M™ Novec™ Engineered Fluid HFE-7100 Recycle and Disposal Options

### Used Fluid Return Program

3M offers a program for free\* pickup and return of used 3M specialty fluids in the U.S. through Safety-Kleen Corp. A pre-negotiated handling agreement between users and this service provider offers users broad protection against future liability for used 3M product. The fluid return program is covered by independent third-party financial and environmental audits of treatment, storage and disposal facilities. Necessary documentation is provided. A minimum of 30 gallons of used 3M specialty fluid is required for participation in this free program.\*

Safety-Kleen Corp. has a network of 156 branch service centers in the U.S. This large fleet will provide timely, economical fluid disposal service.

For additional information on the 3M Used Fluid Return Program, contact Safety-Kleen at this toll-free line: 1.888.932.2731. Contact your local 3M representative for fluid return programs outside the U.S.

\* Must have a 30 or more gallon purchase to participate in the 3M paid program. Used product of 5-30 gallons can be returned through Safety-Kleen at the user's expense.

### Resources

3M™ Novec™ Engineered Fluids are supported by global sales, technical and customer service resources, with fully-staffed technical service laboratories in the U.S., Europe, Japan, Latin America and Southeast Asia. Users benefit from 3M's broad technology base and continuing attention to product development, performance, safety and environmental issues.

For additional technical information on Novec fluid HFE-7100 in the United States, call 3M Performance Materials Division, 800.833.5045.

For other 3M global offices, and information on additional 3M fluids, visit our web site at: [www.3m.com/fluids](http://www.3m.com/fluids)

<b>North America</b> 3M Specialty Materials 3M Center, Building 223-6S-04 St. Paul, MN 55144-1000 800 833 5045	<b>Europe</b> 3M Specialty Materials 3M Belgium N.V. Haven 1005, Canadastraat 11 B-2070 Zwijndrecht 32 3 250 7521	<b>3M Canada Company</b> Specialty Materials P.O. Box 5757 London, Ontario N6A 4T1 800 364 3477	<b>Sumitomo 3M Limited</b> 33-1, Tamagawadai 2-chome Setagaya-ku, Tokyo 158-8583 Japan 813 3709 8250	<b>Asia Pacific and Latin America</b> Call (U.S.) 651 736 7123
--	--	--	--	---

**Important Notice to Purchaser:** The information in this publication is based on tests that we believe are reliable. Your results may vary due to differences in test types and conditions. You must evaluate and determine whether the product is suitable for your intended application. Since conditions of product use are outside of our control and vary widely, the following is made in lieu of all express or implied warranties (including the warranties of merchantability or fitness for a particular purpose): 3M's only obligation and your only remedy is replacement of product that is shown to be defective when you receive it. In no case will 3M be liable for any special, incidental, or consequential damages based on breach of warranty or contract, negligence, strict tort, or any other theory.



#### Specialty Materials

3M Center, Building 223-6S-04  
St. Paul, MN 55144-1000

[www.3m.com/fluids](http://www.3m.com/fluids)

Issued: 10/00

© 2000 3M IPC

98-0212-2430-2 (HB)

## Résumé

Cette étude concerne l'étude des écoulements diphasiques dans le cadre du refroidissement des composants électroniques en systèmes embarqués. L'étude bibliographique a permis de sélectionner le refroidissement par spray comme technique prometteuse pour dissiper des flux de chaleur au-delà de  $100 \text{ W/cm}^2$ . Une étude hydraulique, utilisant de l'eau et du HFE7100 comme fluides de refroidissement, nous a permis de valider des modèles permettant de déterminer la taille et la vitesse de gouttes provenant d'une sélection de buses de spray. Pour la partie thermique, nous avons conçu une section d'essais (évaporateur) permettant de pulvériser en spray afin d'étudier le refroidissement avec une boucle fermée diphasique.

Vu la complexité du système de spray influencé par plusieurs paramètres et phénomènes physiques, nous avons isolé le phénomène d'ébullition nucléée dans une configuration en *ébullition nucléée* avec un élément chauffant identique à celui employé avec le refroidissement par spray. Pour améliorer les échanges thermiques, 6 surfaces avec différentes structurations (macroscopiques, microscopiques et hybrides) ont été sélectionnées. Les résultats de tests avec ces surfaces ont été comparés avec une surface lisse tant pour le refroidissement par spray que pour le refroidissement en vase.

D'une part, avec un refroidissement par spray, les surfaces macrostructurées nous ont permis de dissiper des puissances thermiques de l'ordre de  $140 \text{ W/cm}^2$  avec d'importants coefficients de transfert thermique. D'autre part, avec un système de refroidissement par immersion, une des surfaces hybrides a montré être la plus performante.

Les résultats reportés dans cette thèse ont permis d'approfondir la compréhension des mécanismes de transfert de chaleur en refroidissement par spray. De même, ils ouvrent la voie à l'étude des améliorations et optimisations du système permettant de l'employer en systèmes embarqués.

**Mots-clés :** refroidissement diphasique, systèmes embarqués, refroidissement par spray, pool boiling, intensification des surfaces, structures hybrides, fluides réfrigérants.

## Abstract

This dissertation concerns the study of two-phase flow cooling of electronic components in embedded systems. From a literature review, Spray Cooling was selected as a promising technique for dissipating heat fluxes above  $100 \text{ W/cm}^2$ . A hydraulic study, using water and HFE7100 as coolants, has validate models for determining the size and speed of drops from a selection of spray nozzles. Regarding the thermal study, we have designed a test section (evaporator) to study cooling in a two-phase closed loop system.

Given the complexity of Spray Cooling systems, which are influenced by several parameters and involve several physical phenomena, the nucleate boiling phenomenon has been isolated in a Pool Boling system with an identical heating element as Spray Cooling experiment. To improve heat exchange, 6 surfaces with different structures (macroscopic, microscopic and hybrid) were selected. The test results with these surfaces have been compared with a smooth surface for both Spray Cooling and Pool Boiling.

On the one hand, in Spray Cooling tests, the macrostructured surfaces dissipated heat flux up to  $140 \text{ W/cm}^2$  with significant heat transfer coefficients. On the other hand, in the Pool Boling system, one of the hybrid surfaces has shown to be the most efficient.

The results reported in this dissertation contributes on the understanding of the mechanisms of heat transfer in Spray Cooling. Likewise, they open the way to the study of improvements and optimizations of the system for its use in embedded systems.

**Keywords:** two-phase cooling, embedded systems, spray cooling, pool boiling, heat enhancements, hybrid surfaces, refrigerants.