



HAL
open science

Modélisation thermo-hydraulique de caloducs miniatures plats à faible épaisseur pour des applications électroniques

Lora Kamenova

► **To cite this version:**

Lora Kamenova. Modélisation thermo-hydraulique de caloducs miniatures plats à faible épaisseur pour des applications électroniques. Sciences de l'ingénieur [physics]. Institut National Polytechnique de Grenoble - INPG, 2007. Français. NNT: . tel-00263561

HAL Id: tel-00263561

<https://theses.hal.science/tel-00263561>

Submitted on 12 Mar 2008

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.

Remerciements

Voilà, je suis maintenant prête à tourner une page de ma vie bien remplie d'expériences positives ! Je suis très contente d'avoir terminé ce doctorat pendant lequel j'ai eu l'occasion d'apprendre énormément de choses sur le plan technique et scientifique et d'acquérir de la confiance en moi en tant qu'ingénieur. En même temps, je me rends compte que je n'aurai pas pu avancer dans ces travaux très spécifiques toute seule. Je tiens à remercier les personnes grâce auxquelles j'ai pu atteindre mes objectifs.

Je remercie tout d'abord mes deux directeurs de thèse, Slavka Tzanova et Christian Schaeffer pour leur confiance et tout leur support dans les problèmes administratifs et financiers.

Je tiens à remercier très spécialement mon co-encadrant Yvan Avenas sous la direction scientifique duquel j'ai réalisé les deux dernières et les plus importantes années de ma thèse. Merci, Yvan, pour ta patience et tes idées et remarques toujours très compétentes et justes. C'est rare de rencontrer une personne si passionnée et rigoureuse dans son travail comme toi. Merci pour toute ton attention et je te souhaite plein de réussite dans ton travail professionnel !

Je remercie infiniment Emmanuel Arnaud qui réalisait mes bancs d'essai d'une façon parfaite. J'admire la patience, la concentration et l'amour qu'il emploie dans un monde de précision tel que la mécanique ! Je te remercie pour tes idées tellement précieuses et tes leçons de patience et persévérance sans lesquels je n'aurai pas pu m'améliorer et avancer dans la partie expérimentale de ma thèse. Ici, je tiens à remercier également quelques personnes des ateliers mécanique et électronique qui sont devenus mes très chers amis – Steph, Antoine, Gérard, Jiji, Bruno, François ... Un grand merci pour la collaboration et la disponibilité de George Kapelski du GPM2 qui réalisait pour nous une procédure très exigeante – le frittage des réseaux capillaires de caloducs.

Je suis très reconnaissante à Nathaliya Popova, dont j'ai eu plaisir à continuer une partie de ses travaux de thèse. Merci pour ton unique amitié, ta douceur et ton optimisme, Nath !

Au laboratoire il y a encore un bulgare auquel je voudrais exprimer mon énorme gratitude. Il s'agit de Maxime Vassilev avec lequel on a partagé très longtemps l'atelier thermique. Max m'a beaucoup aidé avec ses conseils extrêmement compétents. Il m'a aussi aidé à apprendre à manipuler les machines et les appareils qu'on utilisait pour effectuer nos tests. J'admire cette personne qui adore travailler et dont les objectifs principaux sont toujours d'apprendre et de s'améliorer.

Je remercie aussi mes amis formidables qui faisaient le laboratoire plus qu'un lieu de travail. Merci Franck, Guillaume Verneau, Guillaume Rami, Vanya, Mitko, Benj, Maria, Alex, Hervé, Corine, Dan, Bianka ... !

Cette thèse m'a apporté plein de bonne expérience et d'amis. Néanmoins, cette période a été très généreuse sur un plan complètement différent. Au laboratoire, j'ai rencontré mon chéri Xavier que j'aime infiniment. Merci, Xavier d'être venu dans ma vie à un moment tellement important pour me compléter ! Merci pour tout ton amour et ta confiance, pour m'avoir aidé à ranger mon éternel désordre et pour ton énorme support pendant la rédaction de ma thèse !

Je remercie mes parents pour m'avoir toujours supporté dans mes décisions. Je vous aime beaucoup.

Lora

Table des matières

NOMENCLATURE	7
INTRODUCTION GENERALE	11
CHAPITRE 1 : LES CALODUCS DANS L'ELECTRONIQUE	15
1. TECHNIQUES DE REFROIDISSEMENT EN ELECTRONIQUE	17
1.1. <i>Problèmes d'évacuation de chaleur</i>	17
1.2. <i>Techniques de gestion thermique dans l'électronique</i>	18
1.2.1. Amélioration des échanges thermiques	18
1.2.2. Convection naturelle et rayonnement	18
1.2.3. Convection forcée	18
1.2.4. Ebullition	19
1.2.5. Microcanaux	20
1.3. <i>Intérêt du refroidissement passif par changement de phase</i>	22
1.3.1. Caloducs	22
1.3.2. Microcaloducs	24
1.3.3. Boucles diphasiques à pompage capillaire	25
1.3.4. Caloducs pulsés	26
1.4. <i>Parties constituant des caloducs</i>	27
1.4.1. Réseaux capillaires	27
1.4.2. Fluides	28
1.4.3. Matériaux enveloppe	30
1.5. <i>Utilisation des caloducs plats en électronique haute densité</i>	30
1.5.1. Exemples d'utilisation des caloducs plats	31
1.5.2. Caloducs miniatures plats en silicium et céramiques	34
2. PHENOMENES PHYSIQUES DANS LES CALODUCS	36
2.1. <i>Phénomènes physiques intervenant dans la modélisation hydraulique</i>	36
2.1.1. Mouillage entre le liquide et le réseau capillaire, pression capillaire	36
2.1.2. Pertes dans les écoulements	37
2.1.3. Limites de fonctionnement du caloduc	39
2.1.4. Limite capillaire	40
2.1.5. Etat de l'art de la modélisation hydraulique	42
2.2. <i>Modélisation thermique</i>	43
2.2.1. Résistance thermique du réseau capillaire	44
2.2.2. Résistances à l'interface liquide-vapeur	44
2.3. <i>Couplage des modèles hydraulique et thermique</i>	49
3. CONCLUSION	50
CHAPITRE 2 : MODELISATION HYDRAULIQUE DES CALODUCS MINIATURES PLATS	51
1. INTRODUCTION	53
1.1. <i>Présentation et cahier des charges du packaging 3D étudié</i>	53
1.2. <i>Description des caloducs plats réalisés</i>	55
1.2.1. Caloduc à plots	55
1.2.2. Caloduc à rainures frittées	55
2. MODELISATION HYDRAULIQUE DES CALODUCS PLATS	56
2.1. <i>Rappels de mécanique des fluides</i>	56
2.1.1. Problématique	56
2.1.2. Hypothèses	57
2.1.3. Conservation de l'énergie	58
2.1.4. Conservation de la masse	58
2.1.5. Écoulement en milieu poreux	60
2.2. <i>Modèle 2D des caloducs miniatures</i>	61
2.2.1. Ecoulement liquide	61
2.2.2. Ecoulement vapeur entre deux plans parallèles	61
2.2.3. Résolution numérique	63
2.2.4. Exemple d'étude hydraulique d'un caloduc	63
2.3. <i>Modèle hydraulique 2D du caloduc à plots</i>	68
2.3.1. Principe de modélisation	68
2.3.2. Calcul adapté de la phase liquide	69
2.3.3. Prise en compte des plots	69

2.4. <i>Modèle hydraulique 3D du caloduc à rainures frittées</i>	71
2.4.1. Principe de modélisation	71
2.4.2. Résultats des simulations	71
3. VERIFICATION EXPERIMENTALE	73
3.1. <i>Essais expérimentaux</i>	73
3.2. <i>Mise en œuvre du montage expérimental</i>	74
3.2.1. Caloduc à plots	74
3.2.2. Caloduc à rainures frittées	75
3.3. <i>Procédures de préparation du caloduc</i>	76
3.4. <i>Résultats expérimentaux</i>	77
3.4.1. Vérification du fonctionnement des caloducs	77
3.5. <i>Charge de fluide optimale</i>	78
3.6. <i>Mesure de la limite capillaire</i>	79
3.6.1. Caloduc à plots	79
3.6.2. Caloduc à rainures frittées	80
3.7. <i>Comparaison des résultats des tests avec les modèles hydrauliques</i>	81
3.7.1. Caloduc à plots	81
3.7.2. Caloduc à rainures frittées	81
3.8. <i>Influence de la gravité</i>	82
4. CONCLUSION	83
CHAPITRE 3 : MODELISATION DES ECHANGES THERMIQUES	85
1. TRANSFERTS THERMIQUES DANS UN CALODUC	87
1.1. <i>Résistances thermiques et coefficients d'échanges</i>	88
1.1.1. Conductivité équivalente de la poudre frittée	88
1.1.2. Echanges à l'interface réseau capillaire-liquide-vapeur	89
2. MODELE DE L'EVAPORATEUR	91
2.1. <i>Présentation du film liquide situé à l'interface solide-liquide-vapeur</i>	91
2.2. <i>Modèle de la microrégion</i>	92
2.2.1. Pression d'adhésion	92
2.2.2. Température à l'interface liquide-vapeur	93
2.2.3. Modélisation de la microrégion	94
2.3. <i>Modèle de la zone à courbure constante</i>	99
2.4. <i>Variation du coefficient d'échange du film à l'évaporateur</i>	101
3. MODELE DU CONDENSEUR	103
4. VALIDATION EXPERIMENTALE	108
4.1. <i>Conception des prototypes et du banc de test</i>	108
4.2. <i>Résultats expérimentaux</i>	110
4.2.1. Remplissage optimal	110
4.2.2. Résultats du prototype 1	111
4.2.3. Résultats du prototype 2	113
4.2.4. Résultats du prototype 3	114
4.3. <i>Comparaison avec les simulations</i>	115
5. COUPLAGE THERMIQUE-HYDRAULIQUE D'UN CALODUC PLAT A POUFRE FRITTEE	118
5.1. <i>Problématique</i>	118
5.2. <i>Principe du couplage</i>	119
5.3. <i>Modèle complet d'un prototype réel</i>	121
5.3.1. Rappel du prototype	121
5.3.2. Validation du modèle couplé	122
6. CONCLUSION	124
CHAPITRE 4 : CONSIDERATIONS TECHNOLOGIQUES POUR LA FABRICATION DE CALODUCS FINS	127
1. INTRODUCTION	129
2. TECHNOLOGIE DBC POUR LA FABRICATION DES CALODUCS FINS	129
2.1. <i>Défis de fabrication des caloducs fins en cuivre</i>	129
2.2. <i>Origine de la technologie DBC (Direct Bonded Copper)</i>	130
2.3. <i>Fabrication du prototype</i>	131
2.3.1. Enveloppe	131
2.3.2. Réseau capillaire	132
2.3.3. Usinage des rainures dans la poudre frittée par électroérosion.	134
2.4. <i>Perspectives</i>	135
3. INFLUENCE DE LA CERAMIQUE SUR LES TRANSFERTS THERMIQUES DANS UN CALODUC	135

3.1. Structure du prototype de test	136
3.2. Montage expérimental	137
3.3. Résultats expérimentaux	138
4. CONCLUSION	140
CONCLUSION ET PERSPECTIVES	143
BIBLIOGRAPHIE	147
ANNEXES	153

Nomenclature

Notation latine

A	constante de Hamaker (J)
C_l	coefficient d'évaporation
e	épaisseur (m)
F	force (N)
f_v	coefficient de friction
g	constante de gravitation (m/s^2)
h_{fg}	chaleur latente (J/kg)
h	hauteur (m) ou coefficient d'échange (W/(mK))
K	courbure (m^{-1})
k	la conductivité thermique (W/mK)
k_w	perméabilité (m)
L	longueur (m)
M	facteur de mérite (W/m ²)
\bar{M}	masse molaire (kg/mol)
\dot{m}	débit massique (kg/s)
N	nombre de billes
P	pression (Pa)
Q	flux de chaleur (W)
q	densité de flux de chaleur (W/m ²)
R	résistance thermique (°C/W)
R_v	constante de gaz (J/(kg.K))
\bar{R}	constante molaire des gaz parfaits = 8.314 (J/(mol.K))
Re_v	nombre de Reynolds axial
r	rayon (m)
$r_{h,v}$	diamètre hydraulique de la zone vapeur (m)
S	surface (m ²)
T	température (K ou °C)

u, v, w	vitesses suivant les axes x, y, z (m/s)
\bar{V}	volume molaire du liquide (m^3/mol)
We	nombre de Weber

Notation grecque

α	coefficient d'accommodation
δ	épaisseur du film liquide (m)
ε	porosité
γ	angle de remplissage du réseau capillaire avec du liquide ($^\circ$)
μ	viscosité dynamique (Ns/m^2)
θ	angle de contact entre le liquide et le réseau capillaire ($^\circ$)
ρ	masse volumique (kg/m^3)
σ	tension superficielle (N/m)
ψ	l'angle d'inclinaison du caloduc par rapport à l'horizontale ($^\circ$)

Indices

ad	adhésion
amb	ambiante
cap	capillaire
e	évaporateur
éb	ébullition
éc	écoulement
eff	effectif
ent	entraînement
eq	équivalent
i	interface
l	liquide
lin	linéique
mac	macrorégion
max	maximal
mic	microrégion
p	paroi

r	réseau capillaire
s	solide
sat	saturation
sc	source chaude
sf	source froide
son	sonique
sp	sphère
th	thermique
v	vapeur
vis	visqueux

Introduction générale

L'évolution de ces dernières années en terme de technologies de fabrication des composants électroniques permet à l'heure actuelle d'intégrer de milliers de transistors tout en continuant à diminuer la taille des puces. Par conséquent, la densité de flux de chaleur dissipée par ces composants croît constamment entraînant des problèmes sévères d'évacuation et de transport de cette chaleur. Dans le domaine de l'électronique de puissance, les puissances ont tendance à dépasser quelques centaines de W/cm^2 . Pour faire face à cela, de nombreuses solutions sont actuellement développées afin d'améliorer les transferts thermiques dans les systèmes électroniques.

Au Laboratoire de Génie électrique de Grenoble (G2Elab), une équipe s'est spécialisée depuis plus de 10 ans dans la recherche concernant la conception, la réalisation et l'étude expérimentale de dispositifs de refroidissement. Ainsi, les premières études de L. Meysenc [MEY] et C. Gillot [GIL], ont porté sur les refroidisseurs à convection forcée, réalisés par usinage de microcanaux. Les prototypes réalisés au cours de ces travaux ont réussi à évacuer des densités de flux de chaleur de plusieurs centaines de Watt par centimètre carré.

Parmi les solutions de refroidissement, les caloducs miniatures permettent de transférer la chaleur de façon passive, en utilisant le principe du changement de phase d'un fluide caloporteur. Le principal avantage de ce type de dispositif repose sur son fonctionnement autonome sans aucun organe mécanique en mouvement. Pour étudier de façon précise ces composants et faire progresser cette méthode de transfert de chaleur, plusieurs thèses se sont succédées au G2Elab. Les travaux de Y. Avenas [AVE] se sont orientés vers des applications contraignantes dans le domaine spatial. Plus précisément, ces travaux visaient à valider des concepts et à définir des domaines de validité pour l'utilisation de caloducs plats miniatures, qu'ils soient métalliques ou en silicium. Ces études ont aussi permis de développer les principales méthodes de dimensionnement, de modélisation et de réalisation qui ont été utilisées dans les travaux suivants. Ainsi, d'autres caloducs ont été développés par M. Ivanova [IVA] qui a réalisé des composants en silicium à deux types de réseaux capillaires : le premier est basé sur l'utilisation de rainures axiales et le deuxième, quant à lui, comporte des rainures permettant du liquide à circuler dans deux directions. Ces prototypes ont pu évacuer des densités de puissance supérieures à $70 W/cm^2$. Elle a également étudié la possibilité innovante d'intégration des caloducs plats dans des substrats destinés à des composants de l'électronique de puissance : la structure DBC (Direct Bonded Copper).

Les résultats encourageants obtenus lors de ces premières thèses sur les caloducs ont amené de nouveaux travaux, ceux de N. Popova [POP]. Sa thèse a été consacrée à l'intégration de caloducs plats à poudre métallique frittée dans des modules électroniques tridimensionnels, faisant partie d'un système électronique pour une application avionique. La modélisation hydraulique des dispositifs étudiés par N. Popova est devenu un des objectifs principaux de mes travaux de thèse. Par la suite, il nous a semblé intéressant de compléter cette approche modélisation par une étude détaillée des échanges thermiques dans les caloducs à poudre frittée. Des prototypes issus de cette étude ont été ainsi fabriqués et testés thermiquement pour valider nos modèles théoriques.

Dans le premier chapitre, nous allons commencer par une présentation générale des techniques de refroidissement dans les systèmes électroniques. Les méthodes de transfert de chaleur par changement de phase seront abordées en détails, parce qu'elles sont utilisées dans les caloducs miniatures. Ces derniers seront ensuite classifiés en fonction de leurs structures et de leurs technologies de fabrication. Puis, quelques exemples d'application des caloducs miniatures plats utilisés en électronique de haute densité seront illustrés. La dernière partie de ce premier chapitre sera également consacrée à une brève introduction sur la thermique et la mécanique des fluides qui seront nécessaires par la suite pour modéliser et comprendre les phénomènes physiques dont le caloduc est le siège.

Le fonctionnement d'un caloduc est basé sur la mise en mouvement "naturelle" d'un fluide caloporteur, causé par un gradient de température. L'écoulement de ce fluide, présent sous forme liquide et vapeur, peut être représenté par un modèle hydraulique. Le deuxième chapitre de ce mémoire est ainsi consacré à ce modèle qui va permettre de déterminer le flux maximal pouvant être transporté par un caloduc à poudre frittée. Ce modèle sera ensuite utilisé pour estimer les performances des prototypes réels avant leur fabrication. Ces résultats seront ensuite validés à l'aide de tests thermiques.

Dans le troisième chapitre, nous exposerons un autre type de modèle, thermique cette fois, qui nous servira à prédire la température dans le caloduc et dans les éléments électroniques à refroidir. Nous allons nous concentrer sur la modélisation fine des échanges thermiques dans les zones d'évaporation et de condensation du caloduc. Dans ces deux zones, le transfert de chaleur dépend essentiellement de l'épaisseur du film liquide se trouvant entre le réseau capillaire et la vapeur. Cette étude terminera également par une validation expérimentale du modèle thermique développé. La dernière partie de ce chapitre sera consacré au couplage de ces deux modèles, hydraulique et thermique, dans un modèle complet, permettant de prédéterminer à la fois les températures dans le caloduc et les composants électroniques, et la puissance maximale évacuable

par le dispositif, ces évaluations étant réalisées à partir de la puissance dissipée par les composants et la température de la source froide. Les simulations seront aussi complétées par une étude expérimentale sur un prototype réel.

Enfin, le dernier chapitre de cette thèse sera axé sur des aspects de réalisations technologiques. Dans un premier temps nous présenterons une nouvelle technique de fabrication des caloducs fins. Dans la seconde partie, nous montrerons l'intérêt de monter plusieurs composants électroniques sur un même caloduc métallique. Dans un tel cas, les composants doivent être isolés électriquement entre eux via une couche supplémentaire. Nous étudierons donc les effets de cette isolation électrique sur les échanges thermiques à l'intérieur d'un caloduc.

CHAPITRE 1 : Les caloducs dans l'électronique

1. TECHNIQUES DE REFROIDISSEMENT EN ELECTRONIQUE

1.1. Problèmes d'évacuation de chaleur

La miniaturisation du volume et du poids des systèmes électroniques est devenu un critère essentiel. Les systèmes électroniques de puissance ont été parmi les premiers à suivre cette tendance. Cette évolution s'est traduite par des niveaux de puissance dissipée et des densités de flux thermiques très élevées. Par exemple, pour des composants semi-conducteurs tels que les IGBT, des densités de flux thermique de plus de 400 W/cm^2 ont été générées [IVA-1].

Dans le domaine de la microélectronique les circuits intégrés sont de plus en plus petits et de plus en plus performants. Comme l'avait prédit le co-fondateur de la société Intel Gordon Moore en 1965, le nombre de transistors par circuit intégré de même taille double tous les 18 mois, depuis leur apparition dans les années 60. L'évolution extrêmement rapide des technologies liées aux microprocesseurs permet d'atteindre déjà plusieurs GHz tout en diminuant la taille des puces électroniques (Figure 1-1 (a)). Par conséquent, la densité de flux de chaleur dégagée par ces circuits étant en constante augmentation, un des problèmes majeurs réside dans l'évacuation et le transport de l'énergie dissipée par ces systèmes. Les densités de chaleur dissipées par les microprocesseurs sont passées de $0,5 \text{ W/cm}^2$ dans les années quatre-vingts jusqu'à 40 W/cm^2 au début du siècle [VIS]. Les prédictions pour la fin de cette décennie sont encore plus sévères avec des flux de l'ordre de 250 W/cm^2 [ELL] (Figure 1-1 (b)).

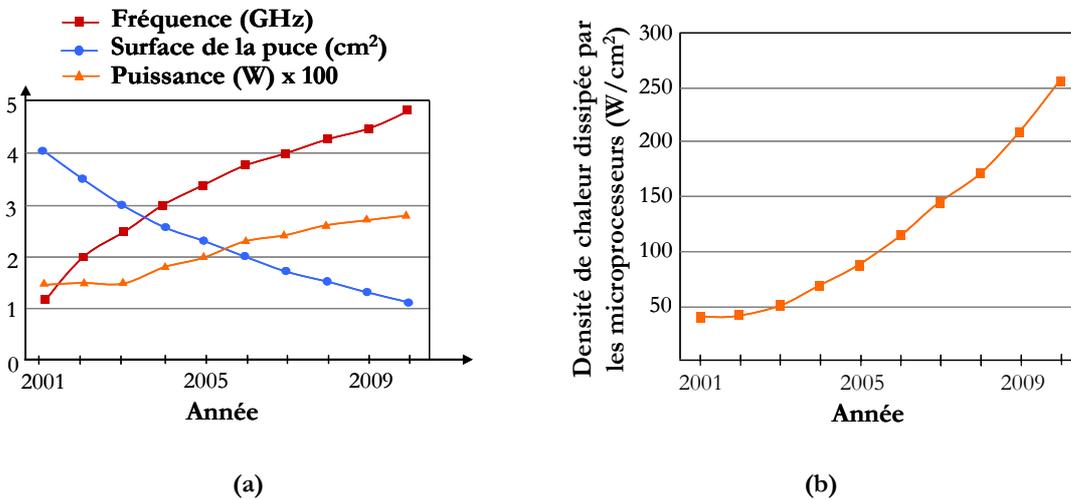


Figure 1-1 : (a) Evolution des caractéristiques principales des microprocesseurs dès le début de 21-ème siècle ; (b) Evolution de la densité de puissance dissipée par les microprocesseurs [ELL]

Dans ce contexte, le niveau d'efficacité des refroidisseurs associés à ces systèmes, a dû être amélioré dans des proportions importantes. Malgré le développement du domaine de la thermique, ce sont encore à l'heure actuelle les performances de dissipation thermique du

refroidisseur qui limitent le fonctionnement des systèmes électroniques. La gestion de la chaleur dans ces systèmes peut être assurée à partir du moment où le système de refroidissement assure l'extraction des énergies dissipées tout en diminuant la température du silicium à un niveau non destructif ($<100^{\circ}\text{C}$).

1.2. Techniques de gestion thermique dans l'électronique

1.2.1. Amélioration des échanges thermiques

Plusieurs stratégies novatrices de gestion de la chaleur dans les systèmes électroniques ont été proposées ces dernières années. L'utilisation de nouveaux matériaux de haute conductivité thermique a considérablement amélioré le transfert thermique par conduction. Les matériaux composites renforcés avec des particules de diamant ont pu atteindre des conductivités thermiques de l'ordre de $600\text{-}1200\text{ W}/(\text{mK})$ [ZWE]. Les nanotubes de carbone, de conductivité thermique supérieure à celle du diamant (de 600 à $3000\text{ W}/(\text{mK})$), sont très prometteurs pour des applications futures [ZHA][Internet-1].

1.2.2. Convection naturelle et rayonnement

Les premières méthodes de refroidissement utilisées en électronique sont basées sur des phénomènes de rayonnement et de convection naturelle (Figure 1-2). Ces phénomènes physiques ne s'adressent qu'aux faibles puissances à évacuer et leur coefficient d'échange est limité à quelques dizaines de $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ [TEC]. Afin de limiter l'augmentation en température de la paroi du composant, la surface du refroidisseur peut être augmentée afin d'améliorer la surface d'échange d'une part et le coefficient de transfert d'autre part. C'est le cas des radiateurs. Certains radiateurs à ailettes permettent d'obtenir des coefficients d'échange supérieur à quelques centaines de $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ (Figure 1-2).

1.2.3. Convection forcée

Si les composants électroniques dissipent de trop grandes densités de puissance et si la convection naturelle et le rayonnement ne permettent pas de les refroidir, il est possible de mettre en mouvement l'air entourant le système à l'aide de ventilateurs afin d'améliorer l'échange. Cette mise en convection forcée de l'air environnant permet d'obtenir des coefficients d'échange proches de $2000\text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ [AVE]. Cette solution reste cependant insuffisante pour évacuer des densités de flux supérieures à quelques dizaines de W/cm^2 . Pour améliorer ces performances, une première idée peut être de remplacer l'air par un liquide ayant une meilleure conductivité thermique.

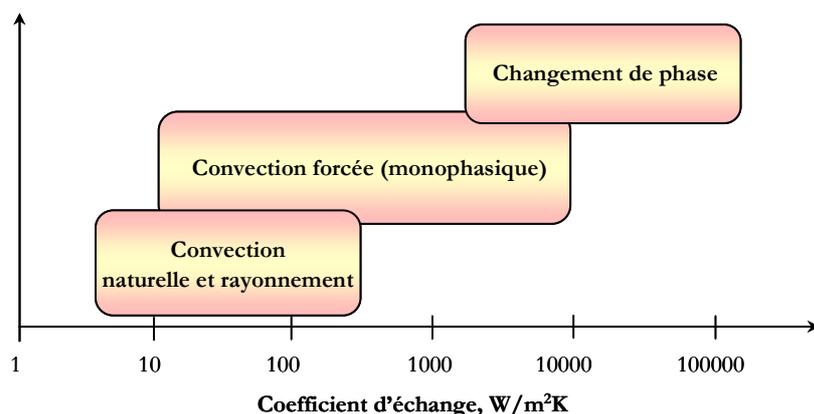


Figure 1-2 : Coefficient d'échange des différentes méthodes de gestion thermique [TEC]

Dans le cas du refroidissement par air, la chaleur est transférée à l'air qui est ensuite rejeté dans l'ambient et remplacé par de l'air frais. Lors du refroidissement par liquide, celui-ci n'est pas rejeté dans l'environnement mais constamment réutilisé ; il faut donc pouvoir le refroidir. Ce refroidissement du liquide est généralement réalisé par un échangeur liquide-air. La chaleur est transférée à travers les ailettes de l'échangeur à l'environnement par convection naturelle et rayonnement ou, si besoin est, par air forcé. Le problème de rejeter la chaleur dans l'air ambient se trouve à nouveau posé mais il peut être résolu plus simplement, les contraintes d'encombrement et de vibrations étant moins importantes.

1.2.4. Ebullition

Le refroidissement par changement de phase est employé pour des composants de très fortes puissances, soit en maintenant un bain à température constante, soit directement par immersion de l'ensemble. Si les densités de flux sont très importantes l'ébullition du liquide peut être utilisée pour stabiliser la température d'un composant, puisqu'elle se fait à température constante. La configuration la plus simple est celle représentée sur la Figure 1-3. Le liquide s'évapore à la surface du composant, des bulles de vapeur montent à la surface libre du liquide. Cette vapeur est condensée dans le condenseur et retombe sous forme de liquide dans le bac inférieur [TEC].

La Figure 1-4 représente la courbe expérimentale, pour l'ébullition en vase, donnant la densité de flux thermique en fonction de l'écart de température $T_s - T_{sat}$, où T_s est la température de la paroi et T_{sat} la température de saturation du liquide. Nous pouvons voir que le coefficient d'échange varie, ce qui n'est quasiment pas le cas des échanges purement conductifs. A partir du point B, comme le flux de chaleur augmente, il y a apparition de bulles à la surface de la source chauffante. La conséquence est une augmentation de la pente de la courbe qui correspond à une amélioration du coefficient d'échange. Par contre, à partir du point C, nous voyons que ce

coefficient d'échange commence à diminuer. Le point D correspond au flux critique d'ébullition. Ceci est dû au fait que les bulles deviennent trop grosses et diminuent le transfert thermique. La zone entre D et E correspond à une transition vers un état où l'échange devient monophasique vapeur à cause de l'apparition d'une couche de gaz entre la paroi et le liquide.

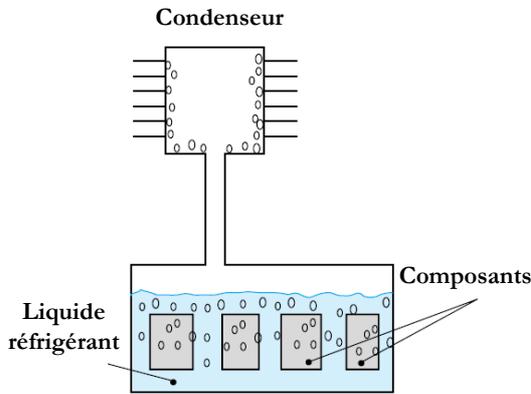


Figure 1-3 : Principe du refroidissement par ébullition [TEC]

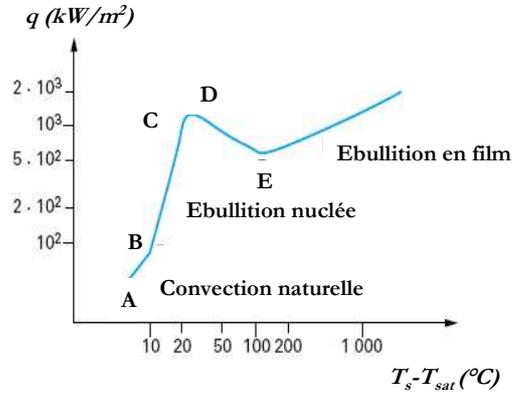


Figure 1-4 : Caractéristique de l'ébullition en vase [TEC]

Les systèmes de refroidissement par ébullition sont donc très performants dans la zone d'ébullition nucléée. Ils présentent néanmoins deux inconvénients majeurs. Le premier est lié au flux critique. Pour éviter d'atteindre ce dernier, les systèmes de refroidissement par ébullition nécessitent un dimensionnement rigoureux car une valeur de flux trop importante peut engendrer une destruction du dispositif. Le deuxième inconvénient est lié à l'inaccessibilité des composants. L'équipement électronique doit être divisé en un certain nombre de modules interchangeables ayant chacun soit un refroidissement propre, soit des interconnexions qui permettent le remplacement d'un module sans perturber le refroidissement des modules voisins.

1.2.5. Microcanaux

Proposés au début des années quatre-vingt pour le refroidissement des composants de la microélectronique comme les processeurs, les échangeurs à convection forcée à microcanaux s'avèrent particulièrement performants. La structure de ces dispositifs est consistée de canaux en parallèle de section rectangulaire, triangulaire ou trapézoïdale d'un diamètre hydraulique pouvant varier de 100 μm à 1000 μm (Figure 1-5) [IVA-1].

En électronique de puissance, ils peuvent être intégrés directement dans le module, à la place de la semelle en cuivre. Dans le cas des composants intégrés, les canaux peuvent être gravés dans la face arrière du composant. Les échangeurs à microcanaux transfèrent la chaleur des composants électroniques soit via l'échange avec un écoulement monophasique, soit à l'aide de la transmission de la chaleur par changement de phase liquide/vapeur [IVA-1].

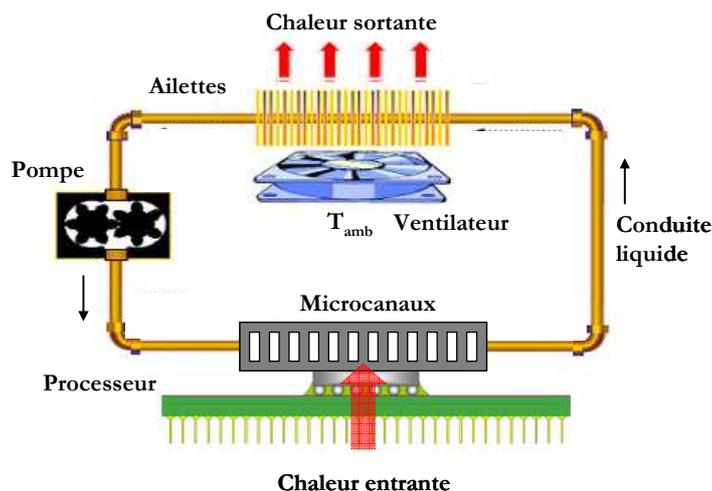


Figure 1-5 : Refroidissement à microcanaux

Au laboratoire, Gillot [GIL] a réalisé des microcanaux en cuivre double face, qui transfèrent la chaleur via la chaleur sensible d'un écoulement monophasique. Cette technique a permis d'augmenter trois fois la densité de puissance dissipée (300 W/cm^2) par rapport à la puissance refroidie par une plaque à eau de mêmes dimensions (100 W/cm^2).

La circulation du fluide dans les échangeurs à microcanaux se fait à l'aide d'une pompe. La capacité de transport de la chaleur est proportionnelle au débit de la pompe. Cette dernière doit être capable d'assurer de hauts débits pour extraire des puissances importantes [RIC]. La pompe doit également surmonter les pertes de pression importantes qui se créent dans les petites sections des microcanaux. De plus, elle doit aussi se confronter à des exigences en terme de volume, poids, bruit, fiabilité, coût et être efficace en terme d'énergie.

Dans le cas du transport par changement de phase, l'écoulement peut se montrer instable, à cause du passage par différents régimes d'ébullition, ce qui rend difficile l'opération de pompage. Aussi, pour assurer un débit important dans le cas d'un transport sensible, la pompe doit être assez puissante et risque d'être trop grande. Par exemple, une pompe rotative conventionnelle qui doit refroidir 100 W peut excéder un volume de 100 cm^3 .

Pour que les dispositifs de refroidissement présentés dans cette première partie soient performants, ils nécessitent l'utilisation d'une pompe ou d'un ventilateur. Ces équipements peuvent engendrer des perturbations et des nuisances sonores. Pour cette raison, les dispositifs de refroidissement passif, que nous allons aborder dans la partie suivante, sont de plus en plus attractifs.

1.3. Intérêt du refroidissement passif par changement de phase

La maîtrise de la température des systèmes électroniques miniaturisés implique de plus en plus l'utilisation de technologies passives de refroidissement par changement de phase d'un fluide caloporteur. Cette technologie est caractérisée par une bonne fiabilité grâce à l'absence de pompe et de pièces mobiles, une légèreté et une faible résistance thermique.

Le changement de phase est accompagné d'un échange de chaleur. L'évaporation nécessite un apport d'énergie tandis que la condensation en libère. L'énergie absorbée ou dégagée par un corps d'un corps lors d'un changement de phase, est appelée chaleur "latente" (h_{fg}). Cette chaleur "latente" est différente de la chaleur dite "sensible" qui représente la chaleur provoquant le changement de température d'un corps dans un état donné.

Les dispositifs diphasiques passifs utilisés en électronique peuvent être classés dans les groupes suivants :

- Les caloducs
- Les microcaloducs
- Les boucles diphasiques à pompage capillaire
- Les caloducs pulsés.

1.3.1. Caloducs

Les caloducs sont des dispositifs qui transfèrent la chaleur avec un très faible gradient de température sans utiliser de pompe en profitant des changements de phase d'un fluide caloporteur. Le principe de fonctionnement d'un caloduc conventionnel est illustré sur la Figure 1-6. Il est constitué d'un matériau enveloppe dont les parois sont recouvertes d'un réseau capillaire saturé de liquide et d'un espace rempli de la vapeur saturante de ce même liquide.

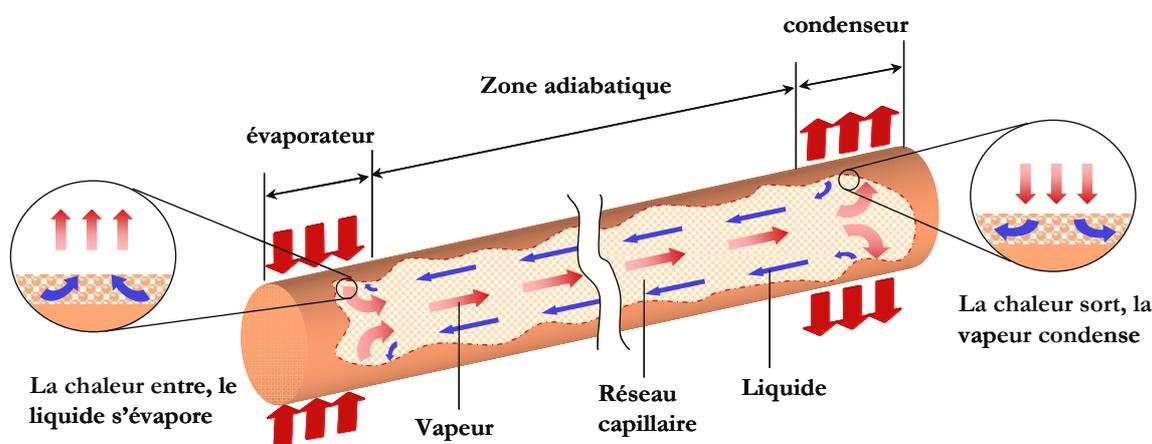


Figure 1-6 : Principe de fonctionnement du caloduc

Sous l'effet du flux de chaleur injecté au niveau de l'évaporateur (zone de l'élément chauffant), la phase liquide du fluide s'évapore. La vapeur ainsi formée s'écoule à travers la zone adiabatique pour se condenser dans la partie du condenseur (partie refroidie). Le rôle de la structure capillaire est essentiel pour le fonctionnement du caloduc car il assure le retour du liquide vers l'évaporateur.

Lorsqu'ils sont correctement dimensionnés, les caloducs offrent une conductivité thermique équivalente bien plus élevée que les métaux usuels (cuivre et aluminium), ce qui rend leurs performances supérieures à un simple phénomène de conduction. Dans certains cas favorables, ils permettent ainsi de se passer de ventilation. La propriété remarquable d'un caloduc en fonctionnement est que son espace vapeur a une très grande conductivité thermique. Certains auteurs la chiffrent à des valeurs comprises entre 50000 et 200000 W/(mK) [WEX]. La conductivité thermique de l'ensemble du caloduc étant plus petite à cause des résistances thermiques supplémentaires, certains fabricants donnent des valeurs encore très importantes proches de 10000 W/(mK) [Internet-3]. Les densités de flux de chaleur que certains caloducs transportent peuvent varier de quelques W/cm² jusqu'à quelques centaines de W/cm².

Le principe du caloduc a été découvert dans les années 30, mais aucun usage industriel n'a alors été trouvé. En 1963, au laboratoire de Los Alamos, Grover a mis au point le premier caloduc haute température utilisant le sodium comme fluide caloporteur [Internet-2]. Aujourd'hui, les caloducs sont utilisés depuis plusieurs années dans des domaines très variés comme l'aérospatial, le ferroviaire, la microélectronique et l'électronique de puissance. Récemment, l'utilisation de radiateurs à caloducs s'est démocratisée dans les domaines du refroidissement de microprocesseurs et des modules de puissance. Par rapport au radiateur à ailettes (Figure 1-7 (a)) les performances thermiques du radiateur à caloduc (Figure 1-7 (b)) sont augmentées de 200% [SOU]. L'exemple d'un tel caloduc utilisé dans les ordinateurs portables ASUS est montré sur la Figure 1-8. Pour refroidir le microprocesseur qui est difficilement accessible, le concepteur a inséré un caloduc permettant d'amener la chaleur du composant vers un coté de l'ordinateur où se trouve un dissipateur à air.

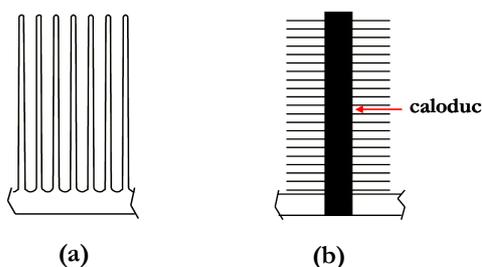


Figure 1-7 : Radiateurs : (a) Radiateur à ailettes ;
(b) Radiateur à ailettes avec caloduc intégré [SOU]

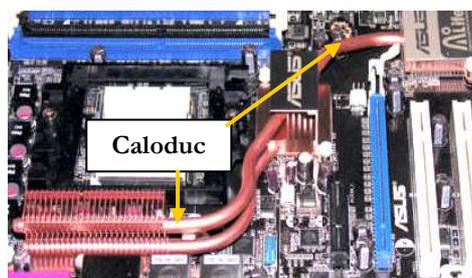


Figure 1-8 : Caloducs utilisés dans des ordinateurs portables ASUS (Internet-4)

L'électronique n'est pas le seul domaine d'utilisation des caloducs. En effet, ils sont actuellement utilisés dans un grand nombre d'applications allant de la médecine aux systèmes de climatisation. Leurs dimensions et les puissances à évacuer varient selon leur application. Dans cette thèse nous allons nous intéresser aux caloducs utilisés en électronique. Dans le domaine de l'électronique on parle plutôt des caloducs miniatures car ces derniers sont de dimensions comprises entre quelques dizaines de millimètres et quelques centaines de millimètres. Puisqu'ils sont destinés à être utilisés dans des milieux confinés (Figure 1-8), ces caloducs sont souvent amenés à être mis en forme (cintrage des tubes, coude, plat, rétreint...) afin de pouvoir totalement s'intégrer dans le système final. De ce fait la position de la source froide par rapport à celle de la source chaude est souvent variable ce qui nécessite de faire fonctionner le caloduc contre la gravité (après s'être condensé, le liquide doit remonter du point froid vers le point chaud où il pourra à nouveau s'évaporer) [Internet-6].

1.3.2. Microcaloducs

Le microcaloduc est un dispositif dont le diamètre hydraulique est du même ordre de grandeur que le rayon de l'interface liquide-vapeur [COT]. En pratique, un microcaloduc est constitué par un canal non circulaire (Figure 1-9 (a)) de 10 à 500 μm de diamètre équivalent et de 10 à 20 mm de longueur. Le retour du liquide à l'évaporateur s'effectue dans les zones formées par les angles aigus qui constituent des artères.

Le flux maximal transporté par les microcaloducs est de l'ordre de 1-5 W/cm^2 [PAN]. Grâce à leur petite taille, ils permettent d'éliminer les points chauds et sont notamment utilisés dans des applications telles que le refroidissement de petites sources de chaleur très localisées [PET]. Pour refroidir des surfaces assez larges, il est possible d'utiliser un réseau de microcaloducs en parallèle (Figure 1-9 (b)).

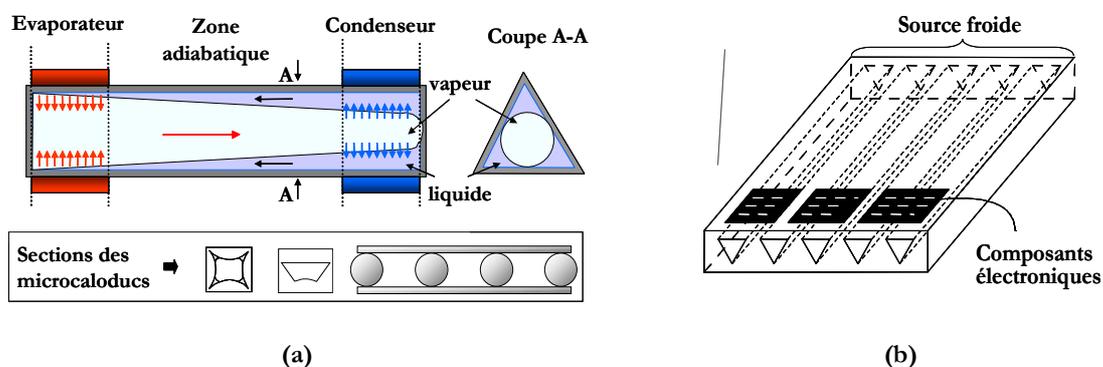


Figure 1-9 : (a) Schéma d'un microcaloduc ; (b) Réseau de microcaloducs [LALL]

1.3.3. Boucles diphasiques à pompage capillaire

Dans les caloducs conventionnels, la vapeur et le liquide sont toujours en contact et circulent dans des directions opposées. Pour éviter les interactions entre ces deux phases, le liquide et la vapeur peuvent être séparés par des conduits différents comme c'est le cas dans les boucles diphasiques. Développées après les années soixante pour des applications spatiales, les boucles diphasiques sont également exploitées dans diverses applications terrestres [COQ]. Comme les caloducs, ces systèmes de refroidissement utilisent les propriétés de changement d'état d'un fluide caloporteur et la circulation de ce fluide pour transférer d'importantes quantités de chaleur. Ils permettent des échanges de chaleur sur des distances de quelques mètres à quelques dizaines de mètres.

Le principe de fonctionnement est le même que celui des caloducs, mais les chemins de la vapeur et du liquide sont découplés (Figure 1-10 et Figure 1-11). Au niveau de l'évaporateur, un élément poreux joue le rôle de moteur en créant le pompage capillaire. Le liquide s'évapore grâce à l'absorption d'un flux de chaleur à l'évaporateur. La vapeur se dirige vers le condenseur à travers le conduit vapeur où elle condense. Le condensât revient au niveau de l'évaporateur par le conduit liquide. Le réservoir de contrôle permet d'absorber les fluctuations et l'expansion du fluide qu'il peut y avoir pendant le fonctionnement de la boucle. Il fixe également les conditions de fonctionnement de la boucle à savoir la température et la pression de saturation. Selon le réservoir, il existe deux types de boucle diphasiques à pompage capillaire : type LHP (Looped Heat Pipe (Figure 1-10)) et CPL (Capillary Pumped Loop (Figure 1-11)).

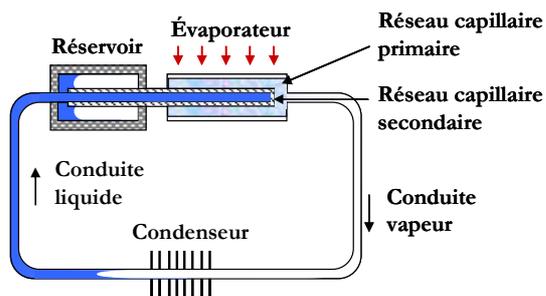


Figure 1-10 : Boucle diphasique à pompage capillaire du type LHP [COQ]

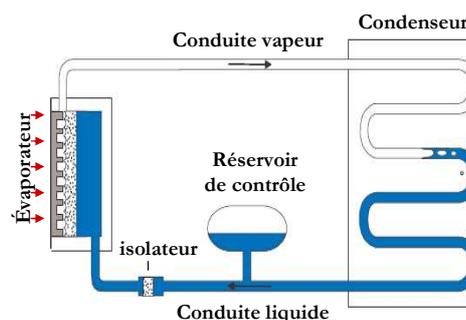


Figure 1-11 : Boucle diphasique à pompage capillaire du type CPL [SER]

Les boucles diphasiques à pompage capillaire présentent trois avantages. Elles assurent l'isolation thermique entre le liquide et la vapeur ; elles augmentent le choix du design car l'évaporateur et le condenseur sont séparés ; le réseau capillaire est éloigné de l'ensemble du système ce qui réduit les pertes de pression et augmente la limite capillaire [JEF]. Malgré ces avantages, les boucles de pompage capillaire restent compliquées à mettre en œuvre.

1.3.4. Caloducs pulsés

Relativement nouveau, ce type de caloduc représente un tube, constitué de plusieurs boucles continues en forme de serpentin (Figure 1-12). Ce serpentin couple une zone d'évaporation et une zone de condensation. Le principe de fonctionnement du caloduc pulsé s'apparente à celui des boucles à pompage capillaire puisqu'il réalise un écoulement de liquide et de vapeur sous forme de bouchons dans le tube capillaire lisse. Mais, alors que dans une boucle à pompage capillaire on a un écoulement continu des deux phases du fluide, dans le caloduc pulsé il s'agit d'un écoulement mixte de bouchons oscillants de liquide et de vapeur distribués de façon aléatoire en longueur et en nombre. Les performances des caloducs pulsés varient actuellement entre 15 W/cm² et 45 W/cm² [KAN]. Au laboratoire, Vassilev [VAS] a réussi à évacuer 155 W/cm² avec son caloduc comportant 24 boucles et dont l'évaporateur a pour particularité d'être intégré entre 2 substrats DBC ce qui permet d'éliminer des interfaces thermiques supplémentaires (comme la graisse thermique par exemple). L'évaporateur est constitué de canaux de section carrée, qui contribuent au transfert de chaleur par une plus grande surface par rapport à une section circulaire de même diamètre. En outre, l'effet de capillarité dans les angles contribue à l'évaporation plus efficace du liquide (formation d'un film liquide dans les coins du canal).

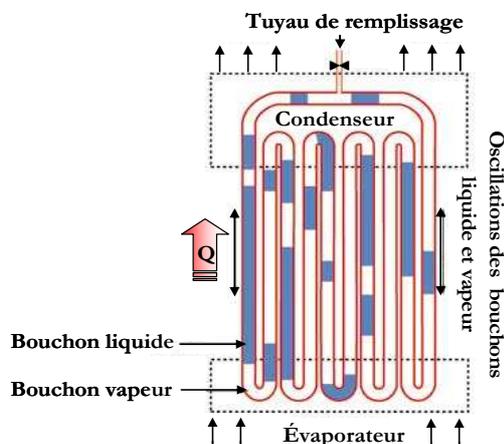


Figure 1-12 : Caloduc pulsé [KAN]

La réalisation des caloducs pulsés est relativement simple. Un grand défi des concepteurs de ce dispositif est la complexité des phénomènes physiques ce qui contraint fortement la validation de son utilisation dans un cahier des charges donné.

Pour choisir entre ces solutions de refroidissement passif il est nécessaire d'évaluer le cahier des charges, c'est-à-dire les puissances à évacuer, la complexité et le coût de fabrication. Dans ce contexte les boucles diphasiques possèdent les meilleures performances thermiques, mais restent encore chers et complexes à réaliser. Inversement, les caloducs pulsés sont plus simples à mettre en œuvre, mais aucune modélisation physique fiable n'a encore été fournie. Les caloducs miniatures restent donc encore très intéressants pour des applications électroniques de haute densité comme nous allons le voir dans la section suivante. De plus, leur forme et leurs capacités d'évacuation de chaleur peuvent être adaptées à chaque application spécifique. Avant de présenter quelques applications de ces caloducs, nous allons voir quels sont les fluides, les réseaux

capillaires et les matériaux utilisés qui les constituent.

1.4. Parties constituantes des caloducs

1.4.1. Réseaux capillaires

Le réseau capillaire est le moteur du caloduc. Sa fonction principale est de ramener le liquide du condenseur à l'évaporateur. La structure capillaire doit donc générer un gradient de pression maximal tout en limitant les pertes de pression dues à l'écoulement du liquide. D'autre part, la structure capillaire doit assurer un bon transfert thermique de la paroi externe vers l'interface liquide vapeur où se produit l'évaporation (ou la condensation). Les types de réseaux capillaires les plus utilisés sont présentés sur la Figure 1-13 et le flux de chaleur maximal transporté par ces structures dans le Tableau 1.

Pour obtenir une différence de pression élevée le rayon de courbure doit être très faible. Un grand pompage capillaire peut être obtenu avec des mèches tissées qui sont très simples à réaliser (Figure 1-13 (a)). Leurs principaux inconvénients sont le faible coefficient d'échange thermique et la faible perméabilité qui engendre des pertes de pression liquide importantes.

Contrairement aux mèches tissées, les rainures axiales (Figure 1-13 (b)) ont un coefficient d'échange élevé et une très bonne perméabilité. Il existe de nombreux profils de rainures – rectangulaires, triangulaires, circulaires, trapézoïdales, etc. Leur défaut est que le pompage capillaire est souvent insuffisant pour des fonctionnements contre la gravité.

Un bon compromis entre les deux types de réseaux capillaires présentés, peut être fait en utilisant les poudres métalliques frittées (Figure 1-13 (c)). Leur faible diamètre de pores permet d'avoir une pression capillaire très importante, suffisante pour assurer un bon fonctionnement contre la pesanteur. Au niveau thermique le réseau capillaire fritté est également très intéressant. Le frittage à haute température permet d'obtenir un très bon contact thermique entre l'enveloppe la poudre métallique. Le problème de cette structure, comme dans le cas des mèches tissées, est que la faible perméabilité des poudres frittées entraîne des pertes de charge importantes.

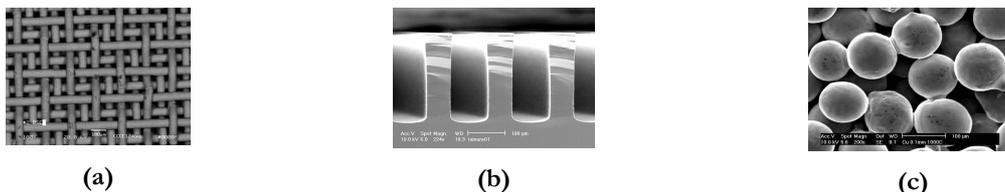


Figure 1-13 : Réseaux capillaires typiques : (a) Mèches tissées ; (b) Rainures rectangulaires ; (c) Poudre métallique frittée

Pour palier le problème des pertes de charge importantes dans les poudres frittées, certains

auteurs proposent d'utiliser des réseaux capillaires biporeux [WAN]. Ces réseaux constituent des grappes réalisées à partir de sphères de cuivre de plus petites dimensions (Figure 1-14 (a)). La limite capillaire de ces structures étant plus élevée, la limite de fonctionnement atteint des flux de chaleur supérieurs à 250 W/m^2 [WAN].

Pour réduire l'interaction entre la phase liquide et la phase vapeur qui peut diminuer les performances hydrauliques du caloduc, [PIE] proposent une structure à artères (Figure 1-14 (b)). Dans ce concept, l'interface liquide-vapeur est largement diminuée par rapport à un caloduc à rainures classique. Benson et coll. [BEN] font face à la même contrainte en utilisant une structure capillaire à rainures dont le sommet est partiellement bouché par des "champignons", réalisée avec la technologie LIGA (Lithographie, Galvanoformung (électroformage), Abformung (moulage)) (Figure 1-14 (c)).

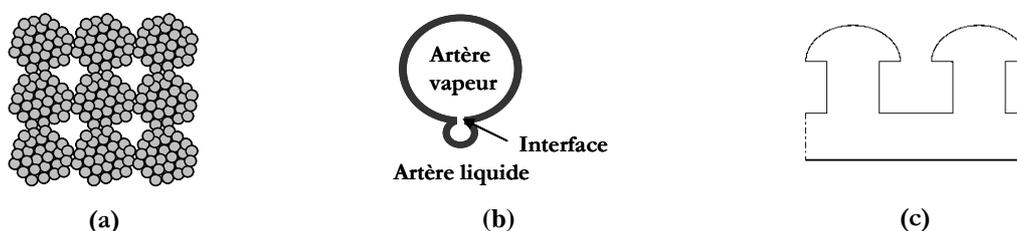


Figure 1-14 : Réseaux capillaires avancés : (a) Réseau capillaire biporeux ; (b) Caloduc à artères ; (c) Réseau capillaire réalisé par la technologie LIGA

Tableau 1 Flux de chaleur maximal transporté par les types principaux de réseaux capillaires [KAM-1][Internet-7]

Structure capillaire	Flux de chaleur maximal
Rainures miniatures	$> 40 \text{ W/cm}^2$
Mèches tissées	$> 40 \text{ W/cm}^2$
Poudres frittées	$> 250 \text{ W/cm}^2$
Biporeux	$> 250 \text{ W/cm}^2$
Biporeux avec un réseau capillaire auxiliaire	$> 300 \text{ W/cm}^2$

1.4.2. Fluides

Le choix du fluide est la première étape dans la détermination d'un type de caloduc adapté à une application. Il est déterminé par les critères suivants :

- La gamme de température de travail du caloduc ;
- La pression de vapeur saturante du fluide. Dans le domaine de température de fonctionnement, cette dernière ne doit être ni trop faible pour que le gradient de

pression le long du caloduc soit suffisant pour entraîner la vapeur, ni trop élevée puisque des problèmes de résistance mécanique de l'enveloppe peuvent se poser. Typiquement, on prendra des pressions entre quelques kPa jusqu'à quelques MPa. Par ailleurs, la pression maximale devra toujours être nettement inférieure à la pression critique du fluide ;

- Compatibilité avec le matériau enveloppe et mouillabilité avec le réseau capillaire ;
- Chaleur latente, conductivité thermique et tension superficielle élevées ;
- Viscosité liquide et viscosité vapeur basses ;

On pourra comparer les performances de divers fluides à l'aide du facteur de mérite [CHI]. Le facteur de mérite d'un fluide est un nombre construit à partir de la masse volumique du liquide (ρ_l), de la tension superficielle du liquide (σ), de la chaleur latente du fluide (h_{fg}) et de la viscosité dynamique du liquide (μ_l). Plus sa valeur à une température donnée est élevée, meilleures sont les performances du fluide pour un caloduc fonctionnant à cette température.

$$M = \frac{\rho_l \sigma h_{fg}}{\mu_l} \quad (1.1)$$

La Figure 1-15 donne le facteur de mérite pour les fluides les plus courants dans la gamme de température de fonctionnement des circuits électroniques. Parmi eux, la valeur la plus élevée du facteur de mérite appartient à l'eau. Cela explique le fait que l'eau est le fluide le plus utilisé pour le refroidissement dans les applications électroniques. En plus, la pression de vapeur saturante de l'eau est beaucoup plus faible que celle des alcools, ce qui évite des problèmes de résistance mécanique de l'enveloppe et permet de réduire l'épaisseur de l'enveloppe. L'eau possède également une tension superficielle, une chaleur latente et une conductivité thermique élevées.

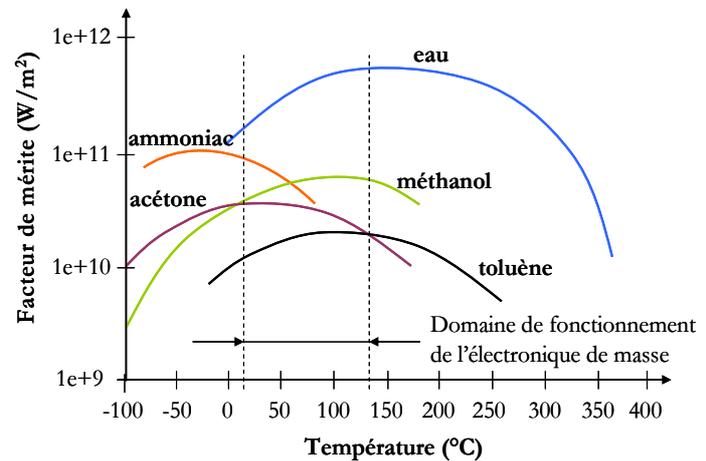


Figure 1-15 : Facteur de mérite pour les fluides les plus courants dans des applications électroniques [TEC]

1.4.3. Matériaux enveloppe

Le choix du matériau enveloppe est conditionné par la nature du fluide caloporteur préalablement choisi. Pour s'assurer de la compatibilité du matériau d'enveloppe avec le fluide, il faut consulter les tableaux fournis par les ouvrages spécialisés [CHI][FAG][PET]. En effet, quand certains fluides sont en contact avec certains matériaux, il se crée une réaction chimique qui libère des gaz qui peuvent polluer le caloduc. C'est le cas de l'eau en contact avec l'aluminium ou l'acier inoxydable (un dégagement d'hydrogène intervient). La corrosion du solide est également possible et très gênante. Enfin, il est impératif de s'assurer que le matériau, dans l'épaisseur choisie, résiste bien à la pression interne qui peut être importante. Dans certains cas délicats, on peut être amené à utiliser des tubes bimétalliques (par exemple, cuivre à l'intérieur et acier à l'extérieur pour des caloducs à eau) [BRI].

Nous avons présenté les principaux types de réseaux capillaires, matériaux et fluides utilisés dans les caloducs miniatures. Afin d'être facilement intégrables dans des dispositifs électroniques, les caloducs ont tendance à devenir de forme plate. Grâce à la forme aplatie, les échanges thermiques entre les caloducs et les composants chauffants sont largement améliorés par rapport aux caloducs de forme tubulaire. Par la suite, nous allons introduire quelques exemples d'application des caloducs miniatures de forme plate dans l'électronique de haute densité.

1.5. Utilisation des caloducs plats en électronique haute densité

La croissance de la puissance et de la complexité des circuits électroniques est accompagnée par l'évolution des techniques de packaging. Le packaging permet d'augmenter la densité de composants, en assurant en même temps la protection (mécanique, électrique, magnétique et climatique) des circuits. Cette protection peut être obtenue grâce à une encapsulation des composants électroniques [SAR].

L'évolution du packaging a commencé avec l'assemblage des composants sur une même carte électronique [POP]. Ensuite, la structure multi puce MCM (Multi Chip Module) composée de plusieurs circuits intégrés reliés électriquement sur une base commune et interconnectés entre eux, a été inventée (Figure 1-16). Cette intégration en 2D a été naturellement suivie par l'empilement des modules électroniques en 3D (Figure 1-17). Cette dernière étape permet l'augmentation de la densité des composants, la réduction de la taille et du poids des systèmes et l'amélioration de leur fiabilité. Un autre avantage du packaging 3D est la réduction de la longueur des interconnexions dans la structure qui a pour principale conséquence une réduction du temps de propagation entre les composants, grâce à une diminution des capacités et inductances parasites.

1.5.1.b. Caloducs plats en métal

L'enveloppe et le réseau capillaire de la majorité des caloducs plats utilisés en électronique sont métalliques afin d'avoir une haute conductivité thermique. Quelques exemples de caloducs en fonctionnement extracteurs sont présentés sur la Figure 1-19. Le mini caloduc de la Figure 1-19 (a) a été récemment développé par la société Novel Concepts Inc. [Internet-3]. L'extracteur est capable de transporter la chaleur dissipée par le composant électronique jusqu'au ventilateur avec une très faible résistance thermique ($0.36 \text{ }^\circ\text{C/W}$). Le caloduc combiné avec le ventilateur pèse seulement 397 grammes.

L'extracteur peut être aussi utilisé pour refroidir plusieurs composants électroniques, comme le montre la Figure 1-19 (b). La densité de puissance des circuits électroniques étant différente, le caloduc permet d'uniformiser la température sur toute la surface du substrat et d'éliminer les points chauds.

L'intérêt d'intégrer un caloduc dans les systèmes embarqués a été étudié par Kandekar et coll. [KAN]. Comme le montre la Figure 1-19 (c), les substrats contenant des circuits imprimés sont empilés en 3D. La chaleur dissipée ne peut être évacuée que par les connections thermiques aux extrémités des substrats. Grâce à l'insertion des caloducs directement dans les substrats, Kandekar et coll. [KAN] ont réussi à diminuer fortement les gradients thermiques entre les sources de chaleur et les connections thermiques pour amener la chaleur à l'extérieur du boîtier. Cette démarche a également été suivie par Popova [POP].

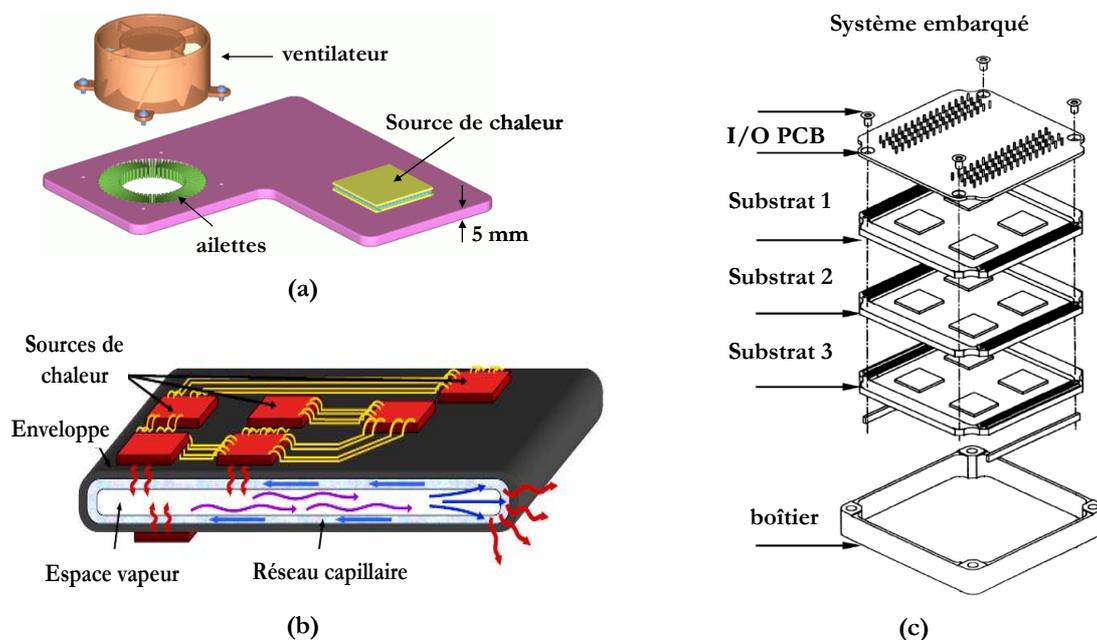


Figure 1-19 : Types de caloducs plats : (a) Extracteur [Internet-3] ; (b) Extracteur avec plusieurs sources chaudes [Internet-5] ; (c) Packaging 3D avec des caloducs intégrés dans les substrats

Le répartiteur est très utilisé pour améliorer la conductivité thermique des radiateurs. Un tel dispositif, appelé chambre vapeur, intégré dans la semelle du radiateur, permet d'uniformiser la température sur toute la surface de la semelle et d'éliminer les points chauds (Figure 1-20). Cette technique permet de réduire la taille du radiateur et parfois d'éliminer le ventilateur. La zone de l'évaporateur se situe sous chaque élément chauffant, la zone de condensation étant sur toute la surface connectée au radiateur.

Les performances thermiques de la chambre vapeur dépendent des dimensions et des matériaux utilisés. Boukhanouf et coll. [BOU] ont réussi à évacuer 28 W/cm^2 avec leur caloduc plat cuivre/eau à poudre frittée de rayon de pore $40 \mu\text{m}$ (dimensions : $5 \times 250 \times 200 \text{ mm}^3$). Koito et coll. [KOI] ont dissipé 32 W/cm^2 avec leur chambre vapeur cuivre/eau avec un réseau capillaire en mèches tissées Figure 1-20 (a).

Un exemple de chambre vapeur avec une structure plus complexe est présenté sur la Figure 1-20 (b) [JIN]. Dans ce dispositif, plusieurs piliers de haute conductivité thermique sont introduits pour améliorer les échanges thermiques de la structure. Ces piliers sont tapissés par un réseau capillaire qui augmente la surface d'évaporation et de condensation (mèches ou poudre frittée). Les piliers peuvent aussi être repartis dans toute la structure du caloduc afin d'éviter la déformation éventuelle du dissipateur.

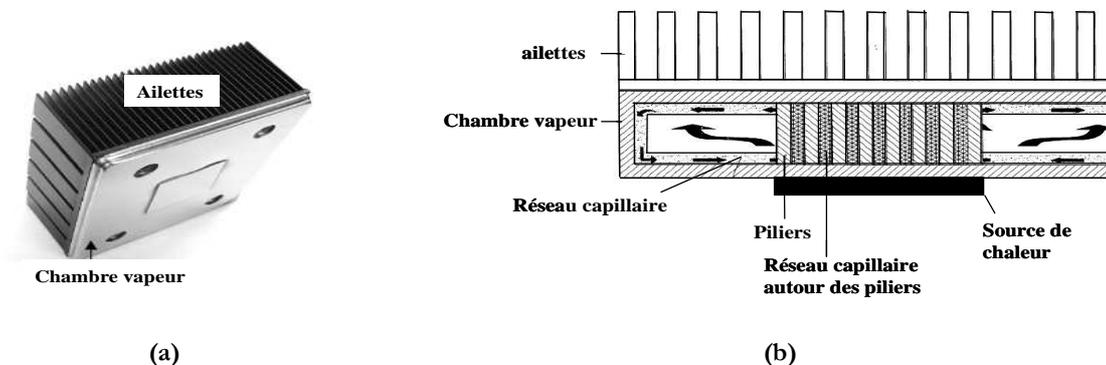


Figure 1-20 : Exemples des chambres vapeur : (a) Chambre vapeur [KOI] ; (b) Chambre vapeur avec des piliers de haute conductivité thermique [JIN]

Récemment, Novel Concepts Inc. a développé des répartiteurs (*IsoSkin heat spreader*) destinés à l'électronique de haute densité de puissance, capables de remplacer les traditionnels radiateurs et ventilateurs. Ces répartiteurs, de la taille d'une carte de crédit, possèdent une conductivité thermique extrêmement élevée, 20 fois supérieure à celle du cuivre et 4 fois supérieure de celle du diamant. La société prétend pouvoir fabriquer ces caloducs d'épaisseur 500 microns seulement dans n'importe quel métal. [Internet-3].

1.5.2. Caloducs miniatures plats en silicium et céramiques

L'utilisation de métaux peut engendrer des contraintes en terme de masse et peut rendre souvent délicat l'isolation électrique entre deux parties d'un caloduc. L'utilisation combinée de nouvelles technologies d'usinage et de matériaux adaptés permet d'envisager la réalisation de caloducs performants, légers et compacts. L'intérêt d'utiliser le silicium vient tout d'abord de ses propriétés physiques. Il est à la fois bon conducteur de chaleur (conductivité thermique 100-150 W/(mK), résistant mécaniquement (module de Young de 150-190 GPa) et très léger (masse volumique de 2300 kg/m³ qui est comparable à celle de l'aluminium et 4 fois inférieure à celle du cuivre). En outre, grâce aux technologies de la micro électronique, les géométries des réseaux capillaires ainsi réalisées confèrent au caloduc des performances hydrauliques et thermiques intéressantes.

Au laboratoire, les premiers essais sur des caloducs en silicium ont été réalisés par Avenas [AVE]. Il a étudié des caloducs plats en silicium à rainures axiales de longueur 5 cm, fonctionnant avec des puissances supérieures à 10 W (Figure 1-21 (a)). Pour rendre possible la circulation du fluide suivant deux directions, Avenas [AVE] a également étudié des structures capillaires à picots, permettant d'augmenter l'étendue des applications des caloducs à rainures (Figure 1-21 (b)). Ces travaux ont été poursuivis par Ivanova [IVA] qui a réalisé des prototypes à rainures axiales, en silicium pouvant évacuer entre 30 W/cm² et 55 W/cm². Elle a également étudié des caloducs à réseaux capillaires 2D. Pour améliorer les performances thermiques et hydrauliques, elle a conçu ses prototypes avec une structure capillaire différente au niveau du condenseur, de l'évaporateur et de la zone adiabatique (Figure 1-21 (c)). A l'évaporateur, le réseau capillaire était constitué de picots de forme hexagonale, pour la zone adiabatique, de rainures rectangulaires radiales, et pour le condenseur, de rainures rectangulaires parallèles. Après une amélioration de la mouillabilité par oxydation de ses prototypes, Ivanova [IVA] a pu évacuer des densités de puissance supérieures à 70 W/cm².

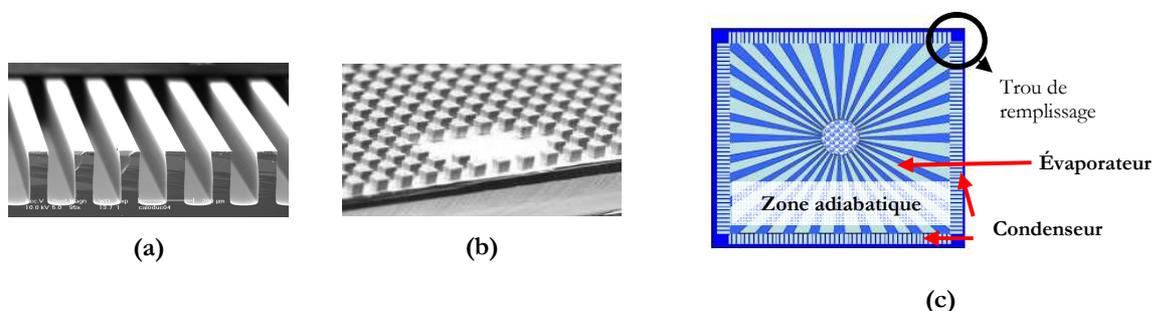


Figure 1-21 : Caloducs étudiés au laboratoire : (a) Réseau à rainures axiales [AVE] ; (b) Réseau à picots [AVE] ; (c) Caloduc à structure capillaire en 2D [IVA]

Pour isoler électriquement les composants électroniques, on dépose des couches isolantes entre le caloduc métallique et les composants. Certains auteurs proposent d'utiliser des matériaux céramiques pour la fabrication directe des caloducs [JON]. La céramique étant d'une faible conductivité thermique ($2,6 \text{ W}/(\text{mK})$), cette matière n'est pas très intéressante pour réaliser des caloducs. Pour faire face à ce problème, Kinzy Jones et coll. [JON] proposent d'intégrer des vias thermiques en argent dans la céramique au niveau des sources chaudes et des sources froides. Grâce à cette technique, la conductivité thermique du substrat dans ces zones augmente jusqu'à $250 \text{ W}/(\text{mK})$. Les performances hydrauliques sont également améliorées, en intégrant un réseau capillaire constitué de poudre d'argent frittée. Des densités de puissance supérieures à $90 \text{ W}/\text{cm}^2$ peuvent être évacuées, mais l'isolation électrique n'est alors plus assurée.

Schultz-Harder et coll. [SCH] et Ivanova et coll. [IVA-2] ont étudié la possibilité d'intégrer des caloducs plats dans un support pour les composants de l'électronique de puissance : la structure DBC (Direct Bonded Copper). Cette technologie est très utilisée dans les systèmes électroniques, pour lesquels une tenue en tension d'isolement importante est requise. Elle permet également d'obtenir des performances thermiques intéressantes. Ainsi, le caloduc intégré dans un substrat DBC [SCH] [IVA-2], a pu évacuer $76 \text{ W}/\text{cm}^2$. Le principal avantage de ce prototype est qu'il est fabriqué en un seul processus et qu'il assure l'isolation électrique entre les composants électroniques.

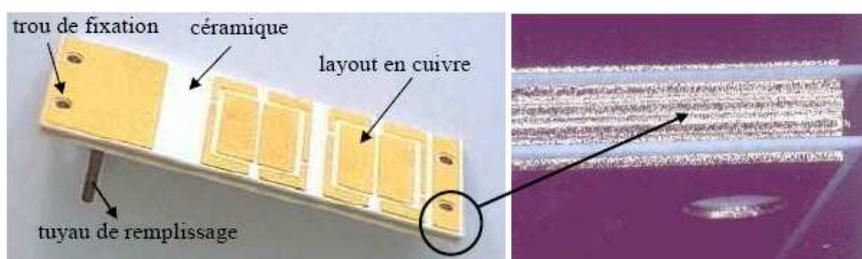


Figure 1-22 : Photographie du caloduc en DBC [IVA]

La conception des caloducs nécessite des connaissances dans plusieurs domaines. Pour faire des choix optimaux, la modélisation des phénomènes physiques dans ces dispositifs est indispensable. Le principe du caloduc étant basé sur le transport de la chaleur par changement de phase, les transferts thermiques dans les différentes sections sont couplés aux écoulements hydrauliques.

Un grand nombre de paramètres intervient donc dans le fonctionnement du caloduc : les propriétés du fluide et du matériau, le réseau capillaire, la géométrie du système, ainsi que les conditions de fonctionnement, comme la puissance injectée par la source chaude et la température de la source froide. Suivant les conditions de fonctionnement, le caloduc peut

atteindre ses limites de fonctionnement. Ces limites, ainsi que les phénomènes physiques mis en jeu seront présentés dans la section suivante.

2. PHENOMENES PHYSIQUES DANS LES CALODUCS

La conception d'un caloduc fait appel à des connaissances dans le domaine de la thermique, ainsi que dans le domaine de la mécanique des fluides. L'étude complète de ces dispositifs englobe deux différents groupes de modèles. Le premier est représenté par les modèles hydrauliques qui sont basés sur les écoulements des phases liquide et vapeur. Le second est centré sur les transferts thermiques. Le couplage de ces deux types de modèles permet de déterminer la limite hydraulique de fonctionnement, ainsi que la répartition de température à l'intérieur du caloduc.

Dans la partie suivante, nous verrons donc tout d'abord les phénomènes physiques intervenant dans la modélisation des écoulements dans le caloduc. Après avoir fait quelques rappels de mécanique des fluides, nous introduirons les limites de fonctionnement des caloducs. Puis nous aborderons la modélisation thermique du système et nous terminerons en expliquant le principe du couplage entre le modèle hydraulique et le modèle thermique.

2.1. Phénomènes physiques intervenant dans la modélisation hydraulique

2.1.1. Mouillage entre le liquide et le réseau capillaire, pression capillaire

Le fonctionnement en boucle fermée du caloduc est assuré par le retour du liquide du condenseur vers l'évaporateur via le réseau capillaire. Le déplacement de la phase liquide est dû au gradient de pression dans le réseau. Pour caractériser l'interface liquide-solide, on utilise la notion d'angle de contact θ (appelé aussi "angle de mouillage"). A l'équilibre thermodynamique, cet angle dépend du solide, du fluide et de la température. Le liquide est considéré comme "mouillant" lorsque l'angle est inférieur à 90° et "non mouillant" lorsque l'angle est supérieur à 90° (Figure 1-23) [DUN]. Dans le cas où cet angle est nul, le liquide est alors "complètement mouillant".

L'interface liquide-vapeur subit l'action des forces de tension superficielle, dues à la présence du ménisque. Ce dernier, caractérisé par un rayon effectif r_{eff} , crée une différence de pression capillaire ΔP_{cap} entre la phase liquide et la phase vapeur, donnée par l'équation de Laplace-Young [CHI] :

$$\Delta P_{cap} = P_v - P_l = \frac{2\sigma \cos\theta}{r_{eff}} \quad (1.2)$$

Le rayon effectif pour différents types de réseaux capillaires est donné dans la littérature [CHI][FAG][PET]. Dans un tube par exemple, le rayon effectif est égal au rayon du tube (r sur la Figure 1-23).

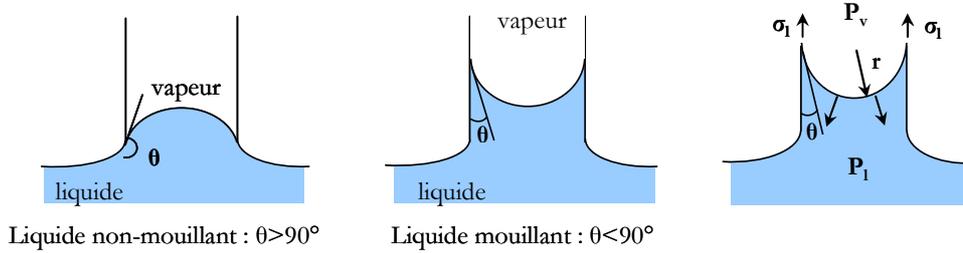


Figure 1-23 : Angle de contact et pression capillaire dans un tube

2.1.2. Pertes dans les écoulements

2.1.2.a. Ecoulement vapeur

Les pertes de pression dans l'écoulement vapeur peuvent être décomposées en trois termes: le premier est dû aux forces de volume (gravité), le deuxième est dû aux pertes visqueuses et le dernier est dû aux effets dynamiques. Dans les caloducs miniatures, les forces de volume vapeur sont négligeables (à cause de la faible masse volumique de la vapeur). Il reste alors à déterminer les pertes visqueuses et les pertes dynamiques. Dans le cas 1D, Chi [CHI] montre que la pression vérifie la relation suivante :

$$\frac{dP_v}{dx} = -F_v Q - D_v \frac{dQ^2}{dx} \quad \text{avec} \quad F_v = \frac{(f_v Re_v) \mu_v}{2r_{h,v}^2 A_v \rho_v h_{fg}} ; \quad D_v = \frac{\beta}{A_v^2 \rho_v h_{fg}^2} \quad (1.3)$$

Dans cette équation F_v est le terme dû aux pertes visqueuses, D_v est le terme dû aux pertes dynamiques, Q est le flux axial et $r_{h,v}$ le diamètre hydraulique de la zone vapeur. Le coefficient de friction f_v , la constante caractérisée par la forme géométrique du passage vapeur β et le nombre de Reynolds axial Re_v dépendent des conditions de l'écoulement [ANG]. Dans le cas d'un écoulement laminaire dans une conduite circulaire, le nombre de Poiseuille vaut $f_v Re_v = 16$. Plus d'informations sur les régimes des écoulements peuvent être trouvées dans [MEC] et [FAG].

2.1.2.b. Ecoulement liquide

Les forces de volume dans l'écoulement liquide ne peuvent pas être négligées. Par ailleurs,

la vitesse du liquide étant beaucoup moins importante que celle de la vapeur, le régime de l'écoulement peut être considéré comme laminaire et les pertes dues aux effets dynamiques peuvent être négligées. Dans le cas monodimensionnel, les pertes de pression dans le liquide sont exprimées par [CHI] :

$$\frac{dP_l}{dx} = -F_l Q \pm \rho_l g \sin(\psi) \quad \text{avec} \quad F_l = \frac{\mu_l}{k_w S_l h_{fg} \rho_l} \quad (1.4)$$

ψ : l'angle d'inclinaison du caloduc par rapport à l'horizontale ;

S_l : la section du réseau capillaire traversée par le liquide ;

k_w : la perméabilité de ce même réseau capillaire ;

La perméabilité k_w dépend du type du réseau capillaire et peut être trouvée dans plusieurs sources dont [CHI], [FAG] et [PET]. Dans le cas des poudres métalliques, cette perméabilité est exprimée sous forme de corrélations déduites de mesures expérimentales.

2.1.2.c. Frottements interfaciaux des écoulements

Dans un caloduc les écoulements sont à contre-courant, c'est-à-dire que le liquide et la vapeur s'écoulent en sens opposés. Si la vapeur atteint une vitesse suffisante, elle peut former des vagues et même arracher des gouttes au liquide et les entraîner vers le condenseur. Ainsi, la puissance injectée au caloduc ne peut pas dépasser une valeur appelée limite d'entraînement. D'après [FAG] cette limite n'a jamais été observée dans un caloduc, mais seulement dans un thermosiphon où le retour du liquide est assuré uniquement par la gravité. Suh et coll. [SUH] ont étudié l'interaction entre le liquide et la vapeur dans le cas des rainures sinusoïdales et trapézoïdales. Ils ont montré que cette interaction diminue pour des rainures plus profondes.

La vitesse de la vapeur est généralement beaucoup plus importante que celle du liquide. La force de cisaillement F_{cis} qui tend à arracher des gouttes du liquide dans le réseau capillaire s'exprime par :

$$F_{cis} = Cte_1 \frac{\rho_v u_v^2 S_i}{2} \quad (1.5)$$

La force F_l qui tient le liquide dans le réseau capillaire peut être exprimée par :

$$F_l = Cte_2 S_i \sigma \quad \text{avec} \quad \begin{array}{l} S_i : \text{la surface de l'interface liquide-vapeur ;} \\ Cte_1 \text{ et } Cte_2 : \text{des constantes de proportionnalité ;} \end{array} \quad (1.6)$$

Le ratio entre F_{cis}/F_t est appelé nombre de Weber We . La limite d'entraînement est atteinte au moment où ce nombre devient égal à 1 :

$$We = \frac{F_{cis}}{F_t} = 1 \quad (1.7)$$

L'étude bibliographique nous a montré que ce phénomène n'est pas très important dans les caloducs à poudre frittée. L'écoulement liquide dans ces caloducs est "abrité" à l'intérieur de la poudre frittée. L'effet contre-courant est seulement observé seulement à l'interface liquide vapeur.

2.1.3. Limites de fonctionnement du caloduc

Le fonctionnement des caloducs est basé sur la transition cyclique du fluide caloporteur en phase vapeur et en phase liquide. Le diagramme de changement de phase d'un corps est présenté sur la Figure 1-24. Lors du fonctionnement du caloduc, le fluide caloporteur suit la ligne de saturation. Cette dernière se trouve entre le point triple et le point critique. Le point triple correspond à un état du corps pour lequel les trois phases, solide, liquide et vapeur, sont présentes. Au delà du point critique, il n'existe que la phase vapeur. La zone de température dans laquelle le caloduc peut fonctionner est comprise entre les températures correspondantes à ces deux points.

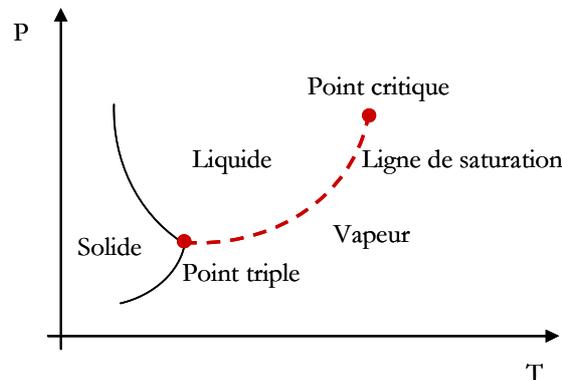


Figure 1-24 : Diagramme de phase d'un corps pur

Le long de la ligne de saturation, la température et la pression sont reliées par la relation de Clausius-Clapeyron, qui permet de déterminer la pression interne du fluide en connaissant sa température :

$$\frac{dP_{sat}}{dT} = \frac{h_{fg} \rho_v}{T} \quad (1.8)$$

Même si le point de fonctionnement du caloduc se trouve sur la ligne de saturation, il est possible qu'apparaisse une dégradation de son fonctionnement, voire même un disfonctionnement du système. Avec l'augmentation de la puissance injectée, le fonctionnement du caloduc peut s'interrompre. Dans ce cas, une des limites représentées sur la Figure 1-25 est atteinte. Ces limitations sont essentiellement liées aux propriétés du fluide caloporteur et à la géométrie du caloduc.

La limite d'écoulement $Q_{éc}$ apparaît lorsque les dimensions du caloduc sont de très petite taille. Elle est liée à l'apparition du régime d'écoulement en gaz raréfié. Dans les caloducs de faibles dimensions, le libre parcours moyen des molécules de vapeur peut, lorsque la pression est très faible, devenir du même ordre de grandeur que le diamètre du conduit de vapeur.

Une pression trop faible (donc une vapeur insuffisamment dense), conduit aux limites de type visqueux (Q_{vis}) ou sonique (Q_{son}), tandis qu'une pression trop élevée conduit à une limite de type ébullition (Q_{eb}). Comme on l'a vu dans la section précédente, la limite d'entraînement (Q_{ent}) provient du fait que, dans un caloduc, la vapeur et le liquide circulent à contre-courant sans séparation physique complète. La valeur de cette limite dépend fortement de la surface de contact entre le liquide et la vapeur, donc de la nature du réseau capillaire [FAG].

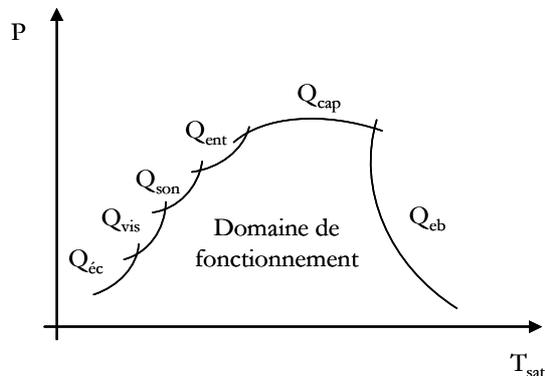


Figure 1-25 : Domaine de fonctionnement d'un caloduc

Dans les caloducs, la pression motrice, permettant au fluide condensé de retourner du condenseur jusqu'à l'évaporateur, a pour origine principale les forces capillaires. La première limite observée dans les caloducs est liée à ces forces. Le calcul de cette limite capillaire (la limite la plus importante dans les caloducs miniatures) sera présenté dans le paragraphe suivant.

2.1.4. Limite capillaire

La chaleur entrant dans le caloduc entraîne l'évaporation du liquide dans le réseau capillaire. Grâce à une différence de pression entre l'évaporateur et le condenseur, cette vapeur atteint le

condenseur où elle libère la chaleur latente et passe en phase liquide. Ainsi, la pression de la vapeur au niveau de l'évaporateur sera maximale et au niveau du condenseur – elle sera minimale (Figure 1-26).

Le condensât est ensuite ramené vers la source chaude par les forces capillaires du réseau capillaire. L'allure de la pression liquide est inverse à celle de la vapeur dans les sections du caloduc (Figure 1-26). Lorsque les forces capillaires ne sont plus assez puissantes pour ramener le liquide jusqu'à l'évaporateur, on observe un assèchement au niveau de l'évaporateur et une diminution des performances thermiques du caloduc. Cet effet apparaît lorsque la pression capillaire, fournie par le réseau capillaire, devient insuffisante pour compenser la somme des pertes de pression dans le liquide et la vapeur. Ce phénomène s'appelle la limite capillaire.

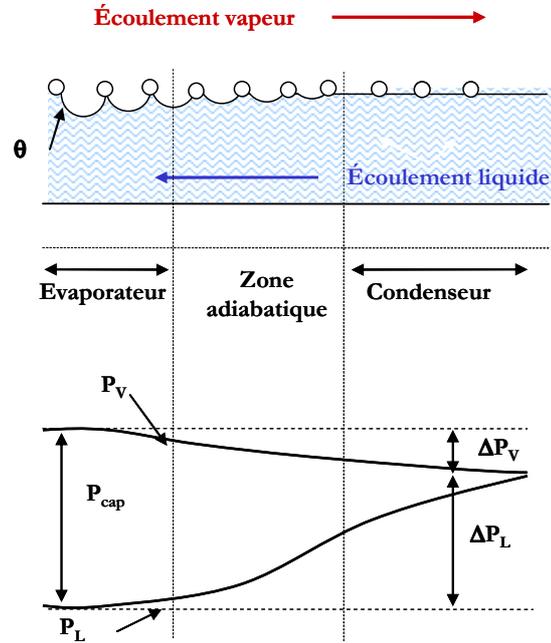


Figure 1-26 : Pressions liquide et vapeur dans le caloduc

La force de pompage du réseau capillaire est caractérisé par sa pression maximale $\Delta P_{cap,max}$. Dans le cas des poudres frittées, elle est exprimée par l'éq. (1.9) [FAG] :

$$\Delta P_{cap,max} = \frac{2\sigma \cos\theta}{r_{eff}} \quad (1.9)$$

Pour assurer le fonctionnement du caloduc, il faut donc que la somme des pertes dans les écoulements (ΔP_v et ΔP_l) et des pertes dues aux forces de volume (ΔP_g) soit inférieure à la pression capillaire fournie par le réseau capillaire :

$$\Delta P_{cap,max} \geq \Delta P_l + \Delta P_v + \Delta P_g \quad (1.10)$$

Les pertes de pression vapeur et liquide augmentent avec la puissance fournie au caloduc. La limite capillaire est atteinte pour la puissance à laquelle la somme de ces pertes devient égale à $\Delta P_{cap,max}$. Cette puissance correspond à la puissance maximale que le caloduc peut transporter

sans avoir d'assèchement au niveau de l'évaporateur. Pour calculer cette limite, il est donc nécessaire de déterminer les pertes de pression liquide et vapeur.

2.1.5. Etat de l'art de la modélisation hydraulique

La modélisation hydraulique des caloducs miniatures plats est l'un des objectifs principaux de cette thèse. Cette modélisation ne permet pas de prédire les températures dans le système mais plutôt les vitesses et les pertes de pression des écoulements dans le caloduc ainsi que sa limite capillaire. Elle se base sur les phénomènes visqueux et dynamiques des deux écoulements. Certains auteurs considèrent également l'effet de cisaillement des deux écoulements.

Les premières études du comportement hydraulique des caloducs miniatures étaient des modèles 1D de caloducs en fonctionnement extracteur (caloducs classiques de forme tubulaire) [CHI][FAG][PET]. Ces modèles sont constitués par : les équations de conservation de la masse, de conservation de l'énergie, de conservation de la quantité de mouvement et de l'équation de Laplace-Young.

Les mêmes modèles ont ensuite été adaptés aux caloducs de forme aplatie, dans lesquels les écoulements restent toujours monodimensionnels. Hopkins [HOP] a ainsi modélisé les écoulements dans un caloduc à rainures trapézoïdales.

Toujours pour des rainures axiales, Suh et Park [SUH-2] ont complété les modèles précédents par l'effet de contre-courant des écoulements vapeur et liquide (phénomène de cisaillement). Le phénomène de cisaillement a été modélisé en utilisant un nombre de Reynolds modifié. D'après leurs résultats, cet effet était plus important pour des températures basses de fonctionnement.

Au laboratoire, les premières études hydrauliques des caloducs plats à rainures axiales et poudre métallique frittée ont été menées par Avenas [AVE]. Son modèle de caloduc à rainures est basé sur celui de Schneider et Devos [SCHN]. Le modèle du caloduc à poudres frittées repose sur les équations de Faghri [FAG] et Vafai et Wang [VAF]. Leurs travaux s'appuient sur la loi de conservation de la masse ainsi que la loi de Darcy en 2D pour déterminer la vitesse et les pertes de pression des écoulements dans des caloducs de forme plate.

Qin et coll. [QIN] ont modélisé les écoulements dans un réseau capillaire anisotrope. Leur modèle a été repris par Huang et Liu [HUA] et Lefèvre et coll. [LEF]. Le modèle hydraulique de ce dernier auteur a été couplé à une étude thermique en 3D pour un caloduc à plusieurs sources.

Toutes les études précédentes portent sur la modélisation des caloducs de forme conventionnelle. Souvent il est nécessaire de concevoir des structures plus complexes afin de mieux distribuer le liquide entre les deux faces ou de renforcer les parois des caloducs plats. Les articles de Vafai et Wang [VAF] et Zhu et Vafai [ZHU] présentent un exemple de caloduc à

structure constituée de canaux en poudre frittée pour distribuer le liquide dans les trois directions entre les deux faces (Figure 1-27).

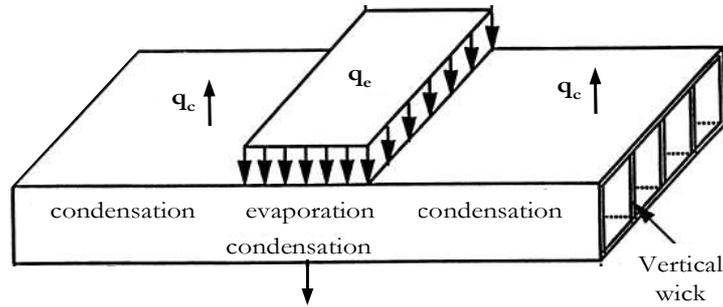


Figure 1-27 : Répartiteur de Vafai et Wang [VAF]

Les modèles hydrauliques nous permettent de trouver la limite du caloduc due au pompage capillaire mais ne peuvent pas prédire la répartition de la température. Pour calculer cette dernière, nous devons étudier les échanges thermiques au sein du dispositif.

2.2. Modélisation thermique

En régime permanent, le modèle le plus simple est la représentation du caloduc par un réseau de résistances thermiques indépendantes Figure 1-28 [PET]. L'ordre de grandeur de ces résistances est présenté dans le Tableau 2.

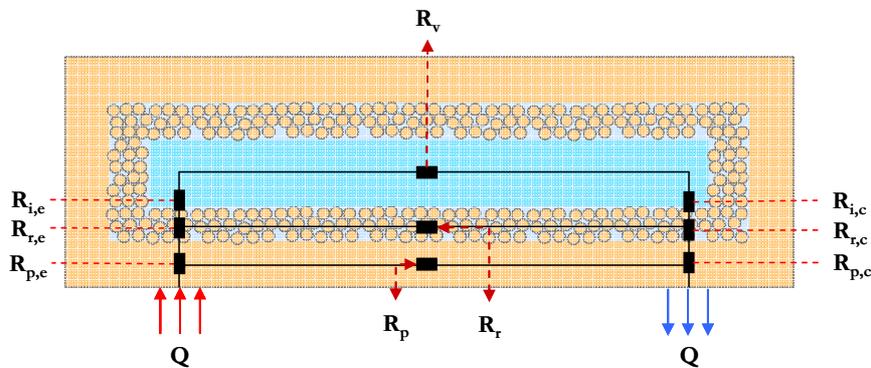


Figure 1-28 : Résistances thermiques au sein du caloduc [PET]

Tableau 2. Ordre de grandeur des résistances thermiques

Résistances thermiques	°C/W
Résistances du matériau enveloppe $R_{p,e}$ et $R_{p,c}$	10^{-1}
Résistances du réseau capillaire $R_{r,e}$ et $R_{r,c}$ au niveau de l'évaporateur et du condenseur	10^{+1}
Résistances à l'interface liquide-vapeur $R_{i,e}$ et $R_{i,c}$	10^{-5}
Résistance de la vapeur R_v	10^{-8}
Résistance du matériau de l'enveloppe R_p	10^{+2}
Résistance du réseau capillaire R_r	10^{+4}

En négligeant les échanges avec le milieu extérieur, les résistances thermiques de conduction R_p , R_{pe} et R_{pc} restent les plus simples à évaluer. Vu la faible épaisseur par rapport à la longueur de l'enveloppe du caloduc, R_p peut être souvent négligée. La résistance thermique de l'espace vapeur peut être calculée à l'aide de l'équation de Clausius-Clapeyron (équation (1.8)).

2.2.1. Résistance thermique du réseau capillaire

Les échanges thermiques dans le réseau capillaire saturé de liquide sont très difficiles à déterminer. La conductivité thermique équivalente de ce milieu dépend fortement de sa géométrie et est comprise entre la conductivité thermique du réseau capillaire et la conductivité thermique du liquide qui le sature. Au transfert conductif dans le réseau capillaire s'ajoute un transfert convectif dû au déplacement du liquide. En plus, il peut se produire un début d'ébullition nucléée.

Dans le cas des poudres métalliques frittées, qui ont été utilisés au cours de cette thèse, la vitesse du fluide est très faible. Pour simplifier le calcul, certains auteurs prennent en compte seulement la conduction à travers les sphères de conductivités (k_s) dispersés dans un milieu de conductivité (k_l) [CHI][FAG]. Un de ces modèles est celui de Chi [CHI] :

$$k_{eff} = \frac{k_s [2k_s + k_l - 2(1-\varepsilon)(k_s - k_l)]}{2k_s + k_l + (1-\varepsilon)(k_s - k_l)} \quad (1.11)$$

avec ε la porosité du réseau capillaire.

Après avoir entrepris des expériences pour déterminer les propriétés de la poudre frittée, Alexander [ALEX] a proposé le modèle suivant :

$$k_{eff} = k_l \left(\frac{k_s}{k_l} \right)^{(1-\varepsilon)\xi} \quad (1.12)$$

ou ξ est un paramètre empirique. Pour les poudres frittées saturées d'eau et d'air Alexander a déterminé ce paramètre comme étant égal à 0.59. Cette relation a été validée expérimentalement par Peterson et Fletcher [PET-2] qui ont testé des poudres de cuivre et de nickel.

2.2.2. Résistances à l'interface liquide-vapeur

Le flux imposé à l'évaporateur permet au liquide de s'évaporer. A l'échelle moléculaire, la zone de transition entre la phase liquide et la phase vapeur d'un fluide en état de saturation n'est pas franche. En effet, la densité des phases varie continûment comme illustré sur la Figure 1-29

(a). Carey [CAR] décrit cette évolution et montre que l'étendue de la variation de densité reste néanmoins très faible et que la vision macroscopique d'une interface assimilée à une surface est appropriée dans la plupart des cas. Au niveau de l'interface liquide-vapeur, la chaleur fait face à deux résistances (Figure 1-29 (b)) – la résistance due à la conduction dans le film liquide R_c et la résistance due au changement de phase R_i . Le calcul de ces résistances sera présenté dans les paragraphes suivants.

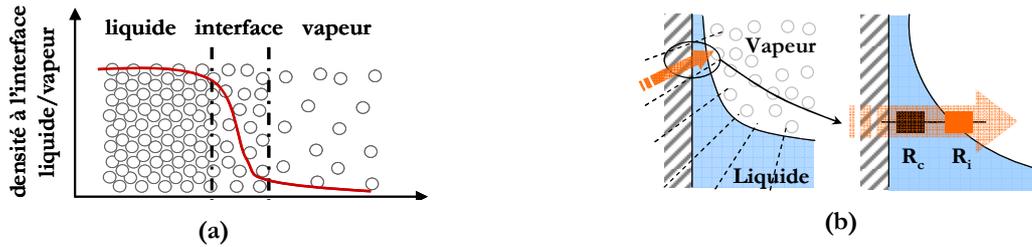


Figure 1-29 : Interface liquide-vapeur : (a) Evolution de la densité ; (b) Résistances dans la couche liquide au niveau de l'évaporateur ;

2.2.2.a. Résistances de changement de phase $R_{i,e}$ et $R_{i,c}$

Dans cette zone, au niveau de l'évaporateur et du condenseur, la chaleur traverse les résistances de changement de phase $R_{i,e}$ et $R_{i,c}$. Ces résistances sont souvent négligées car le changement de phase est très efficace en terme de transfert d'énergie. Plusieurs expressions du coefficient d'échange dû à ce phénomène peuvent être trouvées dans la littérature. Carey [CAR] et Dunn et Reay [DUN] proposent les expressions suivantes déduites de la théorie cinétique des gaz :

$$\text{Carey : } R_{i,\text{Carey}} = T_{\text{sat}} \frac{\sqrt{2\pi R_v T_v} (2-\alpha)}{h_{fg}^2 \rho_v} \quad \text{Dunn et Reay : } R_{i,\text{D\&R}} = \frac{R_v T_v^2 \sqrt{2\pi R T_v}}{P_v h_{fg}^2} \quad (1.13)$$

Dans ces équations R_v est la constante de gaz de la vapeur et T_v est la température de saturation de la vapeur ($T_v = T_{\text{sat}}$). Le coefficient d'accommodation α dépend des conditions de fonctionnement et des propriétés du fluide. Il a des valeurs comprises entre 0 (pour des faibles taux d'évaporation) et 1 (pour des taux d'évaporation élevés). Sur la Figure 1-30 sont représentés les résultats du calcul de R_i dans le cas de l'eau pour des températures de la vapeur variant entre 20°C et 100°C. Pour des faibles taux d'évaporation et des températures élevées, les équations de Carey [CAR] et Dunn et Reay [DUN] donnent pratiquement les mêmes valeurs. D'après ces théories, dans le cas de l'eau, la résistance d'interface peut être négligée.

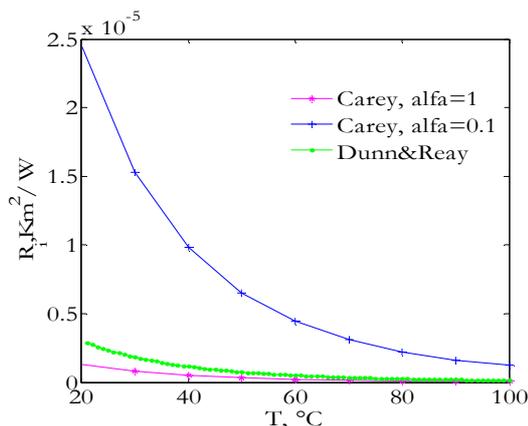


Figure 1-30 : Résistance de changement de phase

Les expressions de Carey [CAR] et Dunn et Reay [DUN] permettent de calculer la résistance de changement de phase uniquement dans le cas d'une surface plane. Ces équations ne sont donc pas suffisantes pour modéliser l'évaporation dans les caloducs car elles ne prennent pas en compte les différents effets de la courbure, de l'angle de contact ou encore du rayon de la poudre, sur les échanges thermiques. Ces dernières considérations seront prises en compte dans la section suivante.

2.2.2.b. Résistance de conduction dans le film liquide

Avant de traverser la résistance de changement de phase, le flux imposé à l'évaporateur doit passer par le liquide dans le réseau capillaire. Plus l'épaisseur du liquide est importante, plus la résistance thermique R_c est élevée. De l'autre côté, au niveau du condenseur, le flux sortant dépend aussi de l'épaisseur du film liquide. Cette épaisseur n'est pas la même dans la section de l'évaporateur et du condenseur et nécessite donc une étude différente. Le flux sera alors maximal dans la zone où la couche de liquide aura une faible épaisseur.

Prenons le cas de l'évaporation, présenté sur la Figure 1-31. La courbure du liquide à l'interface est présentée par trois régions – la région du film adsorbé, la microrégion et la région du ménisque intrinsèque. Le film adsorbé est constitué de molécules du liquide fixées par la paroi solide. Ce film étant d'épaisseur constante, la courbure K de l'interface film-vapeur est nulle. Les molécules de ce film ne peuvent pas s'évaporer, en raison de l'importance des forces de Van der Waals qu'elles subissent. Dans la zone du ménisque intrinsèque, la courbure est constante. Entre ces deux zones, la zone s'appelle la microrégion. C'est une zone de transition, où la courbure K est variable. La microrégion est le siège de très importants transferts de chaleur.

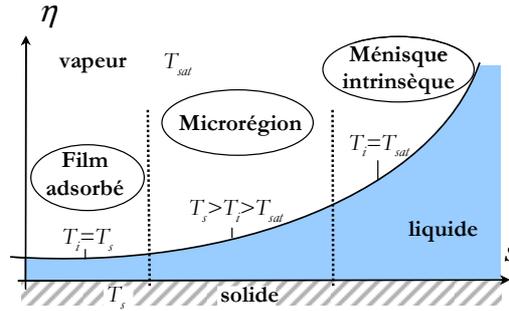


Figure 1-31 : Forme du film liquide à l'interface solide-liquide-vapeur

A l'évaporateur, la température de la paroi (solide) est supérieure à la température de saturation de la vapeur (Figure 1-31). Dans la zone du film adsorbé, les molécules ne peuvent pas s'évaporer et il n'existe aucun flux thermique. Par conséquent, la paroi et le film sont à la même température ($T_i = T_s$). Dans le ménisque intrinsèque, la température à l'interface est la température de saturation. Par conséquent, dans la microrégion, la température de l'interface n'est pas constante, elle varie de $T_i = T_s$ à la frontière du film adsorbé et de la microrégion à $T_i = T_{sat}$ à la frontière de la microrégion et du film intrinsèque. Par conséquent, le flux thermique dissipé par évaporation est nul au début de la microrégion (Figure 1-32), lorsque le film est entièrement adsorbé, et très faible à la fin de la microrégion, lorsque l'épaisseur de film est importante. Il atteint sa valeur maximale dans la microrégion [PAN].

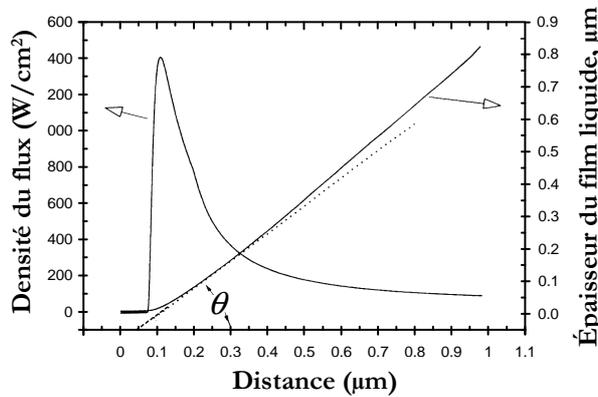


Figure 1-32 : Densité du flux traversant la microrégion et épaisseur du film liquide

La plupart des études publiées reconnaissent le rôle de la microrégion, même s'il existe des différences sur l'importance qui lui est attribué.

Les fondateurs de la thermodynamique de l'évaporation du film à l'interface solide-liquide-vapeur sont Derjaguin et coll. [DER]. Ils ont introduit la notion de pression d'adhésion pour considérer les forces d'interaction au niveau moléculaire entre le solide et le liquide, appelées forces de Van der Waals. Plus tard, Wayner et coll. [WAY-1] ont étudié l'évaporation des liquides

non-polaires d'une plaque émergée dans le liquide. Ils ont démontré que la température à l'interface liquide-vapeur dans la microrégion est supérieure à la température de saturation de la vapeur T_{sat} et la courbure du film liquide dans cette région n'est pas constante. Leur modèle est basé sur l'hypothèse que le profil du film liquide dans la zone d'accrochage est dû au changement de la pression d'adhésion. Ils ont démontré que le coefficient de transfert augmente rapidement de zéro au niveau du film adsorbé, jusqu'à son maximum dans la microrégion, et demeure quasiment constant dans la zone du ménisque intrinsèque.

Wayner et Renk [WAY-2] ont démontré expérimentalement que la forme du ménisque dépend de la densité de flux appliquée. Toujours pour les liquides non-polaires, Stephan et Busse (1992) ont conclu que 45% du flux total traverse la microrégion dans le cas des rainures trapézoïdales saturées d'ammoniac.

La plupart des études présentées dans la littérature ont été faites sur les liquides non-polaires. Le coefficient d'évaporation dans le cas des liquides polaires, dont l'eau, a été étudié pour la première fois par Holm et Golpen [HOL]. Leur modèle combine le modèle de Wayner [WAY-1] adapté aux liquides polaires, avec la conduction de la chaleur dans une rainure trapézoïdale. Ils ont conclu que 80% du flux total passe par la microrégion. Plus tard, Khrustalev et Faghri [KRU] ont prédit que 38% du flux traverse la microrégion dans le cas de l'évaporation de l'eau dans des microcaloducs de forme triangulaire. Pour ce type de caloducs, le modèle de Wayner [WAY-1] a été repris par Launay [LAU] et Pandraud [PAN]. Launay [LAU] a trouvé une fraction du flux dissipé dans la microrégion égale à 60% dans le cas de l'eau.

Ma et Peterson [MAP] ont démontré que la chaleur transmise par la microrégion dans une plaque rainurée émergée dans de l'eau varie entre 22% et 45%. Leur modèle utilise les équations de Stephan et Busse [STE] pour une pression d'adhésion de l'eau. Ayant calculé la température de la rainure par un modèle de conduction dans la paroi, ils déterminent l'angle d'accrochage et le flux traversant la microrégion. Leurs études ont prouvé que la plupart des échanges thermiques s'effectuent à travers une région inférieure à $1\mu\text{m}$.

Hanlon et Ma [HAN] ont présenté un modèle pour prédire le coefficient de transfert total des poudres de cuivre frittées. Ces chercheurs ont démontré que l'évaporation de l'eau peut être augmentée en diminuant le diamètre des sphères. L'influence de la porosité et de l'épaisseur de la poudre frittée a aussi été étudiée. Dans leur modèle thermique ils ont considéré que l'eau saturait le réseau capillaire jusqu'à la moitié des particules de la couche supérieure. Ils ont utilisé le modèle de Ma et Peterson [MAP] pour prédire le flux traversant la microrégion et la conductivité effective de la poudre [PET]. Les échanges thermiques au niveau du ménisque intrinsèque sont négligés. Leurs résultats expérimentaux ont démontré que les valeurs théoriques du coefficient

d'évaporation sont très élevées par rapport aux valeurs expérimentales.

Dans une étude de Park et Lee [PAR], l'équation de la pression d'adhésion des liquides non-polaires a été utilisée. Cette hypothèse a ensuite été critiquée par Wee [WEE] qui a démontré que l'évaporation dans le cas des liquides polaires est inférieure aux liquides non-polaires. Ils ont découvert que les fortes forces intermoléculaires des liquides polaires retardent l'évaporation. Pour une même différence de température entre la paroi et la vapeur, la densité de flux traversée par la région de transition pour le modèle de l'eau non-polaire était 35 W/m^2 , cette densité étant 6 W/m^2 pour le modèle de l'eau polaire. Par contre, pour les mêmes conditions de surchauffe, la région de transition des liquides polaires est beaucoup plus large que celle des liquides non-polaires.

2.3. Couplage des modèles hydraulique et thermique

La modélisation hydraulique peut être couplée à la modélisation thermique. Un tel modèle complet permet à la fois de calculer les températures dans le caloduc et sa limite capillaire en fonction du flux dissipé par la source chaude, de la température et du coefficient d'échange de la source froide. Le chemin traversé par le flux de chaleur dans un caloduc plat ainsi que les modèles utilisés dans les différentes sections sont indiqués sur la Figure 1-33.

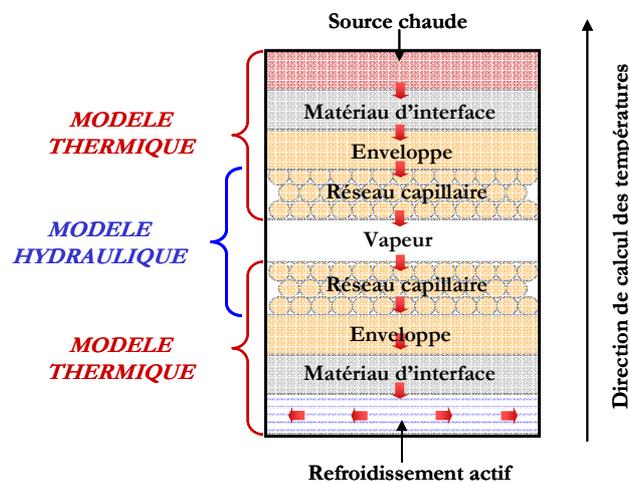


Figure 1-33 : Modèles utilisés dans les différentes sections des caloducs plats

Des études approfondies sur les caloducs plats à poudre frittée ont été menées à l'Université de Purdue, USA [SOB], [VAD]. Vadakkan [VAD] a proposé une modélisation transitoire complète en 3D, hydraulique et thermique. Ce modèle prend en compte les échanges au niveau de la microrégion, mais ne considère pas l'effet de cisaillement entre le liquide et la vapeur. Le modèle est capable de déterminer la distribution de température et de localiser l'assèchement dans le cas de plusieurs sources chaudes appliquées au caloduc.

Récemment, Koïoto et coll. [KOI] ont présenté un couplage hydraulique et thermique d'une chambre vapeur, chauffée par une source chaude sur une face et refroidie sur la totalité de l'autre face. Leur modèle en 3D était en très bonne adéquation avec leurs résultats expérimentaux sur un prototype cuivre/eau à poudre frittée.

3. CONCLUSION

L'évolution rapide des composants électroniques permet d'intégrer de milliers de transistors tout en diminuant la taille des puces. Par conséquent, la densité de flux de chaleur dissipée par ces composants continue de croître constamment entraînant des problèmes sévères d'évacuation et de transport de cette chaleur. Dans le domaine de la microélectronique, ainsi qu'en électronique de puissance, les puissances ont tendance à dépasser quelques centaines de W/cm^2 . De nombreuses solutions sont actuellement développées pour améliorer les transferts thermiques dans les systèmes électroniques.

Un rappel de ces techniques a été présenté au début de ce chapitre. Nous avons vu que dans la majorité des systèmes électroniques les solutions classiques de refroidissement comme les radiateurs et les ventilateurs ne sont plus efficaces. L'inconvénient des méthodes basées sur la convection forcée par liquide, est l'intégration d'une pompe. Dans ce contexte, les méthodes de transport passif, comme les caloducs, sont de plus en plus utilisés pour prélever l'énergie dissipée par les composants électroniques de haute densité et la redistribuer vers un échangeur actif. Grâce au changement de phase d'un fluide caloporteur, les caloducs sont aussi capables d'améliorer la conductivité thermique des radiateurs et des substrats des modules multipuces. De nombreuses applications des caloducs miniatures plats ont été présentées dans la deuxième partie de ce chapitre.

Nous avons ensuite introduit les principaux constituants des caloducs miniatures, ainsi que leurs limites et leurs principes de modélisation. Ces derniers englobent des connaissances dans deux domaines différentes : la thermique et la mécanique des fluides. Dans ce contexte, le chapitre suivant de cette thèse sera consacré à la modélisation des caloducs miniatures. Plus précisément, nous allons nous intéresser aux dispositifs à poudre métallique frittée. Comme nous l'avons dit, cette structure est très avantageuse pour des applications électroniques fonctionnant contre la pesanteur. Les caloducs que nous allons étudier par la suite sont utilisés pour améliorer la conductivité thermique des substrats dans les systèmes électroniques embarqués. Ces dispositifs ont été conçus et réalisés pendant la thèse de N. Popova [POP] dans le cadre du projet européen "Microcooling".

***CHAPITRE 2 : Modélisation hydraulique des
caloducs miniatures plats***

1. INTRODUCTION

Dans le premier chapitre nous avons présenté l'intérêt d'intégrer un caloduc miniature plat pour transporter la chaleur et augmenter la conductivité thermique des substrats en électronique de haute densité. Dans ce chapitre, nous allons continuer par l'étude théorique des caloducs de forme plate. Cette étude nous permettra de déterminer leurs limites de fonctionnement, en fonction de leurs géométries, des flux de chaleur imposés et des propriétés du fluide et du matériau de l'enveloppe.

Comme nous l'avons déjà vu dans le premier chapitre, l'étude complète des caloducs plats englobe deux différents groupes de modèles. Le premier est représenté par les modèles hydrauliques qui sont basés sur les écoulements des phases liquide et vapeur. Le second consiste en l'étude des transferts thermiques. Le couplage de ces deux types de modèles permet de déterminer la limite hydraulique de fonctionnement, ainsi que la répartition de température à l'intérieur du caloduc.

Dans ce deuxième chapitre, nous allons présenter la modélisation hydraulique, complétée par une validation expérimentale des caloducs réalisés au cours du projet européen "Microcooling" [POP]. Le réseau capillaire de ces caloducs est constitué de poudre de cuivre frittée. L'objectif de notre étude sera de déterminer le flux maximal que le caloduc peut transporter [FAG][AVE]. La première partie de ce chapitre sera alors consacrée à la modélisation des écoulements vapeur et liquide dans les caloducs plats à poudre frittée. Cette modélisation est basée sur les lois de la mécanique des fluides. Dans un deuxième temps, à l'aide du modèle développé nous allons estimer les performances des prototypes réels. Les calculs adaptés aux cas d'études, seront également présentés. Enfin, nous allons présenter une étude expérimentale des prototypes modélisés. Le but de cette étude sera de valider les modèles hydrauliques et les comparer aux résultats des expérimentations.

1.1. Présentation et cahier des charges du packaging 3D étudié

Comme nous l'avons vu dans le premier chapitre, les caloducs peuvent augmenter la conductivité thermique des substrats dans les systèmes électroniques embarqués. Dans la suite de ce chapitre, nous allons étudier des caloducs miniatures plats, intégrés dans des substrats double face d'un packaging 3D (Figure 2-1 (a) et (b)). Ces caloducs ont été conçus et réalisés pendant la thèse de Nathaliya Popova [POP] dans le cadre du projet européen "Microcooling". Les caloducs double face (Figure 2-1 (c)) devaient être capable d'évacuer au minimum 34 W et de fonctionner suivant n'importe quelle inclinaison.

Deux côtés du substrat double face sont employés comme interconnexions électriques

(Figure 2-1 (a)) tandis que les deux autres sont utilisés pour des connexions thermiques. La chaleur dissipée par les composants électroniques est évacuée par ces connexions thermiques vers un refroidisseur actif à l'extérieur du boîtier.

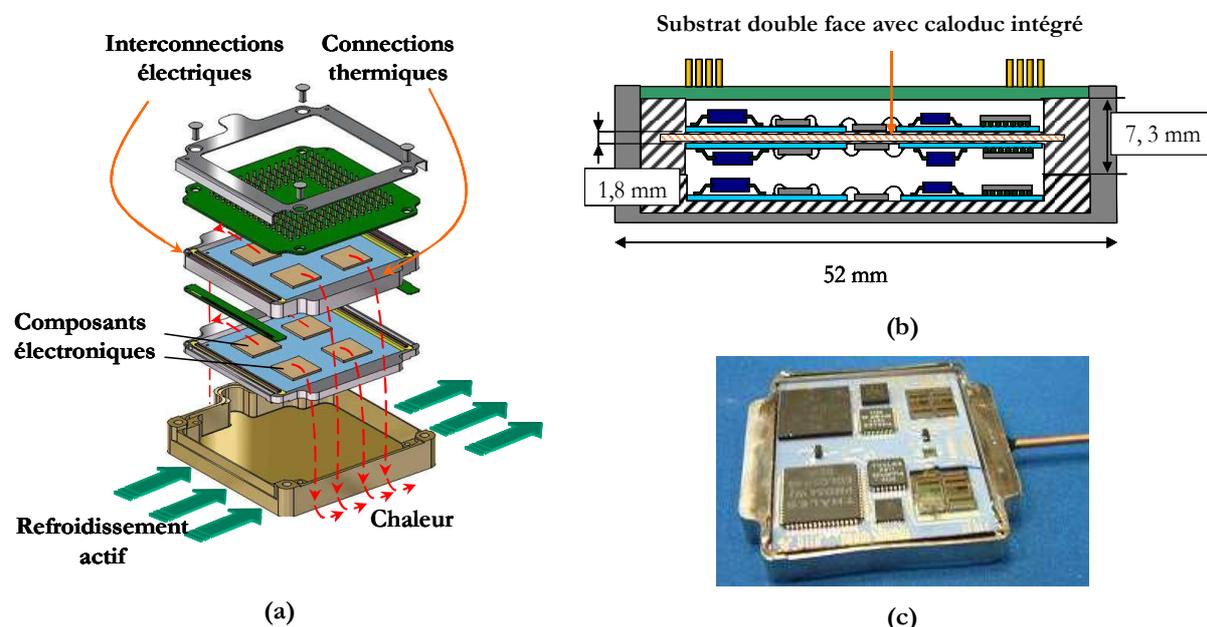


Figure 2-1 : Packaging 3D étudié : (a) Packaging 3D ; (b) Placement du substrat double face dans le packaging 3D; (c) Photo d'un prototype du substrat équipé de caloduc [POP]

L'intérêt d'intégrer un caloduc dans un tel substrat est d'augmenter sa conductivité thermique équivalente et d'éliminer les points chauds. L'épaisseur totale du substrat ne devant pas excéder 1.8 mm, la géométrie du caloduc choisie par [POP] a été :

- Epaisseur de l'enveloppe en cuivre de 0,4 mm.
- Epaisseur de l'espace vapeur plus le réseau capillaire de 1 mm.

Le caloduc doit refroidir des composants électroniques sur ses deux faces. Pour ramener le liquide vers toutes les sources chaudes, il est donc nécessaire de déposer le réseau capillaire sur les deux parois intérieures du substrat.

Comme on l'a vu dans le premier chapitre, les poudres frittées (Figure 2-2) permettent d'avoir un pompage capillaire important grâce au faible diamètre de pores (quelques dizaines de microns pour une poudre de 100 μm de diamètre). Cette propriété permet également au caloduc de fonctionner contre la gravité [FAG]. Ce type de réseau capillaire a été choisi dans les prototypes de caloducs plats que nous allons étudier par la suite [POP].

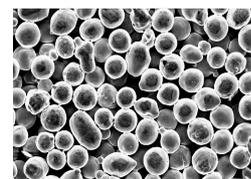


Figure 2-2 : Poudre frittée en cuivre

Comme le frittage de la poudre en cuivre est réalisé à haute température (950-1000°C), le matériau enveloppe se recuit et perd sa dureté mécanique. L'enveloppe, ayant une épaisseur de seulement 0.4 mm, est ainsi soumise à une différence de pression interne/externe qui cause des déformations importantes. Afin de contourner ce problème, Popova [POP] a renforcé les parois du caloduc. Ce renforcement a été réalisé en utilisant deux techniques : des plots et des rainures frittées.

1.2. Description des caloducs plats réalisés

1.2.1. Caloduc à plots

Le premier type de caloduc contient deux coquilles de 0,8 mm d'épaisseur, dans lesquelles huit plots, distribués uniformément, sont usinés (Figure 2-3). La poudre frittée en cuivre est déposée sur les surfaces internes des deux coquilles. Les écoulements du liquide et de la vapeur dans le réseau capillaire et dans la chambre vapeur se font principalement dans deux directions. Les caractéristiques et les dimensions principales de ce prototype sont présentées dans le Tableau 2-1.



Figure 2-3 : Caloduc à plots

Tableau 2-1 Caractéristiques du prototype à plots

Matériau enveloppe	Cuivre
Épaisseur des parois	0,8 mm
Épaisseur du réseau capillaire	0,35 mm
Épaisseur de l'espace vapeur	0,3 mm
Diamètre de billes frittées	80-100 μm
Longueur x largeur totale	52 x 45 mm

1.2.2. Caloduc à rainures frittées

Le caloduc à rainures frittées contient deux coquilles en cuivre d'épaisseur 0,4 mm usinées. La forme des coquilles a été fabriquée d'après le cahier des charges du packaging 3D (Figure 2-4 (a)). Le réseau capillaire de poudre frittée est déposé seulement sur une des coquilles. Si le caloduc doit refroidir des composants sur ces deux faces, il est mieux de déposer du réseau capillaire sur la deuxième coquille aussi [POP]. Nous avons décidé de simplifier la fabrication de ce caloduc car nous l'avons utilisé pour valider notre modèle hydraulique.

Pour à la fois assurer le passage de la vapeur et renforcer les parois, des rainures de 0,5 mm de profondeur ont été usinées dans la poudre frittée (Figure 2-4 (b)). Le schéma du réseau capillaire est montré sur la Figure 2-4 (b).

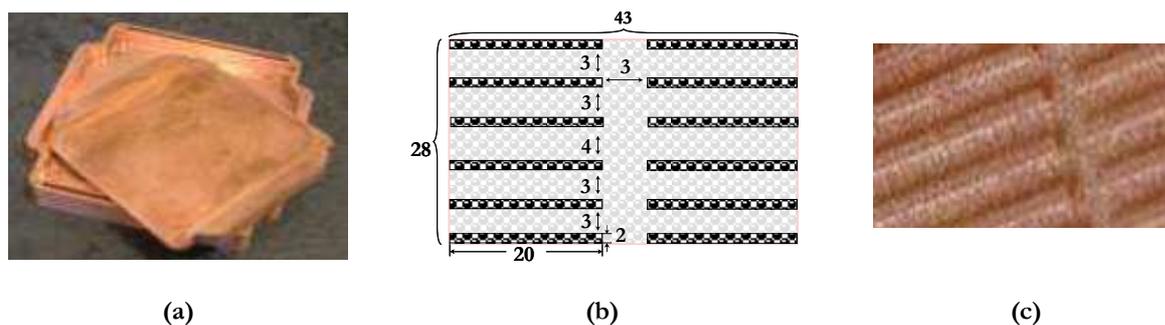


Figure 2-4 : Caloduc à rainures frittées : (a) Photo des coquilles de cuivre ; (b) Schéma du réseau capillaire ; (c) Photo des rainures usinées dans la poudre frittée

L'écoulement liquide dans ce réseau circule suivant trois directions. Pour ce caloduc nous avons choisi une poudre de cuivre de diamètre deux fois plus petit que dans le caloduc à plots (40-60 μm). Ce choix a été pris afin de valider nos modèles.

Pour qu'un caloduc fonctionne, il faut lui appliquer des sources chaudes et des sources froides. La chaleur transportée par le caloduc crée un écoulement vapeur et un écoulement liquide. Ces écoulements sont le siège de pertes de pression vapeur et liquide. Ces pertes dépendent de la puissance appliquée au caloduc, de sa géométrie et des propriétés du fluide. Le calcul de ces pertes permet de déterminer la limite de fonctionnement du dispositif grâce à l'estimation de la limite capillaire. Ces phénomènes constituent la modélisation hydraulique.

Dans le premier chapitre, nous avons introduit le calcul de la limite capillaire pour des écoulements monodimensionnels, ce qui n'est pas le cas pour les caloducs présentés. Dans le paragraphe suivant, nous allons nous baser sur les lois de la conservation de la mécanique des fluides pour déterminer les pertes liquide et vapeur dans le cas général d'un caloduc miniature plat.

2. MODELISATION HYDRAULIQUE DES CALODUCS PLATS

2.1. Rappels de mécanique des fluides

2.1.1. Problématique

Considérons un caloduc plat auquel sont appliquées une source chaude et une source froide (Figure 2-5). La puissance thermique Q injectée au niveau de l'évaporateur quitte le caloduc au niveau du condenseur (source froide). En régime permanent, un écoulement vapeur et un écoulement liquide sont présents. Dans ces écoulements se créent des pertes de pression. Entre les zones de l'évaporateur et du condenseur se trouve la zone adiabatique, dans laquelle il

n'y a pas d'échange de chaleur. La densité du flux de chaleur q au niveau de l'évaporateur et du condenseur s'exprime par l'équation (2.1), où S_e et S_c sont les sections de l'évaporateur et du condenseur.

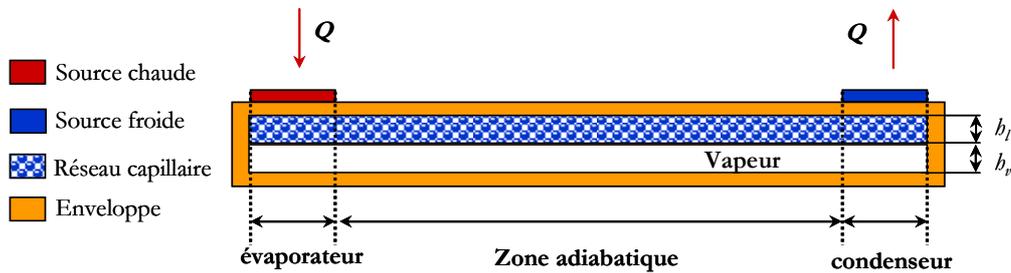


Figure 2-5 : Caloduc avec une source chaude et une source froide

$$q = \begin{cases} q_e = \frac{Q}{S_e} : \text{densité de flux entrant à l'évaporateur} \\ 0 : \text{densité de flux entrant dans la zone adiabatique} \\ q_c = \frac{Q}{S_c} : \text{densité de flux entrant au condenseur} \end{cases} \quad (2.1)$$

Les pertes de pression liquide et vapeur dépendent de la puissance transportée par le caloduc, de sa géométrie et des propriétés du fluide. Le calcul de ces pertes permet de déterminer la limite de fonctionnement du dispositif grâce à l'estimation de la limite capillaire [FAG]. Par la suite, nous allons présenter les hypothèses faites pour les modéliser.

2.1.2. Hypothèses

Pour modéliser les écoulements dans le caloduc, nous nous sommes basés sur les hypothèses suivantes :

- le caloduc fonctionne en régime permanent,
- l'écoulement liquide et l'écoulement vapeur sont incompressibles,
- la densité de flux à l'évaporateur et au condenseur est uniforme,
- les propriétés du fluide sont constantes dans toutes les sections du caloduc et varient en fonction de la température de saturation,
- les forces de pesanteur dans la vapeur et dans le liquide sont négligeables.

2.1.3. Conservation de l'énergie

Considérons un volume de contrôle de vapeur $\partial x \partial y \partial z$ du caloduc en régime permanent au niveau de l'évaporateur (Figure 2-6). Le changement de phase à l'évaporation absorbe une quantité d'énergie dépendant de la chaleur latente de vaporisation h_{fg} . De plus, le changement de phase entraîne le changement du débit massique $\partial \dot{m}$ dans le volume de contrôle car il y a une diminution de la quantité de liquide et augmentation de la quantité de vapeur. L'énergie absorbée est directement reliée au flux thermique ∂Q entrant dans le volume de contrôle.

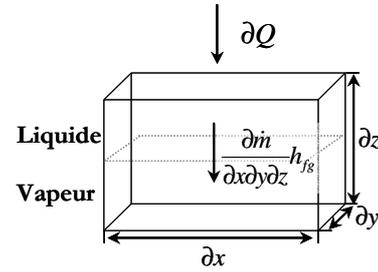


Figure 2-6 : Volume de contrôle pour le bilan de conservation de l'énergie

La conservation de l'énergie appliquée à ce volume élémentaire s'exprime par équation (2.2):

$$h_{fg} \partial \dot{m} = \partial Q \Rightarrow \partial h_{fg} \partial \dot{m} = \partial x \partial y \partial z q_v \quad (2.2)$$

Dans l'équation (2.2), q_v représente le flux volumique dans le volume de contrôle (en W/m^3).

Nous pouvons relier le débit massique à la vitesse des écoulements par la loi de la conservation de la masse.

2.1.4. Conservation de la masse

Considérons les volumes de contrôle de l'écoulement liquide et de l'écoulement vapeur au niveau de l'évaporateur en régime permanent, illustrés à gauche de la Figure 2-7. L'énergie apportée au liquide extrait de la matière $\partial \dot{m}$ de son volume de contrôle. Cette même $\partial \dot{m}$ s'ajoute au volume de contrôle de la vapeur. L'apport et la perte de matière entraînent des changements des débits massiques de la vapeur et du liquide suivant les trois directions $\partial \dot{m}_x$, $\partial \dot{m}_y$ et $\partial \dot{m}_z$. Si pour le volume de contrôle de la vapeur, par exemple, le changement du débit massique est exprimé par l'équation (2.3), le bilan massique peut être présenté par l'équation (2.4). Le débit massique $\partial \dot{m}$ dans cette dernière équation sera compté positivement quand on ajoute de la matière et négativement quand on soustrait de la matière. Dans la zone adiabatique du caloduc il n'y a pas d'échange de matière entre les deux écoulements.

$$\begin{aligned}\partial \dot{m}_{v,x} &= \dot{m}_{v,x}(x+\partial x, y, z) - \dot{m}_{v,x}(x, y, z) \\ \partial \dot{m}_{v,y} &= \dot{m}_{v,y}(x, y+\partial y, z) - \dot{m}_{v,y}(x, y, z) \\ \partial \dot{m}_{v,z} &= \dot{m}_{v,z}(x, y, z+\partial z) - \dot{m}_{v,z}(x, y, z)\end{aligned}\quad (2.3)$$

$$\partial \dot{m}_{v,x} + \partial \dot{m}_{v,y} + \partial \dot{m}_{v,z} = \partial \dot{m} \quad (2.4)$$

Considérons maintenant les écoulements au niveau du condenseur. Comme nous pouvons le voir sur la Figure 2-7, la matière $\partial \dot{m}$ absorbée par la vapeur à l'évaporateur la quitte lors de la condensation et s'ajoute au liquide. Cet échange de matière entraîne également un changement de débit massique dans les volumes de contrôle vapeur et liquide. Les équations (2.3) et (2.4) peuvent alors être écrites pour le volume de contrôle du liquide.

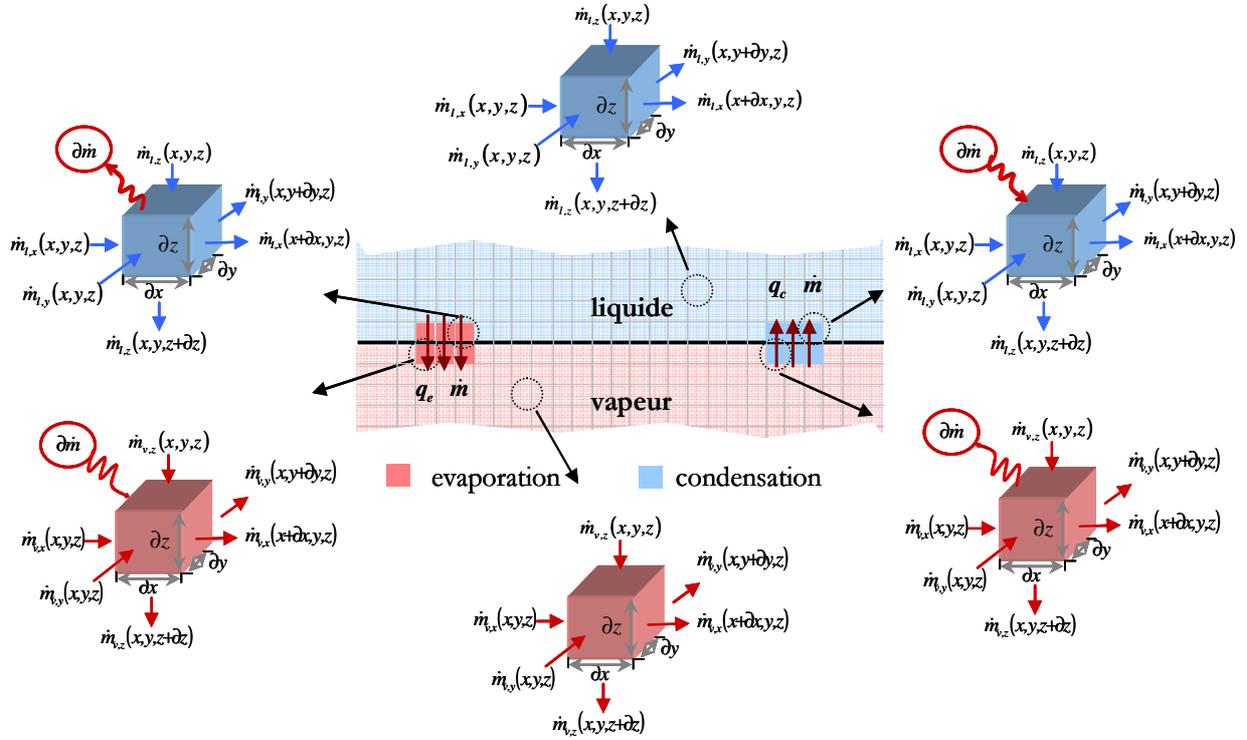


Figure 2-7 : Bilan des masses liquide et vapeur

Le changement de débit massique à travers les sections $\partial y \partial z$, $\partial x \partial z$ et $\partial x \partial y$ du volume de contrôle, peut se déduire de la vitesse moyenne de la vapeur $\bar{V}_v = (\bar{u}_v, \bar{v}_v, \bar{w}_v)$ et de la vitesse moyenne du liquide $\bar{V}_l = (\bar{u}_l, \bar{v}_l, \bar{w}_l)$ (2.5) [WHI].

$$\begin{aligned}\text{Vapeur : } \partial \dot{m}_{v,x} &= \rho_v \partial y \partial z \partial \bar{u}_v ; \partial \dot{m}_{v,y} = \rho_v \partial x \partial z \partial \bar{v}_v ; \partial \dot{m}_{v,z} = \rho_v \partial x \partial y \partial \bar{w}_v \\ \text{Liquide : } \partial \dot{m}_{l,x} &= \rho_l \partial y \partial z \partial \bar{u}_l ; \partial \dot{m}_{l,y} = \rho_l \partial x \partial z \partial \bar{v}_l ; \partial \dot{m}_{l,z} = \rho_l \partial x \partial y \partial \bar{w}_l\end{aligned}\quad (2.5)$$

En remplaçant les équations (2.2) et (2.5) dans le système (2.4), on obtient les vitesses moyennes des écoulements vapeur et liquide (2.6).

$$\text{Vapeur : } \frac{\partial \bar{u}_v}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}_v}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}_v}{\partial z} = \frac{q_v}{\rho_v h_{fg}} ; \text{ Liquide : } \frac{\partial \bar{u}_l}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}_l}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}_l}{\partial z} = -\frac{q_v}{\rho_l h_{fg}} \quad (2.6)$$

Dans les équations (2.6) q_v sera compté positivement lorsque le flux entre dans le caloduc (évaporateur) et négativement lorsqu'il en sort (condenseur).

Nous venons de déduire les vitesses des écoulements dans le caloduc à partir des lois de la conservation de l'énergie et de la matière. Comme nous l'avons expliqué dans le chapitre 1, pour trouver la limite capillaire nous avons besoin de déterminer les pertes de pression dans les deux phases.

L'écoulement liquide est présent dans le réseau capillaire du caloduc, constitué de poudre métallique frittée, comme nous avons vu dans section 1 de ce chapitre. Nous allons donc montrer comment déterminer les pertes liquide dans la poudre frittée à partir des vitesses dans la partie suivante.

2.1.5. Écoulement en milieu poreux

La relation entre la vitesse moyenne et les pertes de pression dans un milieu poreux peut être exprimée par la loi de Darcy (2.7), basée sur la perméabilité du milieu poreux k_w [FAG] :

$$\bar{u}_l = -\frac{k_w}{\mu_l} \frac{dP_l}{dx} ; \bar{v}_l = -\frac{k_w}{\mu_l} \frac{\partial P_l}{\partial y} ; \bar{w}_l = -\frac{k_w}{\mu_l} \frac{\partial P_l}{\partial z} ; \quad (2.7)$$

Dans le cas des poudres métalliques frittées, la perméabilité k_w est fonction du rayon des sphères r_s et la porosité ε de la poudre. Elle est donnée par (2.8) [FAG].

$$k_w = \frac{(2r_s)^2 \varepsilon^3}{150(1-\varepsilon)^2} \quad (2.8)$$

Nous obtenons les pertes de pression liquide en remplaçant les équations (2.7) dans les équations (2.6) :

$$\frac{\partial^2 P_l}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 P_l}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 P_l}{\partial z^2} = \frac{\mu_l}{k_w \rho_l h_{fg}} q_v \quad (2.9)$$

Nous allons maintenant déduire du cas général un modèle en deux dimensions.

2.2. Modèle 2D des caloducs miniatures

2.2.1. Ecoulement liquide

Dans certains caloducs plats, comme le caloduc à plots présenté au §1.2.1, la longueur et la largeur de ces caloducs sont beaucoup plus importantes que leur épaisseur (Figure 2-8). Nous négligeons donc les pertes de pression dans l'épaisseur par rapport aux autres. Nous allons donc appliquer notre modèle dans un cas simplifié en deux dimensions. Ce cas d'étude nous permettra de développer un code allégé de calcul augmentant la rapidité des simulations.

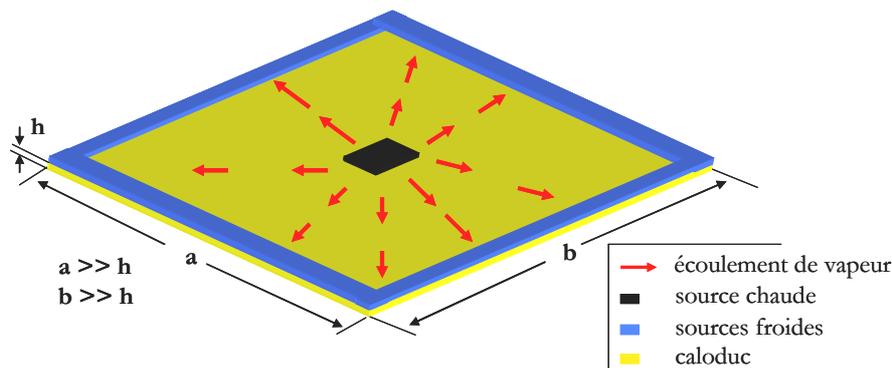


Figure 2-8 : Distribution de la chaleur dans un caloduc miniature plat

L'épaisseur du volume de contrôle étant h_l , l'équation (2.9) se simplifie sous la forme (2.10).

$$\frac{\partial^2 P_l}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 P_l}{\partial y^2} = \frac{\mu_l}{k_w \rho_l h_l h_{fg}} q \quad (2.10)$$

avec q la densité de flux surfacique entrant dans le caloduc. Cette dernière peut être calculée avec l'équation (2.1).

2.2.2. Ecoulement vapeur entre deux plans parallèles

Nous allons maintenant estimer les pertes de pression vapeur. Pour cela, compte tenu de la géométrie plate du caloduc, nous considérons que l'écoulement dans l'espace vapeur est effectué

entre deux plans parallèles infinis.

Envisageons l'écoulement vapeur entre deux plans parallèles (sans apport de matière). Le sens du mouvement est dirigé suivant l'axe x , comme le montre la Figure 2-9.

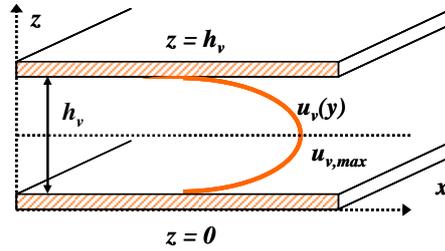


Figure 2-9 : Ecoulement entre deux plans parallèles

Dans un écoulement monodimensionnel, la vitesse du fluide dépend de la seule coordonnée y . La pression du fluide est donnée par les équations de Navier Stokes (2.11) [WHI].

$$\frac{dP_v}{dx} = \mu_v \frac{d^2 u_v}{dy^2}, \quad \frac{dP_v}{dy} = 0, \quad \frac{dP_v}{dz} = 0 \quad (2.11)$$

Avec les conditions aux limites de vitesse nulle aux parois, la solution de l'équation (2.11) est :

$$u_v(z) = -\frac{1}{2\mu_v} \frac{dP_v}{dx} \left(\frac{h_v^2}{4} - z^2 \right) \quad (2.12)$$

La vitesse moyenne \bar{u}_v de l'écoulement s'exprime alors par l'éq. (2.13) [MEC] :

$$\bar{u}_v = \frac{1}{h_v} \int_0^{h_v} u_v(z) dz = -\frac{h_v^2}{12\mu_v} \frac{dP_v}{dx} \quad (2.13)$$

Ce résultat peut être généralisé avec un écoulement suivant deux directions x et y .
 Suivant l'axe y , la vitesse moyenne \bar{v}_v peut être exprimée donc par (2.14) :

$$\bar{v}_v = -\frac{h_v^2}{12\mu_v} \frac{dP_v}{dy} \quad (2.14)$$

En remplaçant les équations (2.13) et (2.14) dans (2.6) et en négligeant les pertes suivant la direction z nous obtenons l'équation des pertes de pression dues aux effets visqueux dans un

fluide entre deux plans parallèles.

$$\frac{\partial^2 P_v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 P_v}{\partial y^2} = -\frac{12\mu_v}{\rho_v h_v^3 h_{fg}} q \quad (2.15)$$

Cette équation nous permet de calculer les pertes visqueuses dans les écoulements du caloduc. Néanmoins, elle ne considère pas les pertes dynamiques dues aux forces nécessaires pour accélérer la vapeur lors de l'évaporation et la ralentir lors de la condensation (réf. chapitre 2). Nous allons donc négliger ces pertes en faisant l'hypothèse qu'elles ne sont pas importantes dans les caloducs miniatures. Pour des hautes puissances injectées au caloduc, ces pertes peuvent être très importantes et devant être prises en compte.

Les équations (2.10) et (2.15) permettent de déterminer les pertes de pression liquide et vapeur dans le caloduc. Ces formules sont appelées équations de Poisson.

2.2.3. Résolution numérique

Une méthode analytique de résolution de l'équation de Poisson a été décrite par plusieurs auteurs [QIN][HUA][LEF][VAF]. Zhu et Vafai [ZHU] et Vadakkan [VAD] se sont basés sur la méthode des éléments finis. Il est également possible de résoudre l'équation de Poisson directement avec les logiciels éléments finis Fluent© et/ou Ansys©.

Nous avons choisi de résoudre ce problème sous Matlab© pour pouvoir coupler notre modèle hydraulique au modèle thermique. Matlab© propose des fonctions de résolution de l'équation de Poisson, basées sur un calcul matriciel. Ces fonctions peuvent être appliquées pour modéliser des cas simplifiés.

Pour pouvoir à la fois résoudre ces équations de Poisson et imposer facilement les conditions aux limites, nous avons utilisé la méthode des différences finies [PAT]. Nous avons écrit notre code en langage C sous la forme de *MEX-functions*. Ces MEX-fonctions permettent d'obtenir des exécutions plus rapides et de converser avec l'environnement Matlab© [TEC-1].

Avant d'aborder la modélisation des deux prototypes, présentés dans la section 1, nous allons présenter notre démarche de résolution pour trouver la limite capillaire d'un caloduc à structure simple.

2.2.4. Exemple d'étude hydraulique d'un caloduc

2.2.4.a. *Présentation du cas d'étude*

Considérons le caloduc présenté sur la (Figure 2-10). Quatre sources chaudes ainsi que

deux sources froides sont appliquées sur la même face du caloduc. Les densités du flux au niveau des évaporateurs et des condenseurs sont supposées uniformes.

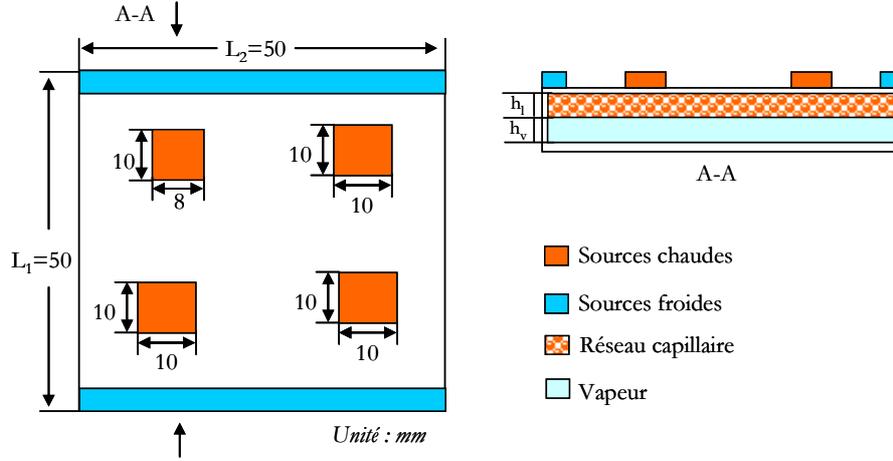


Figure 2-10 : Structure du caloduc et positionnement des sources

Le réseau capillaire est constitué de poudre frittée d'épaisseur h_l . Nous allons fixer la somme de la hauteur de l'espace vapeur h_v et de l'épaisseur du réseau capillaire h_l égale à 1 mm (hauteur imposée par le cahier de charges du projet "Microcooling"). Nous souhaitons observer l'influence des paramètres intervenant dans son fonctionnement hydraulique. Ces paramètres sont :

- le rayon des billes de la poudre frittée r_s ,
- la hauteur du milieu poreux h_l et la hauteur de l'espace vapeur h_v ,
- la température de saturation du caloduc T_{sat} ,
- l'angle de contact entre l'eau et le cuivre θ .

Les équations des pressions vapeur et liquide en 2D sont résumées dans le système (2.16) :

$$\begin{array}{l}
 \text{Pression vapeur} \rightarrow \\
 \text{Pression liquide} \rightarrow
 \end{array}
 \left. \begin{array}{l}
 \frac{\partial^2 P_v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 P_v}{\partial y^2} = -\frac{12\mu_v}{\rho_v h_v^3 h_{fg}} q \\
 \frac{\partial^2 P_l}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 P_l}{\partial y^2} = \frac{\mu_l}{k_w \rho_l h_l h_{fg}} q
 \end{array} \right\} q = \begin{cases} \frac{Q_{tot}}{S_{e,tot}} & \text{évaporateur} \\ 0 & \text{zone adiabatique} \\ \frac{Q_{tot}}{S_{c,tot}} & \text{condenseur} \end{cases} \quad (2.16)$$

Dans l'équation de la densité de flux de chaleur, $S_{e,tot}$ est la surface d'évaporation des quatre sources et $S_{c,tot}$ la surface des sources froides (même densité de flux sur chaque source). Q_{tot} est la puissance injectée par ces quatre sources chaudes et dissipée par les deux sources

froides.

Pour vérifier notre modèle 2D, nous l'avons comparé avec le modèle 3D. Les résultats obtenus avec les deux modèles étaient identiques. Ces résultats nous ont confirmé que les pertes de pression dans les épaisseurs des écoulements liquide et vapeur sont négligeables.

2.2.4.b. La méthode de calcul de la limite capillaire

Le caloduc atteint sa limite capillaire pour une puissance pour la quelle la somme des pertes liquide et vapeur excède la pression capillaire maximale de la poudre frittée $\Delta P_{cap,max}$:

$$\Delta P_{cap,max} = \frac{2\sigma \cos\theta}{r_{eff}} \quad (2.17)$$

Pour une puissance totale donnée $Q_{tot,1}$, nous déterminons les pertes liquide ΔP_l et vapeur ΔP_v . Ensuite, nous pouvons trouver les pertes pour chaque puissance $Q_{tot,2}$ à l'aide de la relation suivante, car le système est linéaire :

$$\frac{\Delta P_{v(l)}(Q_{tot,1})}{Q_{tot,1}} = \frac{\Delta P_{v(l)}(Q_{tot,2})}{Q_{tot,2}} \quad (2.18)$$

Pour déterminer la limite capillaire, nous augmentons progressivement la puissance pas à pas. La puissance pour laquelle l'équation $\Delta P_{cap,max} = \Delta P_l + \Delta P_v + \Delta P_g$ est vérifiée est la puissance maximale. Les pertes de pression dues à la gravité dans la phase vapeur peuvent être négligées (réf. Chapitre 1). Les pertes de forces de volume ΔP_g maximales dans le liquide peuvent être calculées par l'équation (2.19).

$$\Delta P_g = \rho_l g H \quad (2.19)$$

où H est la distance entre le condenseur et l'évaporateur que le liquide doit parcourir si le caloduc est positionné verticalement. Dans notre cas, la pression gravitationnelle maximale est de 390 Pa. La pression capillaire maximale du milieu poreux est beaucoup plus importante. Elle vaut 5400 Pa pour un angle de mouillage de 30° et pour un diamètre de billes de $50 \mu m$. Pour cette raison, nous allons négliger dans notre étude les pertes de pression due à la gravité.

Les distributions des pressions liquide et vapeur pour $Q_{tot}=200 W$ sont présentés sur la Figure 2-11. Les autres paramètres de simulation sont : $T_{sat}=90^\circ C$, $h_l=500 \mu m$, $h_v=500 \mu m$, $r_s=50 \mu m$, $\theta=30^\circ$.

Dans ce cas d'étude, pour les mêmes épaisseurs des écoulements les pertes de pression liquide sont beaucoup plus importantes que les pertes de pression vapeur, : $\Delta P_l = 1188 \text{ Pa}$ et $\Delta P_v = 33.35 \text{ Pa}$. Pour cette puissance de $Q_{tot} = 200 \text{ W}$, la limite capillaire étant $\Delta P_{cap,max} = 5101 \text{ Pa}$, n'est pas atteinte.

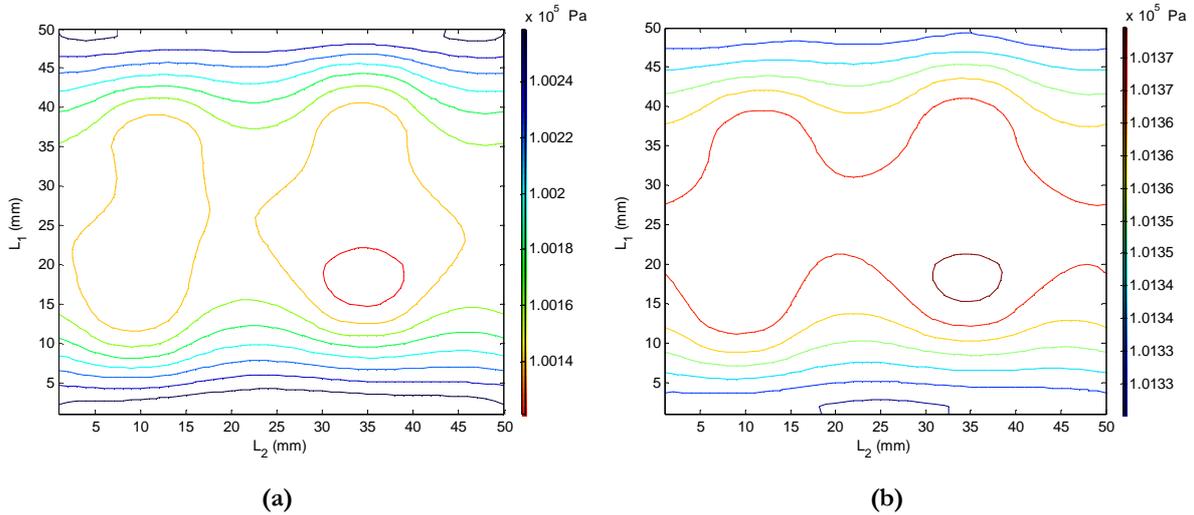


Figure 2-11 : (a) Pression liquide ; (b) Pression vapeur

Les paramètres du caloducs ont été aléatoirement choisis. Afin d'améliorer la géométrie, nous allons commencer par faire varier les hauteurs du liquide et de la vapeur.

2.2.4.c. Choix des épaisseurs du milieu poreux et de la chambre vapeur

Nous avons fixé la somme de la hauteur du milieu poreux h_l et de la hauteur de la chambre vapeur h_v égale à 1 mm ($h_l + h_v = 1 \text{ mm}$). Nous allons donc chercher les valeurs de h_l et h_v permettant d'obtenir la limite capillaire la plus grande possible. Comme nous pouvons le constater, la puissance maximale est obtenue pour $h_l = 600 \mu\text{m}$ et $h_v = 400 \mu\text{m}$ (pour $\theta = 30^\circ$ et $T_{sat} = 50^\circ\text{C}$) (Figure 2-12).

2.2.4.d. Choix du rayon de billes

Avec l'augmentation du rayon des billes, la perméabilité k_w du milieu poreux croît en diminuant les pertes de pression liquide. La force de pompage du milieu poreux quant à elle va également diminuer. En combinant ces deux conditions opposées, un rayon optimal peut être trouvé pour déterminer la limite capillaire maximale. Si nous fixons $h_l = 600 \mu\text{m}$, nous obtenons le rayon optimal $r_s = 120 \mu\text{m}$ (Figure 2-13).

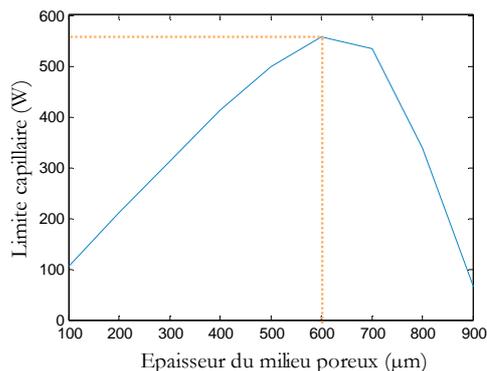


Figure 2-12 : Choix des épaisseurs de l'espace vapeur et de l'épaisseur du milieu poreux

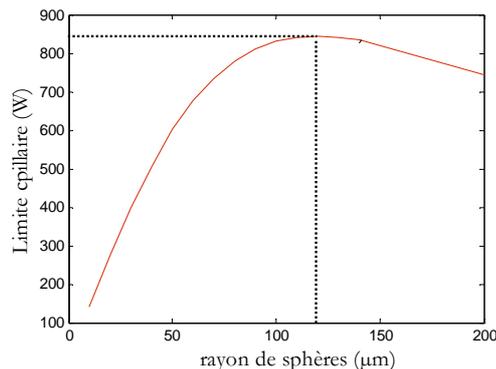


Figure 2-13 : Choix du rayon des sphères de la poudre frittée

2.2.4.e. Influence de la température de saturation

Avec l'augmentation de la température de saturation, les capacités de transport de chaleur augmentent. Cette amélioration est due à une combinaison des variations des propriétés du fluide (viscosité, densité, tension superficielle et chaleur latente) avec la température. La puissance maximale, obtenue en faisant varier ces paramètres, augmente avec l'augmentation de la température de saturation comme le montre la Figure 2-14. A partir des résultats présentés dans le Tableau 2-2 nous pouvons aussi constater que les pertes de pression liquide et vapeur diminuent avec l'augmentation de la température de saturation (les résultats présentés à la Figure 2-14 et dans le Tableau 2-2 sont obtenus en utilisant les valeurs suivants dans les simulations : $h_l=600 \mu m$, $h_v=400 \mu m$ et $r_s=120 \mu m$).

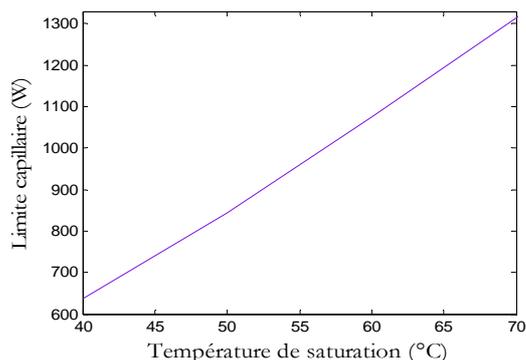


Figure 2-14 : Limite capillaire en fonction de la température de saturation

Tableau 2-2 Pertes de pression en fonction de la température de saturation ($Q=10 W$)

$T_{sat}, ^\circ C$	$\Delta P_l, Pa$	$\Delta P_v, Pa$
40	16.62	21.69
50	14.08	14.11
60	12.16	9.43
70	10.68	6.46

2.2.4.f. Influence de l'angle de contact eau/cuivre

L'angle de contact entre le liquide et le cuivre est très important car il influe sur le pompage capillaire de la poudre frittée. L'influence de ce paramètre sur la pression capillaire maximale de la

poudre est mise en avant sur la Figure 2-15.

Dans le cas du cuivre, l'angle de contact peut varier de façon importante en fonction des conditions expérimentales. Afin de le stabiliser, un traitement chimique d'oxydation peut être réalisé. L'angle de mouillage peut être ainsi réduit de 87° , à 24° - 30° après l'oxydation [GRETH]. De cette façon, comme on peut le voir sur la Figure 2-15, la pression capillaire maximale du milieu poreux peut être considérablement améliorée.

Comme nous l'avons vu, dans cet exemple, le modèle hydraulique nous permet de calculer de la limite capillaire d'un caloduc plat et d'améliorer sa structure. Par la suite, nous allons appliquer notre modèle pour étudier les caloducs présentés dans la section 1.

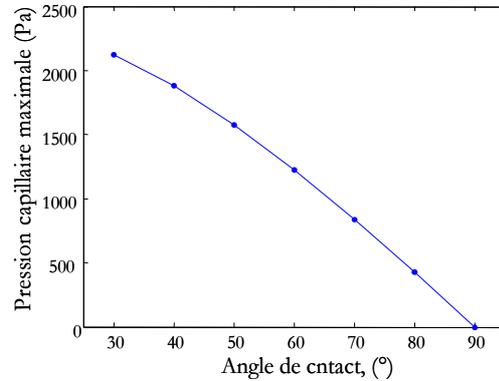


Figure 2-15 : Pression capillaire et fonction de l'angle de contact

2.3. Modèle hydraulique 2D du caloduc à plots

2.3.1. Principe de modélisation

Un schéma du caloduc à plots est présenté sur la Figure 2-16. Dans ce caloduc l'écoulement liquide est présent dans le réseau capillaire, déposé sur les parois intérieures des deux demi coquilles de l'enveloppe (réf. Section 1).

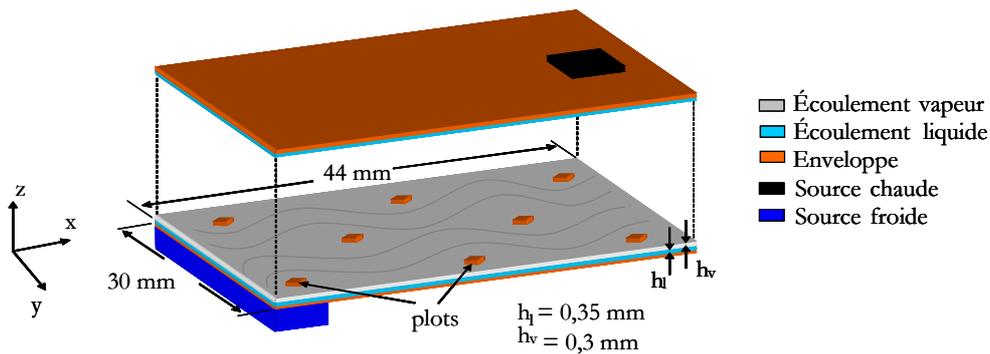


Figure 2-16 Schéma du caloduc à plots

Dans le cahier des charges du projet "Microcooling", l'épaisseur du réseau capillaire est fixée à 0.35 mm et celle de l'espace vapeur à 0.3 mm. Comme dans le cas précédent, la longueur (44 mm) et la largeur (30 mm) des passages liquide et vapeur sont beaucoup plus importantes que leurs épaisseurs (0.3 mm et 0.35 mm). Les pertes de pression dans les épaisseurs des deux

écoulements peuvent être alors négligées par rapport aux pertes dans le plan xy .

L'application envisagée pour nos prototypes dans le packaging 3D (Figure 2-1), impose au caloduc de fonctionner avec des composants chauffants et des sources froides sur les deux faces. Pour cette raison, nous allons étudier le cas, dans lequel deux sources, une chaude et une froide sont placées sur les faces opposées du caloduc (Figure 2-16). C'est le cas le moins favorable du point de vue hydraulique car les sources sont placées à distance maximale, ce qui implique des pertes de pression liquide et vapeur maximales.

Afin de modéliser la vapeur dans le plan 2D, nous utilisons le système d'équations (2.16). Etant donné que la phase liquide existe dans les deux couches des deux coquilles du caloduc, le calcul de l'écoulement liquide nécessite une étude plus détaillée.

2.3.2. Calcul adapté de la phase liquide

Si les sources (chaude et froide) sont placées sur les faces opposées du caloduc, le liquide doit parcourir une distance plus importante que dans le cas étudié dans la section 2.2.4. La flèche bleue sur la Figure 2-17 décrit le parcours moyen du liquide entre la source chaude et la source froide. Afin de modéliser ce parcours, nous avons développé un maillage adapté. La différence par rapport au calcul de la phase vapeur consiste à établir des conditions aux limites spécifiques aux bornes du maillage. Comme le montre la Figure 2-17, nous imposons des conditions cycliques aux points 1 et $1'$, 2 et $2'$, 3 et $3'$... : $P'_1=P_1, P'_2=P_2, P'_3=P_3$ L'écoulement est donc limité dans un maillage fermé, en respectant la loi de la conservation de la masse.

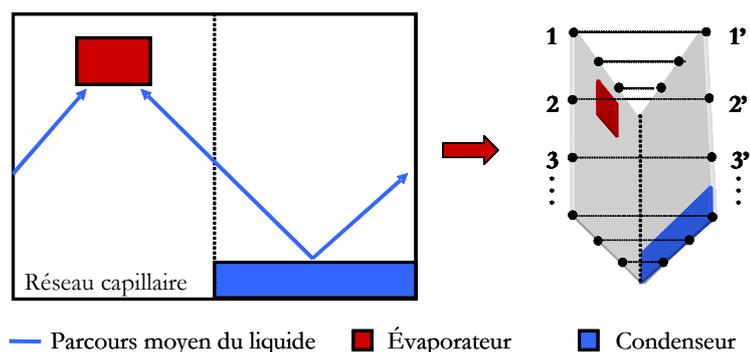


Figure 2-17 : Schéma du calcul adapté de l'écoulement liquide

2.3.3. Prise en compte des plots

Les plots sont ajoutés à la structure pour éviter les déformations des parois du caloduc lorsque celui-ci est soumis à une différence de la pression intérieur/extérieur (Figure 2-16). L'inconvénient de ces plots est qu'ils limitent l'espace des écoulements, en augmentant les pertes

de pression. Pour en tenir compte dans le maillage, nous spécifions des zones “neutres” sans écoulement [KAM-2]. Autour de ces zones des conditions aux limites appropriées sont appliquées. Un exemple de la distribution des pressions vapeur et liquide en considérant les plots, est présenté sur la Figure 2-18 (a) et (b).

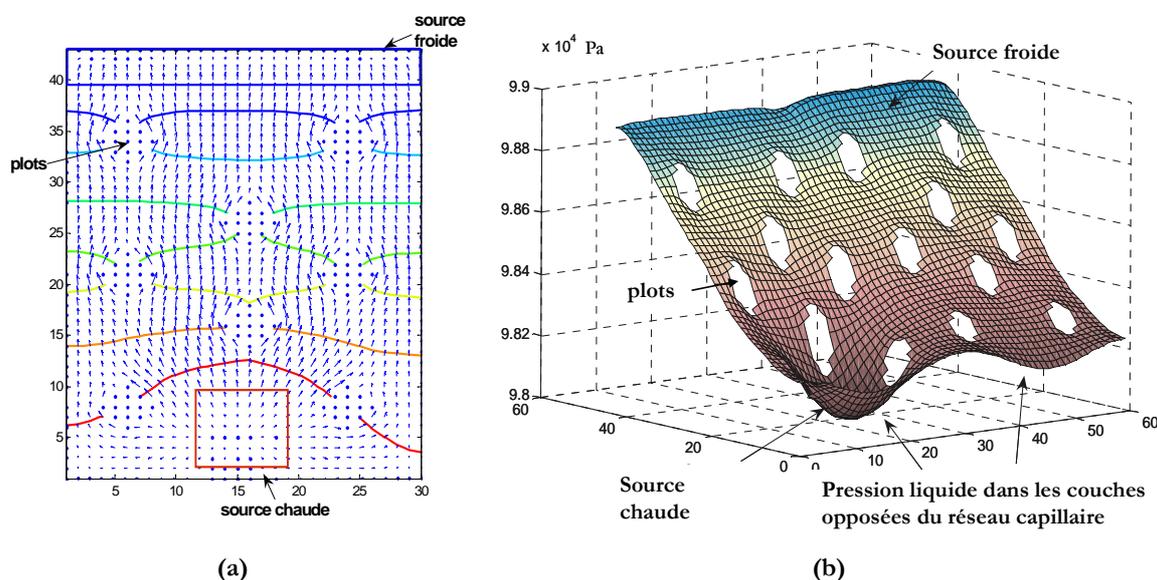


Figure 2-18 : Résultats graphiques des simulations faites avec le modèle 2D considérant les plots: (a) Champ de vitesse de l'écoulement vapeur ; (b) Pression liquide

A partir des résultats des simulations présentés dans le Tableau 2-3, nous pouvons constater également que la présence des plots influe sur le fonctionnement du caloduc en diminuant les sections hydrauliques et en réduisant ses performances de transport. La limite capillaire diminue de 15% par rapport à celle calculée avec l'approche adaptée [KAM-2].

Tableau 2-3 Comparaison des résultats entre le modèle simplifié et le modèle tenant compte des plots

T, °C	Modèle 2D	
	sans plots $Q_{max} W$	avec plots $Q_{max} W$
60	73	55
70	85	64
80	96	73

La modélisation 2D que nous venons de présenter permet d'estimer la limite capillaire du caloduc à plots. En outre, cette approche n'est pas suffisante pour décrire les écoulements dans le caloduc à rainures frittées. Nous allons dans la partie suivante proposer un modèle de ces écoulements.

2.4. Modèle hydraulique 3D du caloduc à rainures frittées

2.4.1. Principe de modélisation

Dans le caloduc à rainures, l'écoulement liquide circule dans un réseau capillaire d'épaisseur variable de 0.5 mm à 1 mm, comme le montre la Figure 2-19. L'approche 2D n'étant pas suffisante pour décrire cet écoulement en trois directions, nous avons décidé de développer une modélisation 3D. Nous avons utilisé l'équation (2.9) pour trouver la pression liquide.

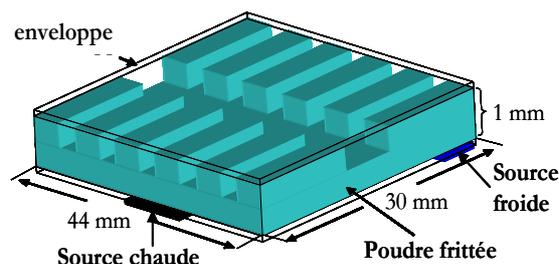


Figure 2-19 : Schéma du caloduc à rainures frittées

L'écoulement vapeur s'effectue dans les conduits entre les rainures frittées. Pour modéliser cet écoulement, nous avons utilisé l'équation de la pression vapeur en 2D (équation (2.15)).

2.4.2. Résultats des simulations

Dans le Tableau 2-4, nous avons présenté des résultats des simulations pour différentes températures de saturation (de 50°C à 90°C) et avec un angle de contact entre l'eau et le cuivre $\theta=24^{\circ}$ et $\theta=30^{\circ}$. La source chaude et la source froide sont placées aux extrémités du caloduc. La valeur de 24° correspond à la valeur maximale obtenue expérimentalement par [GRETH].

Tableau 2-4 Résultats des simulations du caloduc à rainures

$T_{sat}, ^{\circ}\text{C}$	$\Delta P_l, \text{Pa}$ (pour $Q=10\text{W}$)	$\Delta P_v, \text{Pa}$ (pour $Q=10\text{W}$)	$\Delta P_{cap,max}, \text{Pa}$ (pour $Q=10\text{W}$)		Q_{max}, W	
			$\theta=24^{\circ}$	$\theta=30^{\circ}$	$\theta=24^{\circ}$	$\theta=30^{\circ}$
-	-	-	$\theta=24^{\circ}$	$\theta=30^{\circ}$	$\theta=24^{\circ}$	$\theta=30^{\circ}$
50	1998.7	76	12061	11434	59	56
60	1723	51	11745	11134	67	63
70	1516	35	11423	10829	74	70
80	1351	25	11096	10519	81	77
90	1219	18	10763	10203	88	83

Les résultats montrent que la force de pompage maximale du milieu poreux $\Delta P_{cap,max}$ est très sensible à ce paramètre. En conséquence, la limite capillaire varie également. En titre

d'exemple, pour une température $T_{sat}=70^{\circ}C$ et $\theta=24^{\circ}$, la limite capillaire Q_{max} simulée est $74W$. Pour la même température, Q_{max} diminue de 5.4% en utilisant un angle $\theta=30^{\circ}$.

Les pertes de pression liquide sont beaucoup plus importantes que les pertes de pression vapeur. Par exemple, pour une température de $60^{\circ}C$ et une puissance de $10W$, $\Delta P_l=1723 Pa$ et $\Delta P_v=51 Pa$. Les pertes vapeur peuvent donc être négligées. Les variations de la pression liquide et de la pression vapeur pour $10W$ sont présentées sur la Figure 2-20 et la Figure 2-21.

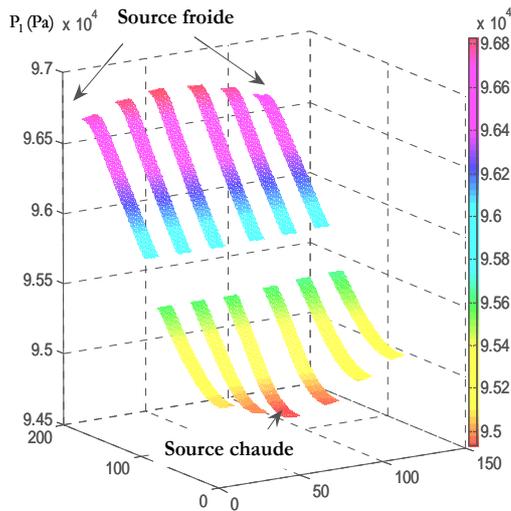


Figure 2-20 : Pression liquide dans les rainures

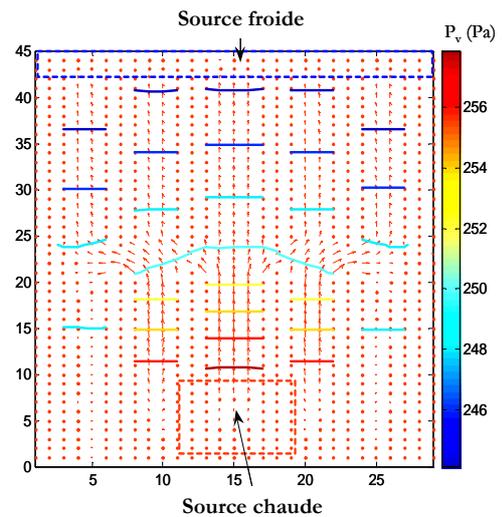


Figure 2-21 : Pression vapeur et champ de vitesses

Dans la partie précédente nous avons présenté la modélisation hydraulique des caloducs miniatures plats. Nous nous sommes basés sur les pertes visqueuses dans les écoulements liquide et vapeur. Les paramètres intervenants dans le modèle sont la puissance transférée par le caloduc, les propriétés physiques du fluide caloporteur et l'angle d'accrochage entre le liquide et les billes de la poudre frittée. Ce dernier est très important car il influence le pompage du réseau capillaire.

Le modèle hydraulique nous a permis d'estimer la limite capillaire des deux prototypes faisant partie du packaging 3D, présenté au début de ce chapitre. Le caloduc à plot a été modélisé en utilisant une approche en 2D car les pertes de pression dans l'épaisseur du caloduc sont négligeables. Le calcul a été adapté à notre cas d'étude. Enfin, la prise en compte des plots a diminué la limite capillaire de 15%. Les simulations nous ont également montrée que les pertes de pression vapeur sont très petites par rapport aux pertes de pression liquide. Le caloduc à rainures a nécessité une modélisation en 3D de la phase liquide puisqu'elle est présente dans une épaisseur variant entre 0,5 mm et 1 mm. Les pertes pression vapeur dans ce caloduc peuvent être négligées par rapport aux pertes de pression liquide.

Afin de valider nos modèles, nous allons poursuivre par une étude expérimentale des deux prototypes.

3. VERIFICATION EXPERIMENTALE

L'objectif de l'étude expérimentale est à la fois de valider le fonctionnement du caloduc et de comparer la limite capillaire du dispositif à celle obtenue expérimentalement. Pour cela, il est nécessaire d'appliquer au caloduc des sources chaudes et froides et de mesurer la température le plus près possible des parois de l'évaporateur et du condenseur.

3.1. Essais expérimentaux

Le schéma du banc d'essais utilisé pour caractériser le caloduc est présenté sur la Figure 2-22. Le but de ces essais était de déterminer la charge optimale du fluide et d'observer l'évolution de la résistance thermique du caloduc (1) afin de détecter sa limite capillaire.

Les sources chaudes (2) ont été alimentées par une source de puissance variable. Pour sources froides, nous avons utilisés des échangeurs en cuivre (4) dans lesquels circule de l'eau en convection forcée. La température de l'eau était réglée par une pompe à circulation thermostatée (5) (à haut débit ~ 11 l/min).

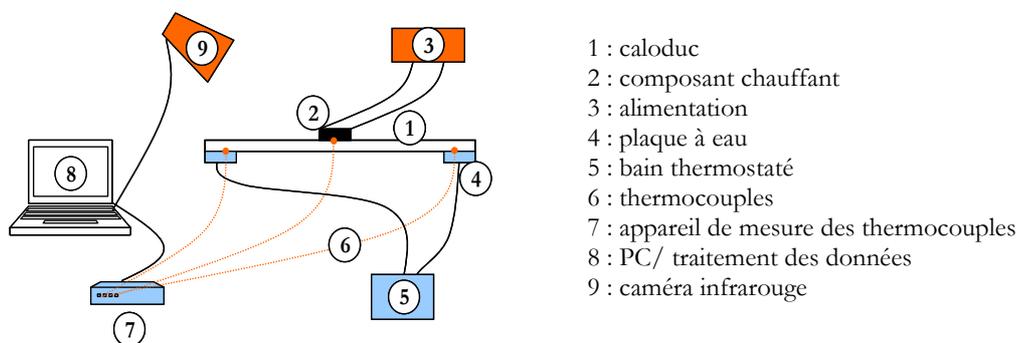


Figure 2-22 : Banc d'essais

Les mesures thermiques ont été réalisées par thermographie infrarouge et par l'intermédiaire de thermocouples de type E (nickel-chrome/cuivre-nickel) (6). La caméra thermique (9) nous permet d'observer si le caloduc fonctionne correctement. Les thermocouples sont utilisés pour réaliser des mesures en négligeant les interfaces thermiques, car ils sont collés dans les parois du caloduc.

Pour évaluer les performances hydrauliques et thermiques du caloduc, nous avons calculé sa résistance thermique. Dans le cas de deux sources, une chaude et une froide, cette dernière est définie comme étant égale à la différence des températures des thermocouples de l'évaporateur

T_e et du condenseur T_c , divisée par la puissance injectée par le composant chauffant Q :

$$R_{th} = \frac{T_e - T_c}{Q} \quad (2.20)$$

Si le caloduc fonctionne correctement, en augmentant la puissance du composant, la résistance thermique diminue. Lorsque le réseau capillaire n'est plus assez puissant pour fournir du liquide jusqu'à l'évaporateur, on observe alors une augmentation de R_{th} due à l'assèchement au niveau de l'évaporateur. La puissance pour laquelle nous obtenons cette augmentation de la résistance thermique, correspond à la limite capillaire du caloduc (Figure 2-23).

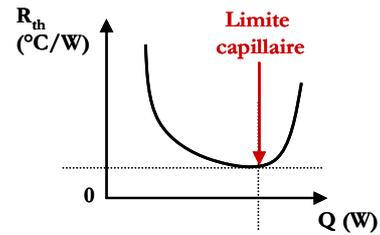


Figure 2-23 : Mesure de la limite capillaire

3.2. Mise en œuvre du montage expérimental

3.2.1. Caloduc à plots

Pour tester le caloduc à plots, nous avons d'abord réalisé un support, sur lequel peuvent être fixés le caloduc, les sources froides et les thermocouples (Figure 2-24). Deux transistors ont été collés sur les faces opposées à l'aide d'une colle (*EPO-TEK H20E*) de haute conductivité thermique ($29 \text{ W}/(\text{mK})$). Les sources de chaleur sont constituées par des composants MOS de surface $9 \times 13 \text{ mm}^2$, alimentés par un circuit de tension variable, permettant d'appliquer différentes puissances. Le premier des deux transistors (T1) est placé à l'extrémité du caloduc tandis que le second (T2) est situé au milieu de l'autre face.

Dans le cas du montage T1, nous appliquons un seul échangeur à l'extrémité du caloduc (Figure 2-24(a)). Ce montage est le moins favorable pour le fonctionnement du caloduc, puisque les écoulements doivent parcourir une distance maximale entre la source chaude et la source froide, ce qui engendre des pertes de pression plus importantes.

Pour simuler le fonctionnement du caloduc dans le packaging 3D et utiliser les deux connections thermiques nous appliquons deux échangeurs à eau (montage T2) (Figure 2-24(b)). Les contacts thermiques entre le caloduc et les plaques à eau sont faits par l'intermédiaire de graisse thermique ($\sim 1 \text{ W}/(\text{mK})$). Les thermocouples sont collés dans des rainures usinées à la surface du caloduc (Figure 2-24(c)) afin de pouvoir mesurer la température le plus près de l'évaporateur et du condenseur. En plus cela nous permet de faire des mesures en s'affranchissant des interfaces thermiques telles que la graisse.

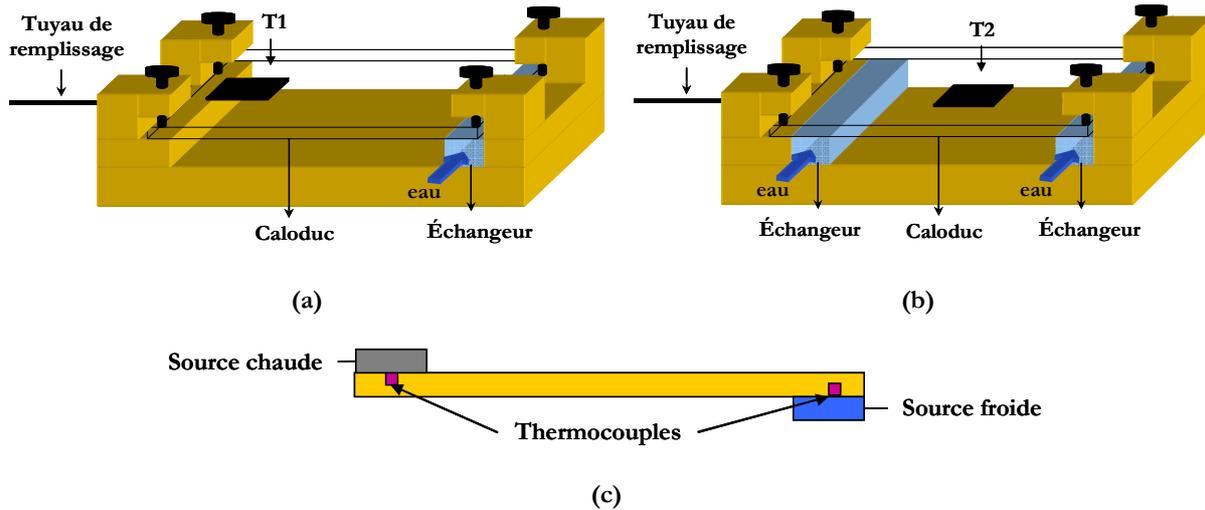


Figure 2-24 : Support : (a) Montage T1 ; (b) Montage T2 ; (c) Placement des thermocouples dans les parois du caloduc

L'avantage de fixer le montage sur un support est qu'on assure les mêmes conditions de test une fois le caloduc, les sources et les thermocouples fixés. En plus, nous avons amélioré les échanges thermiques entre la paroi du caloduc et la source chaude en utilisant la colle de haute conductivité thermique.

3.2.2. Caloduc à rainures frittées

Pour tester le caloduc à rainures frittées nous avons décidé de ne pas coller le transistor à la colle époxy car il est difficile à remplacer en cas de casse. Nous avons utilisé le montage illustré sur la Figure 2-25 (a). Pour améliorer les interfaces thermiques entre les caloduc et les sources chaudes et froides nous avons appliqué de la graisse thermique. L'avantage de ce montage par rapport à celui du caloduc à plots est que les sources sont facilement déplaçables. Nous pouvons également réaliser le montage T2 en utilisant deux échangeurs à eau. Pour ce montage, nous n'avons pas pu usiner une rainure pour mettre le thermocouple au plus près de l'évaporateur car la paroi à cet endroit est trop fine (0,4 mm). Pour cette raison, nous avons collé le thermocouple dans le composant MOS (Figure 2-25 (b)).

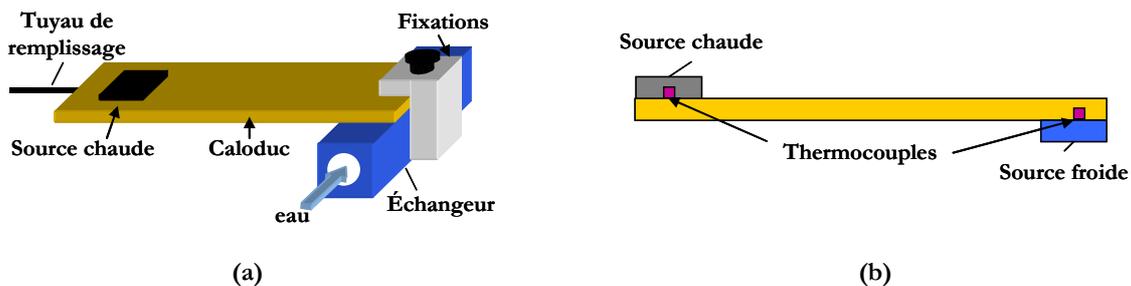


Figure 2-25 : Montage expérimental du caloduc à rainures frittées

3.3. Procédures de préparation du caloduc

Afin d'avoir un fluide le plus pur possible, il est nécessaire de respecter quelques procédures de préparation du caloduc, avant de débiter les mesures [AVE][IVA][POP] :

- Contrôle d'étanchéité
- Mise sous vide
- Purification du fluide
- Remplissage

Comme nous l'avons déjà précisé, nos prototypes sont constitués de deux coquilles. Après l'assemblage (collage ici) des deux coquilles, il est nécessaire de tester l'étanchéité de l'ensemble par un détecteur de fuites à hélium.

Le fonctionnement du caloduc est très sensible aux impuretés de l'enveloppe et de l'eau. La présence de gaz indésirables peut complètement bloquer les écoulements à l'intérieur du caloduc. Pour éliminer les impuretés présentes dans le caloduc et dans les voies du banc d'essai, il est nécessaire de faire le vide à l'intérieur. Cette opération est réalisée à l'aide d'une pompe à vide pendant plusieurs heures (Figure 2-26 – 1).

Pour réaliser le dégazage de l'eau (préalablement déminéralisée), nous avons adopté la méthode de distillation par ébullition pendant 2-3 heures. Lorsque le fluide est dégazé, la phase de remplissage est alors effectuée immédiatement. La vanne (3), qui relie le caloduc à la pompe à vide est d'abord fermée. Ensuite, le fluide purifié est introduit dans le dispositif avec une seringue à travers une membrane étanche (4). Une fois le liquide introduit, le petit robinet (7) est fermé, pour isoler le caloduc du système de remplissage.

La connaissance de la charge optimale est extrêmement importante pour caractériser les performances du caloduc. Théoriquement, cette charge optimale est proche de celle qui sature le réseau capillaire. En connaissant sa porosité et le

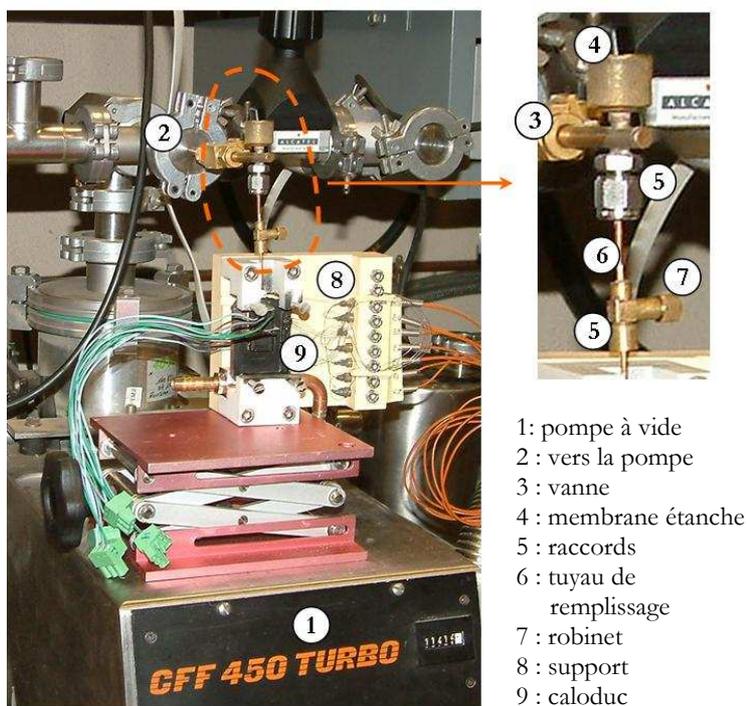


Figure 2-26 : Caloduc sur la pompe à vide

diamètre des billes, il est possible d'avoir une quantité proche de l'optimale. Plusieurs essais autour de la valeur théorique doivent alors être effectués pour la déterminer précisément.

3.4. Résultats expérimentaux

3.4.1. Vérification du fonctionnement des caloducs

3.4.1.a. Vérification rapide par la caméra thermique

L'évaluation la plus rapide du fonctionnement du caloduc peut être faite en observant la température sur sa surface. Un exemple de l'évaluation du fonctionnement du caloduc à rainures frittées avec la caméra infrarouge est montré sur la Figure 2-27. Si le long de la zone entre le composant chauffant et le refroidisseur est caractérisé par une très faible différence de température (3-4°C pour $Q=31.3$ W), le caloduc fonctionne correctement. En gardant la même puissance du transistor, nous ouvrons le robinet du tuyau du caloduc (Figure 2-26 – 7) et l'effet caloduc disparaît. La chaleur est transférée seulement par conduction dans les parois. La différence de température sur la ligne entre le transistor et le refroidissement augmente considérablement ($>23^\circ\text{C}$) Figure 2-27(b).

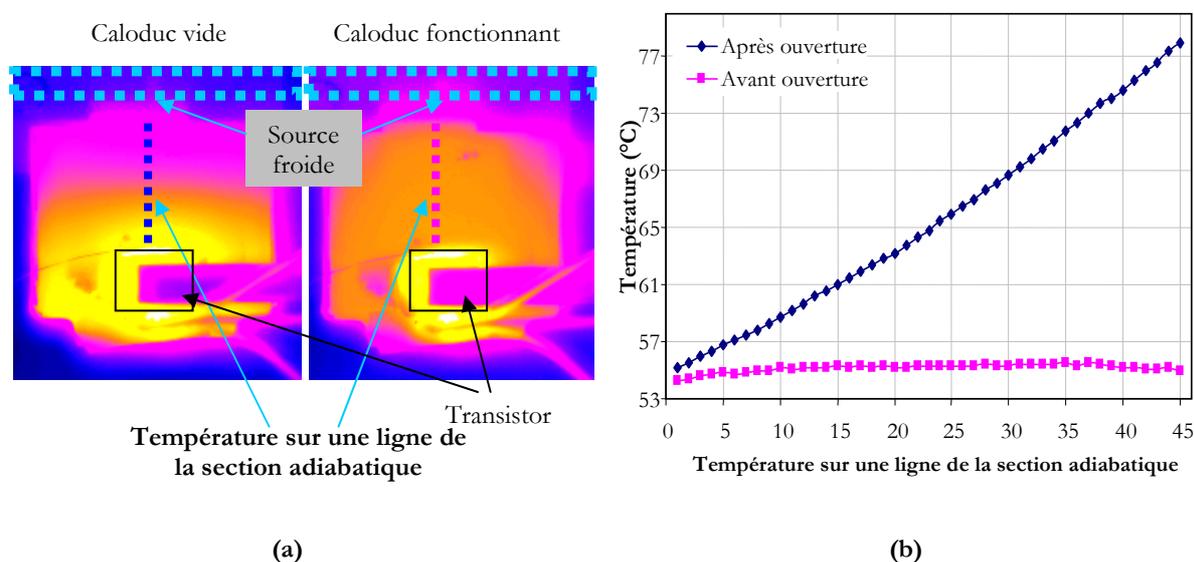


Figure 2-27 : Mesure de la température avec la caméra infrarouge (puissance injectée 31,3 W) : (a) Image infrarouge ; (b) Température sur une ligne entre la source chaude et la source froide

3.4.1.b. Vérification précise en utilisant les thermocouples

Le fonctionnement du caloduc peut être vérifié également avec les mesures issues des thermocouples. La différence de température entre l'évaporateur et le condenseur avant et après l'ouverture du caloduc pour une puissance de 31,3 W, est présentée sur le Tableau 2-5. L'effet

caloduc diminue alors la température du transistor de 37,3°C.

Tableau 2-5 Mesure des thermocouples

	Puissance, W	T _{transi} , °C	T _{cond} , °C	R _{th} , °C/W
Avant ouverture	31,334	72,06	46,85	0,8
Après ouverture	31,221	109,4	46,23	2,02

3.5. Charge de fluide optimale

Une fois le caloduc rempli et son fonctionnement vérifié avec la caméra thermique, les essais peuvent être poursuivis, pour déterminer sa résistance thermique (2.20).

Pour le caloduc à plots (montage T1), nous avons constaté que la charge optimale du fluide est de 550 µl car la résistance thermique mesurée pour ce remplissage est la plus basse (Figure 2-28) [KAM-3]. La limite capillaire est également la plus élevée par rapport aux autres remplissages de 500 µl et 570 µl. Cette quantité optimale peut changer pour des configurations différentes des sources car la répartition du liquide est différente.

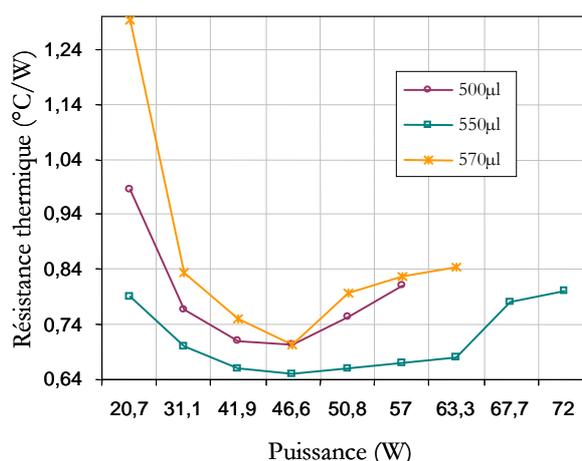


Figure 2-28 : Détermination du remplissage optimal

Pour le caloduc à rainures frittées, les meilleurs résultats ont été obtenus avec des remplissages compris entre 330 µl et 360 µl. La Figure 2-29 présente les mesures de la résistance thermique en fonction de la puissance injectée par le transistor.

Comme nous l'avons expliqué, nous n'avons pas fixé le montage sur le même support que dans le cas du caloduc à plots. Les conditions de test (résistances dues à la graisse thermique et le serrage des sources) changeaient alors légèrement après chaque remplissage. Ainsi, la résistance thermique la plus basse a été mesurée pour un remplissage de 360 µl mais la limite capillaire la plus importante (51-53 W) a été atteinte pour un remplissage de 340 µl.

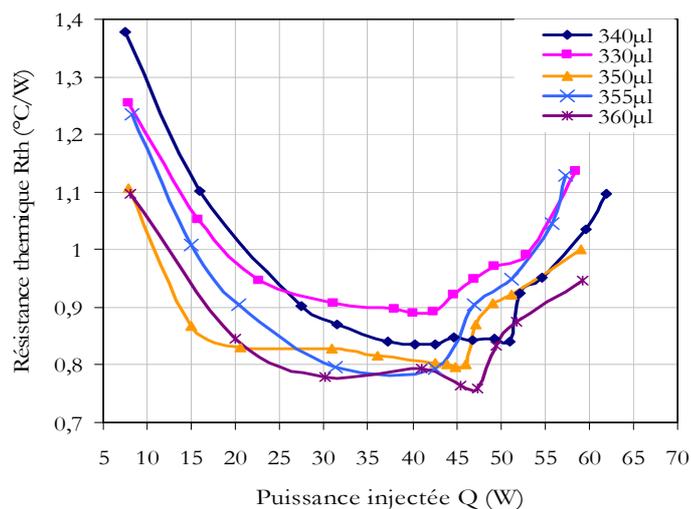


Figure 2-29 : Limite capillaire pour différents remplissages du caloduc à rainures frittées

Des Figure 2-28 et Figure 2-29, nous pouvons constater que la résistance thermique du caloduc à plots est inférieure à celle du caloduc à rainures frittées. Cette différence est due au fait que dans le cas du caloduc à plots nous mesurons la température de la paroi du caloduc (Figure 2-24 (c)). Comme nous l'avons dit, les parois du caloduc à rainures étant très fines, nous n'avons pas pu usiner une rainure pour déposer le thermocouple. La température mesurée est donc celle du composant MOS (Figure 2-25 (b)). Pour cette raison la résistance thermique globale du caloduc à rainures est plus élevée de celle du caloduc à plots.

3.6. Mesure de la limite capillaire

3.6.1. Caloduc à plots

En faisant varier la puissance du transistor, nous avons observé la variation des températures au niveau de l'évaporateur, du condenseur et de la zone adiabatique. La décroissance de R_{th} correspond à une amélioration des transferts thermiques du caloduc. Dans le cas du montage T1, la résistance thermique est la plus petite entre 40 W et 63 W, ses valeurs variant entre $0.65^{\circ}\text{C}/\text{W}$ et $0.68^{\circ}\text{C}/\text{W}$ (Figure 2-30). Nous pouvons considérer que la résistance thermique reste constante dans ces limites parce que l'écart entre ces valeurs est très petit et peut être dû aux erreurs de mesures possibles. La résistance thermique croît brusquement à partir de 63.3 W. Ceci est dû au dépassement de la limite de fonctionnement du dispositif, la température de la zone adiabatique pour cette puissance maximale étant de 69°C .

Dans le cas du montage T2, cette limite capillaire a été mesurée autour des 120 W (Figure 2-31), pour une température dans la zone adiabatique de 64°C . La puissance maximale est plus élevée parce que la distance entre la source chaude et les sources froides diminue par rapport au

montage T1. L'amélioration des échanges thermiques est aussi due à l'augmentation de la surface de la source froide.

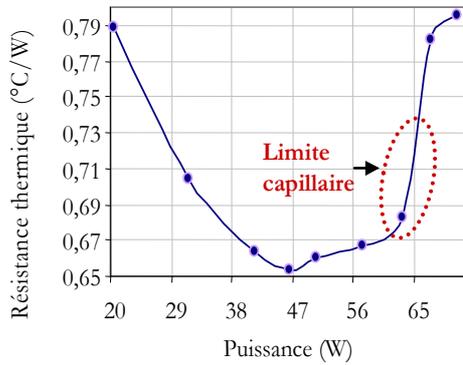


Figure 2-30 : Limite capillaire du montage T1

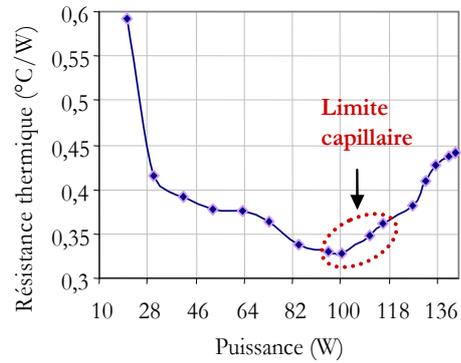


Figure 2-31 : Limite capillaire du montage T2

3.6.2. Caloduc à rainures frittées

La limite capillaire peut être aussi estimée en observant la température du transistor (Figure 2-32). Cette température croît linéairement avec l'augmentation de la puissance injectée. Dans le cas du caloduc à rainures frittées, pour chaque pas de 1W, la température du transistor augmente d'environ 1.3-1.5°C ($\Delta T \approx 1.4^\circ C$). Comme il est illustré sur la Figure 2-32, au moment où la limite capillaire est atteinte (52W), on observe une discontinuité de la courbe de température du transistor. Cette dernière augmente de 83.34°C pour la puissance de 51 W, jusqu'à 89.28°C pour 52.23 W ($\Delta T \approx 6^\circ C$).

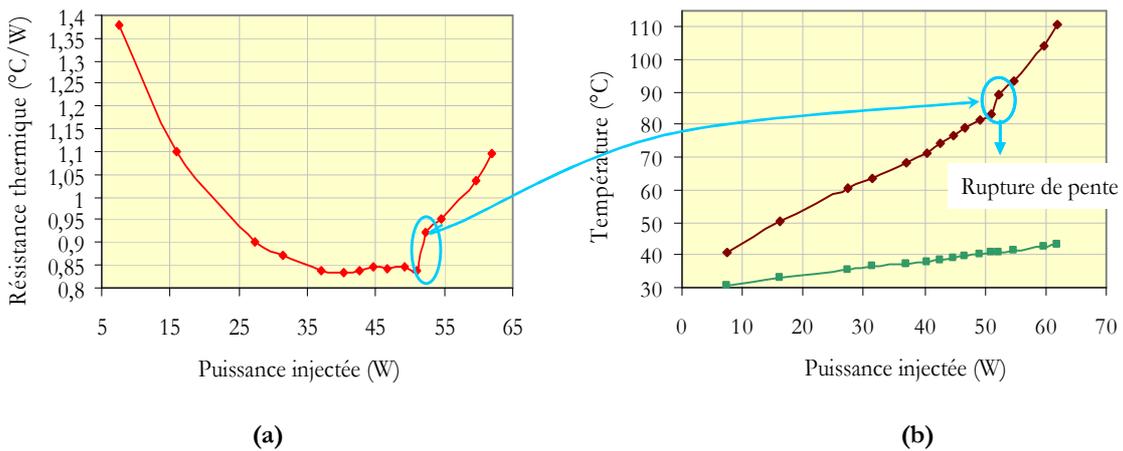


Figure 2-32 : Détermination de la limite capillaire : (a) à partir de la résistance thermique ; (b) à partir de la température du transistor

3.7. Comparaison des résultats des tests avec les modèles hydrauliques

3.7.1. Caloduc à plots

Pour calculer la limite théorique du caloduc à plots, nous avons utilisé un angle de contact entre la poudre frittée et l'eau égal à 30° . Nous avons soustrait les pertes par rayonnement et convection aux valeurs de puissance obtenues expérimentalement. Popova [POP] a estimé ces pertes à 3-4 W.

Sur la Figure 2-33, la puissance maximale expérimentale est comparée à celle obtenue avec le modèle 2D considérant les plots pour les montages T1 et T2. Comme nous pouvons le constater, pour le remplissage optimal de $550 \mu\text{l}$, les valeurs expérimentales et théoriques du montage T1 coïncident avec une erreur de 3%. Pour le même remplissage, dans le cas du montage T2, l'écart entre la valeur calculée et la valeur mesurée est 15%. Nous supposons que cet écart est dû au fait que la quantité optimale d'eau pour les deux montages est différente.

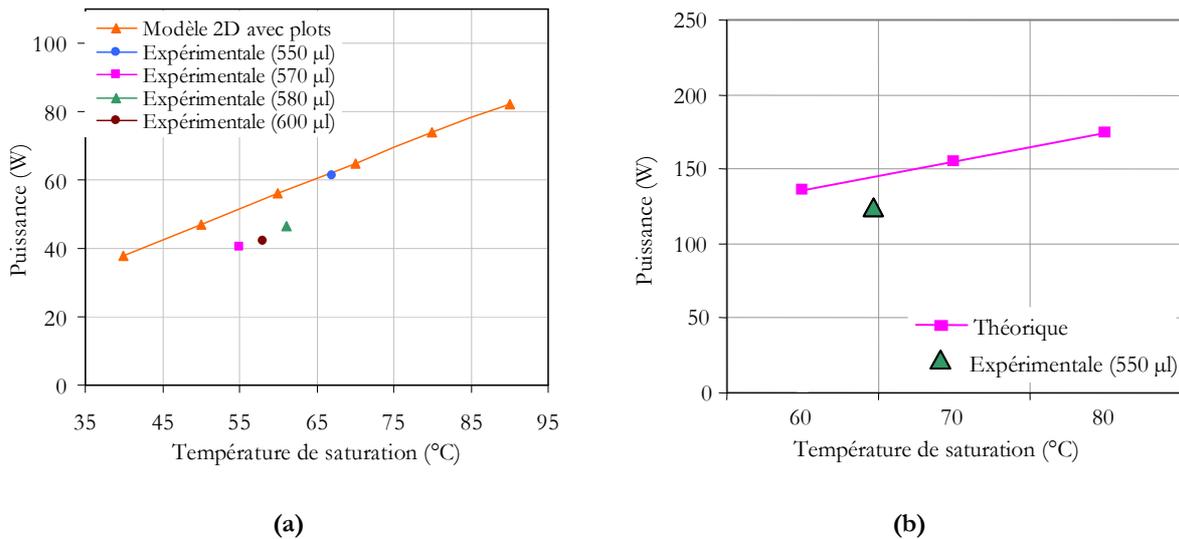


Figure 2-33 : Comparaison des résultats théoriques et expérimentaux : (a) Montage T1 ; (b) Montage T2

3.7.2. Caloduc à rainures frittées

Les pertes par conduction dans les parois du caloduc à rainures frittées sont négligeables, comme dans le cas précédent, car leur épaisseur est seulement de 0,4 mm. Les pertes par rayonnement et par convection naturelle, d'environ 3-4 W ont été prises en compte. Ainsi la valeur de la puissance injectée par le transistor est 52 W, nous considérons que 49 W sont transférés par changement de phase.

La fabrication du prototype, étant assez délicate, la hauteur des rainures variait entre 0,5 mm et 1 mm. C'est pourquoi, sur la Figure 2-34, nous avons présenté des simulations de la limite

capillaire avec les rainures de 0,5 mm et 1 mm de hauteur.

L'écart entre la valeur mesurée avec le remplissage de 340 μl et la limite prédite par la modélisation 3D est de 10% si nous considérons que la hauteur moyenne des rainures est 0,75 mm. Pour les remplissages de 350 μl et 360 μl , cet écart augmente car le réseau capillaire est sursaturé et les échanges thermiques au niveau de l'évaporateur et du condenseur diminuent car les billes de cuivre sont submergées dans le liquide.

D'après les résultats, la limite de fonctionnement hydraulique du caloduc à plot est de 60 W. Le diamètre de la poudre du réseau capillaire de ce dernier (diamètre moyen de 90 μm) est deux fois supérieur de celui à rainures frittées (diamètre moyen de 50 μm). Le faible diamètre de billes diminue la perméabilité de la poudre frittée et engendre des pertes de pression plus importantes. De l'autre côté, le pompage capillaire de la petite poudre est plus grand. La combinaison de ces deux propriétés, à priori opposées, détermine une valeur de la limite capillaire (49 W), plus basse que celle du caloduc à plots.

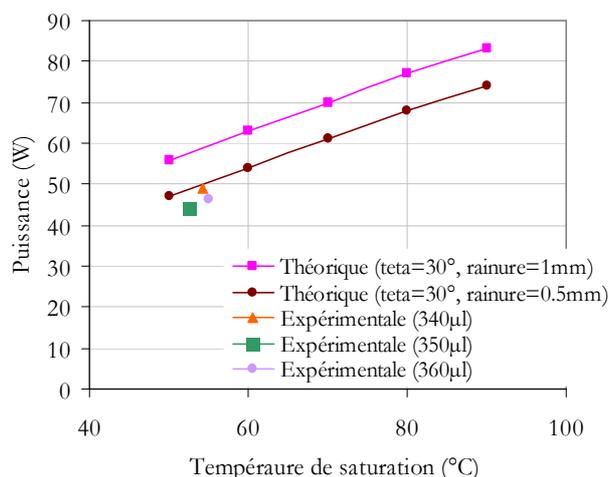


Figure 2-34 : Limite capillaire théorique et expérimentale pour le caloduc à rainures frittées

3.8. Influence de la gravité

Dans un dernier temps, nous avons testé le fonctionnement des deux caloducs contre la gravité. Les résistances thermiques en position horizontale et verticale (Figure 2-35) du caloduc à rainures frittées sont présentées sur la Figure 2-36. La résistance a diminué légèrement, la température du transistor restant quasiment identique dans la position verticale et dans la position horizontale. Les mesures nous ont montré que le pompage du réseau capillaire était suffisant pour surmonter les forces gravitationnelles.

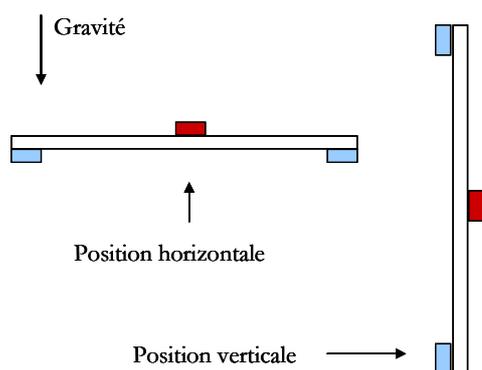


Figure 2-35 : Position horizontale et verticale de fonctionnement du caloduc

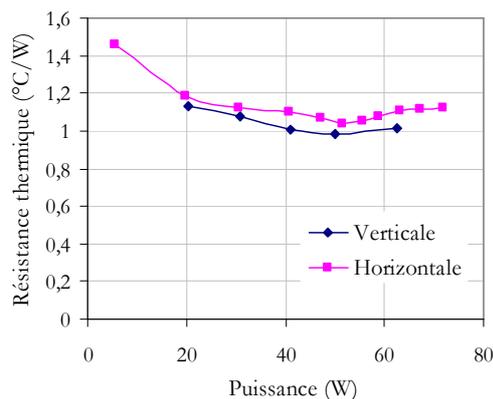


Figure 2-36 : Influence de la position de fonctionnement sur la résistance thermique

4. CONCLUSION

Dans ce chapitre nous avons établi un modèle hydraulique des écoulements vapeur et liquide dans un caloduc miniature plat à poudre frittée. Grâce à ce modèle nous pouvons prédire la puissance maximale du caloduc. C'est la puissance pour laquelle les forces de pompage du réseau capillaire ne sont plus suffisantes pour ramener du liquide à l'évaporateur. Cet assèchement entraîne une forte diminution des performances thermiques du caloduc.

Ensuite, nous avons présenté l'étude hydraulique et expérimentale de deux prototypes conçus pour le refroidissement d'un packaging 3D. Pour modéliser les écoulements dans le caloduc à plots, nous avons utilisé une approche en 2D. Le caloduc à rainures frittées, dont le réseau capillaire permet la circulation du liquide dans trois directions, a nécessité un calcul en 3D.

Le cahier des charges, imposé par l'application de ce packaging, a rendu les structures des caloducs complexes. Par conséquent, pour que l'étude théorique soit cohérente aux cas réels, une modélisation détaillée a été développée.

La partie expérimentale nous a permis d'identifier l'effet caloduc des dispositifs testés et d'évaluer leurs performances thermiques et hydrauliques. Cette étude a démontré que les prototypes peuvent largement évacuer la puissance requise par le cahier de charge. Les essais expérimentaux nous ont permis de valider le fonctionnement des deux caloducs intégrés dans le substrat double face. Nous avons montré que les caloducs sont capables de diminuer la température du composant chauffant de plusieurs dizaines de degrés. Les mesures expérimentales nous ont confirmé que nos modèles hydrauliques sont capables de prédire la limite hydraulique avec une très bonne précision (de 3% à 10%). D'autre part, nous avons pu vérifier que le fonctionnement des caloducs était peu influencé par la gravité.

***CHAPITRE 3 : Modélisation des échanges
thermiques***

1. TRANSFERTS THERMIQUES DANS UN CALODUC

Dans le chapitre précédent nous avons vu comment, grâce à la modélisation hydraulique, la limite capillaire du caloduc pouvait être prédéterminée pour une certaine température de fonctionnement. Ce dernier paramètre ne peut être évalué qu'à l'aide de la modélisation thermique. Il est aussi important de connaître la distribution de la température dans le caloduc car le fonctionnement des éléments électroniques à refroidir est fortement lié à leur température. Un modèle thermique est nécessaire pour pouvoir prédire la température dans le caloduc et celle des éléments électroniques, connaissant les pertes de ces éléments et la température des sources froides.

Dans ce chapitre, nous allons proposer une modélisation fine des échanges thermiques à l'évaporateur et au condenseur. Dans ces deux zones, le transfert de chaleur dépend de l'épaisseur du film liquide se trouvant entre le réseau capillaire et la vapeur. Pour la première région (évaporateur), l'épaisseur du film est minimale dans la zone d'accrochage du ménisque à la paroi. Cette région étant le siège d'un important transfert de chaleur, nous nous intéresserons par la suite aux phénomènes observés dans cette région à l'échelle moléculaire, appelée microrégion. Pour la seconde région (condenseur), le flux sortant dépend aussi de l'épaisseur du film liquide. Cette dernière nécessite une étude différente de celle de l'évaporateur car les phénomènes au niveau moléculaires ne sont plus les mêmes. Enfin, une phase de mesures expérimentales des coefficients d'échanges thermiques de la poudre frittée suivra cette modélisation. Les résultats expérimentaux obtenus seront ainsi comparés aux valeurs théoriques.

Dans la dernière partie de ce chapitre, nous allons montrer comment le modèle hydraulique, proposé dans le chapitre précédent, peut être couplé au modèle thermique. En effet, le modèle hydraulique nécessite la connaissance de la température de saturation, cette dernière ne pouvant être déterminée qu'à l'aide du modèle thermique. Le modèle thermique est associé au modèle hydraulique car, au niveau de l'évaporateur, les échanges thermiques dépendent de l'angle de contact entre l'eau et le réseau capillaire. Les deux modèles, hydraulique et thermique, peuvent être couplés dans un modèle complet, permettant de prédéterminer à la fois les températures dans le caloduc et les composants électroniques et à la fois la puissance maximale du dispositif à partir des conditions de fonctionnement. Ces conditions sont, quant à elles, imposées par le flux dissipé par la source chaude ainsi que par la température et le coefficient d'échange de la source froide.

1.1. Résistances thermiques et coefficients d'échanges

Sur la Figure 3-1, les échanges de chaleur dans un caloduc à poudre frittée sont représentés à l'aide d'un réseau de résistances thermiques (régime permanent). Au niveau des deux sources, chaude et froide, le flux fait face aux résistances de la paroi du caloduc ($R_{e,paroi}$ et $R_{c,paroi}$). Ces résistances, dues à des phénomènes de conduction, sont les plus simples à calculer en connaissant la conductivité thermique du matériau de l'enveloppe. La résistance thermique de l'espace vapeur R_{vapeur} peut être déterminée à partir de l'équation de Clausius-Clapeyron (équation (1.8)/chapitre 1). Le calcul des résistances $R_{e,poudre}$ et $R_{c,poudre}$ nécessite la connaissance de la conductivité thermique équivalente de la poudre frittée. Quant aux autres résistances présentées sur la Figure 3-1 ($R_{e,conduction\ film}$, $R_{c,conduction\ film}$, $R_{e,évaporation}$ et $R_{c,condensation}$), les phénomènes physiques permettant de les estimer, seront présentés dans cette partie.

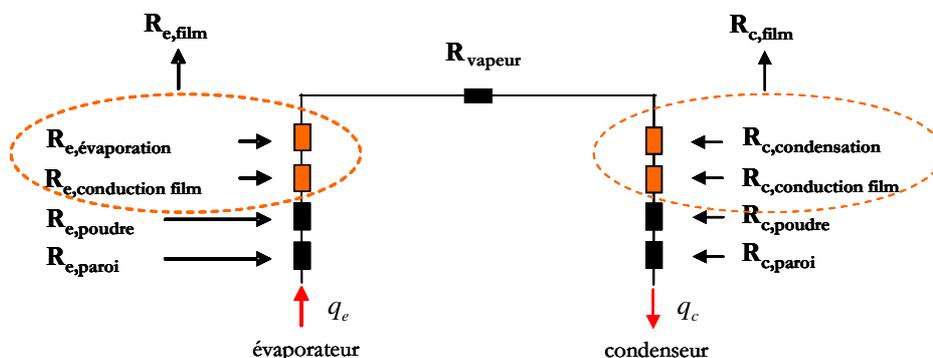


Figure 3-1 : Représentation des résistances thermiques dans un caloduc à poudre frittée

1.1.1. Conductivité équivalente de la poudre frittée

Les échanges thermiques dans la poudre frittée saturée d'eau sont très difficiles à déterminer (Figure 3-1 : $R_{e,poudre}$ et $R_{c,poudre}$). Dans le chapitre 1 (§ 2.2) nous avons proposé deux équations pour calculer la conductivité thermique équivalente du réseau capillaire. Le modèle de Chi [CHI] (équation 1.11) permet de déterminer analytiquement la conduction à travers les sphères de cuivre (de conductivité thermique 360 W/mK) dispersées dans l'eau (de conductivité thermique 0.65 W/mK). La conductivité thermique équivalente, de la poudre de cuivre saturée d'eau, calculée avec le modèle de Chi [CHI], est égale à 95.64 W/mK (Tableau 3-1). Elle dépend des conductivités thermiques du matériau constituant la poudre frittée et du liquide qui la sature, et la porosité de la poudre frittée (Tableau 3-1).

Le deuxième modèle, proposé dans la littérature, est celui d'Alexander. Ce dernier repose sur une relation empirique (équation 1.12). La conductivité thermique équivalente calculée à partir

de ce modèle est de 7.33 W/mK (Tableau 3-1). La valeur obtenue par le modèle de Chi est alors beaucoup plus importante que celle calculée par Alexander [ALEX].

Par contre, ces modèles négligent les phénomènes de convection suite à l'écoulement du liquide à travers le milieu poreux. Pour nos études, il faut considérer le fait que la poudre utilisée a été recouverte par une couche d'oxyde afin d'améliorer la mouillabilité entre l'eau et le cuivre. Cette couche d'oxyde diminue la conductivité thermique équivalente. Des valeurs expérimentales, pour une telle poudre oxydée, ont été obtenues par Avenas [AVE]. Elles varient entre 20 W/mK et 40 W/mK.

Tableau 3-1 : Conductivité thermique effective de la poudre de cuivre frittée (porosité 0.35)

Conductivité thermique du cuivre	$k_{cu} (W/mK)$	360
Conductivité thermique de l'eau à 50°C	$k_{H_2O} (W/mK)$	0.65
Conductivité thermique effective de la poudre de cuivre frittée		
Equation de Chi (1.11)	$k_{eff,Chi} (W/mK)$	95.64
Equation d'Alexander (1.12)	$k_{eff,Alexander} (W/mK)$	7.33
Valeur expérimentale d'Avenas [AVE]	$k_{exp,Avenas} (W/mK)$	20-40

1.1.2. Echanges à l'interface réseau capillaire-liquide-vapeur

Après avoir traversé le réseau capillaire à l'évaporateur, le flux fait face à la résistance thermique du film liquide ($R_{e,film}$ sur la Figure 3-2). Inversement, au condenseur le flux traverse $R_{c,film}$ avant de passer dans le réseau. Chacune de ces deux résistances est, en fait, constituée par une résistance de conduction du film ($R_{e,conduction\ film}$ ou $R_{c,conduction\ film}$) et une résistance de changement de phase ($R_{e,évaporation}$ ou $R_{c,condensation}$) (Figure 3-2) :

$$\begin{aligned} R_{e,film} &= R_{e,conduction} + R_{e,évaporation} \\ R_{c,film} &= R_{c,conduction} + R_{c,condensation} \end{aligned} \quad (3.1)$$

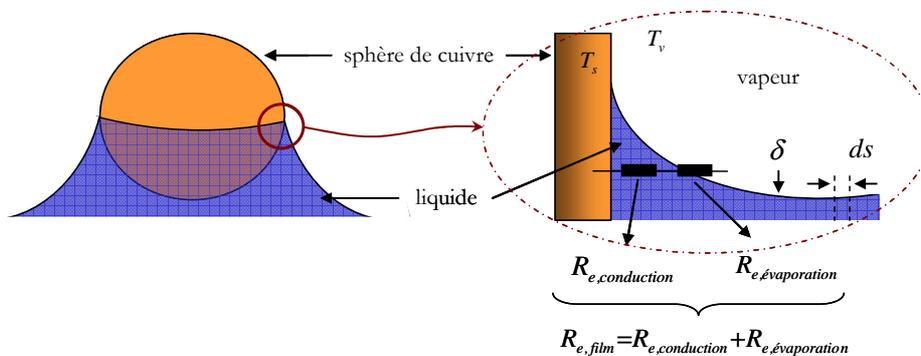


Figure 3-2 Sphère de cuivre entourée par un film liquide à l'évaporateur

Prenons une sphère de poudre de rayon r_{sp} . Le film liquide s'accroche autour de la sphère, le début du film formant un cercle de rayon r_{film} . A l'évaporateur, la température de la sphère T_s est supérieure à la température T_v . Si $\delta_e(s)$ est l'épaisseur du film liquide à l'évaporateur, la puissance transférée par la sphère peut être calculée avec l'équation (3.2) :

$$Q_{e,sp} = 2\pi r_{film} k_l (T_s - T_v) \int \frac{l}{\delta_e(s)} ds \quad (3.2)$$

avec s : abscisse curviligne le long du film.

Inversement, au condenseur, la température de la sphère T_s est inférieure à la température T_v . La puissance transférée par une sphère au condenseur peut être trouvée alors de l'équation (3.3) :

$$Q_{c,sp} = 2\pi r_{film} k_l (T_v - T_s) \int \frac{l}{\delta_c(s)} ds \quad (3.3)$$

La puissance totale transférée à l'évaporateur peut ensuite être calculée par l'équation (3.4) [HAN] :

$$Q = N_{e,sp} Q_{e,sp} \quad \text{avec} \quad N_{e,sp} = \frac{S_e}{4\pi r_{sp}^2} : \text{nombre de billes à la surface de l'évaporateur } S_e \quad (3.4)$$

Au condenseur, la puissance totale transférée peut être calculée par l'équation (3.5) [HAN] :

$$Q = N_{c,sp} Q_{c,sp} \quad \text{avec} \quad N_{c,sp} = \frac{S_c}{4\pi r_{sp}^2} : \text{nombre de billes à la surface du condenseur } S_c \quad (3.5)$$

Enfin, les coefficients d'évaporation ($h_{e,film}$) et de condensation ($h_{c,film}$) peuvent être calculés avec les équations (3.6) :

$$h_{e,film} = \frac{l}{R_{e,film}} = \frac{Q}{S_e (T_s - T_v)} \quad h_{c,film} = \frac{l}{R_{c,film}} = \frac{Q}{S_c (T_c - T_s)} \quad (3.6)$$

Le flux au niveau de l'évaporateur et du condenseur dépend de l'épaisseur du film liquide. Ce paramètre peut varier suivant la variation des propriétés physiques du réseau capillaire et du fluide. Il est aussi fonction des interactions entre les molécules du liquide, de la vapeur et les sphères du réseau capillaire à la surface de l'évaporateur et du condenseur que nous appellerons

« solide ». Les phénomènes étant différents au niveau de l'évaporateur et du condenseur, nous allons proposer des approches et des modèles distincts dans ces deux sections.

2. MODELE DE L'EVAPORATEUR

2.1. Présentation du film liquide situé à l'interface solide-liquide-vapeur

A l'interface solide-liquide-vapeur, le film liquide de l'évaporateur (Figure 3-3) est divisé en trois régions : le film adsorbé, la microrégion et le ménisque intrinsèque. Dans le premier chapitre, nous avons vu que le film adsorbé est constitué de molécules du liquide fixées par la paroi solide. Ce film étant d'épaisseur constante, sa courbure K (interface film-vapeur) est nulle. Les molécules de ce film ne peuvent pas s'évaporer et ce, en raison de l'importance des forces de Van der Waals qu'elles subissent. Dans la zone du ménisque intrinsèque, la courbure est constante. Entre ces deux zones (film adsorbé et ménisque intrinsèque), la zone s'appelle la microrégion. C'est une région de transition, où la courbure K est variable et où la température T_i de l'interface liquide-vapeur n'est pas constante. Elle varie de $T_i=T_s$ à la frontière entre le film adsorbé et la microrégion jusqu'à $T_i=T_v$ à la frontière entre la microrégion et le film intrinsèque.

Chacune des sections du film liquide de l'évaporateur (Figure 3-3) nécessite une approche différente. Le film adsorbé requiert un calcul à partir d'une épaisseur constante. Le ménisque intrinsèque, ayant, quant à lui, une courbure constante, les points sont placés sur un arc de cercle. Enfin, la microrégion exige une modélisation spécifique, que nous allons présenter maintenant.

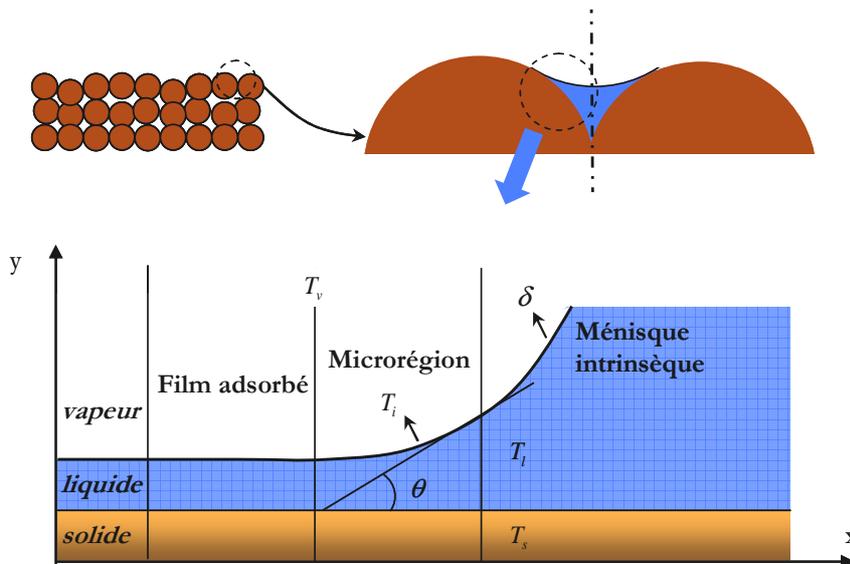


Figure 3-3 : Zones du film liquide à l'interface solide-liquide-vapeur

2.2. Modèle de la microrégion

L'étude bibliographique de la microrégion a été initialement présentée dans la section 2.2.2 du chapitre 1. D'après plusieurs études sur les échanges thermiques à l'interface liquide-vapeur, la majorité du flux thermique est dissipée dans la microrégion [HOL][KRU][LAU][MAP][STE][HAN]. Pour déterminer ce flux, il est d'abord nécessaire d'évaluer l'épaisseur du film liquide.

Le profil du film liquide dans la zone d'accrochage est dû au changement de la pression d'adhésion [WAY-1]. Cette dernière provient des forces intermoléculaires entre le solide, le liquide et la vapeur, appelées forces de Van der Waals. La formulation de la pression d'adhésion est différente pour les liquides polaires dont l'eau, l'acétone, l'éthanol et le méthanol font partis et pour les liquides non polaires comme le pentane, le décane, l'heptane et le carbone tetrachloride.

2.2.1. Pression d'adhésion

2.2.1.a. Fluides non polaires

Dans le cas des fluides non polaires, la pression d'adhésion est due aux forces de dispersion de London. Ces dernières résultent de l'interaction entre le noyau (charge positive) d'une molécule et les électrons (charge négative) d'une autre molécule. Parmi les forces de Van der Waals, ce sont les plus faibles. Les forces intermoléculaires des fluides non polaires sont en général très faibles impliquant des taux d'évaporation très intenses [WEE]. La pression d'adhésion des fluides non polaires peut être exprimée par la relation (3.7), dans laquelle A (constante de Hamaker) est un coefficient obtenu empiriquement [WAY-1] et δ_{mic} est l'épaisseur du film liquide dans la microrégion.

$$P_{ad} = -\frac{A}{\delta_{mic}^3} \quad (3.7)$$

Si l'épaisseur δ_{mic} est supérieure à 100-150 nm, le terme δ_{mic}^3 doit être remplacé par δ_{mic}^4 [MAR]. La constante de Hamaker ne peut être déterminée qu'expérimentalement; sa valeur dépend très fortement des conditions de test, du solide et du fluide.

2.2.1.b. Fluides polaires

Dans le cas des fluides polaires, les interactions prédominantes sont de type dipôle-dipôle. La charge positive d'une molécule attire la charge négative d'une molécule voisine. Par exemple, pour l'eau, les charges négatives contenues dans les molécules d'oxygène attirent les molécules d'hydrogène, ces dernières étant chargées positivement. Cette interaction induit un fort moment dipolaire. Ainsi, les interactions des fluides polaires engendrent des forces intermoléculaires plus

importantes avec les solides par rapport aux fluides non polaires; c'est pourquoi, le taux d'évaporation des liquides polaires doit être inférieur à celui des liquides non polaires [WEE].

La pression d'adhésion pour les fluides polaires s'exprime suivant (3.8) :

$$P_{ad} = \rho_l R_v T_i \ln[a \delta_{mic}^b] \quad \text{avec } a \text{ et } b : \text{ constantes expérimentales} \quad (3.8)$$

et R_v : constante de gaz de la vapeur

Les constantes expérimentales a et b dépendent également des conditions de test ainsi que du type de fluide et de solide utilisés. Dans la littérature, il existe très peu de résultats expérimentaux sur ces données. Pour nos études, nous nous intéressons uniquement au cas de l'eau. Pour ce liquide polaire, les valeurs les plus utilisées dans le calcul de la pression d'adhésion sont celles de Derjaguin et Zorin [DER], soit $a = 1.5787$ et $b = 0.0243$ avec de l'eau sur du verre pour des températures comprises entre 5°C et 15°C.

Afin de calculer la pression d'adhésion dans le cas de l'eau avec l'équation (3.8), il faut être capable de déterminer la température à l'interface liquide vapeur T_i .

2.2.2. Température à l'interface liquide-vapeur

Nous allons maintenant montrer comment exprimer le débit massique d'évaporation du film liquide à partir des lois de la conduction et de l'évaporation.

L'évaporation peut s'exprimer par l'expression du débit massique (équation (3.9)) basée sur la théorie cinétique qui, pour une surface plane, a été proposée par Scharage [SCHA] :

$$\dot{m}_e = C_1 \left(\frac{\bar{M}}{2\pi\bar{R}} \right)^{1/2} \left(\frac{P_i}{T_i^{1/2}} - \frac{P_v}{T_v^{1/2}} \right) \quad \text{avec} \quad C_1 = \frac{2\alpha}{2-\alpha} : \text{coefficient d'évaporation} \quad (3.9)$$

α : coefficient d'accommodation
 \bar{M} : masse molaire
 \bar{R} : constante molaire des gaz parfaits

Dans cette équation, P_i est la pression de saturation correspondant à la température à l'interface T_i .

Wayner [WAY-1] a ensuite développé cette équation, en utilisant l'équation de Clausius-Clapeyron, pour prendre en compte les effets de la surface courbée. Il a ainsi considéré la variation de la pression de saturation à l'interface (correspondant à la température à l'interface) et la variation de la pression de disjonction :

$$P_i - P_v = \frac{P_v \bar{M} h_{fg}}{RT_v T_i} (T_i - T_v) + \frac{\bar{V}_l P_v}{RT_i} (P_l - P_v) \quad \text{avec } \bar{V} : \text{volume molaire du liquide} \quad (3.10)$$

En approximant $\sqrt{T_i} \approx \sqrt{T_v}$ dans les équations (3.9) et (3.10), le débit massique traversant l'interface liquide-vapeur d'une surface courbée peut être obtenu :

$$\dot{m}_e = C_1 \left(\frac{\bar{M}}{2\pi RT_i} \right)^{1/2} \left[\frac{P_v \bar{M} h_{fg}}{RT_v T_i} (T_i - T_v) + \frac{\bar{V}_l P_v}{RT_i} (P_l - P_v) \right] \quad (3.11)$$

Ce même débit massique peut aussi être calculé à partir du modèle de la conduction dans le film liquide (loi de conservation de l'énergie) (3.12) :

$$\frac{\delta_{mic}}{k_l} (T_s - T_i) = h_{fg} \dot{m}_e \quad (3.12)$$

Le débit exprimé par la loi de changement de phase (3.11) et celui exprimé par la loi de conduction (3.12) nous permettent de calculer la température à l'interface courbée (3.13) :

$$T_i = T_s - \frac{h_{fg} \delta}{k_l} C_1 \left(\frac{\bar{M}}{2\pi R} \right)^{1/2} \frac{1}{T_i^{3/2}} \left[\frac{P_v \bar{M} h_{fg}}{RT_v} (T_i - T_v) - \frac{\bar{V}_l P_v}{R} P_{cap} \right] \quad (3.13)$$

2.2.3. Modélisation de la microrégion

2.2.3.a. *Etablissement des équations*

Comme nous l'avons vu, l'évaporation dans la microrégion est gouvernée à la fois par les forces de tension superficielle (σK) et par les forces d'adhésion (P_{ad}). La pression capillaire à l'interface liquide-vapeur peut donc s'exprimer par l'équation (3.14) :

$$P_{cap} = \sigma K - P_{ad} \quad (3.14)$$

La courbure K peut être obtenue à partir des variations de l'épaisseur δ_{mic} du film liquide (équation (3.15)) :

$$K = \frac{\frac{d^2 \delta_{mic}}{dx^2}}{\left[1 + \left(\frac{d\delta_{mic}}{dx} \right)^2 \right]^{3/2}} \quad (3.15)$$

Afin de déterminer une expression de la pression capillaire, nous allons nous intéresser à l'écoulement liquide alimentant l'évaporation à partir du film intrinsèque vers la microrégion. De l'équation de Navier-Stokes, en faisant la supposition que P_l ne dépend que de x (Figure 3-3), nous obtenons l'équation (3.16) :

$$\mu_l \frac{d^2 u_l(y)}{dy^2} = \frac{dP_l}{dx} \quad (3.16)$$

Soit $\delta_{mic,fin}$ l'épaisseur du film liquide à la fin de la microrégion. En faisant les hypothèses de non glissement à la paroi ($u_l(y)=0$ en $y=0$) et de glissement parfait à l'interface liquide vapeur ($du_l(y)/dy=0$ en $y=\delta_{mic,fin}$), Hallinan et al. [HAL] intègrent l'équation (3.16) pour obtenir l'équation (3.17) :

$$u_l(y) = \frac{1}{\mu_l} \frac{dP_l}{dx} \left(\frac{y^2}{2} - y\delta_{mic,fin} \right) \quad (3.17)$$

La loi de conservation de la masse permet d'écrire pour la densité de flux transférée par évaporation sur une longueur dx [FAG] :

$$q(x) = -h_{fg} \rho_l \frac{d}{dx} \int_0^{\delta_{mic,fin}} u_l(y) dy \quad (3.18)$$

En négligeant la variation de la pression liée à la cinétique de l'évaporation, la pression capillaire ($P_{cap} = P_v - P_l$) peut être différenciée en supposant une pression de vapeur constante [FAG] :

$$\frac{dP_{cap}}{dx} = - \frac{dP_l}{dx} \quad (3.19)$$

Launay [LAU] a intégré l'équation (3.18) en faisant l'hypothèse que les propriétés du fluide sur la microrégion sont constantes. Ensuite, en utilisant les équations (3.17) et (3.19) il a obtenu la formulation de la pression capillaire, exprimée par l'équation (3.20) :

$$\frac{dP_{cap}}{dx} = - \frac{3\mu_l}{\rho_l h_{fg} \delta_{mic}^3} \dot{Q}_{lin} \quad (3.20)$$

Dans l'équation (3.20), \dot{Q}_{lin} est le flux linéique transféré dans la microrégion. Ce flux peut être déduit par l'équation (3.21) :

$$\dot{Q}_{lin} = \int_0^{\delta_{mic,fin}} q dx \quad (3.21)$$

Dans l'équation (3.21), q est la densité de flux transmis par conduction dans le film liquide et $\delta_{mic,fin}$ est l'épaisseur du film à la fin de la microrégion. Si nous admettons que la température de la paroi solide (T_s) est constante dans la section considérée, la densité du flux linéique peut être exprimée par la loi de la conduction :

$$\frac{d\dot{Q}_{lin}}{dx} = (T_s - T_i) \frac{k_l}{\delta_{mic}} \quad (3.22)$$

Le modèle de la microrégion se synthétise alors dans le système (3.23) contenant cinq inconnues et cinq équations :

$$\begin{aligned} \frac{d\delta_{mic}}{dx} &= \delta'_{mic} & \text{avec :} \\ \frac{d\delta'_{mic}}{dx} &= \frac{(1 + (\delta'_{mic})^2)^{1.5}}{\sigma} (P_{cap} + P_{ad}) & A = C_1 \left(\frac{\bar{M}}{2\pi R} \right)^{1/2} \\ \frac{dP_{cap}}{dx} &= \frac{3\mu_l \dot{Q}_{lin}}{h_{fg} \rho_l \delta_{mic}^3} & B = \frac{P_v \bar{M} h_{fg}}{RT_v} \\ \frac{d\dot{Q}_{lin}}{dx} &= (T_s - T_i) \frac{k_l}{\delta_{mic}} & C = \frac{\bar{V}_l P_v}{R} \\ dT_i &= \frac{D [\delta'_{mic} (B(T_i - T_v) - CP_{cap}) - \delta'_{mic} CP'_{cap}]}{-D \delta_{mic} B + 1.5 D T_i^{-1} \delta_{mic} [B(T_i - T_v) - CP_{cap}] - T_i^{3/2}} & D = \frac{A h_{fg}}{k_l} \end{aligned} \quad (3.23)$$

La dernière équation du système (3.23) exprimant la température à l'interface liquide vapeur T_i est obtenue en dérivant l'équation (3.13).

Pour résoudre le système (3.23), il est nécessaire de déterminer les conditions initiales.

2.2.3.b. Conditions initiales

A l'entrée de la microrégion, l'épaisseur du film liquide est égale à l'épaisseur du film adsorbé. La température à l'interface, au niveau du film adsorbé, est prise égale à la température de la poudre du solide T_s ($T_{i,0} = T_s$) car il n'y a pas d'échange à travers ce film.

Pour les liquides polaires, en remplaçant $T_i = T_s$ dans l'équation (3.8), nous obtenons :

$$\delta_0 = \exp \left[\frac{\left(\frac{T_s - T_v}{T_v} \right) \frac{h_{fg}}{R_v T_s} - \ln(a)}{b} \right] \quad (3.24)$$

La courbure du film liquide (K) à ce niveau est nulle. La pression capillaire initiale de l'équation (3.14) prend alors la valeur de la pression d'adhésion agrémentée d'un signe négatif :

$$P_{cap,0} = -P_{ad} \quad (3.25)$$

La dérivée première de l'épaisseur, au niveau du film adsorbé, doit être égale à zéro. Le flux linéique $\dot{Q}_{lin,0}$ doit lui aussi être nul puisqu'à ce niveau, il n'y a pas d'évaporation. Au cours de nos simulations, nous nous sommes rendu compte que ces conditions initiales amènent une solution triviale dans laquelle, l'épaisseur du film liquide est constante. Afin de contourner ce problème, les conditions initiales sur $d\delta_0$ et $\dot{Q}_{lin,0}$ ont été posées comme négligeables, mais non nulles. Nous avons ainsi pu observer que les solutions étaient très sensibles à la condition initiale de $d\delta_0$.

Le système d'équations (3.23) a pu être résolu numériquement par une méthode de type Runge-Kutta. Les calculs sont interrompus lorsque δ' atteint la valeur de la tangente à l'angle de contact apparent $\tan(\theta)$ (Figure 3-3), ce qui signifie que la zone intrinsèque à courbure constante est atteinte.

Un exemple de calcul de l'épaisseur du film dans la microrégion, en fonction de la différence de la température $\Delta T = T_s - T_v$, est présenté sur la Figure 3-4. Comme nous pouvons le voir sur cette figure, en augmentant ΔT l'épaisseur initiale du film diminue. Ce résultat est confirmé par l'équation (3.24). A partir d'une certaine valeur de x l'épaisseur devient plus importante pour des ΔT plus élevés. Nous avons ainsi constaté que sur l'intégralité de la longueur de la microrégion, l'épaisseur du film liquide augmentait en fonction de la différence de température.

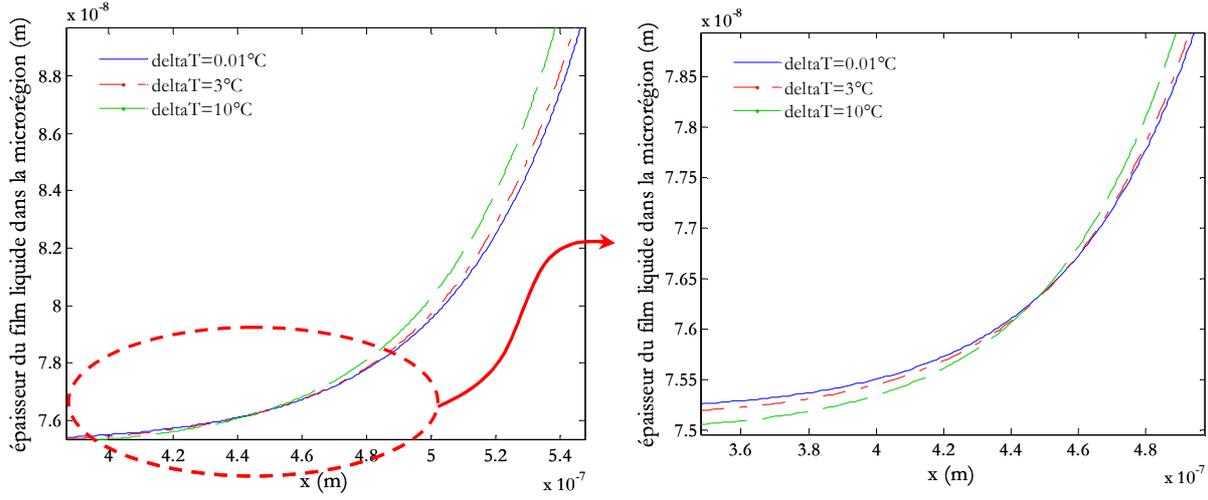


Figure 3-4 : Calcul de l'épaisseur du film liquide dans la microrégion ($\theta=30^\circ$)

La puissance transmise par la microrégion d'une sphère est alors :

$$Q_{e,sp(mic)} = 2\pi r_{film} k_l (T_s - T_v) \int \frac{l}{\delta_{mic}(s)} ds \quad (3.26)$$

Dans l'équation (3.26) r_{film} est défini dans la section 1.1.2 de ce chapitre.

Park et Lee [PAR] ont utilisé l'équation (3.7) de la pression d'adhésion des liquides non-polaires pour calculer les échanges thermiques dans un film mince d'eau. Cette démarche a été critiquée par Qu et Ma [QUM]. Ces derniers ont étudié les effets de la polarité de différents fluides sur le coefficient d'évaporation du ménisque d'un tube capillaire. Ils se sont aperçus que la pression d'adhésion influençait principalement l'épaisseur du film liquide. Ces effets sont très importants pour les fluides possédant des propriétés fortement polaires comme l'eau. Qu et Ma [QUM] ont ainsi trouvé qu'à cause de cette pression d'adhésion, la zone de la microrégion des fluides polaires était plus allongée que celle des fluides non polaires comme le benzène.

Ces études (Park et Lee [PAR] et Qu et Ma [QUM]) nous ont incité à voir quelle est l'influence de l'équation utilisée pour le calcul de la pression d'adhésion.

2.2.3.c. Effet de la polarité sur la forme de la microrégion

Pour étudier les effets de la polarité, nous avons déterminé la longueur zone de la microrégion de l'eau en insérant les équations de la pression d'adhésion des fluides polaires (équation (3.8)) et celle des fluides non polaires (équation (3.7)), dans le système (3.23). La pression d'adhésion de l'eau non polaire a été calculé en utilisant une constante d'Hamaker égale à $2.87 \times 10^{-21} J$ [PAR].

La Figure 3-5 présente la forme du ménisque dans les deux cas pour une même différence de température ($\Delta T=0,1 K$) et les mêmes conditions initiales. Comme nous pouvons le voir, la longueur de la microrégion de l'eau polaire est évaluée à $145 nm$, tandis que dans le cas de l'eau non polaire, cette longueur est réduite à $95 nm$. D'un autre côté, les forces d'attraction entre le liquide polaire et le solide permettent d'obtenir une épaisseur plus importante pour une même différence de température.

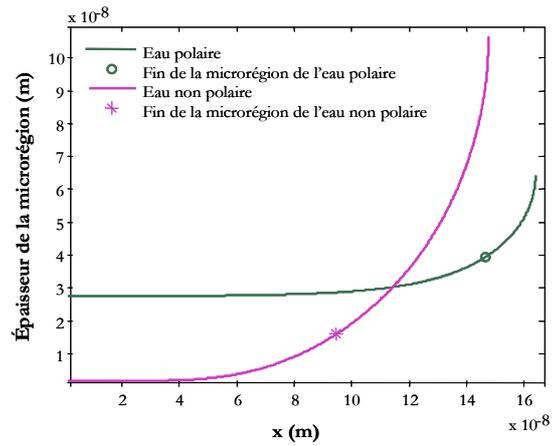


Figure 3-5 : Courbe de la microrégion pour l'eau avec de propriétés polaires et des propriétés non polaires ($\Delta T=0,1 K$, $\theta=30^\circ$)

2.3. Modèle de la zone à courbure constante

Après avoir atteint l'angle de contact apparent (θ), le film liquide continue dans la région intrinsèque appelée macrorégion. Le film dans la macrorégion δ_{mac} , ayant une courbure K constante, tous ses points sont placés sur un arc de cercle. Son épaisseur pouvant être déterminée à partir des relations géométriques présentées dans l'Annexe 1. Un exemple de calcul du film liquide pour $\Delta T=1^\circ C$ est présenté sur la Figure 3-6. La courbe de l'épaisseur dans la macrorégion commence à partir du moment où la pente de la courbe de l'épaisseur dans la microrégion forme un angle θ avec l'axe des abscisses.

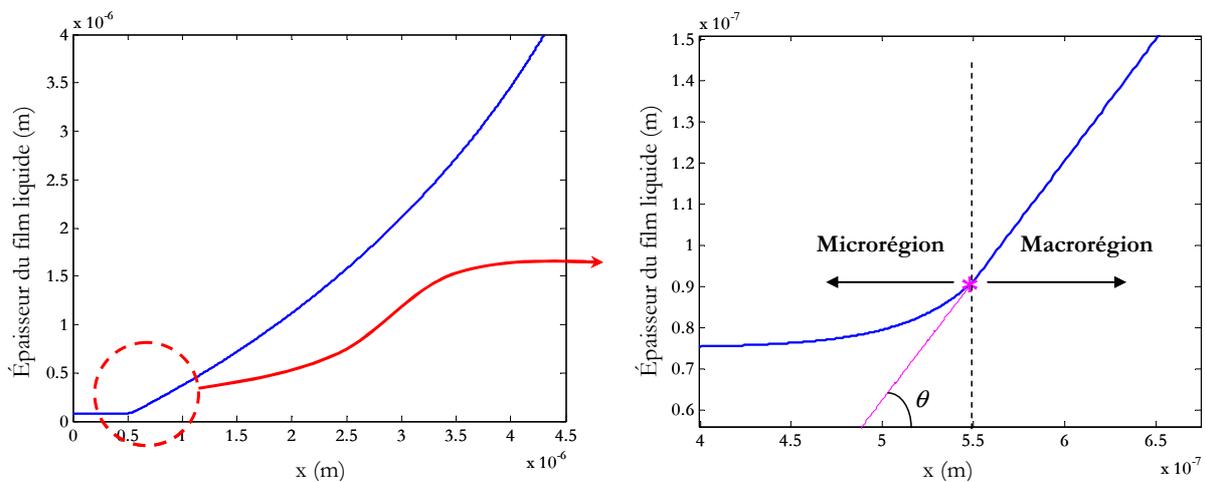


Figure 3-6 : Calcul de l'épaisseur du film liquide dans la microrégion et la macrorégion

Pour calculer la puissance transmise par la macrorégion d'une sphère, nous admettons que la zone dans laquelle se produit l'évaporation est très petite. Cette hypothèse nous permet d'intégrer l'épaisseur du film liquide autour du rayon r_{film} et d'obtenir l'équation (3.27):

$$Q_{e,sp(mac)} = 2\pi r_{film} k_l (T_s - T_v) \int \frac{l}{\delta_{mac}(s)} ds \quad (3.27)$$

Quelques résultats de simulations d'échanges thermiques au niveau de l'évaporateur sont présentés dans le Tableau 3-2. Nous avons considéré le cas d'un réseau capillaire de rayon 25 μ m et un angle de contact $\theta=30^\circ$. Dans ces simulations, Q_{mic} correspond au flux linéique traversant la microrégion et Q_{mac} à celui traversant la macrorégion. Comme nous pouvons le voir, le flux traversant la microrégion constitue environ 65% du flux à travers la totalité du film liquide. Le coefficient d'échange diminue très légèrement avec l'augmentation de la différence de température entre la paroi solide et la vapeur saturée.

Enfin, Q_{tot} représente la puissance totale transférée par toutes les sphères à l'évaporateur :

$$Q_{tot} = (Q_{e,sp(mac)} + Q_{e,sp(mac)}) N_{e,sp} \quad (3.28)$$

Les résultats présentés dans le Tableau 3-2 sont obtenus en utilisant une surface de l'évaporateur égale à 1 cm². Si cette puissance est égale à 2.4 W, la différence de température entre la paroi et la vapeur sera de 0.1°C. Si cette puissance augmente jusqu'à 237 W, la différence de température pourra atteindre 10°C.

Nous avons ensuite décidé de refaire ces mêmes simulations sans considérer les échanges thermiques dans la microrégion. Nous obtenons une courbe de courbure K constante. Tous les points de la courbe sont placés sur un arc de cercle (Annexe 1). Les résultats des simulations sans la microrégion sont montrés dans le Tableau 3-2. Nous pouvons constater que le coefficient d'échange du film liquide et le flux transféré ont diminué presque 4 fois.

Tableau 3-2 : Résultats des simulations du flux à travers le film liquide et le coefficient d'échange ($\theta=30^\circ$)

$\Delta T [^\circ C]$	Simulations avec microrégion				Simulations sans microrégion	
	$Q_{mic} \times 10^{-4} [W]$	$Q_{mac} \times 10^{-4} [W]$	$h_{e,film} [W/m^2 K]$	$Q_{tot} [W]$	$h_{e,film} [W/m^2 K]$	$Q_{tot} [W]$
0.1	1.44	0.43	238850	2.4	62052	0.62
1	14	4.3	239190	24	62057	6.2
10	143	43	237250	237	62102	62
100	1251	440	215300	2153	62445	624

Sur la Figure 3-7 nous avons présenté deux courbes du film liquide. La première est constituée par la microrégion et la macrorégion, tandis que la deuxième considère seulement la macrorégion. Nous voyons que la prise en compte de la zone de transition est très importante car elle diminue l'épaisseur du film liquide et améliore les échanges thermiques.

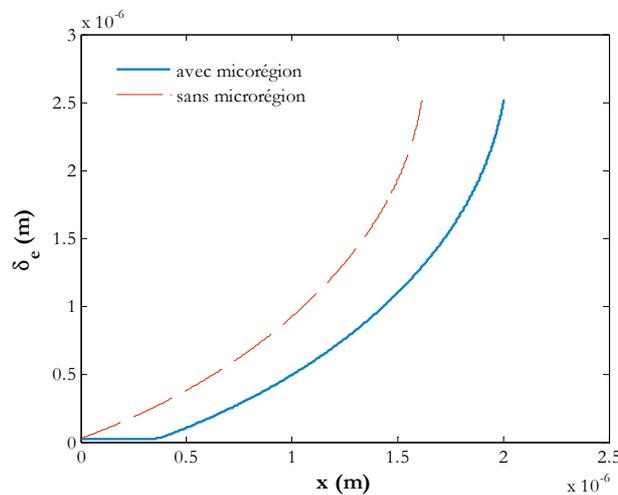


Figure 3-7 : Influence de la microrégion sur la courbe du film liquide ($\Delta T=100\text{ K}$, $\theta=30^\circ$)

2.4. Variation du coefficient d'échange du film à l'évaporateur

La Figure 3-8 illustre l'évolution du flux thermique dissipé par évaporation du film liquide. Ce flux est nul lorsque le film est entièrement adsorbé. Il atteint sa valeur maximale dans la microrégion, là où l'épaisseur du film liquide est minimale. Dans la zone du ménisque intrinsèque, la valeur du flux est très faible car l'épaisseur du film est importante.

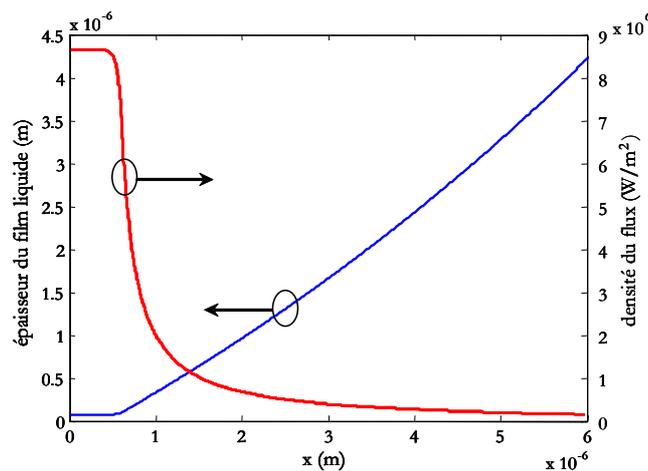


Figure 3-8 : Evolution de la densité de flux à travers le film liquide ($\Delta T=1^\circ\text{C}$, $\theta=30^\circ$)

Enfin, sur la Figure 3-9, la variation du coefficient d'évaporation est tracée en fonction du rayon de sphères de la poudre frittée. Nous pouvons remarquer que $h_{e, film}$ varie considérablement

dans les petits rayons de poudre (10 μm – 50 μm). Ce coefficient est très sensible au rayon : $5.6 \times 10^5 \text{ W/m}^2\text{K}$ pour un rayon de 10 μm et $7.6 \times 10^3 \text{ W/m}^2\text{K}$ pour un rayon de 1000 μm .

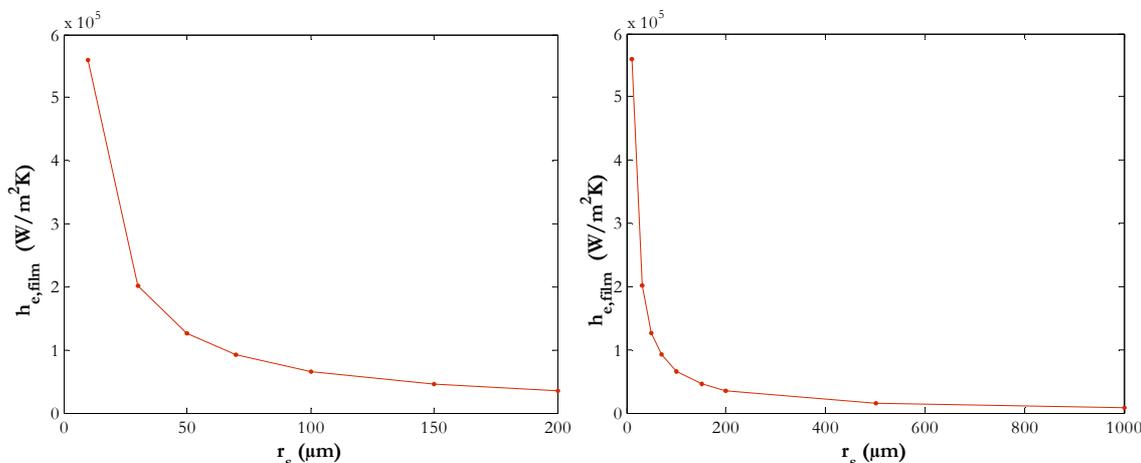


Figure 3-9 : Influence du rayon de sphères du réseau capillaire sur le coefficient d'évaporation
($\Delta T=1^\circ\text{C}$, $\theta=30^\circ$)

Nous avons vu dans le chapitre 1 que, d'après Dunn et Reay [DUN], la résistance de changement de phase de l'eau ($R_i=R_{e, \text{évaporatin}}=1/h_i$, où $h_i=h_{e, \text{évaporatin}}$ est le coefficient de changement de phase) diminuait avec l'augmentation de la température de saturation, tout en restant inférieure à $3 \times 10^{-6} \text{ m}^2\text{K/W}$ pour des températures supérieures à 20°C .

Pour calculer cette résistance, Carey [CAR] utilise un coefficient d'accommodation (réf. équation 1.13), sa valeur dépendant des conditions de fonctionnement et des propriétés du fluide. Ce coefficient reste cependant compris entre 0 (pour des faibles taux d'évaporation) et 1 (pour des taux d'évaporation élevés). Pour des faibles taux d'évaporation, Carey [CAR] a obtenu des valeurs de résistance de changement de phase inférieures à $2.5 \times 10^{-5} \text{ m}^2\text{K/W}$. Ces résultats sont beaucoup plus faibles pour un haut taux d'évaporation (inférieures à $1.5 \times 10^{-6} \text{ m}^2\text{K/W}$).

Les expressions de Carey [CAR] et Dunn et Reay [DUN], basées sur la théorie cinétique des gaz permettent de calculer la résistance de changement de phase uniquement dans le cas d'une surface plane. Ces équations ne sont donc pas suffisantes pour modéliser l'évaporation dans les caloducs car elles ne prennent pas en compte les différents effets de la courbure, de l'angle de contact ou encore du rayon de la poudre, sur les échanges thermiques.

D'après notre modèle, la résistance thermique, composée par la résistance de conduction et la résistance de changement de phase, varie entre $1.8 \times 10^{-6} \text{ W/m}^2\text{K}$ et $1.32 \times 10^{-4} \text{ W/m}^2\text{K}$ pour des rayons de poudre compris entre 10 μm et 1000 μm (angle de contact égal à 30° et différence de

température $\Delta T=1^{\circ}\text{C}$). Nous avons aussi pu voir que cette résistance était également sensible à ces deux derniers paramètres, à savoir l'angle de contact et le flux imposé.

Dans cette partie, nous avons présenté le modèle des échanges thermiques au niveau de l'évaporateur. Ce modèle nous permet de calculer un coefficient d'échange à partir de l'épaisseur du film liquide. Il permet de prendre en compte les phénomènes de conduction dans le liquide et de changement de phase à l'interface liquide-vapeur. Nous avons ainsi constaté l'importance de considérer la présence de la microrégion car elle diminue la résistance thermique du film liquide. L'influence de plusieurs paramètres du réseau capillaire et du fluide a ainsi été prise en compte pour le calcul du coefficient d'échange : la température de saturation du fluide, l'angle de contact, le flux imposé et le rayon de sphères.

Dans la zone du condenseur, les interactions au niveau moléculaire ne sont plus du même type et les échanges thermiques nécessitent une approche différente. Nous allons maintenant nous intéresser à cette zone.

3. MODELE DU CONDENSEUR

Afin de modéliser les échanges thermiques au niveau du condenseur nous nous sommes appuyés sur la théorie de Nüsselt [CAR][PAN]. Cette théorie permet de prédire l'épaisseur du film liquide lorsqu'un liquide se condense sur une plaque inclinée. La théorie de Nüsselt repose sur plusieurs hypothèses, dont :

- Ecoulement du condensât laminaire
- Propriétés du fluide constantes
- Variation de la quantité de mouvement négligeable
- Contrainte interfaciale liquide-vapeur négligeable
- Transfert de chaleur purement conductif dans le film
- Température de la paroi uniforme

Avec ces différentes hypothèses, l'épaisseur du film liquide s'exprime suivant :

$$\delta_c(x) = \left(\frac{4\mu_l k_l (T_v - T_s) x}{g \sin(\psi) h_{fg} \rho_l (\rho_l - \rho_v)} \right)^{1/4} \quad (3.29)$$

Dans l'équation (3.29), ψ est l'angle d'inclinaison du caloduc par rapport à l'horizontale. Il est possible de remplacer le terme gravitationnel $g \sin(\psi) (\rho_l - \rho_v)$ par dP_l/dx , qui peut être calculé par l'équation (3.30) :

$$\frac{dP_l}{dx} = \frac{d}{dx}(\sigma K) \quad (3.30)$$

Comme pour l'évaporateur, la courbure K est égale à :

$$K = \frac{d^2 \delta_c}{dx^2} \left[1 + \left(\frac{d\delta_c}{dx} \right)^2 \right]^{-3/2} \quad (3.31)$$

En faisant l'hypothèse que $d\delta_c/dx \ll 1$, l'équation (3.29) devient :

$$\delta_c(x) = \left(\frac{4\mu_l k_l (T_v - T_s)x}{h_{fg} \rho_l \sigma \frac{d^3 \delta_c}{dx^3}} \right)^{1/4} \quad (3.32)$$

La zone de transition (Figure 3-10) s'étale entre la zone d'épaisseur constante ($x=0$) et celle de courbure constante ($x=x_2$). La valeur du film en $x=x_2$ est inconnue alors que la courbure en $x=x_2$ est celle du film intrinsèque.

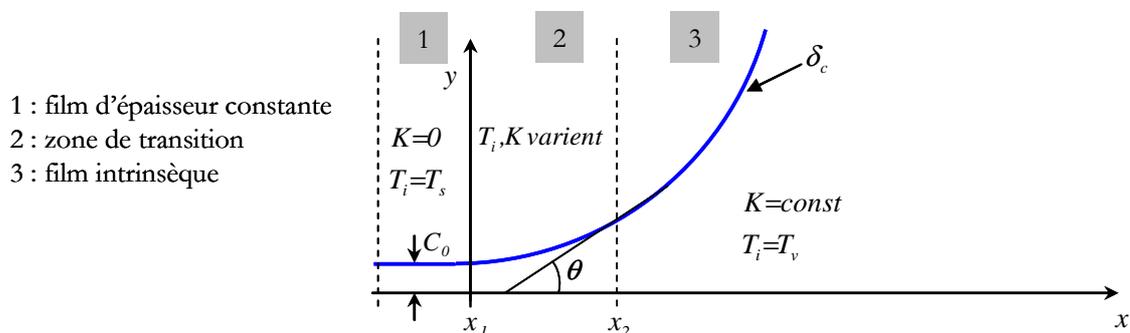


Figure 3-10 : Film liquide au condenseur

La solution de l'équation (3.32) est présentée dans l'Annexe 2. Nous obtenons la courbe de l'épaisseur du film liquide au condenseur (Figure 3-11 (a)). Cette épaisseur est très sensible à la différence de température entre la paroi et la vapeur saturée (ΔT). Comme nous pouvons le voir sur la Figure 3-11 (b), plus ΔT est élevée, plus l'épaisseur est importante.

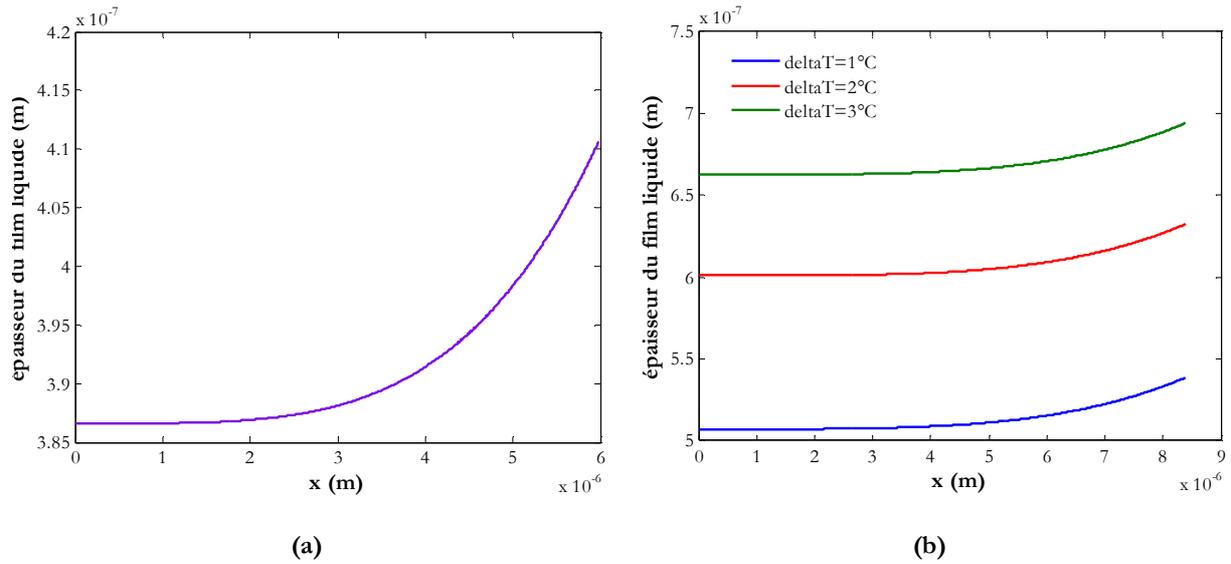
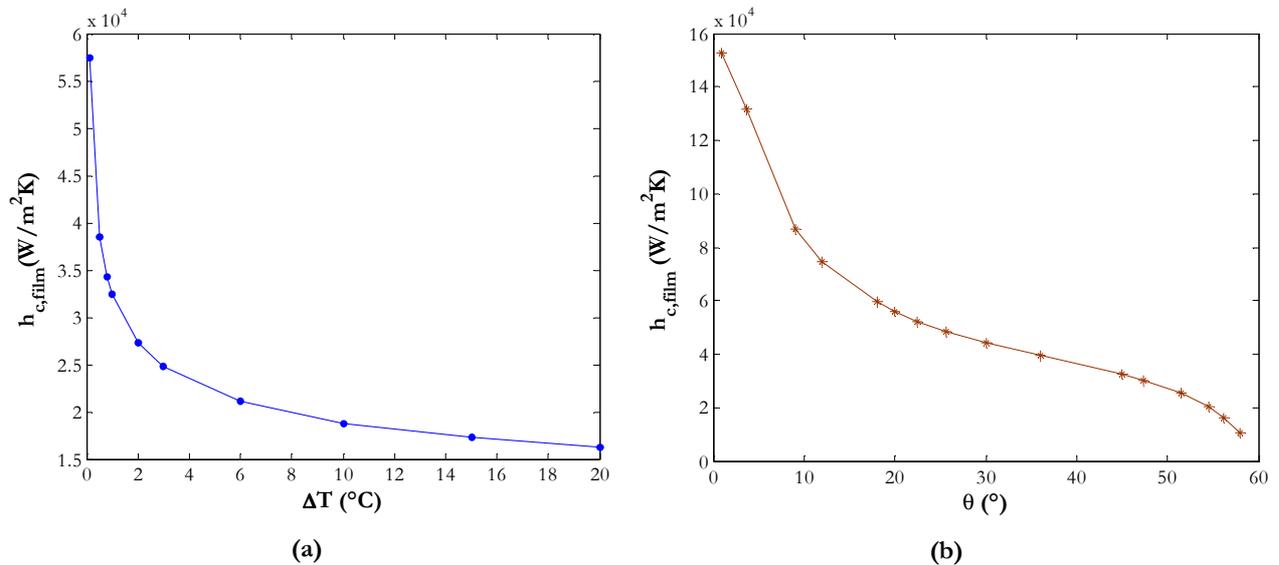
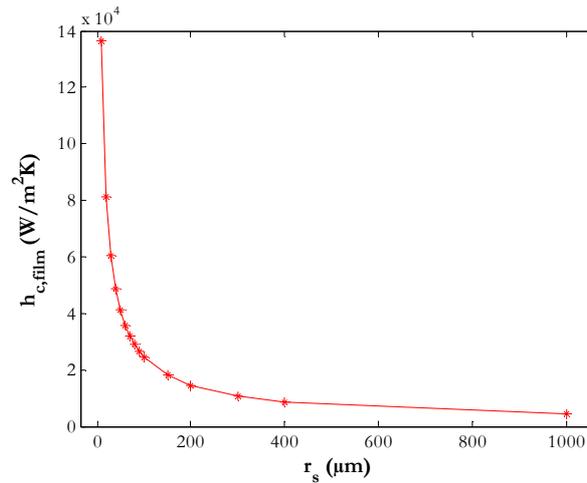


Figure 3-11 : Epaisseur du film liquide au condenseur : (a) Pour $\Delta T = 1^\circ\text{C}$; (b) En fonction de ΔT

Le coefficient d'échange au niveau du condenseur est 2 à 5 fois plus petit que son homologue au niveau de l'évaporateur. Il est par contre tout aussi dépendant de la différence de température imposée (Figure 3-12 (a)), de l'angle de contact (Figure 3-12 (b)) et du rayon de sphères du réseau capillaire (Figure 3-12 (c)). Pour un rayon de sphères de $10 \mu\text{m}$, le coefficient atteint $1.365 \times 10^5 \text{ W/m}^2\text{K}$. Pour un rayon de $1000 \mu\text{m}$ nous obtenons seulement $4.35 \times 10^3 \text{ W/m}^2\text{K}$.





(c)

Figure 3-12 : Variation du coefficient de transfert du film liquide au condenseur en fonction de : (a) ΔT ($\theta=45^\circ$, $r_s=25 \mu\text{m}$) ; (b) L'angle de contact ($\Delta T=1^\circ\text{C}$, $r_s=25 \mu\text{m}$) ; (c) Le rayon de la poudre frittée ($\Delta T=1^\circ\text{C}$, $\theta=45^\circ$)

Des simulations des échanges thermiques au niveau du condenseur sont présentées sur la Figure 3-13. Le coefficient d'échange diminue avec l'augmentation de la différence de température entre la paroi solide et la vapeur saturée. Sur cette figure, Q_c représente la puissance dissipée par un condenseur de surface de 1 cm^2 . Comme nous pouvons le voir, pour une puissance de 10 W, la différence de température entre la paroi et la vapeur est d'environ 1°C . Si cette puissance augmente jusqu'à 48 W, la différence de température attendra déjà 10°C . Pour la même différence de température, la puissance transférée par le condenseur est presque 3 fois plus petite que celle transférée par une même surface au niveau de l'évaporateur.

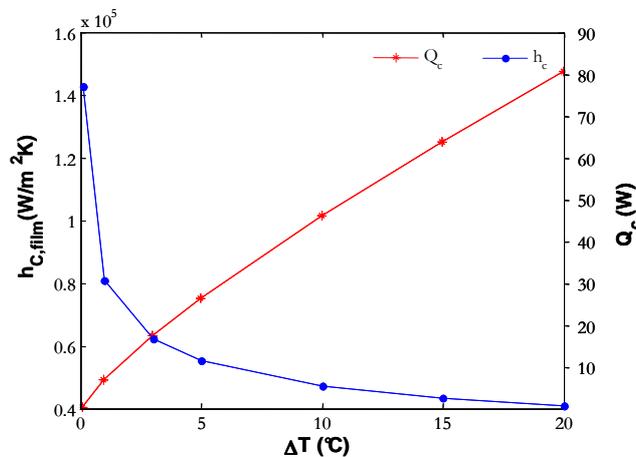


Figure 3-13 : Coefficient de transfert au condenseur et puissance dissipée en fonction du flux imposé

L'épaisseur du film mince et son coefficient de transfert thermique sont très difficiles à mesurer expérimentalement. Le coefficient de transfert peut être déterminé à partir des températures de la vapeur et de celles des billes présentes dans la couche du réseau capillaire la plus proche de la vapeur. Les dimensions en jeu étant de l'ordre du micromètre, cette démarche n'est pas réalisable technologiquement. D'autres méthodes de mesure du profil du liquide existent, notamment la méthode de thermométrie basée sur un principe de fluorescence induite par un laser (Laser Induced Fluorescence (LIF) thermometry) [WEE]. Cette méthode n'étant pas disponible au laboratoire, nous avons été obligés de mesurer la température à l'interface entre l'enveloppe du caloduc et la poudre frittée. La Figure 3-14 montre les zones auxquelles nous avons pu mesurer la température. Ainsi, avec cette température et celle mesurée dans la vapeur saturée, nous pouvons évaluer le coefficient de transfert.

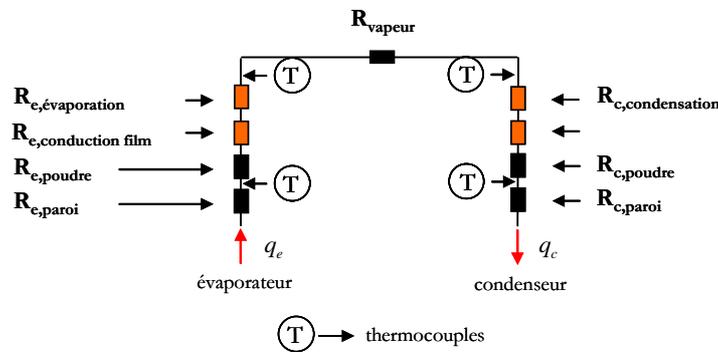


Figure 3-14 : Mesure des températures

Ces mesures nous permettront de trouver deux résistances thermiques que nous allons appeler $R_{e,tot}$ et $R_{c,tot}$. A partir de ces deux résistances, nous pourrions calculer les coefficients de transfert $h_{e,tot}$ et $h_{c,tot}$:

$$\begin{aligned} R_{e,tot} &= R_{e,poudre} + R_{e,conduction} + R_{e,évaporation} = l/h_{e,tot} \\ R_{c,tot} &= R_{c,poudre} + R_{c,conduction} + R_{c,condensation} = l/h_{c,tot} \end{aligned} \quad (3.33)$$

Dans la partie suivante, nous allons présenter la méthode de mesure expérimentale de ces coefficients. Il est important que ces mesures soient prises dans les conditions de fonctionnement d'un caloduc. Nous étudierons également l'influence du rayon et de l'épaisseur de la poudre frittée sur les échanges thermiques.

4. VALIDATION EXPERIMENTALE

4.1. Conception des prototypes et du banc de test

Pour mesurer les coefficients d'échange de la poudre frittée nous avons fabriqué des prototypes dont la structure est présentée sur la Figure 3-15 (a). Chaque prototype est constitué d'une paroi de cuivre d'épaisseur H_{cu} , sur laquelle est frittée de la poudre de cuivre d'épaisseur H_{poudre} (de porosité 0,35). La longueur et la largeur du caloduc sont respectivement 100 mm et 20 mm. Pour améliorer la mouillabilité entre l'eau et le cuivre nous avons oxydé la poudre (comme nous l'avons fait pour les autres prototypes, présentés précédemment).

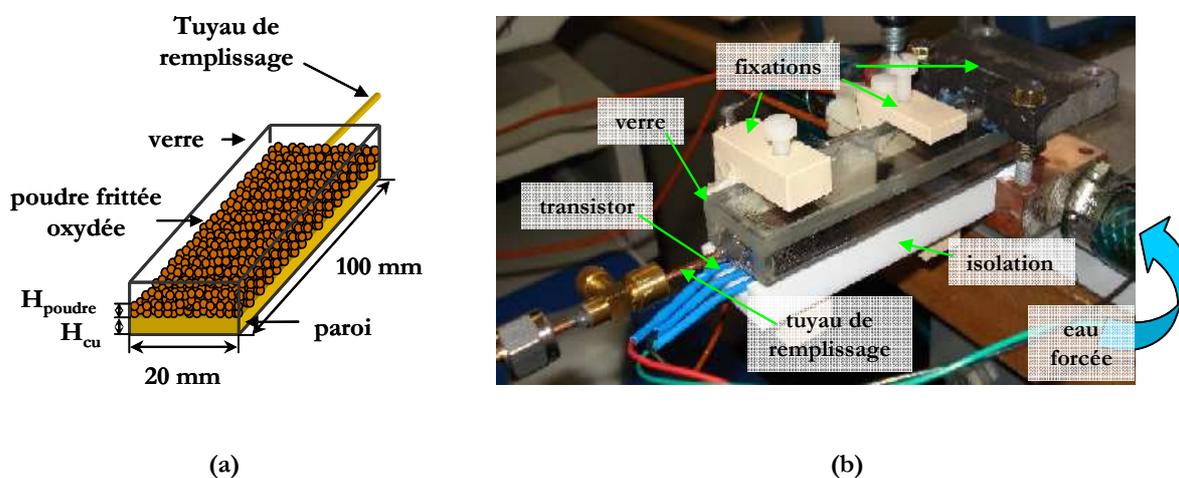


Figure 3-15 : Prototype de test : (a) Schéma d'un prototype ; (b) Photo d'un prototype

L'ensemble paroi/poudre est refermé hermétiquement sous un couvercle en verre (pyrex). Seule la face de cuivre non couverte de poudre est placée à l'extérieur du couvercle. C'est sur cette face que sont collées la source chaude et la source froide Figure 3-15 (b). La source chaude est matérialisée par un transistor tandis que la source froide est constituée d'un échangeur à circulation d'eau forcée à température constante (Figure 3-15 (b)). Enfin, la face sur laquelle sont positionnées les sources est isolée thermiquement (avec du téflon).

Pour mesurer les coefficients de transfert de la poudre frittée au niveau de l'évaporateur et du condenseur, nous avons positionné quatre thermocouples, comme le montre la Figure 3-16. Deux thermocouples ($T_{p,e}$ et $T_{p,c}$) sont placés dans des rainures, usinées dans la paroi, juste au dessus de la poudre et au niveau des sources thermiques. Les deux autres thermocouples ($T_{v,e}$ et $T_{v,c}$), mesurent les températures au dessus de l'évaporateur et du condenseur dans la zone vapeur.

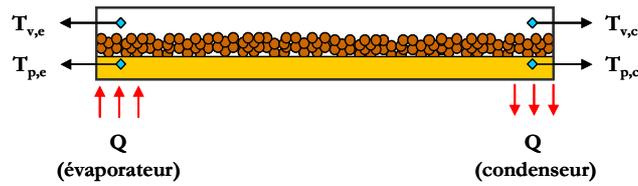


Figure 3-16 : Placement des thermocouples

Les coefficients de transfert au niveau de l'évaporateur et du condenseur sont calculés à l'aide des équations suivantes (3.34):

$$h_{e,tot} = \frac{Q}{S_e (T_{p,e} - T_{v,e})} \quad Q: \text{puissance injectée par le transistor}$$

avec S_e et S_c : sections de l'évaporateur et du condenseur

$$h_{c,tot} = \frac{Q}{S_c (T_{v,c} - T_{p,c})} \quad (3.34)$$

Le matériau en verre a été initialement utilisé pour pouvoir observer si le réseau capillaire était bien saturé par l'eau. Nous l'avons également utilisé en vue d'observer l'assèchement au niveau de l'évaporateur ainsi que l'engorgement du condenseur après avoir atteint la limite capillaire.

Comme nous l'avions prévu, lors des premiers tests, la vapeur se condensait sur le verre pour des faibles densités de puissance. Ceci peut s'expliquer par le fait que le verre n'assure pas une bonne isolation thermique. En conséquence, des échanges thermiques existent entre le verre et le milieu extérieur, ce qui peut être très pénalisant pour nos mesures. De plus, la condensation modifie le fonctionnement du caloduc car le condensât reste fixé sur les parois en verre au lieu de circuler dans le réseau capillaire. Le cycle de fonctionnement du caloduc est ainsi perturbé par ce phénomène de condensation.

Afin d'isoler thermiquement le caloduc vis à vis de l'extérieur et de pouvoir continuer à observer à travers le verre, nous avons décidé de chauffer le verre. Pour réaliser cette opération, nous avons utilisé le rayonnement issu d'une lampe. Avec cette technique, nous avons réussi à éviter la condensation sur le verre mais en contrepartie, les mesures des thermocouples étaient faussées. En effet, l'utilisation d'une lampe posait problème car elle influençait directement les mesures des thermocouples. Pour faire face à ce nouveau problème, nous avons éclairé juste au centre du couvercle (Figure 3-17). Le rayonnement a été arrêté en utilisant du scotch noir. La distance entre la lampe et le verre a été soigneusement choisie, de telle manière que l'on puisse

éviter la condensation et à la fois ne pas trop chauffer pour ne pas perturber les mesures des thermocouples.

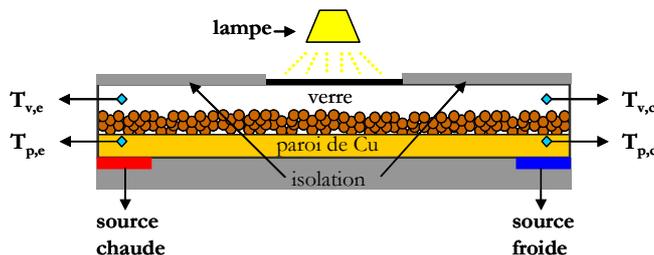


Figure 3-17 : Amélioration du prototype

Afin d'observer l'influence de l'épaisseur de la poudre et l'influence du rayon des sphères, nous avons fabriqué trois prototypes. Toutes les dimensions de ces prototypes sont identiques (Figure 3-15 (a)), excepté leurs épaisseurs et leurs rayons de poudre. Le Tableau 3-3 rappelle les différentes valeurs de ces paramètres. Le prototype 1 et le prototype 2 possèdent les mêmes épaisseurs de poudre : 0,8 mm. La poudre frittée du prototype 1 est composée de billes de rayon moyen 25 μm , tandis que celle du prototype 2 contient des billes de 45 μm . La comparaison des mesures sur ces deux prototypes nous permettra d'estimer l'influence du rayon de sphères. La comparaison des prototypes 2 et 3 nous permettra, quant à elle, d'évaluer les coefficients d'échange en fonction de l'épaisseur de la poudre (à savoir 0.8 mm pour le prototype 2 et 1.5 mm pour le prototype 3), les deux prototypes ayant le même rayon de sphères de 45 μm .

Tableau 3-3 : Epaisseur et rayon de la poudre des trois prototypes

	Prototype 1	Prototype 2	Prototype 3
Épaisseur de la poudre $H_{\text{poudre}} (mm)$	0,8	0,8	1,5
Rayon de poudre $r_{sp} (\mu m)$	25	45	45

4.2. Résultats expérimentaux

4.2.1. Remplissage optimal

Pour les trois prototypes, la procédure de test a été similaire. L'objectif des premiers tests était de déterminer la quantité d'eau optimale pour le fonctionnement des caloducs. Nous avons vu dans le chapitre précédent que le remplissage optimal est celui pour lequel le caloduc montre les meilleures performances thermiques. Ce remplissage est très difficile à déterminer.

Prenons l'exemple du prototype 1. Nous pouvons voir sur la Figure 3-19 (a) sa résistance thermique calculée par l'équation (2.19). Nous avons constaté que le remplissage optimal pour ce

prototype est 550 μl car sa résistance thermique (calculée par l'équation (2.19)) pour ce remplissage est la plus basse.

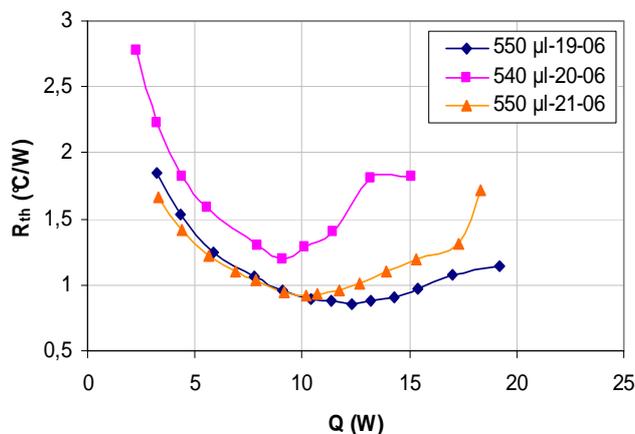


Figure 3-18 : Résistance thermique du prototype 1

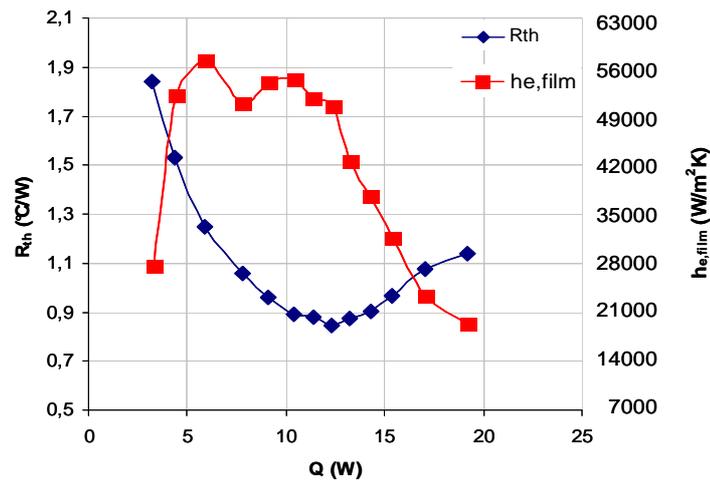
Nous avons ensuite étudié l'évolution de la résistance thermique et des coefficients d'échange de la poudre frittée en fonction de l'augmentation de la puissance transférée par le caloduc. Grâce aux parois transparentes nous avons pu vérifier que le réseau capillaire était bien saturé par l'eau. La limite capillaire a ensuite été observée. Ce phénomène se traduisait par un assèchement au niveau de l'évaporateur et par un engorgement au niveau du condenseur.

4.2.2. Résultats du prototype 1

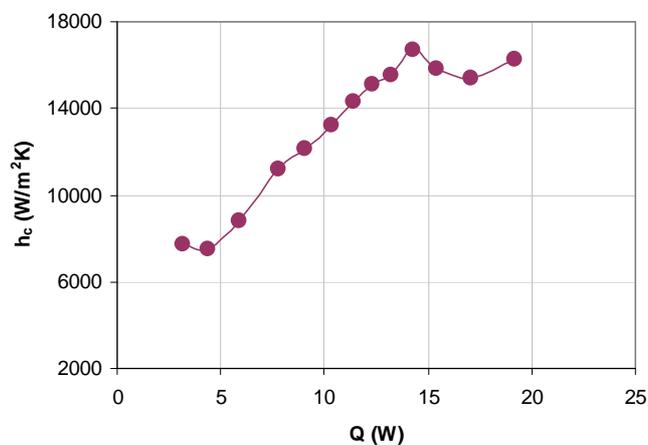
Sur la Figure 3-19 sont présentés l'évolution de la résistance thermique et des coefficients d'échanges du prototype 1 (de hauteur de la poudre $H_{poudre}=0.8\text{mm}$ et rayon de poudre $r_{sp}=25\mu\text{m}$). Nous pouvons voir que la résistance thermique mesurée diminue avec l'augmentation de la puissance du transistor. Ceci nous montre que les échanges thermiques au sein du caloduc s'améliorent. Pour des puissances supérieures à 13-14 W, la résistance thermique commence à augmenter. Ce résultat montre que la limite capillaire est atteinte. Nous observons alors que la couleur de la zone de l'évaporateur s'est légèrement éclaircie, ce qui est dû à l'assèchement dans cette zone. Le réseau capillaire n'est plus assez puissant pour ramener le liquide jusqu'à l'évaporateur. A l'autre extrémité, la zone du condenseur commence à capturer trop d'eau, ce qui submerge le réseau capillaire. Les échanges à l'évaporateur diminuent alors sensiblement.

Intéressons nous maintenant au coefficient d'échange à évaporateur $h_{e,tot}$ et au coefficient d'échange au condenseur $h_{c,tot}$ (Figure 3-19 (a) et (b)). Ces derniers augmentent avec le flux de puissance. Le coefficient à l'évaporateur atteint des valeurs de l'ordre de 57000 $\text{W/m}^2\text{K}$. Les

valeurs maximales de $h_{e,tot}$ correspondent aux valeurs minimales de la résistance thermique. Au moment où cette dernière commence à augmenter, nous observons que le coefficient à l'évaporateur commence à chuter sensiblement. Le coefficient du condenseur quant à lui continue de croître encore un peu dépassant $16000 \text{ W/m}^2\text{K}$ pour les fortes puissances. Quand la résistance thermique diminue sensiblement, le coefficient du condenseur a tendance à diminuer légèrement.



(a)



(b)

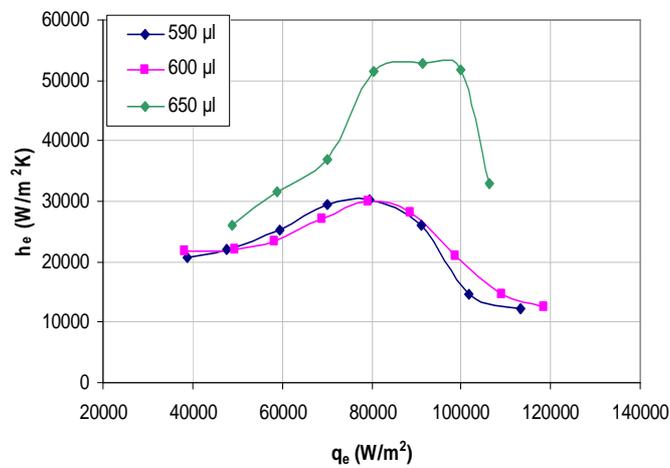
Figure 3-19 : Résultats expérimentaux du prototype 1 : (a) Résistance thermique du caloduc (limite capillaire); (b) Coefficient de transfert à l'évaporateur ;

Ces résultats nous ont montré que la résistance thermique diminue suite à l'amélioration des échanges thermiques à l'évaporateur et au condenseur. Nous avons vu sur la Figure 3-19 (a) et (b) que la limite capillaire est le résultat de la diminution de ces derniers coefficients. Cette limite est traduite par l'assèchement au niveau de l'évaporateur, car c'est le coefficient $h_{e,tot}$ qui

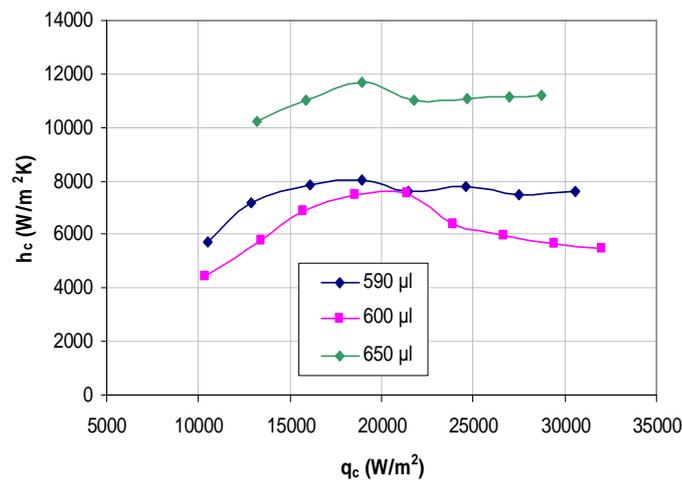
commence à diminuer le premier. Le coefficient au condenseur, quant à lui, a une tendance à diminuer également car cette zone commence à s'engorger d'eau avec l'augmentation de la puissance.

4.2.3. Résultats du prototype 2

Les résultats des tests pour le second prototype ($H_{poudre}=0.8mm$; $r_{sp}=45\mu m$) sont présentés sur la Figure 3-20. Nous pouvons voir sur la figure que le remplissage optimal est celui de 650 μl car les coefficients d'échange sont les plus élevés. La valeur maximale du coefficient d'évaporation atteint 53000 W/m^2K et celle du coefficient de condensation 11700 W/m^2K .



(a)

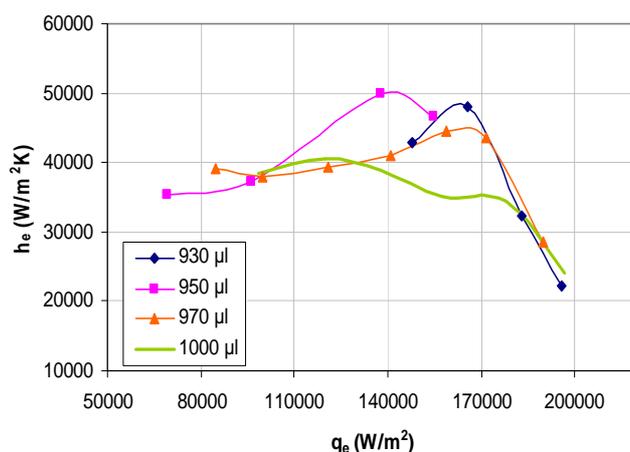


(b)

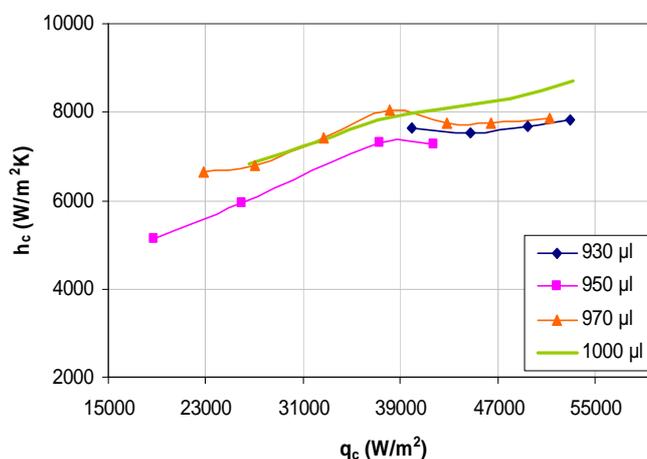
Figure 3-20 : Résultats expérimentaux du prototype 2 : (a) Coefficient de transfert au niveau de l'évaporateur ; (b) Coefficient de transfert au niveau du condenseur

4.2.4. Résultats du prototype 3

Enfin, les résultats expérimentaux du troisième prototype ($H_{poudre}=1.5mm$; $r_{sp}=45\mu m$), sont présentés sur la Figure 3-21. Sur ce dernier prototype nous avons observé des formes similaires aux deux premiers prototypes pour ce qui concerne les coefficients de transfert. Comme la poudre est plus épaisse et le rayon de poudre est plus grand, l'ordre de grandeur de ces coefficients diminue, en passant à $50000 \text{ W/m}^2\text{K}$ à l'évaporateur et à $8000 \text{ W/m}^2\text{K}$ au condenseur.



(a)



(b)

Figure 3-21 : Résultats expérimentaux du prototype 3 : (a) Coefficient de transfert au niveau de l'évaporateur ; (b) Coefficient de transfert au niveau du condenseur

Tous ces résultats expérimentaux sont synthétisés dans le Tableau 3-4. Nous pouvons constater que la variation du rayon de poudre influence très peu le coefficient d'évaporation

(d'environ 6,5%). Le coefficient de condensation lui, diminue sensiblement de 27%, lorsque le rayon des billes passe de 25 μm à 45 μm .

La variation de l'épaisseur du réseau capillaire de 0,8 mm à 1,5 mm a modifié le coefficient d'évaporation de plus de 5% et le coefficient de condensation de plus de 31,6%.

Tableau 3-4 : Synthèse des résultats expérimentaux

	Prototype 1	Prototype 2	Prototype 4
Épaisseur de la poudre $H_{\text{poudre}} (mm)$	0,8	0,8	1,5
Rayon de poudre $r_{sp} (\mu m)$	25	45	45
$h_{e,tot} (W/m^2K)$	57000	53000	50000
$h_{c,tot} (W/m^2K)$	16000	12000	8000

4.3. Comparaison avec les simulations

Avant de présenter la comparaison des résultats théoriques avec ceux obtenus par simulations, nous allons définir le niveau de remplissage du réseau capillaire. Comme nous l'avons montré sur la Figure 3-22 (a), le niveau optimal de remplissage est celui qui permet d'atteindre la mi-hauteur des billes, là où la microrégion se place sur la circonférence maximale. Dans ce cas, le flux sera maximal.

Si la bille est complètement immergée dans le liquide (Figure 3-22 (c)), les transferts thermiques seront limités. Le flux dissipé sera alors minimal, ce qui va par conséquence engendrer une forte différence de température. Nous allons donc définir un angle γ (Figure 3-22 (d)) qui nous permettra d'indiquer le niveau de remplissage. Cet angle sera minimal pour un remplissage optimal et égal à $\pi/2$ dans le cas où les billes sont couvertes de liquide.

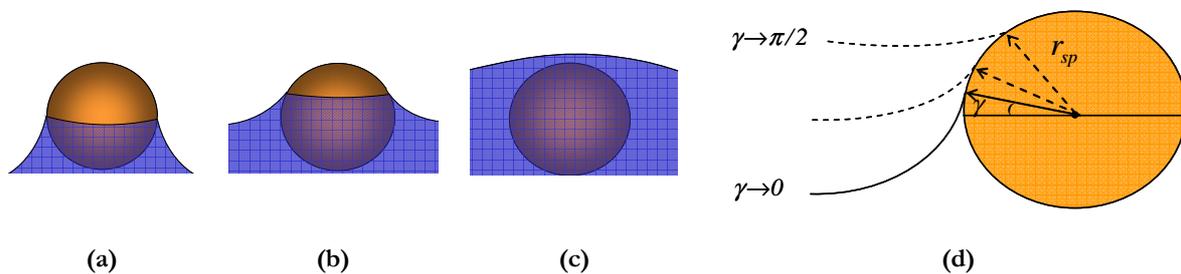


Figure 3-22 : Niveau de remplissage du réseau capillaire : (a) Niveau optimal (à la moitié de la sphère) ; (b) Niveau de remplissage moyen ; (c) Sphère émergée ; (d) Angle indiquant le niveau de remplissage du réseau capillaire

Nous ne considérons pas le cas pour lequel l'eau n'atteint pas la moitié des billes dans la dernière couche du réseau capillaire. Dans ces conditions de remplissage insuffisant, la conductivité thermique équivalente de poudre frittée ne peut pas être calculée par l'équation (1.11) et ce paramètre devient très compliqué à déterminer.

Supposons que le caloduc doit transférer 15 W. Nous allons chercher les coefficients de transfert de la poudre frittée. Dans le Tableau 3-5 nous avons présenté des résultats de simulations en imposant des conditions non favorables pour les transferts thermiques au niveau de l'évaporateur et du condenseur. Nous avons utilisé un grand angle de contact ($\theta=\pi/3$) entre le cuivre et l'eau, ainsi qu'un autre grand angle image du niveau de remplissage ($\gamma=\pi/3$). Nous avons ensuite calculé les coefficients de transfert du film mince ($h_{e, film}$ et $h_{c, film}$). Le coefficient de transfert de la poudre frittée saturée d'eau ($h_{e, poudre}=h_{c, poudre}$) est calculé en utilisant deux conductivités équivalentes : la première est proposée par Chi [CHI] (éq. 1.11) (95,64 W/mK), tandis que la seconde a été obtenue expérimentalement par Avenas [AVE] (40 W/mK). Les coefficients $h_{tot, e}$ et $h_{tot, c}$ correspondent quant à eux, aux coefficients de transfert totaux de l'évaporateur et du condenseur, calculés à l'aide des équations suivantes :

$$h_{tot, e} = \frac{h_{e, film} h_{e, poudre}}{h_{e, film} + h_{e, poudre}} \quad (3.35)$$

$$h_{tot, c} = \frac{h_{c, film} h_{c, poudre}}{h_{c, film} + h_{c, poudre}}$$

Tableau 3-5 Résultats expérimentaux et résultats des simulations pour $\theta=\pi/3$ et $\gamma=\pi/3$

Proto	$h_{e, film}$ (W/m ² K)	$h_{c, film}$ (W/m ² K)	k_{poudre} (W/mK)	h_{poudre} (W/m ² K)	$h_{e, tot}$, (W/m ² K)		$h_{c, tot}$, (W/m ² K)	
					Théor.	Expér.	Théor.	Expér.
1	165590	12006	40	50000	38404	56650	9681	16000
			95.64	119550	69427		10910	
2	94090	6823.8	40	50000	32650	53000	6004	11700
			95.64	119550	52651		6455	
3	94090	6823.8	40	26667	20778	50000	5433	8000
			95.64	63760	38006		6164	

Pour les résultats présentés dans le Tableau 3-6, seuls les angles de contact ont été modifiés : $\theta=\pi/5$ et $\gamma=\pi/15$. A première vue, nous pouvons constater que θ et γ

diminuent, les coefficients de transfert augmentent. Les transferts thermiques sont alors améliorés.

Tableau 3-6 Résultats expérimentaux et résultats des simulations pour $\theta=\pi/5$, $\gamma=\pi/15$

Proto	$h_{e, film}$ (W/m^2K)	$h_{c, film}$ (W/m^2K)	k_{poudre} (W/mK)	h_{poudre} (W/m^2K)	$h_{e, tot}$, (W/m^2K)		$h_{c, tot}$, (W/m^2K)	
					Théor.	Expér.	Théor.	Expér.
1	230060	200910	40	50000	41073	56650	40036	16000
			95.64	119550	78670		74951	
2	132390	112450	40	50000	36293	53000	34611	11700
			95.64	119550	62821		57946	
3	132390	112450	40	26667	22196	50000	21555	8000
			95.64	63760	43034		40689	

Des résultats présentés dans les deux tableaux (Tableau 3-5 et Tableau 3-6), nous pouvons remarquer que θ et γ influencent très fortement le coefficient au condenseur variant, par exemple, en simulation entre 9681.3 W/m²K et 40036 W/m²K pour le prototype 1. La valeur de ce coefficient obtenue expérimentalement est de 16000 W/m²K. Pour le coefficient d'évaporation, sa valeur simulée varie entre 38404 W/m²K et 78670 W/m²K. Ces valeurs sont à comparer avec la mesure expérimentale : 57000 W/m²K.

Les résultats de l'étude thermique nous ont permis de constater, qu'en réalité, les échanges de chaleur sont meilleurs au niveau de l'évaporateur. Les tests thermiques nous ont montré que lors de la modélisation des échanges à l'évaporateur, il faut choisir un faible angle de contact et un faible angle du niveau de remplissage. Au niveau du condenseur, au contraire, les mesures expérimentales correspondaient à des angles de contact et de remplissage proches de 90°.

Les conclusions de la modélisation thermique sont en conformité avec la modélisation hydraulique, pour laquelle nous considérons que la pression capillaire (équation 1.2) au condenseur est minimale. En effet, nous supposons que l'angle de contact dans cette région est égal à 90°. Au niveau de l'évaporateur la pression capillaire est maximale car l'angle de contact est minimal. Nous allons voir dans le chapitre suivant que cet angle de contact peut être calculé à partir du modèle hydraulique.

La conductivité thermique équivalente de la poudre a, elle-même, aussi un rôle très important. D'après notre étude expérimentale, elle se situe entre la valeur expérimentale de Avenas [AVE] (40 W/mK) et la valeur analytique de Chi [CHI] (95.64 W/mK).

Pour résumer, jusqu'à maintenant nous avons proposé des modèles d'échanges thermiques du réseau capillaire et du film liquide situé à l'interface liquide-vapeur. Les résultats expérimentaux obtenus lors des tests de prototypes nous ont montré que les échanges thermiques étaient meilleurs au niveau de l'évaporateur. Ces conditions "plus favorables" sont dues au faible angle de contact liquide/réseau capillaire. Au niveau du condenseur, les coefficients de transfert mesurés étaient presque quatre fois inférieurs à ceux à l'évaporateur. Ces valeurs expérimentales ont été confirmées par des simulations en considérant un angle de contact liquide/réseau capillaire égal à un angle droit. Par la suite, nous allons montrer comment nous pouvons coupler les modèles thermiques au modèle hydraulique, présenté dans le chapitre 2.

5. COUPLAGE THERMIQUE-HYDRAULIQUE D'UN CALODUC PLAT A Poudre FRITTEE

5.1. Problématique

Considérons un caloduc miniature de forme plate, contenant :

- une enveloppe en cuivre,
- un réseau capillaire constitué de poudre frittée,
- un espace vapeur.

Le caloduc assure le transfert de chaleur provenant d'un composant électronique (source chaude) vers un échangeur à circulation d'eau (source froide). Le chemin traversé par le flux de chaleur est représenté sur la Figure 3-23.

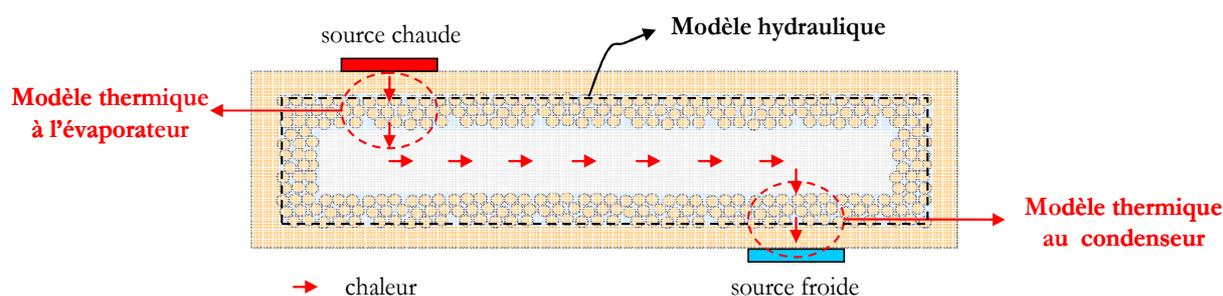


Figure 3-23 : Modèles utilisés dans les différentes sections des caloducs plats

De la source chaude, la chaleur traverse d'abord l'enveloppe du caloduc et le réseau capillaire. Le calcul des transferts thermiques dans ces deux éléments est basé sur la connaissance de la conductivité thermique du matériau de l'enveloppe et de la poudre frittée (réf. section 1). Ensuite, le flux est transféré par conduction dans le film mince du liquide jusqu'à l'interface liquide-vapeur. A ce niveau, sous l'effet du flux de chaleur, le liquide saturant le réseau capillaire

s'évapore. Pour résumer, de la source chaude jusqu'au changement de phase du fluide à l'évaporateur, les transferts de la chaleur sont décrits à l'aide du modèle thermique à l'évaporateur (réf. section 2) (Figure 3-23).

La vapeur ainsi formée s'écoule à travers la zone adiabatique pour se condenser au niveau de la source froide. Le déplacement de la vapeur est gouverné par la différence de pression entre les deux sections de changement de phase. Le condensât retourne alors vers l'évaporateur grâce aux forces capillaires de la poudre frittée. Les deux écoulements, vapeur et liquide, sont alors soumis aux lois hydrauliques. La modélisation des deux phases nous permet de déterminer leurs vitesses ainsi que leurs pertes de pression. Ces dernières, qu'elles soient liquide ou vapeur, permettent de calculer la limite capillaire du caloduc lorsque la pression capillaire maximale du réseau capillaire est connue.

Lors de la condensation, la chaleur est transmise à travers le film mince à l'interface liquide-vapeur, au réseau capillaire et à l'enveloppe du caloduc. Les échanges de chaleur à ce niveau peuvent être modélisés à l'aide du modèle thermique, présenté dans la section 3

5.2. Principe du couplage

Le principe du couplage entre le modèle hydraulique et le modèle thermique pour un caloduc à poudre métallique frittée (Figure 3-23) est illustré sur l'organigramme de la Figure 3-24. Les variables d'entrée du modèle couplé sont :

- la géométrie du caloduc,
- la puissance injectée par la source chaude (Q),
- la température (T_{sf}) et le coefficient de transfert (h_{sf}) de la source froide,
- l'angle de contact liquide/réseau capillaire au niveau du condenseur. Comme nous l'avons montré précédemment, cet angle doit être choisi égal à 90° .

Le modèle couplé commence par le modèle thermique au niveau de la source froide et du condenseur. Tout d'abord, les températures de la plaque à eau, de la paroi et du réseau capillaire au niveau du condenseur sont progressivement déterminées. Une fois cette dernière température ($T_{c,poudre}$) calculée, la procédure est poursuivie en évaluant la température de la vapeur ($T_{c,v}$) à partir du modèle du film liquide à l'interface liquide vapeur. La méthode de calcul est réalisée par l'incrément progressive de $T_{c,v}$. Ainsi, pour chaque différence de température $T_{c,v} - T_{c,poudre}$, le flux transmis par le film liquide à l'interface liquide vapeur Q_c est déterminé. La valeur obtenue est ensuite comparée au flux injecté par la source chaude Q . Si le flux au condenseur est inférieur au flux injecté par la source chaude, la température de la vapeur ($T_{c,v}$) est augmentée

jusqu'à ce que les deux flux deviennent égaux ($Q_c=Q_e$). La variable de sortie du modèle thermique du condenseur correspond à la température de saturation de la vapeur $T_{c,v}$.

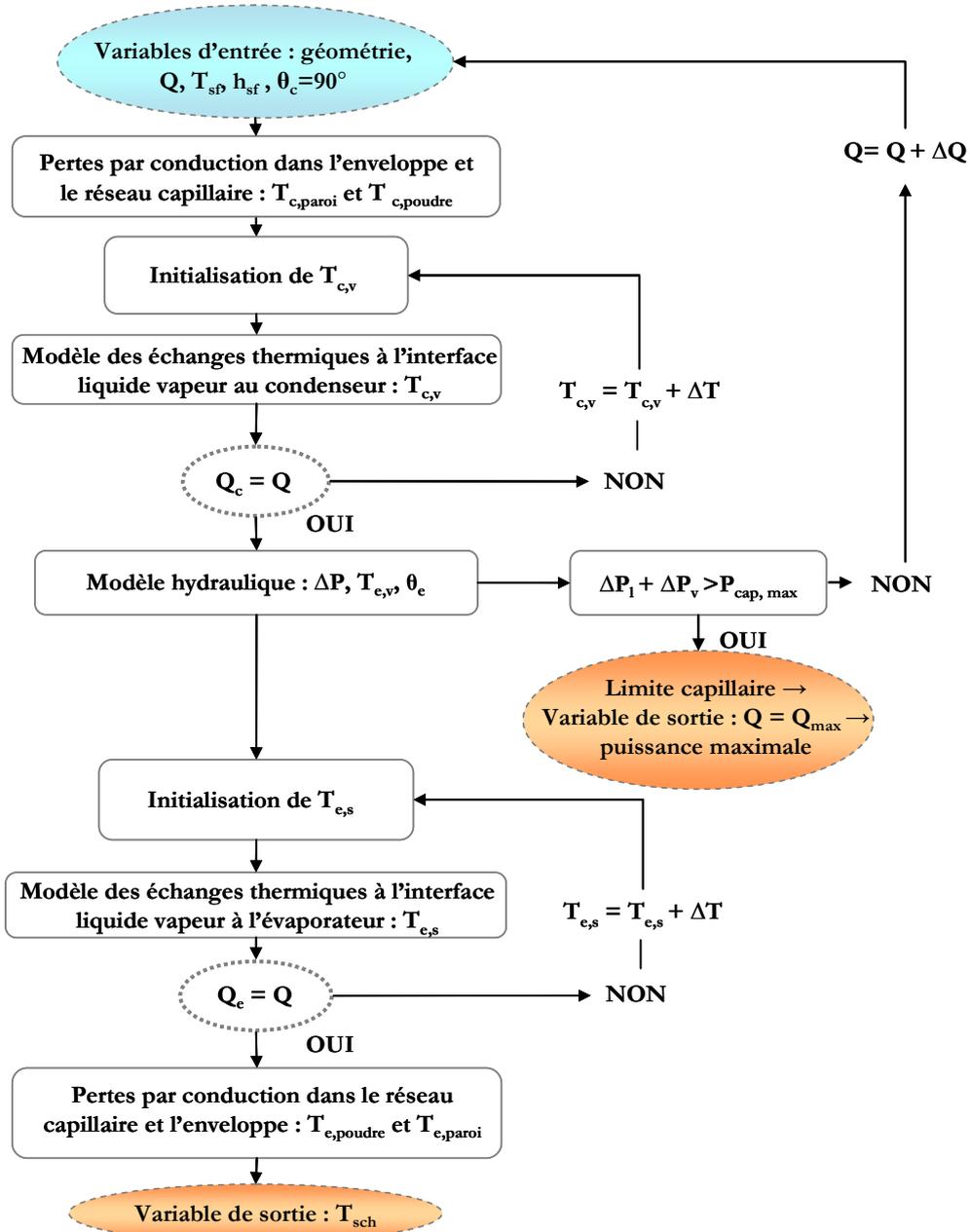


Figure 3-24 : Organigramme du modèle couplé

La température $T_{c,v}$ est ensuite utilisée pour calculer les paramètres intervenant dans le modèle hydraulique. Ce modèle nous permet de déterminer en fait quatre paramètres. Les deux premiers correspondent aux différences de pression des deux phases entre le condenseur et l'évaporateur. Les pertes de pression sont ensuite utilisées pour trouver la limite capillaire du caloduc. Cette dernière est atteinte lorsque pour une puissance donnée, la somme des pertes de

pression liquide et vapeur devient égale à la pression de pompage maximale de la poudre frittée, calculée par l'équation 1.9 (chapitre 1). D'autre part, à partir de l'évaluation des pertes de pression, nous déterminons aussi la différence entre la température de la vapeur à l'évaporateur et au condenseur (de l'équation de Clausius-Clapeyron (réf. chapitre 1, équation 1.8)). Le dernier paramètre en sortie du modèle hydraulique est l'angle d'accrochage du ménisque θ_e dans la zone de l'évaporateur.

A l'étape « modèle hydraulique » nous avons deux possibilités ; la première consiste à continuer par déterminer la température de la source chaude pour la puissance et la température de la source froide choisies à partir du modèle thermique au niveau de l'évaporateur ; la deuxième vise à déterminer la puissance maximale du caloduc. Pour trouver cette dernière, nous comparons la somme des pertes liquide et vapeur avec la puissance maximale de la poudre frittée, calculée à l'aide de l'équation (1.9) [KAM-5]. Si cette condition est vraie, la limite capillaire est atteinte et la puissance injectée correspond à la puissance maximale du caloduc (réf. chapitre 2). Si cette condition n'est pas vérifiée, nous incrémentons la puissance de la source chaude jusqu'à ce que la limite capillaire soit atteinte.

A l'étape « modèle thermique de l'évaporateur », l'angle de contact θ_e et la température $T_{e,v}$ à l'évaporateur sont injectés dans le modèle thermique du film mince situé à l'interface liquide vapeur. De manière similaire à la méthode employée pour le modèle du condenseur, nous augmentons pas à pas la température du réseau capillaire, jusqu'à ce que le flux transmis au niveau du film mince (à l'évaporateur) devienne égal au flux d'entrée : $Q_e=Q$. La température correspondante à cette égalité est, en fait, la température du réseau capillaire. Nous passons ensuite au modèle de conduction dans le réseau capillaire et dans l'enveloppe à l'évaporateur. La variable de sortie du modèle thermique à l'évaporateur est la température de la source chaude.

5.3. Modèle complet d'un prototype réel

5.3.1. Rappel du prototype

Reprenons l'exemple du caloduc, nommé prototype 1 dans la section 4.1, illustré sur la Figure 3-15. Ce prototype, de dimensions 20 mm par 100 mm, contient une seule paroi en cuivre (d'épaisseur 1 mm) et une seule couche de poudre frittée (d'épaisseur 0.8 mm et de rayon moyen de 25 μm). Le montage expérimental a déjà été détaillé dans la section 4.1 : deux sources, l'une chaude et l'autre froide, sont appliquées aux extrémités du caloduc. Quatre thermocouples permettent de mesurer les températures au niveau des deux sources et dans la vapeur, juste au

dessus de l'évaporateur et du condenseur (Figure 3-16). Nous allons, par la suite, montrer comment nous pouvons prédire ces températures à partir du modèle couplé.

5.3.2. Validation du modèle couplé

Nos premières mesures nous ont montré que les températures des deux thermocouples dans la vapeur, au niveau de l'évaporateur et au niveau du condenseur, restaient du même ordre de grandeur. Ce résultat peut être vérifié en utilisant l'équation de Clausius-Clapeyron (réf. chapitre 1, équation 1.8) ; cette dernière permet en effet de déterminer la différence entre la température de la vapeur à l'évaporateur et au condenseur à partir des pertes de pression. Ces pertes, calculées à l'aide du modèle couplé, sont négligeables (par exemple 1.33 Pa pour une puissance de 15 W). Ceci s'explique par le fait que l'espace vapeur est très haut (4 mm) ainsi n'engendre pas des pertes importantes. Ainsi, nous obtenons une différence de température égale à 0.0044°C , ce qui nous permet de conclure que la température de la vapeur est uniforme dans toutes les sections de ce caloduc.

Nous avons fixé la température de la source froide à 26°C . La température ambiante pendant les tests thermiques était 22°C . Les mesures de températures étaient relevées pour chaque puissance injectée au transistor augmentée d'un pas de l'ordre de 1 W. Les paramètres d'entrée du modèle thermo-hydraulique étaient alors la température de la source froide et la puissance de la source chaude.

Comme le montre la Figure 3-25 (a), lors de nos tests thermiques, nous avons observé une limite capillaire entre 13 W et 14 W, pour une température de vapeur saturée égale à 33.5°C . La valeur estimée à l'aide du modèle couplé est égale à 14 W pour une température de 33°C . Précédemment dans ce chapitre, nous avons montré que la résistance thermique du caloduc diminuait puisque les échanges au niveau de l'évaporateur et du condenseur s'amélioraient. Nous avons également conclu que cette amélioration dans la zone de l'évaporateur était due à la réduction de l'angle de contact entre l'eau et le réseau capillaire. Ces conclusions sont confirmées par les résultats obtenus avec le modèle thermo-hydraulique. En effet, la Figure 3-25 (b) présente la variation de l'angle de contact en fonction du flux de la source chaude. Nous pouvons voir sur cette figure pourquoi les échanges thermiques s'améliorent nettement avec le flux : l'angle de contact diminue de 80° pour un flux de 2 W, jusqu'à 20° pour une puissance maximale de 14 W.

Nous avons expliqué précédemment que les températures dans le caloduc pouvaient être prédites uniquement pour des puissances inférieures à la puissance maximale (définie par la limite capillaire). Lorsque cette limite est franchie, l'évaporateur commence à s'assécher et le modèle des échanges thermiques n'est plus valide.

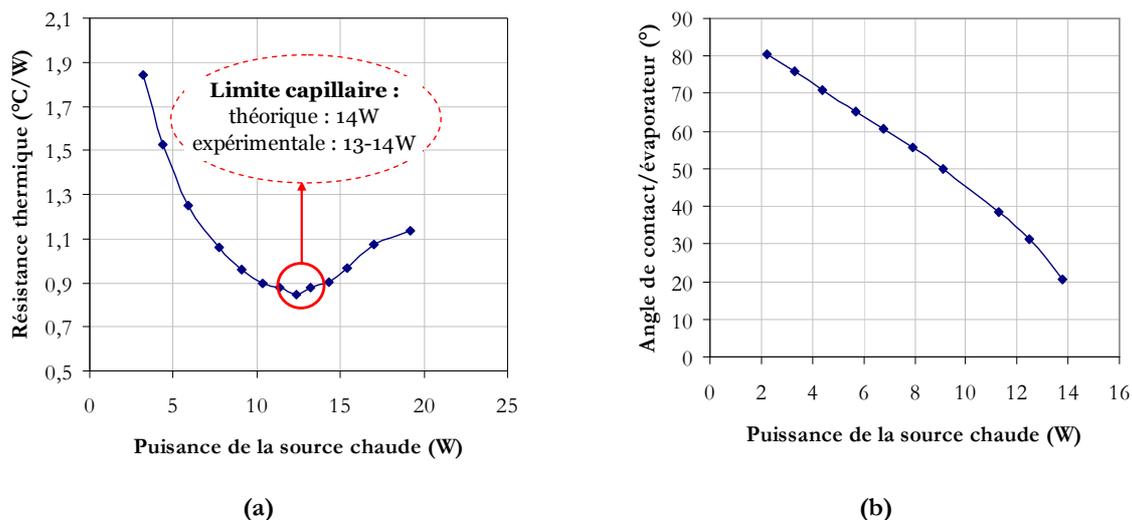


Figure 3-25 : (a) Limite capillaire du caloduc déterminée expérimentalement ; (b) Simulations de l'angle de contact en fonction du flux injecté à la source chaude ;

Sur la Figure 3-26 (a), nous avons comparé la température de la vapeur saturée, calculée à l'aide du modèle couplé, avec celle obtenue expérimentalement. Comme nous pouvons le voir, l'écart moyen entre ces deux courbes est de l'ordre de 13%. Cette température a été donc prédéterminée avec une très bonne précision. La Figure 3-26 (b) présente l'évolution de la température de la paroi du caloduc au niveau de la source chaude en fonction de la puissance de cette dernière. Cette fois la différence entre les valeurs simulées et les valeurs mesurées se chiffre à environ 3°C. Ce résultat nous montre que l'écart entre le modèle et les tests augmente au niveau de l'évaporateur (écart moyen de 20%).

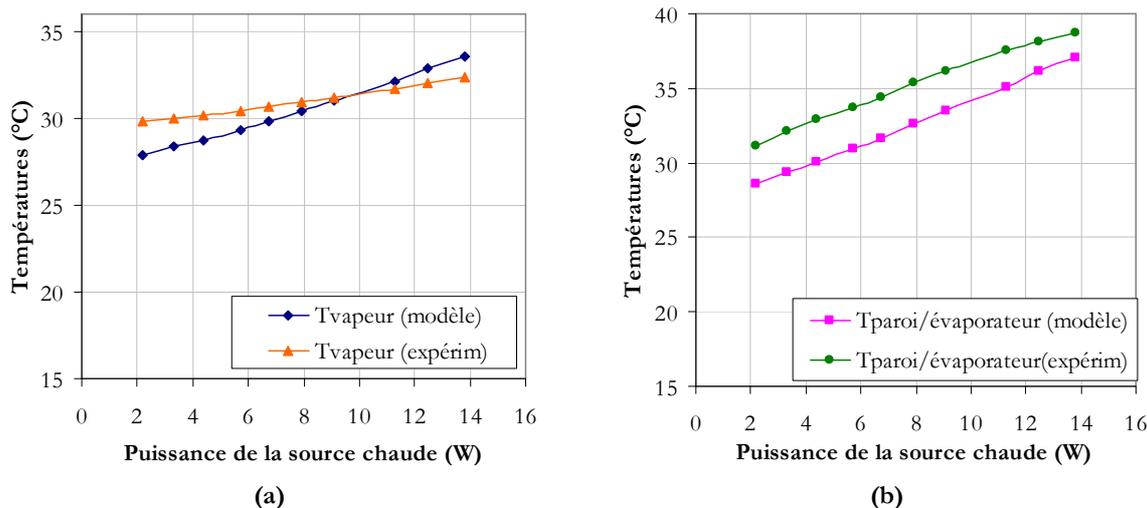


Figure 3-26 : Comparaison du modèle couplé avec les résultats expérimentaux : (a) Température de la vapeur saturée en fonction de la puissance injectée ; (b) Température de la paroi du caloduc au niveau de la source chaude en fonction de la puissance injectée ;

La première explication pour cet écart important peut être le fait que les tests thermiques de ce caloduc ont été effectués pour des températures relativement basses (de 22°C jusqu'à 40°C), pour lesquelles les erreurs de mesures des thermocouples peuvent être plus importantes. La deuxième raison pour cet écart est liée à la lampe utilisée pour éviter la condensation sur le couvercle en verre (réf. section 4.1). Comme nous l'avons dit dans la section 4.1, la distance entre la lampe et le verre a été soigneusement choisie, de telle manière que l'on puisse éviter la condensation et à la fois ne pas trop chauffer pour ne pas perturber les mesures des thermocouples. Néanmoins, il est possible que la lampe rajoute quelques watts de chaleur qui, par conséquence augmente la température globale de notre caloduc. Nous nous permettons de faire cette conclusion car nous avons pu obtenir une très bonne coïncidence entre les mesures réalisés par Avenas [AVE] et notre modèle thermo-hydraulique. Ces résultats ont été présentés dans l'article de Kamenova et coll. [KAM-4]. L'écart maximal entre la température mesurée de la source chaude et température simulée était seulement 1.3°C. La limite capillaire a , elle aussi, été prédéterminée avec une très bonne précision ; la valeur simulée est 40 W et valeur mesurée 38.1 W pour une température de du fluide saturée de 54°C.

6. CONCLUSION

Dans ce chapitre, nous avons présenté la modélisation des échanges thermiques du réseau capillaire constitué de poudre frittée. Deux modèles différents des échanges, à l'évaporateur et au condenseur, ont été établis. Le modèle de l'évaporateur nous a permis de calculer un coefficient d'échange à partir de l'épaisseur du film liquide. Il prend en compte les phénomènes de conduction dans le liquide et de changement de phase à l'interface liquide-vapeur. Notre étude théorique nous a montré l'importance de considérer la présence de la microrégion car cette dernière diminue la résistance thermique du film liquide. D'après les simulations, le coefficient de transfert, en prenant en compte la microrégion, a augmenté presque 4 fois par rapport au modèle négligeant cette région de transfert de chaleur élevé. Dans la zone du condenseur, les interactions au niveau moléculaire n'étant plus du même type, les échanges thermiques ont nécessité une approche différente, basée sur la théorie de Nusselt. L'étude paramétrique nous a permis d'estimer l'influence sur les coefficients d'échange de quelques paramètres, tels que la température de saturation du fluide, l'angle de contact, le flux imposé et le rayon de sphères.

L'étude théorique des échanges de chaleur dans la poudre frittée a été complétée par des tests thermiques. Trois prototypes ont été conçus pour estimer les coefficients d'évaporation et de condensation, ainsi que leur sensibilité par rapport à deux paramètres de la poudre frittée : son épaisseur et son rayon moyen. D'après nos résultats de tests, les échanges thermiques étaient

meilleurs au niveau de l'évaporateur. Nous avons aussi constaté qu'il faudra choisir un faible angle de contact et un faible angle du niveau de remplissage dans le modèle de l'évaporateur. Au niveau du condenseur, au contraire, ces deux angles sont proches de 90° . Les résultats expérimentaux nous ont également montré que la variation du rayon de la poudre influence très peu le coefficient d'échange à l'évaporateur. Le coefficient d'échange au condenseur lui, diminue sensiblement de presque 30%, lorsque le rayon des billes passe de $25\ \mu\text{m}$ à $45\ \mu\text{m}$. La variation de l'épaisseur du réseau capillaire de $0,8\ \text{mm}$ à $1,5\ \text{mm}$ a modifié le coefficient d'évaporation de plus de 5% et le coefficient de condensation de plus de 30%. Les paramètres du réseau capillaire, son épaisseur et son rayon moyen, influencent donc principalement sur le coefficient au condenseur.

A la fin de ce chapitre, nous avons présenté le couplage du modèle hydraulique, développé dans le chapitre 2, avec le modèle thermique. Ce modèle complet permet de prédéterminer les températures dans le caloduc et les composants électroniques à partir de la puissance dissipée par les composants et la température de la source froide. Il nous est également possible de calculer la puissance maximale imposée par la limite capillaire du dispositif. Les simulations ont ensuite été comparées aux résultats expérimentaux obtenus sur un prototype réel. Nous avons pu constater que les mesures thermiques étaient en très bonne concordance avec notre modèle thermique-hydraulique.

***CHAPITRE 4 : Considérations technologiques pour
la fabrication de caloducs fins***

1. INTRODUCTION

Dans les deux chapitres précédents, nous avons pu constater que les coefficients de transfert thermique dans un caloduc à poudre métallique frittée étaient très élevés. Malgré cet avantage, les pertes par conduction dans l'enveloppe du caloduc, dans les interfaces thermiques ainsi que dans l'isolation électrique, restent elles, très importantes et peuvent créer de fortes différences de température. Dans ce contexte, le dernier chapitre de cette thèse sera plus orienté "technologie". Nous nous intéresserons ainsi à deux aspects technologiques particuliers, tous deux reliés à ces pertes.

Nous présenterons, dans la première partie, une nouvelle technique de fabrication pour les caloducs de faible épaisseur. Un des avantages de ce type de caloduc, est que les pertes par conduction dans l'enveloppe sont minimales; le transfert de chaleur se fait alors majoritairement par changement de phase. Le second avantage des caloducs fins est qu'ils répondent aux exigences de miniaturisation des systèmes électroniques. Pour les fabriquer, la nouvelle méthode consiste à empiler des feuilles de cuivre et à les assembler sous haute température (environ 1065°C). Les différentes étapes de fabrication de prototypes, de tests, ainsi que quelques solutions technologiques seront également exposées par la suite.

Dans la deuxième partie de ce chapitre, nous étudierons les effets de l'isolation électrique sur les échanges thermiques à l'intérieur d'un caloduc. Cette partie traitera aussi l'intérêt de monter plusieurs composants électroniques sur un même caloduc métallique. Dans un tel cas, il est indispensable de disposer d'une couche d'isolation électrique sur le métal. Cette couche supplémentaire n'est pas sans effet et nous verrons qu'elle peut créer des gradients de température très importants qui peuvent masquer l'effet du caloduc.

2. TECHNOLOGIE DBC POUR LA FABRICATION DES CALODUCS FINS

2.1. Défis de fabrication des caloducs fins en cuivre

Dans les deux premiers chapitres nous avons vu, qu'en milieu industriel, les exigences de miniaturisation des modules électroniques imposent une diminution de la taille des systèmes de refroidissement. Ce sont de ces exigences, qu'émerge l'intérêt de réaliser des caloducs d'épaisseur la plus fine possible. Comme nous l'avons vu, les caloducs réalisés au sein du projet « Microcooling » avaient cette particularité dimensionnelle, puisque leur épaisseur était limitée à 1.8 mm (réf. chapitre 2). Ces caloducs étaient constitués d'une enveloppe de cuivre, d'un réseau capillaire en poudre de cuivre frittée et d'un espace vapeur. Afin d'assurer le fonctionnement

minimal du caloduc, la hauteur cumulée de l'espace vapeur et du réseau capillaire devait être au minimum de 1 mm [POP]. L'épaisseur de l'enveloppe restait alors limitée à 0.4 mm.

Ce cahier des charges initial a été confronté aux limitations des processus technologiques « classiques ». Pendant ses travaux, Popova [POP] a réalisé des substrats en cuivre, avec un caloduc usiné par fraisage. La forme de ces substrats étant très compliquée, ce processus s'est avéré assez délicat et coûteux. En plus, à cause de la faible épaisseur (0.4 mm) et de la diminution de la rigidité du cuivre (apparaissant lors du traitement sous haute température pour réaliser le frittage de la poudre de cuivre), l'enveloppe pouvait être facilement déformée. En conclusion, l'usinage d'une telle enveloppe par fraisage ne s'avérait pas être adapté à une production de masse. Ces dernières constatations nous ont poussé à chercher d'autres alternatives, mieux adaptées à la fabrication en série.

2.2. Origine de la technologie DBC (Direct Bonded Copper)

Schultz-Harder et al. [SCH] et Ivanova et al. [IVA-2] ont étudié la possibilité d'intégrer des caloducs plats dans un support pour les composants de l'électronique de puissance : la structure DBC (Direct Bonded Copper). Cette technologie est très utilisée dans les systèmes électroniques pour lesquels une tenue en tension d'isolement importante est requise. Elle permet également d'obtenir des performances thermiques intéressantes. Ainsi, le caloduc intégré dans un substrat DBC [SCH] [IVA-2], a pu évacuer 76 W/cm^2 . Le principal avantage de ce prototype est qu'il a été fabriqué en un seul processus.

Un support DBC est constitué d'une superposition de trois couches : conducteur, isolant, conducteur. Pour les applications à faibles contraintes thermiques, un empilement de type Cuivre/Alumine (Al_2O_3)/Cuivre peut être utilisé [SCH-1]. Un contrôle thermique plus rigoureux exige l'utilisation de Nitrure d'Aluminium (AlN), dont le coût est plus élevé.

La Figure 4-1 illustre un exemple d'utilisation d'un substrat DBC. Les composants de puissance sont soudés directement au substrat DBC sur la couche supérieure de cuivre. Cette dernière assure le passage du courant entre les composants électroniques [SCH-1]. La céramique, quant à elle, est soudée via la couche inférieure de cuivre sur un socle.

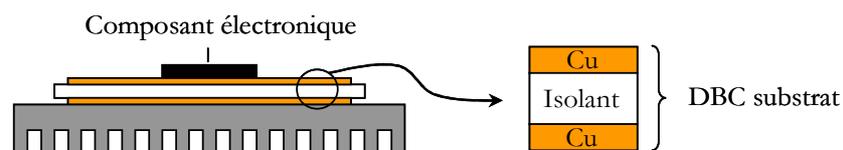


Figure 4-1 : Utilisation d'un substrat DBC dans un module de puissance

Les couches métalliques et la couche isolante sont solidarisées par une technique d'accrochage chimique établie par le procédé de liaison directe décrit sur la Figure 4-2. Ce procédé consiste à oxyder une couche de cuivre afin d'obtenir une couche superficielle d'oxyde de cuivre. Le cuivre oxydé et la céramique sont alors placés en contact et leur assemblage est réalisé sous très haute température (de 1065°C à 1085°C, la température restant inférieure à celle de la fusion du cuivre) et sous une très forte pression de serrage [SCH-1]. Une liaison entre la céramique et le cuivre oxydé est ainsi réalisée. A la fin de la procédure, le substrat est refroidi. De cette façon, le substrat DBC assure à la fois une bonne isolation électrique (>20 kV) et une bonne conductivité thermique. Cette dernière est égale à 24 W/(mK) pour l'Al₂O₃ et 100 W/(mK) pour l'AlN [IVA].

Le même procédé peut être également utilisé pour assembler plusieurs couches fines en cuivre (Figure 4-2). C'est ce type d'empilement de feuilles de cuivre que nous avons envisagé pour fabriquer une enveloppe fine pour nos caloducs. L'épaisseur des feuilles de cuivre étant variable, une combinaison de feuilles de différentes épaisseurs permet d'obtenir l'épaisseur désirée de l'enveloppe du caloduc. Cette idée nous ayant semblé intéressante et innovante, nous avons décidé de l'explorer pour fabriquer un de nos prototypes.

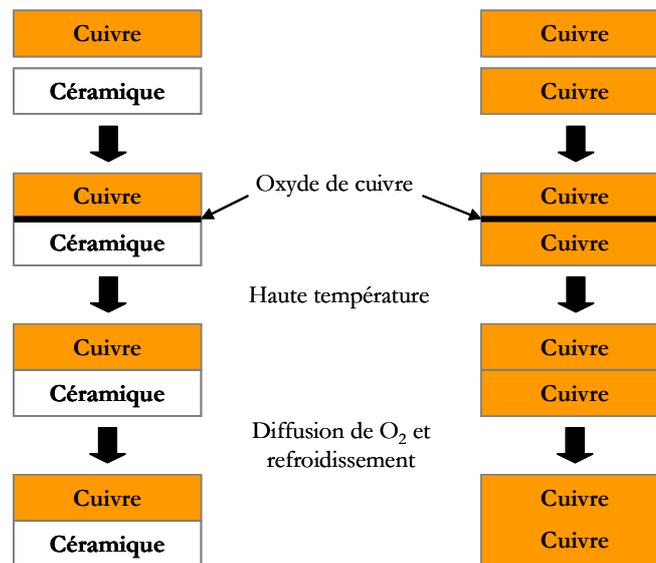


Figure 4-2 : Etapes de fabrication du DBC

2.3. Fabrication du prototype

2.3.1. Enveloppe

L'enveloppe du caloduc a été fabriquée par la société Curamik [Internet-8]. Sa forme et ses dimensions sont illustrées sur la Figure 4-3 (a) et (b). L'enveloppe est composée de deux demi-

caloducs, d'épaisseur 0.4 mm au niveau des composants, eux mêmes réalisés à l'aide de la technologie DBC introduite dans le paragraphe précédent. Au niveau des interconnexions électriques et des connections thermiques, l'épaisseur du demi-caloduc 1 (Figure 4-3 (b)) est de 7.3 mm.

La forme des demi caloducs a été préalablement découpée dans des feuilles de cuivre par une gravure chimique. Ensuite ces couches ont été empilées et assemblées sous haute température. Une photo du résultat obtenu par cet empilement est présentée sur la Figure 4-3 (c).

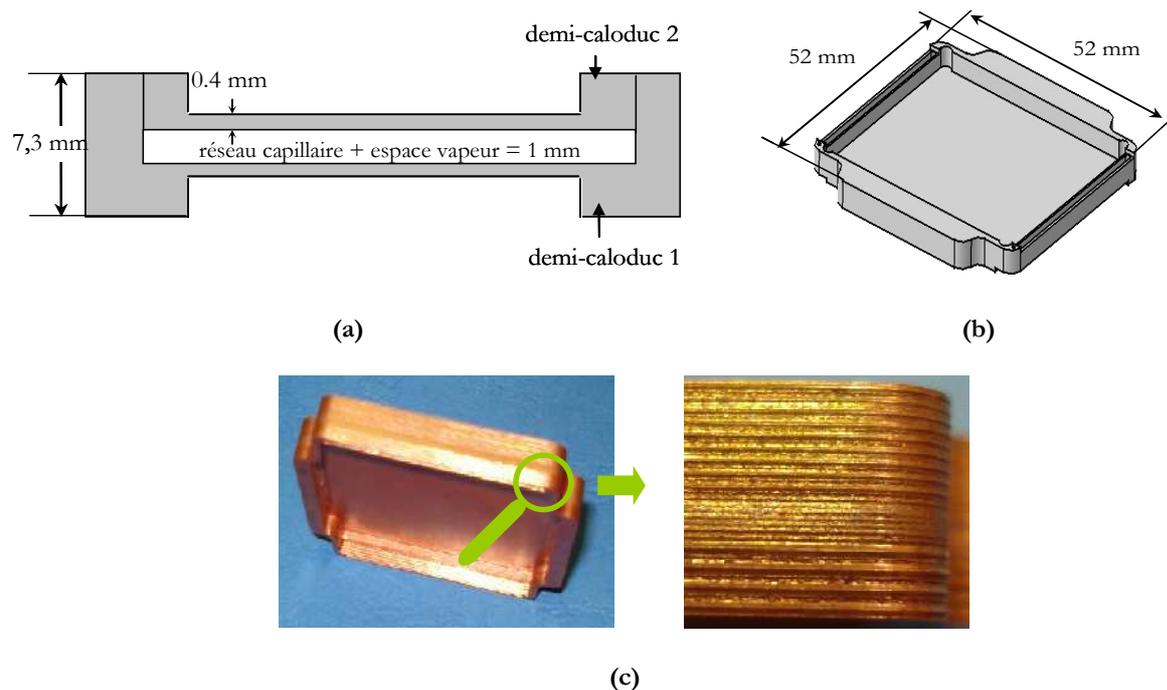


Figure 4-3 : DBC caloduc : (a) vue en coupe du caloduc ; (b) demi-caloduc 1 ; (c) photo des couches de l'enveloppe réalisées par la technologie DBC

Nous avons ensuite poursuivi la fabrication par le dépôt du réseau capillaire.

2.3.2. Réseau capillaire

Nous avons choisi de réaliser le réseau capillaire avec de la poudre de cuivre frittée. Ce type de réseau permet d'obtenir un très fort pompage capillaire, nécessaire pour distribuer le liquide vers les sources chaudes. Une étude hydraulique de ce prototype a été présentée dans le chapitre 2. Nous avons déposé une couche de poudre uniquement dans le demi caloduc 1 (Figure 4-3 (b)) pour simplifier la structure du dispositif. Comme nous l'avons déjà indiqué dans le chapitre 2, nous avons conçu le réseau capillaire afin de pouvoir comparer les résultats des tests avec notre modèle en 3D. Pour permettre à l'écoulement de circuler dans trois directions mais aussi pour

assurer le passage de la vapeur, nous avons usiné des rainures de profondeur de 0.5 mm dans la poudre de cuivre, après avoir effectué le frittage. Ces rainures servent également à renforcer mécaniquement les parois fines. La structure du réseau capillaire est schématisée sur la Figure 4-4.

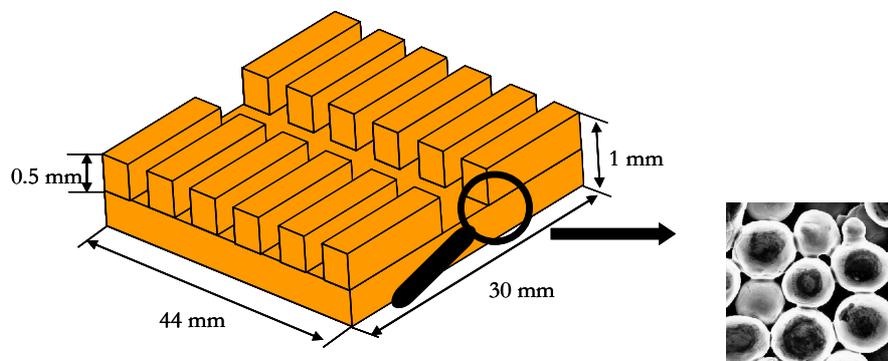


Figure 4-4 : Réseau capillaire à rainures frittées

Le diamètre de poudre que nous avons déposé est compris entre 40 et 60 μm . Les différentes expériences au laboratoire nous ont montré qu'il était très difficile d'usiner des rainures dans de la poudre frittée aussi fine (de diamètre inférieur à 90-80 μm). Le cuivre, constituant la poudre, perd sa rigidité car le frittage est effectué pendant 20 minutes sous haute température (supérieure ou égale à 1000°C). Nous avons aussi observé que la fraise avait tendance à écraser ce type de poudre, comme le montre la Figure 4-5. Les billes écrasées bouchent alors la surface du réseau capillaire et ne permettent pas au liquide de pénétrer correctement dans la poudre frittée. Même si le liquide peut pénétrer dans la poudre, le liquide ne peut plus s'évaporer ni se condenser, puisque la zone de changement de phase est presque aplatie. En résumé, cet écrasement réduit de façon notable (voire supprime) les échanges thermiques dans le réseau capillaire.

D'un autre côté, des petites billes peuvent être intéressantes pour des caloducs de faibles dimensions où l'épaisseur du réseau capillaire doit être minimisée. Dans ces cas spécifiques, il est important de pouvoir déposer plusieurs couches de billes, même si, en diminuant leur diamètre, la perméabilité du réseau capillaire diminue également.

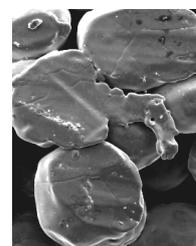


Figure 4-5 : Billes de cuivre écrasées par la fraise

Pour toutes ces raisons, nous avons décidé d'utiliser des billes de diamètre 40-60 μm . Notre mauvaise expérience avec la technique de fraisage nous a poussé à chercher une autre possibilité

pour usiner des rainures dans la poudre frittée. Nous avons ainsi décidé d'étudier un processus alternatif au fraisage : l'électroérosion.

2.3.3. Usinage des rainures dans la poudre frittée par électroérosion.

L'électroérosion est un processus d'usinage consistant à enlever de la matière d'une pièce métallique à l'aide de décharges électriques. L'électroérosion par enfonçage, s'utilise en appliquant une électrode de forme complémentaire à celle à usiner (les rainures de la Figure 4-4) qui s'enfonce progressivement dans la poudre frittée. Cette méthode a été utilisée pour creuser des rainures dans la poudre frittée de nos caloducs.

Néanmoins, l'état de surface obtenu suite à cet opération ne correspondait pas à celui désiré. Comme nous pouvons le voir sur la Figure 4-6, après l'électroérosion, les particules de la matière détruite restaient « piégées » entre les billes. Les arcs électriques avaient aussi fondu la surface extérieure des billes attaquées. L'état de surface global n'a pas pu être amélioré, même après un traitement chimique dans une forte solution acide. En conséquence, nous avons décidé d'enlever cette couche abîmée par

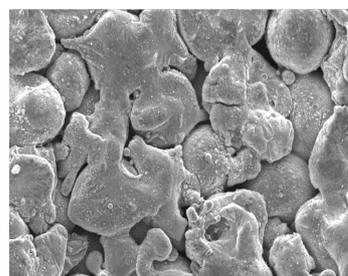
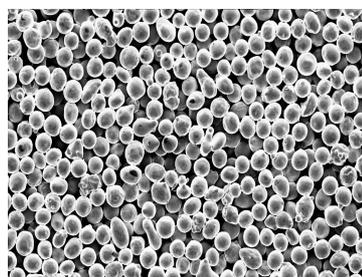


Figure 4-6 : Etat de surface après l'électroérosion

électrolyse dans une solution de Nitrate de Cuivre. Cette procédure nous a permis d'obtenir l'état de surface souhaité, comme le montre la Figure 4-7 (b). La couche contenant des particules fondues et « piégées » a été parfaitement enlevée. En même temps, cette couche étant d'épaisseur de quelques microns, ne change pas l'épaisseur et la forme du réseau capillaire.

Nous supposons que l'électrolyse peut être également appliquée après un fraisage pour enlever la couche supérieure contenant les billes écrasées. Cette solution peut s'avérer très intéressante et pourra être étudiée par la suite.



(a)



(b)

Figure 4-7 : Etat de surface de la poudre frittée : (a) Avant l'usinage ; (b) Après l'usinage

2.4. Perspectives

Nous avons expliqué que l'assemblage des couches de cuivre par la technologie DBC se fait sous une haute température d'environ 1065°C. Cette température, inférieure à la température de fusion du cuivre, permet de réaliser des liens entre les différentes feuilles de cuivre. En même temps, le frittage du réseau capillaire (constitué lui de poudre de cuivre), est également réalisé sous une température d'environ 1000°C, cette dernière pouvant varier notamment en fonction de la porosité de la poudre. Ces deux aspects nous poussent à penser que ces deux processus – l'assemblage par DBC et le frittage du réseau capillaire – peuvent être combinés au sein d'une même procédure. Cette potentialité pourra être très intéressante pour la fabrication de masse de caloducs fins à poudre frittée et elle devra donc être approfondie.

Dans cette première partie, nous nous sommes intéressés à la procédure de fabrication des caloducs fins en cuivre en utilisant la technologie DBC. Les résultats des performances thermiques et hydrauliques d'un caloduc obtenus ont d'ailleurs été présentés dans le chapitre 2. Le prototype a été capable d'évacuer 46 W/cm² pour une température de la source chaude (transistor) de 80°C. Il a aussi montré un très bon fonctionnement contre des effets de gravité.

Dans la partie suivante nous allons nous intéresser à l'influence de la couche d'isolation électrique supplémentaire, que l'on dépose sur les substrats pour isoler électriquement les composants électroniques, sur le fonctionnement global des caloducs fins.

3. INFLUENCE DE LA CERAMIQUE SUR LES TRANSFERTS THERMIQUES DANS UN CALODUC

Nous avons vu dans les chapitres 1 et 2, que la tendance actuelle en électronique était d'essayer de reporter plusieurs composants sur un même substrat. Ce dernier sert en plus à évacuer la chaleur dissipée par ces composants et doit donc posséder une conductivité thermique élevée. D'un point de vue thermique il est donc intéressant de fabriquer des substrats métalliques.

D'un autre côté, les métaux sont de très bons conducteurs électriques. Pour cette raison, si on veut utiliser un métal en tant que substrat pour plusieurs composants, on est obligé d'assurer une isolation électrique entre ces derniers. Pour répondre à cette contrainte, la solution est d'introduire une couche isolante entre le dissipateur thermique et les composants. L'inconvénient majeur causé par cet ajout est que cette couche supplémentaire augmente la résistance thermique du substrat. Dans la partie suivante, nous allons étudier les performances thermiques d'un substrat en cuivre d'épaisseur fine, possédant un caloduc intégré muni d'une couche de

céramique. L'objectif de cette étude sera de montrer quel peut être l'intérêt d'intégrer un caloduc dans un substrat à plusieurs composants si nous sommes obligés de les isoler électriquement.

3.1. Structure du prototype de test

Le prototype fabriqué pour cette étude, a également été conçu dans le cadre du projet « Microcooling » [POP]. Il est constitué par deux demi-coquilles, chacune étant munie de six plots. Afin de simplifier la fabrication, nous avons déposé un réseau capillaire uniquement dans une des demi-coquilles du caloduc. Le réseau capillaire est constitué de poudre de cuivre frittée de diamètre moyen 90 μm .

Sa structure a été choisie après de longues études et plusieurs tests de différents types de réseaux à poudre frittée pour cette application. Le savoir-faire acquis au laboratoire nous a montré qu'il faut tenir compte de plusieurs contraintes différentes. La première est liée à la capacité du caloduc d'assurer la distribution du liquide sur ses deux faces. La deuxième, quant à elle, provient de la nécessité de renforcer l'enveloppe du caloduc dont l'épaisseur est très faible. En effet, à cause de la différence de pression interne/externe, les parois du caloduc risquent de se déformer. La troisième repose sur l'assemblage des demi-caloducs. Pour cette taille et ce type de dispositif, la méthode la plus convenable pour fermer hermétiquement les deux parties du caloduc est la soudure à faisceaux d'électrons [POP]. L'avantage de cette méthode est que le cuivre fond localement, sans détruire la structure du caloduc. Néanmoins, en soudant juste sur la périphérie des demi-coquilles (points 1, 2, 3 et 4 sur la Figure 4-8), nous avons détecté des déformations très gênantes sur l'enveloppe du caloduc. Voilà pourquoi, nous avons décidé de rajouter des plots comme c'était le cas pour le dispositif présenté dans la section 1.2 du chapitre 2. Ainsi, les plots servent à augmenter les points de soudure empêchant les déformations de l'enveloppe (soudures 5, 6 et 7 sur la Figure 4-8). En plus, comme les rainures, les plots assurent la tenue mécanique de l'enveloppe fine.

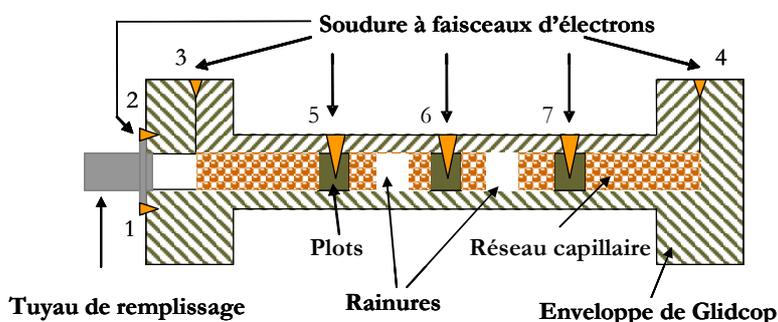


Figure 4-8 : Répartition de la soudure des demi coquilles du caloduc [POP]

Ces considérations nous ont amené à la structure de réseau capillaire illustrée sur la Figure 4-9 (a). Après avoir usiné les rainures, le réseau capillaire a été oxydé (Figure 4-9 (b)) et les deux coquilles du caloduc ont été assemblées par soudage par faisceau d'électrons. Enfin, une couche d'isolant électrique (Sil Pad de la société Bergquist (www.bergquistcompany.com)) d'épaisseur 0.38 mm et de conductivité thermique 3.5 W/mK a été déposée sur la surface du caloduc (Figure 4-9 (c)).

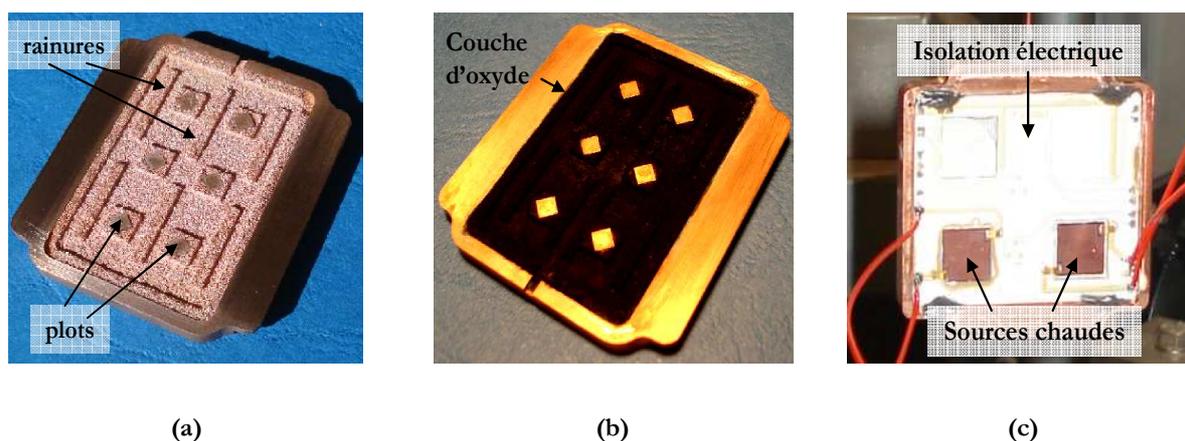


Figure 4-9 : Prototype de test : (a) Demi caloduc avec du réseau capillaire non-oxydé ; (b) Demi caloduc avec du réseau capillaire oxydé ; (c) Prototype avec la couche Sil Pad

3.2. Montage expérimental

Le montage expérimental est schématisé sur la Figure 4-10. Deux résistances en silicium (surface 1cm^2) ont été collées symétriquement sur le prototype. La première résistance est collée sur la couche de Sil Pad à l'aide d'une colle de haute conductivité thermique (29 W/mK) (Figure 4-10 (A-A)). Le flux de chaleur provenant de cette source chaude, est d'abord confronté à la résistance de l'isolateur électrique, avant de passer dans l'enveloppe du caloduc.

La deuxième résistance, quant à elle, est fixée à l'aide de la même colle dans un orifice de la couche Sil Pad directement sur l'enveloppe du caloduc (Figure 4-10 (B-B)). Cette dernière n'est donc pas perturbée par la résistance thermique de l'isolant électrique. L'objectif de ce montage est de pouvoir comparer les températures des deux résistances pour une même puissance dissipée et une même température de la source froide. Cette étude thermique nous permettra d'estimer l'influence de l'isolation électrique sur les transferts thermiques dans un substrat contenant un caloduc.

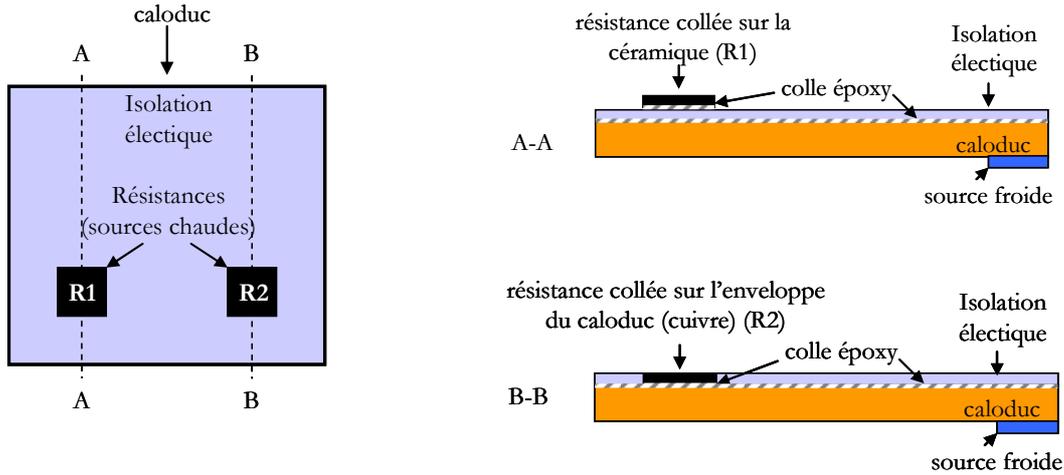


Figure 4-10 : Positionnement des résistances sur le caloduc : (A-A) Résistance collée sur la couche d'isolateur électrique; (B-B) Résistance collée sur l'enveloppe du caloduc

3.3. Résultats expérimentaux

Nous avons d'abord déterminé le remplissage d'eau optimal du caloduc, comme nous l'avons fait pour les autres caloducs, utilisés dans les chapitres 2 et 3. Le dispositif présente les meilleures performances thermiques pour un remplissage de 580 μl .

Ensuite, nous avons observé le fonctionnement du caloduc en branchant les deux résistances séparément pour une même température de la source froide (réalisée avec un échangeur à eau forcée). La Figure 4-11 représente les images issues de la caméra infrarouge. La Figure 4-11 (a) montre quant à elle, la température sur la paroi du caloduc, lorsque la résistance R1 (collée sur la couche Sil Pad), dissipe 39 W. Sur cette image, nous pouvons voir que la température de la résistance atteint 127°C. Pour la même puissance (39 W) injectée à la résistance R2 (collée sur l'enveloppe du caloduc), la température de cette résistance est de 86.5°C (Figure 4-11 (b)). En résumé, pour une puissance de 39 W, l'isolation électrique fait croître la température de la source chaude de 40.5°C. Ce résultat peut se vérifier à l'aide de l'équation (4.1), dans laquelle ΔT correspond à la différence de températures des deux sources chaudes (R1 et R2) pour une même puissance injectée (Figure 4-11) (c) :

$$\Delta T = q \left(\frac{e_{\text{SilPad}}}{k_{\text{SilPad}}} + \frac{e_{\text{colle}}}{k_{\text{colle}}} \right) \quad (4.1)$$

Dans l'équation (4.1), q correspond à la densité de flux de chaleur de la source chaude. Le paramètre e_{SilPad} est l'épaisseur de l'isolateur électrique Sil Pad égale à 380 μm et k_{SilPad} est la conductivité thermique de l'isolateur électrique égale à 3.5 W/mK. Les paramètres e_{colle} et k_{colle}

sont l'épaisseur et la conductivité thermique de la colle Epoxy. Cette dernière est égale à 29 W/mK. Quant à l'épaisseur, nous la fixons égale à 1 μm . La différence ΔT calculée par l'équation (4.1) est 42.36°C. L'écart avec la valeur mesurée (de presque 2°C) est dû aux pertes par convection naturelle dans l'air et du rayonnement.

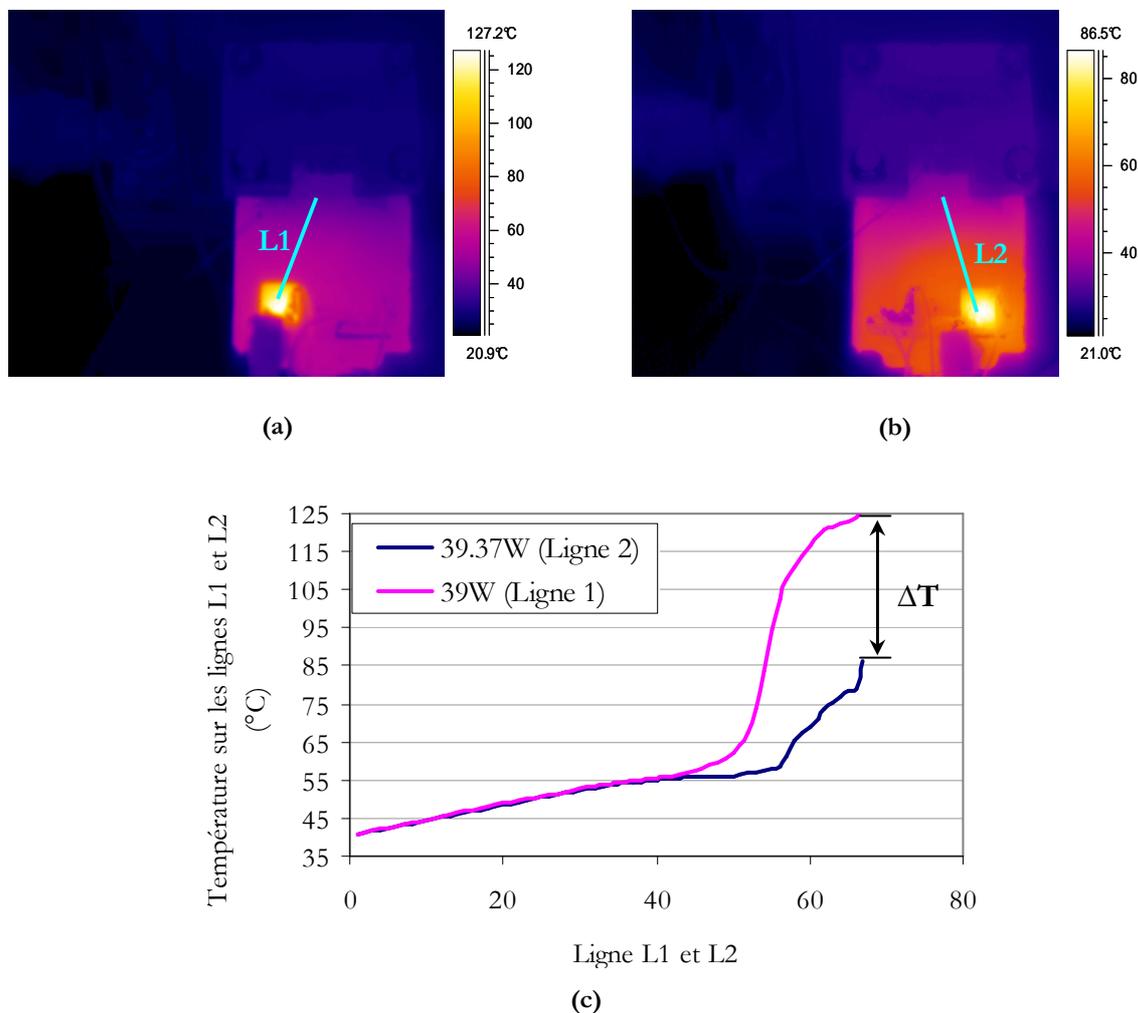


Figure 4-11 : Image infrarouge : (a) Le caloduc fonctionne avec la résistance collée sur la couche Sil Pad (39 W) ; (b) Le caloduc fonctionne avec la résistance collée sur l'enveloppe du caloduc (39.7 W) ; (c) Température sur les lignes L1 et L2

La Figure 4-12 (a) illustre l'évolution de la résistance thermique du caloduc en fonction de la puissance injectée. Nous pouvons voir que cette dernière est presque deux fois plus grande quand le flux de la source chaude traverse l'isolation électrique. Par contre, les limites hydrauliques de ce caloduc n'ont pas pu être atteintes. En effet, comme nous pouvons le voir sur le graphique de la Figure 4-12 (a), le phénomène d'assèchement n'est pas atteint, puisque la résistance thermique continue à diminuer jusqu'à une puissance injectée de 78 W.

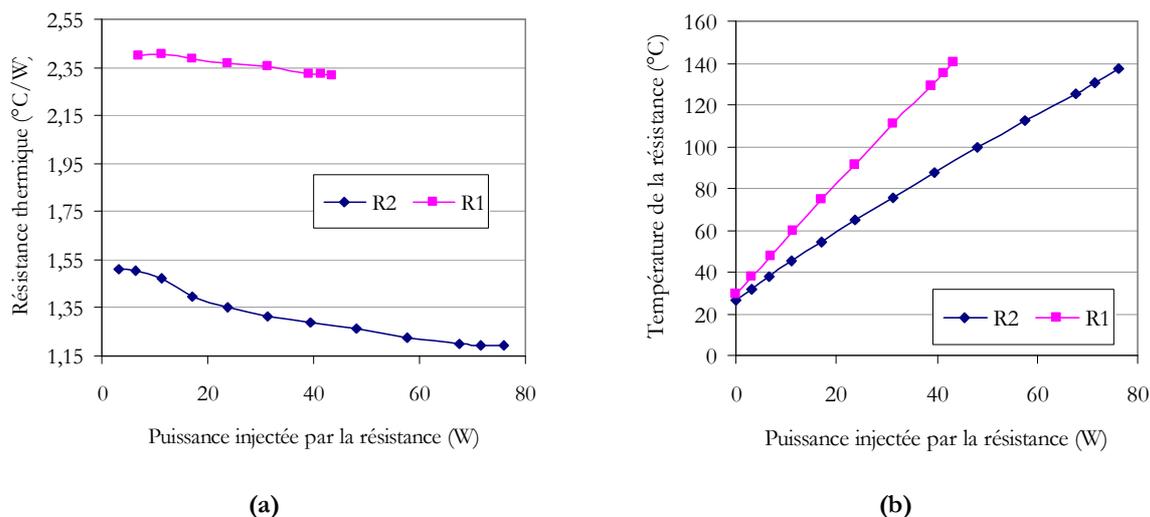


Figure 4-12 : Mesures des thermocouples : (a) Résistance thermique du caloduc ; (b) Températures des résistances

La Figure 4-12 (b) présente l'évolution des températures des deux sources chaudes mesurées avec des thermocouples, en fonction de la puissance injectée. Nous pouvons voir que, à titre de comparaison, la source chaude sur l'enveloppe du caloduc atteint 140 $^{\circ}\text{C}$ pour une puissance de 78 W, tandis que l'autre (collée sur l'isolation électrique) atteint cette température pour seulement 43 W. Enfin, nous avons vérifié que le caloduc fonctionnait car, en ouvrant le dispositif (réf. chapitre 2), la température des sources chaudes a augmenté de 12 $^{\circ}\text{C}$ pour une puissance de 40 W.

Les tests thermiques nous ont permis de conclure que la couche supplémentaire d'isolation électrique est très pénalisante pour les transferts thermiques. Sa résistance thermique crée des chutes de température importantes, que le transfert de chaleur par changement de phase est incapable de compenser.

4. CONCLUSION

Dans ce chapitre nous avons présenté quelques idées technologiques pour la fabrication des caloducs fins. La première consiste en la fabrication d'enveloppes de caloducs fins en cuivre, à l'aide de la technologie DBC. Nous avons vu que cette méthode permettait de remplacer le fraisage, ce dernier pouvant s'avérer très délicat et coûteux. D'autre part, nous avons vu que le fraisage ne pouvait pas être utilisé pour usiner des rainures dans de la poudre frittée. En effet, la fraise écrase les billes de cuivre, ramollies à cause de la haute température de frittage. Nous avons vu que les rainures pouvaient quant à elles, améliorer les performances du caloduc car elles assurent à la fois la circulation dans les trois directions du liquide ainsi qu'un support mécanique

des parois fines du caloduc. Toutes ces considérations nous ont fait envisagé un processus alternatif, l'électroérosion.

La deuxième partie de ce chapitre a été consacrée à l'étude thermique d'un caloduc plat en cuivre, contenant une couche supplémentaire pour isoler électriquement les composants entre eux. Cette dernière est indispensable dans le cas où plusieurs composants seraient montés sur un même substrat métallique. Nous avons constaté que cette couche isolante était très pénalisante pour les transferts thermiques. En effet, la résistance thermique du caloduc est deux fois plus forte quand la source chaude est montée sur l'isolation électrique par rapport à celle collée sur l'enveloppe du dispositif.

Conclusion et perspectives

Le besoin croissant de systèmes de refroidissement adaptés et performants est la conséquence logique de l'augmentation des puissances dissipées associées à une compacité de plus en plus accrue des systèmes électroniques. Les densités de chaleur mises en jeu à l'heure actuelle peuvent facilement atteindre quelques centaines de W/cm^2 . L'étude thermique de ces dispositifs devient alors primordiale lors de la conception de l'architecture des composants et des cartes électroniques.

Au début de ce mémoire, nous avons vu que les techniques passives de transport de chaleur pouvaient être très intéressantes dans des applications spécifiques lorsque les critères de poids, de nuisances sonores, de consommation d'énergie ou encore d'encombrement sont essentiels. Une de ces techniques est représentée par les composants appelés caloducs. Grâce au changement de phase d'un fluide caloporteur, les caloducs sont capables d'améliorer la conductivité thermique des radiateurs et des substrats dans des modules multipuces. En particulier, les caloducs miniatures plats, ainsi qu'une classification complète selon leur structure, ont été présentés dans cette thèse. Nous avons vu qu'une modélisation mathématique adéquate apporte des avantages importants sur les aspects de dimensionnement et de choix des constituants du caloduc. C'est pour cela que nous avons terminé ce premier chapitre par un état de l'art sur la modélisation des caloducs, qui englobe deux groupes de modèles : les modèles hydrauliques et les modèles centrés sur les transferts thermiques.

Dans ce cadre, nous avons poursuivi ce mémoire avec un chapitre consacré à la modélisation hydraulique des caloducs plats à poudre frittée, utilisés comme fonctions thermiques dans un packaging électronique 3D. Nous avons établi un modèle hydraulique des écoulements vapeur et liquide dans ces dispositifs permettant de prédire la puissance maximale dissipable par le caloduc. Cette puissance est représentative d'une limite qui apparaît lorsque les forces de pompage du réseau capillaire ne sont plus suffisantes pour ramener le liquide à l'évaporateur. Il en résulte alors un assèchement qui entraîne une forte dégradation des performances thermiques du caloduc. Nous nous sommes intéressés à l'étude hydraulique et expérimentale de deux prototypes réels, le premier, nécessitant une modélisation des écoulements en 2D et le deuxième une approche en 3D. La partie expérimentale nous a permis d'identifier l'effet caloduc des dispositifs testés et d'évaluer leurs performances thermiques et hydrauliques. Nous avons ainsi montré que les caloducs étaient capables de diminuer la température du composant chauffant de plusieurs dizaines de degrés. Les tests nous ont permis de valider nos

modèles hydrauliques puisque la limite hydraulique mesurée et celle calculée étaient très proches. La différence n'était, en effet, que quelques pourcents.

Le troisième chapitre a été centré sur la modélisation des échanges thermiques dans un réseau capillaire constitué de poudre frittée. Deux modèles différents des échanges, à l'évaporateur et au condenseur, ont été établis. Ces modèles considèrent les échanges thermiques au niveau du film liquide situé à l'interface liquide-vapeur. Nous avons ainsi constaté qu'il était très important de prendre en compte les phénomènes physiques dans la zone à courbure variable de ce film. De plus, notre modèle thermique nous a permis d'estimer l'influence de quelques paramètres, tels que la température de saturation du fluide, l'angle de contact, le flux imposé et le rayon de poudre sur les coefficients d'échange. L'étude théorique a été elle aussi validée par des tests thermiques. Trois prototypes ont ainsi été conçus dans le seul but d'estimer les coefficients d'évaporation et de condensation, ainsi que leurs sensibilités par rapport à deux paramètres de la poudre frittée : l'épaisseur et le rayon moyen des billes. D'après les résultats de nos tests, les échanges thermiques dans les caloducs à poudre frittée sont meilleurs au niveau de l'évaporateur. Nous avons aussi pu constater que l'angle de mouillage était beaucoup plus faible dans la zone d'évaporation, alors qu'il tend vers un angle droit au niveau du condenseur. Toujours d'après nos tests, la variation du rayon de la poudre influence très peu le coefficient d'échange à l'évaporateur. Le coefficient d'échange au condenseur quant à lui, diminue sensiblement, de presque 30%, lorsque le rayon des billes est réduit de moitié. La variation de l'épaisseur du réseau capillaire (de 0,8 mm à 1,5 mm) modifie le coefficient d'évaporation d'environ 5% et le coefficient de condensation de plus de 30%. D'après notre étude expérimentale, ce sont ces paramètres (épaisseur et rayon de sphères du réseau capillaire) du réseau capillaire qui influencent principalement le coefficient d'échange au condenseur.

La fin de ce troisième chapitre a été consacrée au couplage des deux modèles introduits précédemment (hydraulique et thermique). Ce couplage repose sur un dialogue entre ces deux modèles. Le but est de prédéterminer les températures dans le caloduc et dans les composants électroniques ainsi que la limite capillaire du dispositif complet, à partir de la puissance dissipée par les composants et la température de la source froide. Enfin, les simulations ont été comparées à des résultats expérimentaux obtenus sur un prototype réel. Nous avons ainsi pu constater que les mesures thermiques étaient en très bonne concordance avec notre modèle couplé thermique-hydraulique.

Dans le dernier chapitre nous avons présenté quelques idées technologiques pour la fabrication des caloducs fins. La première idée novatrice consiste en la fabrication d'enveloppes de caloducs fins en cuivre, à l'aide de la technologie DBC permettant de remplacer

avantageusement l'étape de fraisage. La deuxième partie de ce chapitre a été consacrée à l'étude thermique d'un caloduc plat en cuivre, contenant une couche supplémentaire d'isolant électrique. Le but de cette couche est d'isoler électriquement plusieurs composants entre eux. Elle s'avère indispensable dans le cas où plusieurs composants seraient montés sur un même substrat métallique. La conclusion de cette étude est que cette couche isolante s'avère être très pénalisante pour les transferts thermiques. En effet, la résistance thermique effective du caloduc se voit être multipliée par deux avec l'ajout de cette couche supplémentaire.

Les travaux menés dans cette thèse ont montré tout l'intérêt de modéliser les caloducs en tant que "systèmes thermodynamiques". Plusieurs axes liés à la modélisation restent cependant à explorer. Cette thèse était orientée plutôt vers les caloducs miniatures fins de faible ou de moyenne puissance à évacuer. Nous avons fait les hypothèses que dans ces dispositifs, les effets de cisaillement entre l'écoulement vapeur et l'écoulement liquide, ainsi que les pertes dynamiques de vapeur n'étaient pas des phénomènes importants en comparaison avec les pertes visqueuses. Nous avons donc négligé ces effets qui pourront par contre influencer considérablement les limites de fonctionnement des caloducs à plus hautes puissances.

D'un point de vue technologique, nous avons vu que de la fabrication de caloducs fins par la technologie DBC pouvait être combinée au frittage de la poudre en cuivre. En effet, ces deux processus sont réalisés sous des températures quasi-similaires. Cette idée de combinaison peut s'avérer très intéressante dans le cadre de fabrication de masse des caloducs fins.

Bibliographie

- [ALEX] **Alexander E. G. Jr.**, “Structure property relationships in heat pipe wicking materials”, 1972.
- [ANG] **Angelov G., Tzanova S., Avenas Y., Ivanova M., Takov T., Schaeffer Ch., Kamenova L.**, Modeling of heat spreaders for cooling power and mobile electronic devices, 36 IEEE Power Electronics Specialists Conference (PESC 05), Recife, Brasil, July 12-16, 2005.
- [AVE] **Avenas Y.**, “Etude et réalisation de caloducs plats miniatures pour l’intégration en électronique de puissance“, Thèse de doctorat de l’INPG, décembre 2002.
- [AVE-1] **Avenas A., Ivanova M., Popova N., Schaeffer C., Schanen J-L.**, “Thermal analysis of thermal spreaders used in power electronics cooling”, IEEE Industry Applications Conference, 13-18 october 2002, Pittsburgh, Pennsylvania, USA
- [BEN] **Benson D. A.**, “Heat pipe with improved wick structure”, Sandia Corporation, US Patent, n° 6 056 044, 2000.
- [BOU] **Boukhanouf R., Haddad A., North M. T., Buffone C.**, “Experimental investigation of a flat plate heat pipe performance using IR thermal imaging camera”, Applied Thermal Engineering 26 (2006) 2148–2156.
- [BRI] **Bricard A., Chaudourne S.**, “Caloducs”, Techniques de l’Ingénieur, traité Génie énergétique.
- [CAR] **Carey V. P.**, “Liquid-vapor phase change phenomena”, Taylor & Francis, 1992.
- [CHI] **Chi S.W.**, “Heat pipe theory and practice”, McGraw-Hill, 1976.
- [COQ] **Coquard T.**, “Transferts couplés de masse et de chaleur dans un élément d’évaporateur capillaire”, Thèse de doctorat de l’INPT, décembre 2006.
- [COT] **Cotter T.P.**, “Principles and Prospects of Micro Heat Pipes”, Proc. 5th International Heat Pipe Conf., Tsukuba, Japan, pp 328-335, 1984.
- [DER] **Derjaguin, B. V., Zorin, Z. M.**, “Optical study of the adsorption and surface condensation of vapours in the vicinity of saturation on smooth surface”, proceeding 2nd Int. Conf. Surface Activity (1957), Vol. 2, pp. 145-152, Butterwoods, London.
- [DUN] **Dunn P. D., Reay D.A.**, “Heat pipes”, Pergamon, 1994.
- [ELL] **Ellsworth M.**, “Chip power density and module cooling technology projections for the current decade”, IBM Corporation.
- [FAG] **Faghri A.**, “Heat pipe science and technology”, Taylor and Francis, 1995.

- [GAR] **Garimella S. V.**, “On-chip thermal management with microchannel heat sinks and integrated micropumps”, proceedings of IEEE (2006).
- [GIL] **Gillot C.**, “Etude et réalisation d’une fonction interrupteur en technologie hybride à haute intégration”, Thèse de doctorat de l’INPG, septembre 2000
- [GRETH] Correspondance interne avec “GRETh” (www.greth.fr)
- [HAL] **Hallinan, K. P., Chebaro, H. C., Kim S. J., Chang, W. S.**, “Evaporation from an extended meniscus for nonisothermal interfacial conditions”, J. of Thermophysics and Heat Transfer 8 (1994), 709-716.
- [HAN] **Hanlon M. A., Ma H. B.**, “Evaporation heat transfer in sintered porous media”, Transactions of the ASME, 644/Vol. 125, august 2003.
- [HOL] **Holm, F. W., Goplen, S. P.**, “Heat transfer in the meniscus thin film transition region”, ASME J. of Heat Transfer (1979) 101, 543-547.
- [HUA] **Huang X. Y., Liu C.Y.**, “The pressure and velocity fields in the wick structure of a localized heated flat plate heat pipe”, Int. J. Heat Mass Transfer 39 (6) (1996) 1325–1330.
- [IVA] **Ivanova M.**, “Conception et réalisation de fonctions thermiques intégrées dans le substrat de composants électroniques de puissance. Apport de la gestion des flux thermiques par des mini et micro caloducs”, Thèse de doctorat de l’INPG, septembre 2005.
- [IVA-1] **Ivanova M., Avenas Y., Schaeffer Ch., Gillot C., Bricard A.**, “Apport de la microthermie pour le refroidissement des systèmes”, Journal sur l’enseignement des sciences et technologies de l’information et des systèmes, Volume 2, Hors-Série 2, 10 (2003).
- [IVA-2] **Ivanova M., Avenas Y., Schaeffer Ch., Dezord J., Schulz-Harder J.**, “Heat pipe integrated in direct bonded copper (DBC) technology for the cooling of power electronics packaging”, IEEE Transactions on Power Electronics, Nov. 2006, Volume 21, Issue 6, Pages 1541-1547.
- [JEF] **Jeffrey Kirshberg**, “Cooling effect of a MEMs based micro capillary pumped loop for chip-level temperature control”, ASME 2000 International Mechanical Engineering Congress and Exposition (Nov. 5-10, 2000) pp. 1-8.
- [JIN] **Jin-Cherng**, Unated States Patent, No 6,901,994 B1, 7 juin 2005.
- [JON] **Jones W. K.**, “Micro heat pipes in low temperature cofire ceramic (LTCC) substrates”, IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies, vol. 26, No. 1, march 2003.
- [KAM-1] **Kamenova L., Angelov G., Tzanova S.**, A cataloguing of heat pipe wick types for microsystems cooling, 5-th Electronic Circuits and Systems Conference ECS’05, Bratislava, Slovakia, Sept. 08-09 2005.

- [KAM-2] **Kamenova L., Popova N., Avenas Y., Tzanova S., Schaeffer Chr.**, 2D numerical modelling of the thermal and hydraulic performances of very thin sintered copper micro heat pipe, 37 IEEE Power Electronics Specialists Conference (PESC 06), June 18-22 2006, Jeju, Korea.
- [KAM-3] **Kamenova L., Avenas Y., Popova N., Tzanova S., Schaeffer Chr.**, “Conception and test of flat heat pipe for 3D packaging cooling”, IEEE International Symposium on Industrial Electronics, June 4-7 2007, Caixanova-Vigo, Spain
- [KAM-4] **Kamenova L., Avenas Y., Tzanova S., Schaeffer Chr.**, “Thermo-hydraulic modeling and experiments of miniature flat heat pipe with sintered powder wick”, 5TH International conference inverse problems: identification, design and control, May 10- 17, 2007, Moscow, Russia
- [KAM-5] **Kamenova L., Avenas Y., Tzanova S., Schaeffer Chr.**, “Evaluation of the thermal and hydraulic performances of a very thin sintered copper flat heat pipe for 3D microsystem packages”, IEEE conference Design, Test, Integration and Packaging on MEMS/MOEMS, Stressa, Italy, April 2007
- [KAN] **Khandekar S.**, “Thermo-hydrodynamics of closed loop pulsating heat pipes”, Thèse de doctorat de l’Université de Studegard, juillet 2004.
- [KOI] **Koito Y., Imura H., Mochizuki M., Saito Y., Torii Sh.**, “Numerical analysis and experimental verification on thermal fluid phenomena in a vapor chamber”, Applied Thermal Engineering 26 (2006) 1669–1676.
- [KRU] **Khrustalev D., Faghri A.**, “Heat transfer during evaporation on capillary-grooved structures of heat pipes”, J. Heat Transfer, Aug. 1995, vol. 117, pp. 740-747.
- [LALL] **Lallemand M.**, “Les microcaloducs. Les diffuseurs thermiques diphasiques”, Congrès français de thermique, SFT, 3-6 juin 2003.
- [LAU] **Launay S.**, “Performances thermiques de microcaloducs usinés dans du silicium. Modélisation et étude expérimentale”, Thèse de doctorat de l’INSA Lyon, janvier 2002.
- [LEFF] **[LEF] Lefevre F., Lallemand M.**, “Coupled thermal and hydrodynamic models of flat micro heat pipes for the cooling of multiple electronic components”, Int. J. Heat Mass Transfer, 2006, vol. 49, no7-8, pp. 1375-1383.
- [MAP] **Ma, H. B., Peterson, G. P., Pratt, D. M.**, “Disjoining pressure effect on the wetting characteristics in a capillary tube”, Microscale Thermophysical Engineering (1998) 2, 283- 297.
- [MAR] **Martynov G. A.**, “Structural component of disjoining pressure”, Colloid Journal, 2000, vol. 62, n°3, pp 348-354.
- [MEC] **Landau L., Lifchitz E.**, “Mécanique des fluides”, éditions MIR, Moscou 1971.
- [MEY] **Meysenc L.**, “Etude des micro-echangeurs intégrés pour le refroidissement des

semiconducteurs de puissance”, Thèse de doctorat de l’INPG, février 1998.

- [PAN] **Pandraud G.**, “Etude expérimentale et théorique de microcaloducs en technologie silicium”, Thèse de doctorat de l’INSA Lyon.
- [PAR] **Park K., Noh K.J., Lee K.S.**, “Transport phenomena in the thin-film region of a micro-channel”, *Int. J. Heat and Mass Transfer* (2003) 46, 2381-2388.
- [PAT] **Patankar V.P.**, “Numerical heat transfer and fluid flow”, Taylor & Francis, USA, 1980.
- [PET] **Peterson, G. P.**, “An introduction to heat pipes”, John Wiley & Sons, Inc., 1994.
- [PET-2] **Peterson, G. P., Fletcher L. S.**, “Effective Thermal Conductivity of Sintered Heat Pipe Wicks”, 1987.
- [PIE] **Pietsch C., Hauser J.**, “Development and testing of a high performance quadro-groove heat pipe”, SAE technical paper series N°911481, 1991.
- [POP] **Popova N.**, “Intégration de caloducs plats pour le refroidissement des packaging tridimensionnels”, Thèse de doctorat de l’INPG, octobre 2006.
- [QIN] **Qin W., Liu C.**, “Liquid flow in the anisotropic wick structure of a flat plate heat pipe under block-heating conditions”, *Applied Thermal Engineering* Vol. 17, No. 4, pp. 339-349, 1997.
- [QUM] **Qu, W., Ma, T.**, “Effects of the polarity of working fluids on vapor-liquid flow and heat transfer characteristics in a capillary”, *Microscale Thermophysical Engineering* 6 (2002), 175-190.
- [RIC] **Richter A., Plettner A., Hofmann K. A., Sandmaier H.**, “Micromachined electrohydrodynamic (EHD) pump”, *Sens.Actuators A, Phys.*, vol. 29, pp. 159–168, 2001.
- [ROS] **Rosenfeld J. H., North M. T.**, “Porous media heat exchangers for cooling of high-power optical components”, Thermacore, Inc.
- [SAR] **Al-Sarawi S. F., Abbott D.**, “3D VLSI Packaging Technology”, The Centre for High Performance Integrated Technologies and Systems (CHiPTec), Australia.
- [SCH] **Schulz-Harder J., Dezord J., Schaeffer Ch., Avenas Y., Puig O., Rogg. A.**, “DBC (Directed Bonded Copper) substrate with integrated flat heat pipe”, EMPC 2005, June 12-15, Brugge, Belgium.
- [SCHA] **Schrage, R. W.**, “A theoretical study of interphase mass transfer”, Columbia University Press, New York (1953).
- [SCHN] **Schneider G. E., Devos R.**, “Nondimensional analysis for the heat transport capability of axially-grooved heat pipes including liquid/vapor interaction”, AIAA 18th aerospace sciences meeting, Pasadena, California, USA, January 14-16, 1980.

- [SER] **Serin V.**, “Etude expérimentale et modélisation d’une micro-boucle diphasique à pompage capillaire”, Rapport DEA, Laboratoire d’Energétique, Toulouse.
- [SOB] **Sobhan C. B., Vadakkan U, Garimella S.**, “A computational model for the transient analysis of flat plate heat pipes”, Procs. Inter Society Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems - ITHERM 2000, Las Vegas, Nevada, May 23-26, pp. 106-113, 2000.
- [SOU] **Christopher A. S.**, “Heat Pipe Reliability in High-Power Applications”, Power Electronics Technology, august 2004.
- [STE] **Stephan, P. C., Busse, C. A.**, “Analysis of the heat transfer coefficient of grooved heat pipe evaporator walls”, Int. J. Heat and Mass Transfer 35 (1992), 383-391.
- [SUH] **Suh J. S., Greif R., Grigoropoulos C. P.**, “Friction in micro-channel flows of a liquid and vapor in trapezoidal and sinusoidal grooves”, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 44, pp. 3103-3109, 2001.
- [SUH-2] **Suh J. S., Park Y. S.**, “Analysis of thermal performance in a micro flat heat pipe with axially trapezoidal groove”, Tamkang Journal of Science and Engineering, Vol. 6, No. 4, pp. 201-206 (2003).
- [TEC] **Petit JP.**, “Dissipation thermique dans les systèmes électroniques”, Techniques de l’Ingénieur, traité Électronique.
- [TEC-1] “Introduction à Matlab”, Techniques de l’ingénieur (www.techniques-ingenieur.fr).
- [VAD] **Vadakkan U., Garimella S., Murthy J.**, “Transport in flat heat pipes at high heat fluxes from multiple discrete sources”, Journal of Heat Transfer, June 2004, Vol. 126, p. 347.
- [VAS] **Vassilev M., Avenas Y., Schaeffer Ch., Schanen J-L.**, “Experimental study of a pulsating heat pipe with combined circular and square section channels”, IAS, New Orleans, september 2007.
- [VAF] **Vafai K., Wang W.**, “Analysis of flow and heat transfer characteristics of an asymmetrical flat plate heat pipe”, International Journal of Heat and Mass Transfer, 1992.
- [VIS] **Viswanath R., Wakharkar V., Watwe, A., Lebonheur V.**, “Thermal Performance Challenges from Silicon to Systems”, Intel Technology Journal Q3, 2000.
- [WAN] **Wang J, Catton I.**, “Biporous heat pipes for high power electronic device cooling”, 17th IEEE SEMI-THERM Symposium, pp. 211-218, 2001.
- [WAY-1] **Wayner, P.C., Jr., Kao, Y.K., LaCroix, L.V.**, “The interline heat transfer coefficient of an evaporating wetting film”, Int. J. Heat and Mass Transfer 19 (1976), 487-492.

- [WAY-2] **Wayner P.C., Renk F.**, “An evaporating ethanol meniscus: Part I, Experimental studies”, ASME, J. of Heat Transfer, 101, 55-58 (1979).
- [WEE] **Wee S-K.**, “Microscale observables for heat and mass transport in sub-micron scale evaporating thin film”, thèse de doctorat de Texas A&M University (2004).
- [WEX] **Wexter E., Tuchinsky L., Loutfy R.**, “Enhanced liquid cooling with phase change in multi-channel heat sinks”, MER Corporation, Tucson, Arizona.
- [WHI] **White F. M.**, “Fluid mechanics”, McGraw-Hill Series in Mechanical engineering (2001).
- [ZHA] **Zhang K., Xiao G-W., Wong C., Gu H-W., Yuen M., Chan Ph., Xu B.**, “Study on thermal interface material with carbon nanotubes and carbon black in high-brightness led packaging with flip-chip technology”, IEEE Electronic Components and Technology Conference 2005.
- [ZHU] **Zhu N., Vafai K.**, “Vapor and liquid flow in an asymmetrical flat plate heat pipe: a three-dimensional analytical and numerical investigation”, Intl. J Heat Mass Transfer, Vol. 41, No. 1, 1998, pp. 159-174.
- [ZWE] **Zweben C.**, “Thermal materials solve power electronics challenges power electronics technology”, february 2006.
- [Internet-1] <http://powerelectronics.com/mag/602PET24.pdf>
- [Internet-2] www.wikipedia.fr
- [Internet-3] www.novelconceptsinc.com
- [Internet-4] www.overclock.net
- [Internet-5] www.mtosymposium.org
- [Internet-6] www.metal-process.fr
- [Internet-7] www.thermacore.com
- [Internet-8] www.curamik.com

Annexes

ANNEXE 1 : Modélisation de la macrorégion

Soit le schéma de deux sphères de la poudre frittée de rayon r_s sur la Figure A1- 1. Le niveau de remplissage du film liquide est indiqué par l'angle γ (nous l'appellerons angle de remplissage). La microrégion est comprise entre x_0 et x_1 . La première valeur de la courbe dans la macrorégion peut être calculée à partir de la dernière valeur de la courbe dans la microrégion. On a donc : $\delta_{mic}(x_1) = \delta_{mac}(x_1)$. La macrorégion continue ensuite entre x_1 et x_2 .

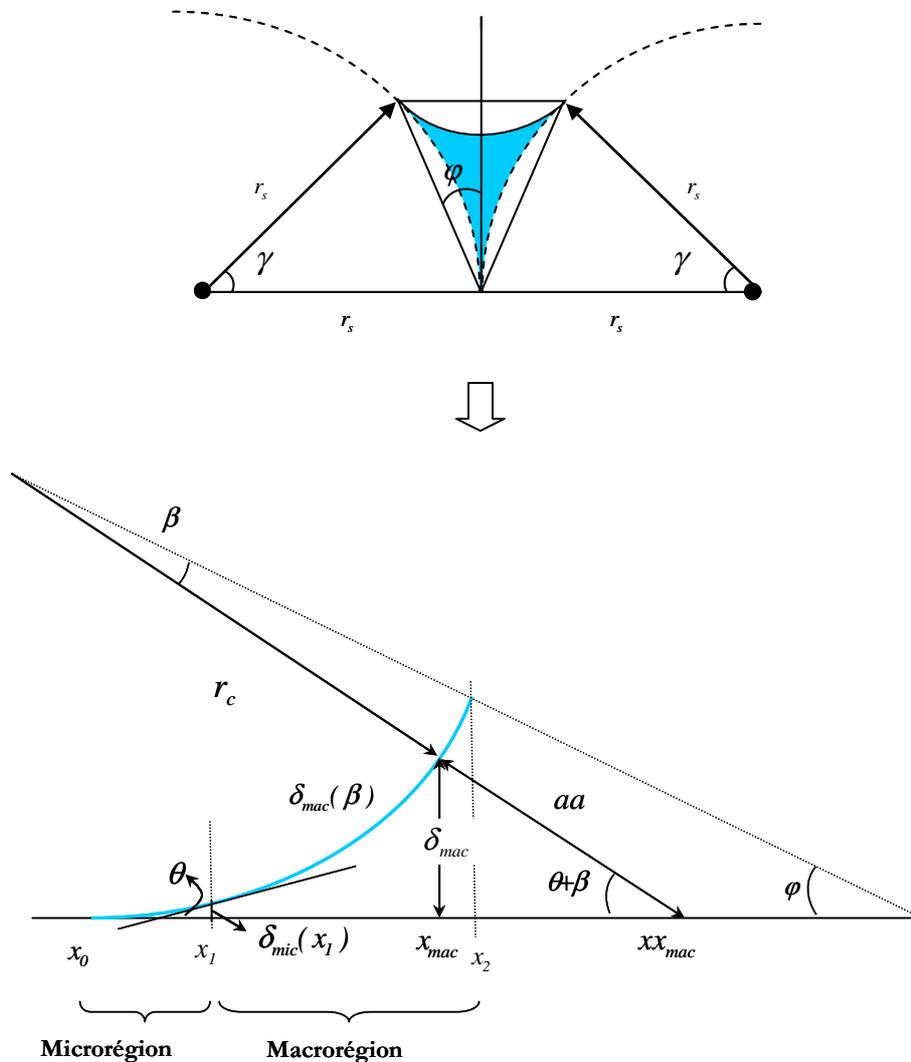


Figure A1- 1 : Schéma du film liquide

Le film dans la macrorégion δ_{mac} , ayant une courbure K constante, tous ses points sont placés sur un arc de cercle. Son épaisseur peut donc être déterminée à partir des relations géométriques pour un rayon de courbure constant ($r_c = l/K = const$) (équations A1- 1 et A1- 2)).

$$aa = \frac{r_c + \delta_{mac}(x_1)}{\cos\beta - \tan\theta \sin\beta} r_c \quad \text{avec } 0 \leq \beta \leq \frac{\pi}{2} - \theta - \varphi \quad \text{A1- 1}$$

$$\delta_{mac} = \sin\left(\frac{\pi}{2} - \theta - \beta\right) \left(\frac{r_c + \delta_{mac}(x_1)}{\cos\beta - \tan\theta \sin\beta} - r_c \right) \quad \text{et } \delta_{mac}(x_1) = \delta_{mic}(x_1)$$

$$xx_{mac} = \sqrt{\left(r_c + \frac{\delta_{mic}(x_1)}{\cos\theta}\right)^2 + \left(\frac{r_c + \delta_{mac}(x_1)}{\cos\beta - \tan\theta \sin\beta}\right)^2 - 2r_c \left(r_c + \frac{\delta_{mic}(x_1)}{\cos\theta}\right) \left(1 + \cos\beta \left(\frac{r_c + \delta_{mac}(x_1)}{\cos\beta - \tan\theta \sin\beta} - 1\right)\right)} \quad \text{A1- 2}$$

$$x_{mac} = x_1 + xx_{mac}(x_1) + xx_{mac} \left(\frac{r_c + \delta_{mac}(x_1)}{\cos\beta - \tan\theta \sin\beta} - r_c \right) \cos\left(\frac{\pi}{2} - \theta - \beta\right)$$

$$xx_{mac}(x_1) = \delta_{mic}(x_1) \tan\theta$$

ANNEXE 2 : Solution de l'équation exprimant l'épaisseur du film liquide au condenseur

Dans cette annexe est présentée la solution de l'équation (3.31) du chapitre 3 :

$$\delta_c(x) = \left(\frac{4\mu_l k_l (T_v - T_s)x}{h_{fg} \rho_l \sigma \frac{d^3 \delta_c}{dx^3}} \right)^{1/4} \quad \text{A2 - 1}$$

Cette équation peut être approchée par un polynôme en x de degré quatre :

$$\delta_c(x) = C_4 x^4 + C_3 x^3 + C_2 x^2 + C_1 x + C_0 \quad \text{A2 - 2}$$

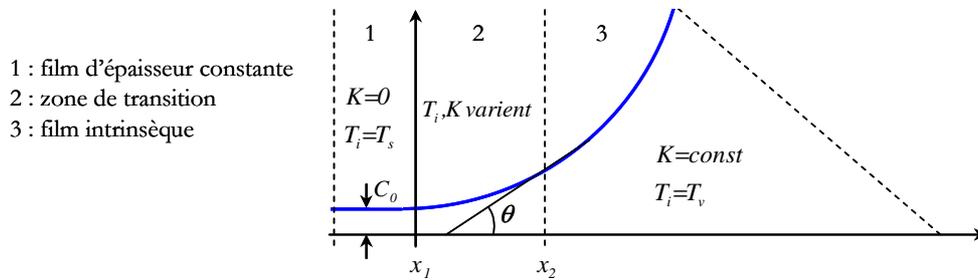


Figure A2- 1 : Film liquide au condenseur

La zone de transition (Figure A2- 1) s'étale entre la zone d'épaisseur constante ($x < x_1$) et celle de courbure constante ($x > x_2$). L'épaisseur du film en $x=x_2$ est inconnue alors que la courbure en $x=x_2$ est celle du film intrinsèque. De plus, on peut considérer qu'en ce même point, la pente vaut la tangente de l'angle de contact. On peut alors écrire :

$$\begin{aligned} \left. \frac{d\delta_c}{dx} \right|_{x=0} &= 0 & x_2 &= \frac{3r_c \tan(\theta)}{(1 + \tan^2(\theta))^{3/2}} \\ \left. \frac{d^3 \delta_c}{dx^3} \right|_{x=0} &= 0 & C_1 &= 0 \\ & & C_2 &= 0 \\ & & C_3 &= 0 \\ \left. \frac{d\delta_c}{dx} \right|_{x=x_2} &= \tan(\theta) & \rightarrow C_4 &= \frac{(1 + \tan^2(\theta))^{9/2}}{108r_c^3 \tan^2(\theta)} \\ \left. \frac{d^2 \delta_c}{dx^2} \right|_{x=x_2} &= K \left(1 + \left(\frac{d\delta_c}{dx} \right)^2 \right)^{3/2} & C_0 &= \delta_c(0) = \left(\frac{\mu_l k_l (T_v - T_s)}{6h_{fg} \rho_l \sigma C_4} \right)^{1/4} \end{aligned} \quad \text{A2 - 3}$$

En remplaçant les constantes C_0 à C_4 dans l'équation (A2 - 2) nous obtenons la courbe de l'épaisseur du film liquide au condenseur.

Titre :

Modélisation thermo-hydraulique de caloducs miniatures plats à faible épaisseur pour des applications électroniques

Résumé :

Parmi les solutions de refroidissement des composants électroniques, les caloducs miniatures permettent de transférer la chaleur passivement, en utilisant le principe de changement de phase d'un fluide caloporteur. Cette thèse est consacrée à l'étude des caloducs de forme plate, composés d'un réseau capillaire à poudre frittée et utilisés comme fonctions thermiques dans des substrats électroniques à haute densité. Grâce au couplage de nos modèles thermiques et hydrauliques, nous avons pu prédire les performances de ces dispositifs en terme de puissance maximale dissipable et de température. Les tests expérimentaux réalisés sur différents prototypes nous ont montré que ce type de caloducs était capable de diminuer la température des composants électroniques de plusieurs dizaines de °C. Les modèles développés ont été validés par les résultats de tests expérimentaux, avec un écart moyen de 20%. L'ensemble de ces travaux, nous a permis de mettre au point la technologie innovante DBC pour la fabrication des caloducs fins.

Mots clés :

Caloduc à faible épaisseur, modélisation, optimisation, dimensionnement, étude expérimentale, réseau capillaire à poudre métallique frittée, refroidisseur passif, technologies.

Title :

Thermo-hydraulic modelling of very thin flat heat pipes for electronics' applications

Abstract :

A miniature heat pipe is a passive heat transfer mechanism that can transport large quantities of heat with a very small difference in temperature between the hottest and coldest interfaces in electronics. The objective of this thesis is to study the performances of flat heat pipes with sintered powder capillary wick, employed as thermal functions in high density electronics. Thanks to the coupling of our thermal and hydraulic models, we were able to predict the heat pipe performances in terms of maximum heat power and temperature distribution. The experiments demonstrated that the heat pipes are able to decrease the electronics temperature with several tens of °C. The tests results were in very good conformity to our models, with an average gap of 20% only. The innovative technology DBC for fabricating thin copper heat pipes was also developed in his work.

Keywords :

Very thin heat pipe, modelling, optimisation, experiments, sintered powder wick, passive cooling, technology.