



HAL
open science

Etude et réalisation de caloducs plats miniatures pour l'intégration en électronique de puissance

Yvan Avenas

► **To cite this version:**

Yvan Avenas. Etude et réalisation de caloducs plats miniatures pour l'intégration en électronique de puissance. Sciences de l'ingénieur [physics]. Institut National Polytechnique de Grenoble - INPG, 2002. Français. NNT: . tel-00473217

HAL Id: tel-00473217

<https://theses.hal.science/tel-00473217>

Submitted on 14 Apr 2010

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.

Institut National Polytechnique de Grenoble

N° attribué par la bibliothèque

/ _ / _ / _ / _ / _ / _ / _ / _ / _ / _ /

THESE

pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE L'INPG

Spécialité : « Génie Electrique »

Préparée au **Laboratoire d'Electrotechnique de Grenoble**

UMR 5529

Dans le cadre de l'école doctorale « Electronique, Electrotechnique, Automatique,
Télécommunication, Signal »

présentée et soutenue publiquement
par

Yvan AVENAS

Le 17 décembre 2002

Titre :

**Etude et réalisation de caloducs plats miniatures pour l'intégration
en électronique de puissance**

Directeurs de thèse : CHRISTIAN SCHAEFFER ET ROBERT PERRET

JURY

M. MICHEL LÉBOUCHE
MME MONIQUE LALLEMAND
M. GERARD ROJAT
M. ALAIN BRICARD
M. ROLAND VIDIL
M. ROBERT PERRET
M. CHRISTIAN SCHAEFFER

,Président
,Rapporteur
,Rapporteur
,Examinateur
,Examinateur
,Co-Directeur de thèse
,Directeur de thèse

Remerciements

Par l'intermédiaire de ces deux petites pages, je voudrais remercier les personnes qui, de près ou de loin, m'ont accompagné durant ces années de thèse.

Pour commencer, je vais bien sûr remercier toutes les personnes sans qui ce travail n'aurait pu se dérouler. Il y a tout d'abord mes deux directeurs de thèse, Christian Schaeffer et Robert Perret, qui m'ont permis de participer à de nombreux programmes de recherche. Je tiens également à remercier la direction du Laboratoire d'Electrotechnique de Grenoble ainsi que l'ensemble de l'équipe Electronique de Puissance pour m'avoir accueilli. Enfin, je voudrais souligner que l'ensemble des travaux expérimentaux n'aurait pu être réalisé sans la compétence et l'aide des ITA du laboratoire. Parmi ceux-ci, je voudrais surtout dire un grand merci à Bruno Mallet qui, sans aucun doute, est la personne sans laquelle rien n'aurait pu être réalisé.

Je tiens également à remercier les professeurs Monique Lallemand du CETHIL et Gérard Rojat du CEGELY pour avoir accepté de rapporter sur mon travail ainsi que le professeur Michel Lebouché du LEMTA pour avoir présidé la séance. J'ai également pu apprécier la présence à mon jury de messieurs Roland Vidil et Alain Bricard qui ont montré un intérêt certain pour mon sujet.

Comme vous pourrez le constater dans la suite de ce mémoire, j'ai pu participer à de nombreuses collaborations. Dans ce cadre, je voudrais commencer par dire un grand merci à Alain Bricard du CEA/GRETh car c'est grâce à lui que cette activité sur les caloducs et, plus généralement, sur la thermique a pu apparaître au laboratoire. Il a su nous faire part de son expérience ce qui nous a, en particulier, permis de concevoir et surtout de faire fonctionner nos premiers dispositifs. Grâce au savoir qu'il nous a transmis, nous avons pu participer à plusieurs programmes de recherche. Le premier, regroupant des partenaires tels que le CNES, le CEA/LETI et le CETHIL, m'a permis, de par mes discussions avec Charlotte Gillot puis avec Nathalie Cézac du CEA/LETI de pouvoir effectuer un véritable travail d'équipe et surtout d'approfondir mes connaissances sur les techniques de réalisation utilisées en microélectronique. J'ai également pu participer au GdR « Intégration des Systèmes de Puissance ». Dans ce cadre, notre collaboration avec Jean Louis Sanchez du LAAS a débouché sur la réalisation d'un prototype dont l'avenir semble très prometteur. Enfin, je

remercie Georges Kapelski du laboratoire GPM2 pour toutes les compétences qu'il a su développer au cours de notre coopération dans le cadre des BQR de l'INPG. Enfin, mes travaux expérimentaux sur l'ensemble de ces projets n'auraient pu se faire sans l'aide et la patience de Hervé Roussel du LMGP qui nous a permis d'effectuer quelques manipulations que nous ne pouvions effectuer au LEG à cause du manque de matériel pour le vide.

Mes derniers remerciements vont bien sûr vers les personnes qui n'ont pas directement participé à cette thèse mais, sans qui, ces années n'auraient pas pu être celles qu'elles ont été. Mes pensées vont d'une part aux thésards du LEG et en particuliers aux thésards de la salle EPTÉ (et assimilés). Elles vont également à mes collocs (Didier, Goubs, Jimmy et Philip) qui ont réussi à me supporter. Je tiens à dire un grand merci à toutes les autres personnes qui ont occupé mes soirées et particulièrement mes amis musiciens du Quintette de Cuivres MAGYC, de l'Harmonie d'Eybens et de l'Orchestre Symphonique Universitaire ainsi qu'aux anciens de Cachan. Pour terminer, je voudrais souligner l'importance de ma famille qui m'a toujours soutenu.

NOMENCLATURE 11**INTRODUCTION GENERALE** 15**CHAPITRE I : PANORAMA DES PRINCIPALES TECHNIQUES DE REFROIDISSEMENT UTILISEES EN ELECTRONIQUE** 19

1.1 POURQUOI REFROIDIR LES COMPOSANTS ELECTRONIQUES ?	19
1.1.1 INTRODUCTION	19
1.1.2 CAS DE L'ELECTRONIQUE DE PUISSANCE	19
1.1.2.1 Evolution de l'électronique de puissance	19
1.1.2.2 Origine des pertes	20
1.1.3 CAS DE LA MICROELECTRONIQUE	20
1.2 EVACUATION DE LA CHALEUR	22
1.2.1 LES TRANSFERTS DE CHALEUR	22
1.2.1.1 Notion de transfert de chaleur	22
1.2.1.2 Les différents modes de transfert de chaleur	22
1.2.1.3 Le changement de phase	24
1.2.2 NOTION DE RESISTANCE THERMIQUE	25
1.3 PANORAMA DES DIFFERENTES SOLUTIONS DE REFROIDISSEMENT	27
1.3.1 RADIATEURS A AIR	27
1.3.2 CONVECTION FORCEE LIQUIDE	27
1.3.2.1 Principe	27
1.3.2.2 Etudes menées au LEG	28
1.3.3 CONVECTION FORCEE AVEC CHANGEMENT DE PHASE	30
1.4 LES CALODUCS	31
1.4.1 PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT	31
1.4.2 LE RESEAU CAPILLAIRE	33
1.4.2.1 Fonctionnement	33
1.4.2.2 Paramètres principaux d'un réseau capillaire	34
1.4.2.3 Comparaison de différentes technologies	35
1.4.3 LES FLUIDES	36
1.4.4 DIFFERENTS TYPES DE CALODUCS	36
1.4.4.1 Microcaloducs	36
1.4.4.2 Répartiteurs de chaleur	37
1.4.4.3 Caloducs assistés par des forces de volumes	38
1.4.4.4 Boucles à pompage capillaire (CPL) et Loop Heat Pipes (LHP)	38
1.4.5 QUAND CHOISIR UN REFROIDISSEMENT PAR CALODUC ?	39
1.5 CONCLUSION	40

CHAPITRE II : PRINCIPES DE MODELISATION ET DE REALISATION DES CALODUCS 43

2.1 INTRODUCTION	43
2.2 LES LIMITES DE FONCTIONNEMENT D'UN CALODUC	43
2.2.1 LIMITE DUE AU FLUIDE	43
2.2.2 DOMAINE DE FONCTIONNEMENT	44
2.2.3 RAPPELS SUR LES ECOULEMENTS	45
2.2.3.1 Le théorème de Bernoulli	45
2.2.3.2 Cas d'un fluide réel incompressible	46

2.2.3.3	Les différents régimes d'écoulement.....	47
2.2.4	LIMITES DE FONCTIONNEMENT DUES A LA PHASE VAPEUR.....	49
2.2.4.1	Limite visqueuse.....	49
2.2.4.2	Limite sonique.....	49
2.2.4.3	Limite d'écoulement.....	49
2.2.5	LA LIMITE D'ENTRAINEMENT.....	50
2.2.6	LA LIMITE CAPILLAIRE.....	50
2.2.6.1	Écoulement de la phase vapeur.....	51
2.2.6.2	Écoulement de la phase liquide.....	54
2.2.6.3	Estimation de la limite capillaire.....	56
2.2.7	LA LIMITE D'EBULLITION.....	58
2.2.7.1	Problématique.....	58
2.2.7.2	Rappels sur le phénomène d'ébullition.....	58
2.2.7.3	Calcul de la limite d'ébullition.....	59
2.3	MODELISATION THERMIQUE.....	60
2.3.1	MODELE SIMPLE EN REGIME PERMANENT.....	60
2.3.2	CALCUL DES DIFFERENTES RESISTANCES THERMIQUES.....	61
2.3.2.1	Calcul de R_{th1} , R_{th7} et R_{th8}	61
2.3.2.2	Calcul de R_{th2}	62
2.3.2.3	Calcul de R_{th3} et R_{th5}	62
2.3.2.4	Calcul de R_{th4}	63
2.3.2.5	Calcul de R_{th6}	63
2.4	PROCEDURE DE CALCUL D'UN CALODUC.....	63
2.5	MISE EN ŒUVRE DES CALODUCS.....	65
2.5.1	CHOIX DU MATERIAU ENVELOPPE.....	65
2.5.2	NETTOYAGE.....	66
2.5.3	TEST DE FUITES.....	66
2.5.4	DEGAZAGE DE L'ENVELOPPE ET DU FLUIDE.....	66
2.5.4.1	Problèmes dus à la présence de gaz incondensables.....	66
2.5.4.2	Dégazage de l'enveloppe.....	67
2.5.4.3	Dégazage du fluide.....	67
2.5.5	SYSTEMES DE REMPLISSAGE.....	68
2.5.5.1	Utilisation d'une micro seringue.....	68
2.5.5.2	Remplissage par soustraction de la quantité de fluide.....	69
2.5.5.3	Remplissage dans les conditions critiques.....	69
2.5.6	LE SCELLEMENT DE L'ENCEINTE.....	70
2.6	CONCLUSION.....	70

CHAPITRE III : CALODUCS MINIATURES METALLIQUES PLATS A RAINURES TRAPEZOÏDALES.....73

3.1	INTRODUCTION.....	73
3.2	REALISATION DES RAINURES.....	73
3.2.1	METHODE CLASSIQUE.....	73
3.2.2	AUTRES METHODES.....	74
3.2.2.1	Usinage de la structure directement dans l'enveloppe.....	74
3.2.2.2	Méthodes permettant une réalisation de masse.....	75
3.3	MODELISATION HYDRAULIQUE.....	76
3.3.1	MODELISATION FINE.....	76
3.3.2	MODELE ANALYTIQUE.....	78
3.3.2.1	Modélisation de la phase vapeur en régime laminaire.....	78
3.3.2.2	Modélisation de la phase liquide.....	78
3.3.2.3	Calcul de la limite capillaire.....	79
3.3.2.4	Calcul de la limite capillaire (utilisation en répartiteur de chaleur).....	82

3.4	MODELISATION THERMIQUE.....	86
3.4.1	POSITION DU PROBLEME.....	86
3.4.2	MODELES MACROSCOPIQUES	87
3.4.2.1	Modèle au niveau du condenseur	87
3.4.2.2	Modèles au niveau de l'évaporateur	88
3.4.3	LE PHENOMENE DE MICROREGION.....	89
3.5	ETUDE EXPERIMENTALE D'UN CALODUC A RAINURES TRAPEZOÏDALES	91
3.5.1	DESCRIPTION DU CALODUC	91
3.5.2	LE DISPOSITIF EXPERIMENTAL.....	92
3.5.3	RESULTATS	93
3.5.3.1	Remarques sur le fonctionnement du caloduc	93
3.5.3.2	Tests thermiques.....	96
3.5.4	BILAN	97
3.6	ETUDE EXPERIMENTALE D'UN CALODUC A RAINURES RECTANGULAIRES UTILISE COMME REPARTITEUR DE CHALEUR.....	98
3.6.1	PRESENTATION DE LA STRUCTURE A ETUDIER	98
3.6.2	LE DISPOSITIF DE TEST.....	99
3.6.2.1	Le dispositif de remplissage	99
3.6.2.2	Le dispositif de tests thermiques	100
3.6.3	EVALUATION DU DOMAINE DE FONCTIONNEMENT.....	101
3.6.4	EXPERIMENTATION.....	102
3.6.4.1	Problèmes rencontrés lors du remplissage	102
3.6.4.2	Résultats	103
3.6.5	BILAN	105
3.7	CONCLUSION	106

CHAPITRE IV : CALODUCS MINIATURES PLAT AVEC UN RESEAU CAPILLAIRE A POUDRES METALLIQUES FRITTEES.....

4.1	INTRODUCTION	109
4.2	LES POUDRES METALLIQUES FRITTEES ET LEURS APPLICATIONS EN THERMIQUE.....	109
4.2.1	LE FRITAGE.....	109
4.2.2	REFROIDISSEMENT PAR CONVECTION FORCEE	110
4.2.3	CALODUCS.....	110
4.2.3.1	Les caloducs classiques	110
4.2.3.2	Utilisation comme répartiteur thermique.....	111
4.3	CALCUL DE LA LIMITE CAPILLAIRE.....	112
4.3.1.1	La perméabilité et le rayon de pore	112
4.3.1.2	Exemple d'étude.....	113
4.3.1.3	Amélioration des performances hydrauliques	113
4.3.1.4	Calcul de la limite capillaire grâce aux équations de l'électrostatique.....	115
4.4	ETUDE THERMIQUE.....	119
4.4.1	ECHANGES AU NIVEAU DU CONDENSEUR ET DE L'EVAPORATEUR	119
4.4.2	ETUDE THERMIQUE DU THERMABASE.....	120
4.5	EXPERIMENTATION.....	123
4.5.1	REALISATION DU PROTOTYPE.....	123
4.5.2	DISPOSITIF DE TEST	125
4.5.3	MODELISATION THERMOHYDRAULIQUE	126
4.5.4	MODELISATION THERMIQUE.....	127
4.5.5	RESULTATS	128
4.5.5.1	Mesures par thermographie infrarouge	128
4.5.5.2	Etude thermohydraulique	129
4.6	CONCLUSION	132

CHAPITRE V : LES NOUVELLES TECHNOLOGIES POUR L'INTEGRATION	135
5.1 INTRODUCTION	135
5.2 LES CALODUCS EN SILICIUM	135
5.2.1 INTERET DU SILICIUM	135
5.2.2 BIBLIOGRAPHIE	136
5.2.2.1 Microcaloducs	136
5.2.2.2 Répartiteurs de chaleur	138
5.2.3 CALODUCS A RAINURES AXIALES RECTANGULAIRES	140
5.2.3.1 Comparaison avec les techniques métalliques.....	140
5.2.3.2 Réalisation de prototypes	142
5.2.3.3 Le remplissage.....	145
5.2.3.4 Tests thermiques.....	148
5.2.4 RESEAUX CAPILLAIRES 2D	155
5.2.4.1 Avantage des structures 2D	155
5.2.4.2 Réalisation d'un prototype	157
5.2.4.3 Tests thermiques.....	161
5.2.4.4 Influence de la forme des picots sur l'échange thermique à l'évaporateur	164
5.2.5 BILAN	167
5.3 UTILISATION D'AUTRES MATERIAUX ET D'AUTRES TECHNOLOGIES	167
5.3.1 LES CERAMIQUES.....	167
5.3.2 LA TECHNOLOGIE LIGA	169
5.3.2.1 Description	169
5.3.2.2 Application du LIGA aux caloducs.....	170
5.4 CONCLUSION	171
<u>CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES.....</u>	<u>173</u>
<u>BIBLIOGRAPHIE</u>	<u>177</u>
<u>ANNEXES</u>	<u>185</u>

Nomenclature

Notation latine

A	section	m^2
A_δ	constante de Hamaker	J
C	capacité d'un condensateur	F
c_p	chaleur spécifique	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
D	diamètre	m
d	distance entre deux armatures d'un condensateur	m
E	champ électrique	$V.m^{-1}$
F	paramètre de friction	N
f	coefficient de friction	
g	constante de gravitation	$m.s^{-2}$
H	enthalpie	$J.kg^{-1}$
h	coefficient d'échange	$W.m^{-2}.K^{-1}$
h_{fg}	chaleur latente de vaporisation	$J.kg^{-1}$
K	perméabilité	m
K_m	courbure	m^{-1}
Kn	nombre de Knudsen	
k	conductivité thermique	$W.m^{-1}.K^{-1}$
L	longueur	m
L_l	largeur d'une ailette	m
l	largeur	m
l_m	libre parcours moyen	m
M	nombre de mérite d'un réseau capillaire à picots	
Ma	nombre de Mach	
m	masse	kg
\dot{m}	débit massique	$kg.s^{-1}$
N	nombre de rainures	
P	pression	Pa
p	périmètre	m
Q	flux de chaleur	W

Q_c	charge électrique	C
Q_{mic}	flux de chaleur linéique dans la microrégion	W.m ⁻¹
q	densité de flux	W.m ⁻²
R	rayon	m
R_{th}	résistance thermique	K.W ⁻¹
Re	nombre de Reynolds	
R_v	constante du gaz	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
S	surface	m ²
T	température	K
t	temps	s
t_g	profondeur rainure	m
t_v	hauteur passage vapeur	m
u	vitesse (axe x)	m.s ⁻¹
V	potentiel électrique	V
v	vitesse (axe y)	m.s ⁻¹
W	largeur rainure	m
w	vitesse (axe z)	m.s ⁻¹
(x,y,z)	repère cartésien	

Notation grecque

α	coefficient d'accomodation	
β	paramètre de forme	
χ	angle entre la rainure et la verticale	
δ	épaisseur	m
ε	émissivité	
ε_0	permittivité du vide	F.m ⁻¹
γ	rapport $2D_g/W$	
γ_v	rapport des chaleurs spécifiques de la vapeur	
φ	porosité	
μ	viscosité dynamique	kg.m ⁻¹ .s ⁻¹
θ	angle de contact	
ρ	masse volumique	kg.m ⁻³

ρ_c	densité volumique de charge	C.m^{-3}
σ	tension de surface	N.m^{-1}
σ_s	constante de Stefan	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-4}$
τ	contrainte de cisaillement	N.m^{-2}
ξ	abscisse dans la microrégion	m
ψ	angle d'inclinaison	

Indices

<i>ax</i>	axial
<i>b</i>	bulle
<i>cap</i>	capillaire
<i>e</i>	évaporateur
<i>eff</i>	efficace
<i>ent</i>	entraînement
<i>eq</i>	équivalent
<i>d</i>	disjonction
<i>h</i>	hydraulique
<i>i</i>	intérieur
<i>in</i>	inertiel
<i>int</i>	interface
<i>l</i>	liquide
<i>m</i>	ménisque
<i>max</i>	maximal
<i>onset_boiling</i>	démarrage de l'ébullition
<i>p</i>	paroi
<i>pic</i>	picot
<i>r</i>	radial
<i>s</i>	sphère
<i>sat</i>	saturation
<i>v</i>	vapeur
<i>vis</i>	visqueux
<i>w</i>	réseau capillaire

Introduction générale

Avec l'apparition des transistors bipolaires à grille isolée (IGBT), les problèmes de dissipation de la chaleur dans les convertisseurs statiques sont devenus de plus en plus importants. En effet, ces composants permettent de travailler à fréquence élevée tout en gardant des calibres en courant et en tension très importants. Les densités flux de chaleur à évacuer peuvent ainsi atteindre des valeurs de plusieurs centaines de Watts par centimètre carré. Dans d'autres domaines de l'électronique, on assiste également à une montée en puissance de certains composants qui devraient bientôt dissiper des densités flux de chaleur proches de la centaine de Watts par centimètre carré. Le travail du concepteur en électronique ou en électronique de puissance doit donc de plus en plus prendre en compte les aspects thermiques. C'est dans ce cadre que le Laboratoire d'Electrotechnique de Grenoble s'est attaché, voilà maintenant quelques années, à concevoir et à réaliser des dispositifs de refroidissement voués aux applications de puissance.

Les travaux effectués au laboratoire sont principalement basés sur l'étude de refroidisseurs à convection forcée liquide réalisés par usinage de mini et micro canaux dans du cuivre ou dans du silicium. Des densités flux de chaleur de plusieurs centaines de Watts par centimètre carré ont pu être évacuées avec des différences de températures entre le composant et le milieu ambiant inférieures à 50 K. Pour des valeurs de densité de flux de chaleur plus faibles, de l'ordre de la centaine de Watt par centimètre carré, il apparaît que les caloducs peuvent être une solution mieux adaptée à certaines applications. Les caloducs sont des échangeurs qui permettent, grâce à la circulation passive d'un fluide caloporteur, de transférer la chaleur d'un point à un autre sans avoir besoin de pompe ou autre artifice mécanique. Ainsi, ils sont généralement utilisés lorsque un encombrement, un poids, des nuisances sonores et/ou une consommation limités sont recherchés. Une étude approfondie sur ce sujet nous a donc paru nécessaire afin de compléter les travaux réalisés sur les refroidisseurs à convection forcée.

Nous allons, dans un premier temps, après avoir fait quelques rappels de thermique et après avoir présenté les techniques de refroidissement les plus utilisées en électronique de puissance, expliquer le principe de fonctionnement des caloducs et explorer les principales formes sous lesquelles on peut les trouver.

Dans un deuxième temps, nous verrons quelques principes de modélisation et de réalisation de ces dispositifs. Ainsi, une première partie sera consacrée à l'étude des limites de fonctionnement. Puis, un modèle thermique nous permettra de comprendre quels sont les transferts de chaleur ayant lieu dans les différentes zones des caloducs. Enfin, un bilan sur les principales étapes de réalisation sera établi.

Les chapitres suivants sont consacrés à des études théoriques et expérimentales de cas particuliers. Nous retrouverons, dans un premier temps, les caloducs plats miniatures métalliques à rainures axiales trapézoïdales qui, comme nous le verrons, permettent de faire transiter des flux de chaleur très importants mais dont le principal problème réside dans le fait qu'ils ont un comportement assez mauvais lorsqu'ils doivent fonctionner contre la gravité. Pour remédier à ce problème, il est possible d'utiliser d'autres types de réseaux capillaires tels que les poudres métalliques frittées. C'est pourquoi un chapitre leur est entièrement consacré. Enfin, nous clôturerons cette étude en présentant les avantages que peuvent apporter les nouvelles technologies en vue de l'intégration de caloducs en électronique de puissance. Nous parlerons plus particulièrement de l'utilisation du silicium et des technologies de la microélectronique afin de réaliser des drains thermiques et des répartiteurs uni et bidimensionnels intégrés dans les substrats de puissance. L'apport de la technologie LIGA et de l'utilisation des céramiques sera également abordé.

Chapitre I : Panorama des principales techniques de refroidissement utilisées en électronique

1.1 Pourquoi refroidir les composants électroniques ?

1.1.1 Introduction

Grâce aux progrès technologiques réalisés ces dernières années en électronique, les composants deviennent de plus en plus performants, de plus en plus petits et travaillent de plus en plus vite. Mais tout ceci a un prix. En effet, les densités de pertes thermiques produites dans ces nouveaux composants deviennent très importantes. Dans un même temps, la température maximale de bon fonctionnement des composants en silicium ne varie pas et reste proche de 125°C. Cela implique que, de plus en plus, la conception d'un circuit électronique doit être accompagnée d'une étude thermique pour valider son fonctionnement.

Afin de mieux comprendre les problèmes thermiques que l'on rencontre actuellement en électronique, deux exemples représentatifs seront traités. Il s'agit de l'électronique de puissance et de la microélectronique.

1.1.2 Cas de l'électronique de puissance

1.1.2.1 Evolution de l'électronique de puissance

Jusqu'au début des années 1970 environ, la mise en forme de l'onde électrique afin de l'adapter aux besoins a été obtenue au moyen de groupes tournants (machines électriques). Les performances des composants semi-conducteurs de l'électronique de puissance (diodes, thyristors, triacs, transistors) ont ensuite permis de réaliser de telles conversions et ainsi de supprimer les parties tournantes, de réduire la masse, l'encombrement et le coût de ces matériels.

L'électronique de puissance consiste en l'étude de structures de conversion appelées convertisseurs statiques. Ils sont constitués d'éléments passifs (condensateurs et inductances) et de composants semi-conducteurs. Ces derniers jouent le rôle d'interrupteurs qui permettent de contrôler les échanges d'énergie dans les différents éléments passifs. En conséquence, pour une puissance donnée, plus les transferts d'énergie sont rapides, plus l'énergie stockée dans les éléments passifs est faible et donc plus ces éléments peuvent être de taille réduite.

C'est dans ce contexte que l'IGBT s'est imposé dans le domaine des moyennes et fortes puissances car il peut travailler à fréquence de commutation élevée.

1.1.2.2 Origine des pertes

Les pertes dans les semiconducteurs de puissance sont de deux types : les pertes par conduction et les pertes par commutation.

Les pertes par conduction sont dues au fait que, lorsque l'interrupteur est fermé, la tension à ses bornes n'est pas nulle. Dans le cas d'un IGBT, cette tension peut atteindre des valeurs de quelques volts.

Lors des commutations, la tension (V_{CE}) et le courant (I_C) n'évoluent pas instantanément (Figure 1.1). Il y a donc dissipation d'énergie à ces instants. Les IGBT permettant de travailler à haute fréquence, le nombre de commutations par seconde augmente, ce qui peut engendrer des pertes importantes. En effet, le niveau des pertes en commutation est directement proportionnel au nombre de commutations et donc à la fréquence du convertisseur.

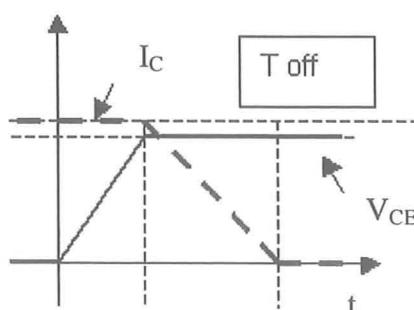


Figure 1.1: Commutation à l'ouverture d'un IGBT

D'après l'étude thermique menée par C. Perret [PER], il apparaît que l'addition de ces deux phénomènes peut conduire à des densités flux de chaleur au niveau de la puce de silicium de plusieurs centaines de $W.cm^{-2}$. Dans le domaine de l'électronique de puissance, deux types de contraintes peuvent apparaître. La première est directement liée à la densité de flux de chaleur dissipée par le composant de puissance qu'il faut gérer au niveau du boîtier et du système de refroidissement. La seconde, spécifique au domaine de la puissance, est liée au niveau de puissance à évacuer. Suivant le domaine d'application et, par conséquent les semi-conducteurs employés, ce niveau de puissance à évacuer peut atteindre plusieurs kilowatts.

1.1.3 Cas de la microélectronique

Les premiers circuits intégrés, apparus dans les années 60, n'intégraient que quelques transistors. Le nombre de transistors a ensuite augmenté très rapidement. Il est passé de

plusieurs centaines de milliers pendant les années 80 à actuellement plusieurs millions. Devant l'évolution extrêmement rapide des technologies liées aux microprocesseurs, on a cherché à formuler des hypothèses sur le progrès de leurs performances. Ainsi Gordon Moore, cofondateur de la société Intel, avait affirmé en 1965 pendant une conférence de presse, que le nombre de transistors par circuit de même taille allait doubler tous les 18 mois. Cette affirmation a marqué les esprits, puisqu'elle est devenue un défi à tenir pour les fabricants de microprocesseurs, et plus particulièrement pour Intel (Figure 1.2).

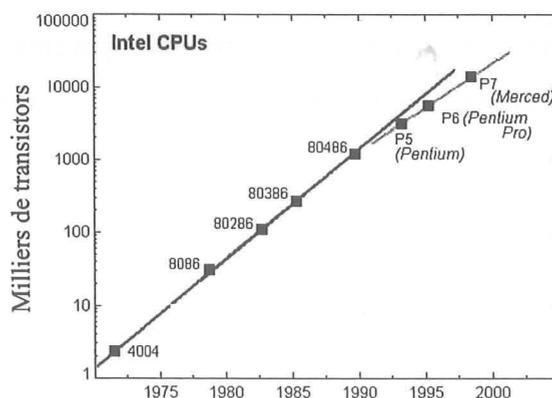


Figure 1.2 : Nombre de transistors compris dans les microprocesseurs d'Intel

Dans un même temps, la fréquence d'horloge est passée d'une centaine de kiloHertz à plusieurs GigaHetz. Les densités de flux de chaleur dissipées par les microprocesseurs sont donc rapidement devenues très importantes et atteignent aujourd'hui des valeurs voisines de celles rencontrées dans le domaine de l'électronique de puissance.

Le problème de l'épanouissement et de l'évacuation de la chaleur est donc primordial aussi bien en microélectronique qu'en électronique de puissance. Une réflexion sur les méthodes efficaces de refroidissement paraît donc nécessaire [TUC]. Pour cela, nous allons, dans un premier temps, présenter les mécanismes physiques [EYG][SAC] permettant de faire transiter la chaleur du composant vers le milieu extérieur. Nous étudierons ensuite les principales techniques de refroidissement utilisées aujourd'hui, et plus particulièrement la solution caloduc car elle comporte, comme nous allons le voir, de nombreux avantages.

1.2 Evacuation de la chaleur

1.2.1 Les transferts de chaleur

1.2.1.1 Notion de transfert de chaleur

Un transfert thermique peut être défini comme un processus d'échange de chaleur lié à l'existence d'une différence de température. Cela signifie que lorsque deux points de l'espace sont à des températures différentes T_1 et T_2 , il y a un transfert de chaleur entre eux.

Le flux de chaleur convectif ou radiatif Q engendré est proportionnel à la surface d'échange S et à la différence de température entre les deux points. Il est considéré positif lorsqu'il va de T_1 vers T_2 avec $T_1 > T_2$.

$$Q = hS(T_1 - T_2) \quad \text{éq. 1.1}$$

h est appelé coefficient d'échange. C'est sous cette forme, bien qu'il ne donne aucune équation, que Newton mentionne le premier la loi de refroidissement d'un corps.

1.2.1.2 Les différents modes de transfert de chaleur

La conduction :

La conduction est un mode de transfert de chaleur qui trouve son origine dans les mouvements moléculaires de la matière, le transfert d'énergie thermique se faisant des particules les plus énergétiques (de température la plus élevée) vers les moins énergétiques (dont la température est inférieure). C'est un échange de chaleur entre deux points d'un solide ou d'un fluide immobile. Dans le cas de la conduction dans un mur infini (Figure 1.3), la densité de flux échangé peut s'écrire de la manière suivante (loi de Fourier):

$$q = \frac{k}{L} \overrightarrow{\text{grad}}(T_1 - T_2) \quad \text{éq. 1.2}$$

L est l'épaisseur du mur et k est la conductivité thermique du matériau.

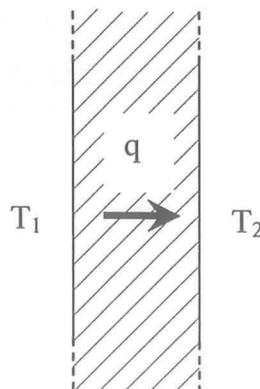


Figure 1.3 : Conduction de la chaleur dans un mur

En règle générale, un problème de conduction de la chaleur dans un corps est traité en résolvant l'équation générale de la chaleur qui résulte de l'application du premier principe de la thermodynamique et de la loi de Fourier. En considérant que la conductivité du corps est constante, elle s'écrit de la manière suivante dans un repère cartésien (x,y,z) :

$$k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + P_i = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad \text{éq. 1.3}$$

P_i est la puissance volumique (W.m^{-3}) générée dans le corps de masse volumique ρ et de chaleur spécifique c_p .

La convection :

La convection thermique est un mode de transfert de chaleur observable lorsqu'un fluide en mouvement est en contact d'une paroi ou d'un autre fluide à une température différente. Du point de vue ingénierie, le problème sera toujours de calculer la puissance thermique échangée entre un fluide en mouvement et une surface solide, fixe ou non (Figure 1.4). La puissance thermique transmise entre la surface et le fluide s'écrit :

$$Q = hS(T_p - T_\infty) \quad \text{éq. 1.4}$$

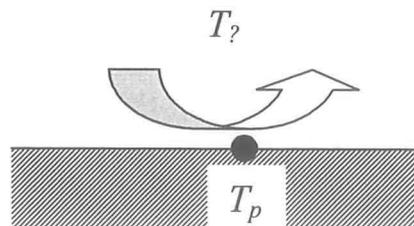


Figure 1.4 : Principe de la convection

Ce transfert de chaleur est complexe car le calcul du coefficient d'échange h résulte de deux phénomènes qui sont la conduction et le transport des particules à l'intérieur du fluide. Si le mouvement n'est provoqué que par les seules différences de température, on parle de convection naturelle. Si, au contraire, ce mouvement résulte d'une action mécanique, on parle de convection forcée.

En conséquence, des notions de mécanique des fluides sont nécessaires pour résoudre un problème avec transfert par convection.

Le rayonnement :

Tous les corps solides, liquides ou gazeux émettent un rayonnement de nature électromagnétique. En conséquence, contrairement à la convection et à la conduction, le

transfert d'énergie par rayonnement ne nécessite pas obligatoirement la présence d'un milieu matériel.

Dans le cas des transferts thermiques, le rayonnement consiste en un échange de chaleur entre deux parois séparées par un milieu transparent (Figure 1.5). Pour deux plans parallèles, ce flux peut se mettre sous la forme :

$$Q = \varepsilon_{12} \sigma_s S (T_1^4 - T_2^4) \quad \text{éq. 1.5}$$

ε_{12} est l'émissivité équivalente de l'ensemble paroi 1-paroi 2 et σ_s la constante de Stefan.

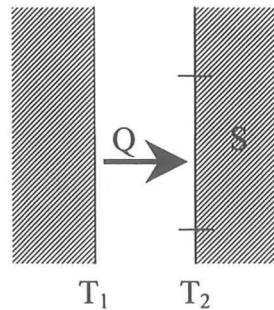


Figure 1.5 : Principe du rayonnement

En réalité, tous les problèmes rencontrés dans les applications (industrielles ou non), aussi simples soient-elles, font intervenir un couplage entre ces trois modes de transfert : ce n'est que l'analyse du problème physique à étudier qui permet éventuellement de négliger l'un ou l'autre des processus par rapport à celui qui prédomine.

1.2.1.3 Le changement de phase

Lorsque l'on chauffe un liquide, sa température augmente jusqu'à une température T_E (Figure 1.6). Ensuite, elle se stabilise lors de l'évaporation du liquide et enfin elle augmente à nouveau. Ce palier est dû au fait que le changement d'état est un processus qui a besoin d'énergie. L'énergie à apporter à 1 kg de liquide pour qu'il puisse être totalement évaporé est appelée chaleur latente de vaporisation (h_{fg}). Afin de comprendre l'intérêt que peut avoir un changement de phase lors d'un échange thermique, une droite pointillée a été tracée sur la Figure 1.6. Elle correspond à l'évolution de la température du système lorsqu'il n'y a pas de changement d'état. Si on augmente l'énergie du système d'une valeur H_I à une valeur H_F , la température finale a, dans ce cas là, une valeur T_C qui est supérieure à celle obtenue lorsqu'il y a un changement d'état (T_{CE}). Ce phénomène peut donc être utilisé pour réduire l'élévation de température pour un apport énergétique donné et donc améliorer les échanges thermiques d'un ensemble composant-refroidisseur.

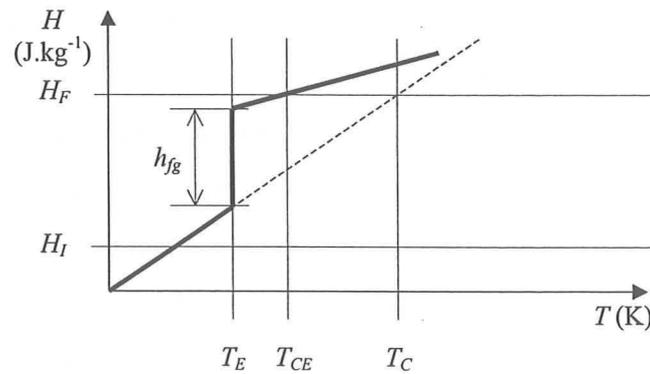


Figure 1.6 : Evolution de l'énergie d'un système en fonction de la température

1.2.2 Notion de résistance thermique

Pour simplifier les calculs de thermique, il est commun d'utiliser la notion de résistance thermique (R_{th}). Elle provient d'une analogie faite entre les problèmes de conduction de la chaleur et de conduction électrique et permet d'exprimer la loi de Fourier (équation 1.2) de la manière suivante :

$$\Delta T = R_{th} Q \quad \text{éq. 1.6}$$

Ainsi pour l'exemple d'un mur d'épaisseur L , on obtient $R_{th} = L / (k.A)$ avec A qui est la section de passage du flux de chaleur et pour un échange convectif avec flux uniforme à la surface d'échange, on a $R_{th} = 1 / (h.S)$. Cette grandeur s'exprime en K/W ou en °C/W.

Nous voyons que, dans cette expression, les différences de température jouent le rôle des tensions et le flux thermique le rôle du courant. Le schéma équivalent classique d'un refroidisseur est alors le suivant :

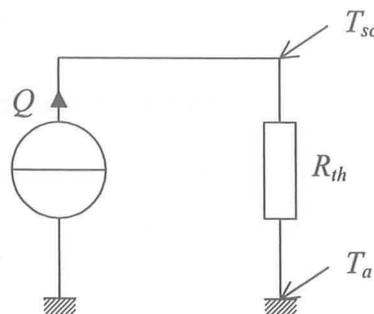


Figure 1.7 : Schéma électrique équivalent d'un ensemble source de chaleur/refroidisseur

T_{SC} est la température de la source de chaleur et T_a la température ambiante.

Dans le cas de l'électronique, T_{SC} correspond à la température de jonction T_j qui ne doit généralement pas dépasser la centaine de degrés Celsius. T_j peut être définie comme la

température moyenne de la puce [GIL]. La résistance thermique R_{th} peut être séparée en trois autres distinctes (Figure 1.8) qui sont :

- la résistance thermique entre la jonction et le boîtier notée $R_{th,j,c}$,
- la résistance thermique entre le boîtier et le refroidisseur notée $R_{th,c,s}$ (c'est en fait la résistance thermique de contact entre le composant et le refroidisseur),
- la résistance thermique due au refroidisseur notée $R_{th,s,a}$.

Pour la majorité des applications, le concepteur de convertisseurs travaille avec des composants existants et ne peut modifier la résistance thermique $R_{th,j,c}$. Il doit donc essayer de réduire au mieux les deux autres. Deux alternatives se présentent pour agir sur la résistance $R_{th,c,s}$. La première consiste à ajouter une couche la plus conductrice possible entre le composant et le refroidisseur afin de chasser l'air qui pourrait se loger dans les interstices des deux parois. La couche de graisse conductrice joue ce rôle. La seconde alternative consiste à intégrer tout ou partie du refroidisseur dans la semelle du composant afin d'éliminer cette interface. Enfin, pour réduire la troisième résistance thermique, il faut trouver le meilleur moyen pour acheminer la chaleur du composant vers l'ambiance.

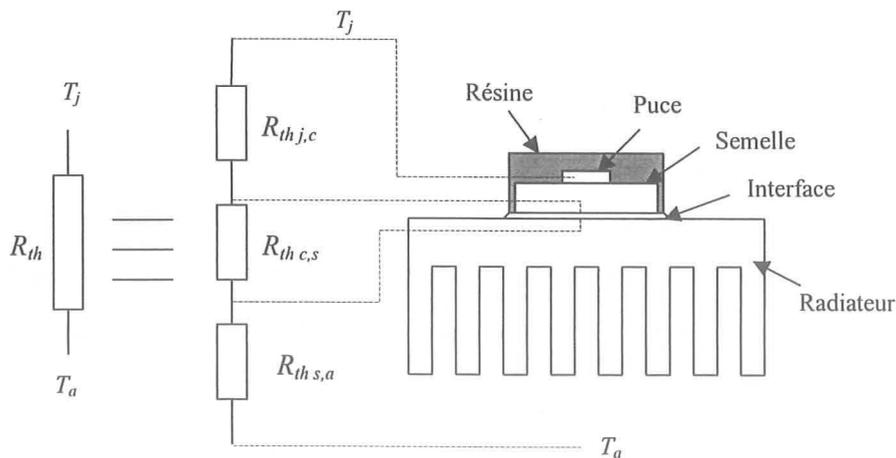


Figure 1.8 : Décomposition de R_{th}

Dans la suite de ce chapitre, nous présenterons les quelques solutions actuellement utilisées pour réduire les résistances thermiques $R_{th,s,a}$ et $R_{th,c,s}$.

1.3 Panorama des différentes solutions de refroidissement

1.3.1 Radiateurs à air

Dans la plupart des applications terrestres, l'ambiance est constituée par l'air entourant le dispositif électronique. L'échange thermique final est donc un échange convectif et radiatif vers l'atmosphère. Son coefficient d'échange est estimé entre 3 et 15 $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$; donc, pour 1 Watt traversant une surface de 10 cm^2 , l'échauffement est d'au moins 66°C ($\Delta T=Q/hS$). C'est pourquoi, pour améliorer l'échange, on essaye généralement d'augmenter la surface du refroidisseur vue par l'atmosphère. Le produit rencontré le plus fréquemment est le radiateur à ailettes mais des fabricants proposent d'autres géométries telles que les « nids d'abeille » (Figure 1.9). On arrive alors à des valeurs de coefficient d'échange équivalent h_{eq} (coefficient vu par la surface dissipative) proches de 300 $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ ce qui correspond à une réduction par un facteur 20 de l'élévation de température.

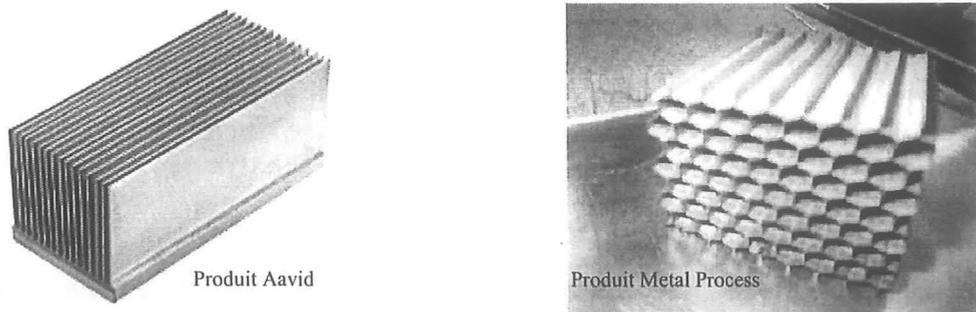


Figure 1.9 : Exemple de radiateurs à air (ailettes et nids d'abeilles)

Il arrive toutefois que cette solution ne suffise pas pour refroidir des composants dissipant de trop grandes densités de flux de chaleur. Dans ce cas, pour améliorer l'échange, on met l'air entourant le dispositif en mouvement grâce à un ventilateur (convection forcée). Les coefficients d'échange équivalents maximaux obtenus sont alors proches de 2000 $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$. Malheureusement, cette solution reste généralement insuffisante pour refroidir les composants dissipant des densités de flux supérieures à la centaine de $\text{W}\cdot\text{cm}^{-2}$. On utilise alors d'autres types de fluide permettant d'améliorer encore mieux l'échange de chaleur.

1.3.2 Convection forcée liquide

1.3.2.1 Principe

La limitation du coefficient d'échange dans le cas de l'air est principalement due à sa faible conductivité thermique. Aussi, on le remplace généralement par des liquides tels que l'eau. Le

coefficient d'échange équivalent peut alors atteindre, dans certains cas, des valeurs proches de $100000 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$. Cela veut donc dire que, par rapport à un échange avec l'air, la chute de température peut être divisée par 50. On peut donc transférer des densités de flux de chaleur de plusieurs centaines de W.cm^{-2} au niveau de l'interface solide-eau.

Cet échange étant très bon, on peut en profiter pour prélever la chaleur au niveau de la source de chaleur souvent très petite et l'amener vers un dissipateur à air de taille conséquente permettant de dissiper toute la puissance vers l'atmosphère. Cette technique est très utilisée dans les domaines qui ont à gérer de fortes densités de flux de chaleur. Afin d'illustrer cette technique, un exemple est présenté Figure 1.10.

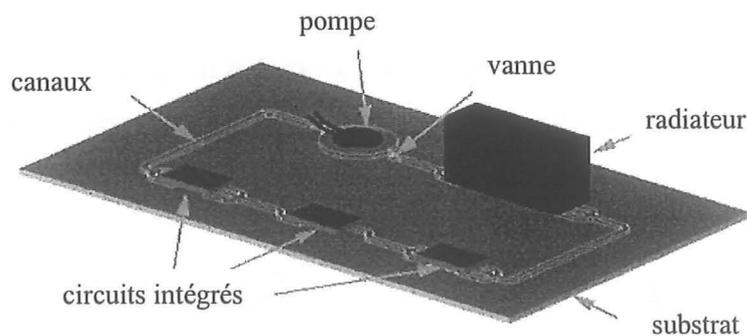


Figure 1.10 : Système de refroidissement avec convection forcée liquide (université de Californie-Berkeley, www.darpa.mil)

Il s'agit d'un système complet de refroidissement par convection forcée intégré sur un même substrat : une pompe permet une circulation d'eau transportant la chaleur des composants vers le radiateur où s'effectue l'échange thermique convectif final vers l'atmosphère.

1.3.2.2 Etudes menées au LEG

Comme nous l'avons vu au début de ce chapitre, les composants de puissance peuvent dissiper des densités de flux de chaleur de plusieurs centaines de W.cm^{-2} . Le refroidissement par convection forcée liquide est donc bien adapté dans ce cas là. C'est pourquoi le LEG s'est intéressé à ce type de refroidisseur.

La première étude, menée par Meysenc [MEY] a consisté en la réalisation d'un refroidisseur en cuivre à micro canaux usinés directement dans la semelle du composant (Figure 1.11) pour la société Alstom (traction ferroviaire). Ce genre d'application nécessite d'avoir une différence de température entre l'ambient et la jonction du composant inférieure à 50°C . L'intérêt du dispositif réalisé est qu'il permet d'éviter des interfaces thermiques car le composant est directement brasé sur le refroidisseur. L'isolation électrique peut alors être obtenue en utilisant des fluides diélectriques. Des densités de flux de chaleur de l'ordre de

400 W.cm⁻² ont pu être dissipées avec des gradients de température inférieurs aux 50°C imposés.

D'autres industriels, comme PCA, préfèrent travailler avec des modules de puissance du commerce. Karim [KAR] propose d'usiner le refroidisseur directement sur la semelle du module (Figure 1.12). Cela permet d'éviter l'interface module-refroidisseur qui est très pénalisante thermiquement.

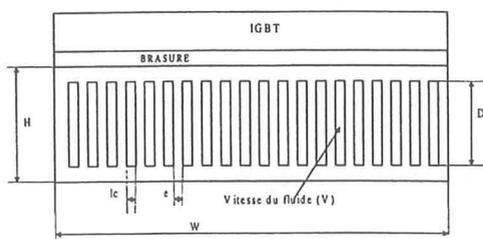


Figure 1.11 : Coupe d'un refroidisseur à micro canaux intégré dans la semelle du composant

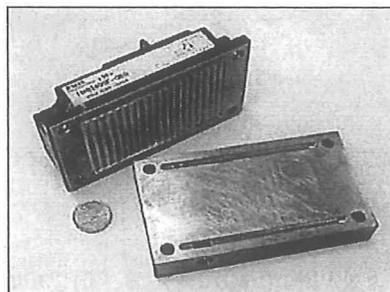


Figure 1.12 : Refroidisseur usiné dans la semelle d'un module de puissance

Pour dissiper de plus fortes densités de flux de chaleur, une des solutions consiste à augmenter la surface d'échange, par exemple par un refroidissement double face (Figure 1.13). Dans le cas des composants IGBT, cette alternative de refroidissement demande de repenser la connectique du module afin de remplacer les fils d'aluminium classiquement utilisés par des plots en aluminium (bumps). Cette étude menée par Gillot [GIL] en collaboration avec le CEA/LETI a fait l'objet d'un brevet déposé par la société Alstom.

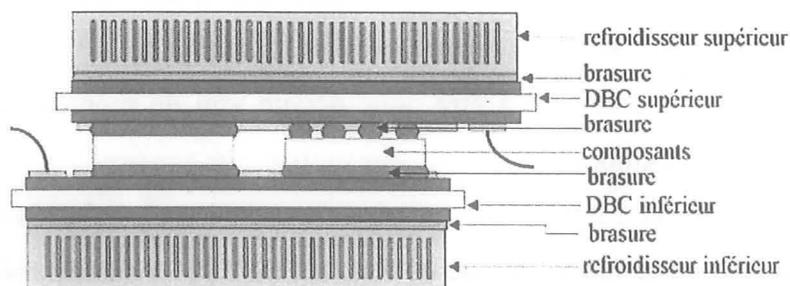


Figure 1.13 : Refroidisseur double face

Comme les composants sont en silicium, Perret [PER] propose de réaliser un refroidisseur avec ce matériau (Figure 1.14). Il n'y a alors plus d'interface entre le composant et le refroidisseur. De plus, cela devrait permettre d'envisager à terme la réalisation de ce type de refroidisseur en face arrière du composant de puissance sans "sortir de la salle blanche". Ces travaux réalisés pour partie par le LAAS de Toulouse s'inscrivent dans le cadre du Groupement de Recherche « Intégration des Systèmes de Puissance ».

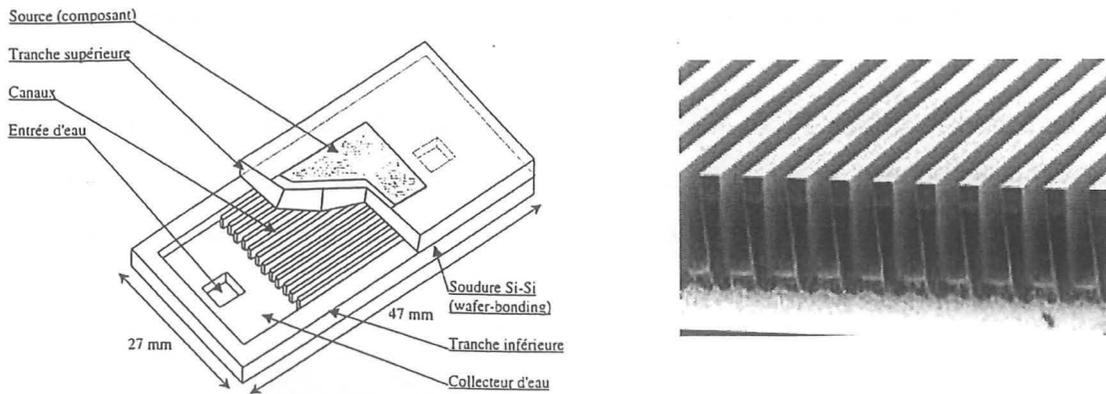


Figure 1.14 : Refroidisseur en silicium

1.3.3 Convection forcée avec changement de phase

La solution pour refroidir les composants de puissance est d'intégrer des micro canaux directement dans le support. Pour dissiper le plus de puissance possible, il suffit alors d'augmenter le débit du fluide dans les canaux et d'optimiser leur géométrie. Cependant, si la vitesse du fluide augmente trop, les chutes de pression peuvent devenir inacceptables. L'utilisation d'un transfert de chaleur par ébullition paraît séduisante car elle permet de relâcher cette contrainte.

L'amélioration du coefficient d'échange est non seulement due à la chaleur latente qui est très importante dans le cas de l'eau, mais elle est aussi et surtout due à un effet de microconvection induit par les bulles [SAC]. Aligoodarz et coll. [ALI] montrent que le coefficient d'échange dans les petits canaux est très proche de celui rencontré lors de l'ébullition en vase. Cette dernière va être donc décrite afin de montrer les limites de la convection forcée avec ébullition.

La Figure 1.15 représente la différence de température entre la paroi chaude dans un bain de liquide et la surchauffe de ce même liquide en fonction du flux de chaleur. Nous voyons que le coefficient d'échange entre ces deux milieux varie (dans un cas purement conducteur, cette courbe serait une droite). Du point A au point B, l'échange de chaleur se fait par convection sans changement de phase. A partir du point B, comme le flux de chaleur augmente, il y a apparition de bulles à la surface de la paroi chaude. La conséquence est une augmentation de la pente de la courbe qui correspond à une amélioration du coefficient d'échange à température de paroi imposée. Par contre, à partir du point C, nous voyons que ce coefficient d'échange commence à diminuer. Ceci est dû au fait que les bulles deviennent trop grosses et gênent le transfert thermique. La zone entre D et E correspond à une transition vers un état où l'apparition d'une couche de vapeur entre la paroi et le liquide limite les échanges thermiques.

En conclusion, nous pouvons dire que ces systèmes sont très performants tant qu'ils fonctionnent dans la zone d'ébullition nucléée. Dans le cas où le flux est imposé, ils nécessitent un dimensionnement rigoureux car une valeur du flux trop importante peut engendrer une destruction du dispositif si le flux critique (point D) est dépassé.

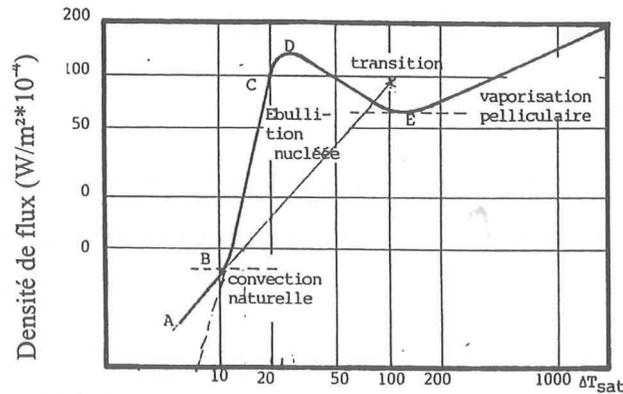


Figure 1.15 : Caractéristiques de l'ébullition en vase [SAC]

Tous les dispositifs de refroidissement présentés ci dessus sont très performants, mais ils nécessitent l'utilisation d'une pompe ou d'un ventilateur. Ces équipements peuvent engendrer des perturbations et des nuisances sonores. Nous allons voir dans la prochaine partie qu'il peut être possible, dans certains cas, de nous en passer grâce à l'utilisation d'échangeurs de chaleur totalement passifs appelés caloducs.

1.4 Les caloducs

1.4.1 Principe de fonctionnement

Un caloduc est un système qui, en profitant du changement de phase d'un fluide caloporteur, préleve de la chaleur en un point et la transporte vers un autre sans utiliser de pompe ou autre artifice mécanique.

Il est constitué d'une enceinte fermée dont les parois internes sont recouvertes par un réseau capillaire saturé de liquide. Il est généralement composé de trois parties appelées évaporateur, condenseur et zone adiabatique. Son principe de fonctionnement est représenté sur la Figure 1.16. Au niveau de l'évaporateur, le liquide se vaporise et va vers le condenseur où il se condense. Il est alors ramené vers l'évaporateur grâce au réseau capillaire qui joue le rôle de moteur du caloduc.

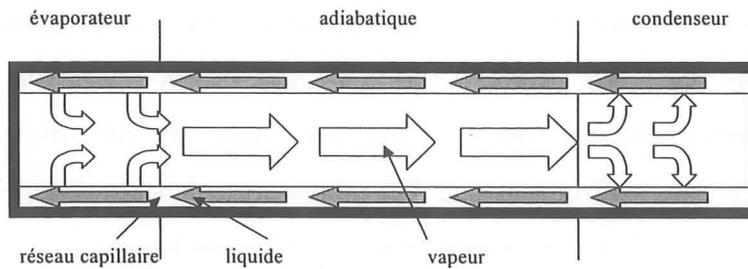


Figure 1.16 : Principe de fonctionnement d'un caloduc

Avec un réseau capillaire adapté, le caloduc peut fonctionner dans toutes les positions et par conséquent hors gravité. L'intérêt essentiel du principe caloduc est qu'il génère entre la zone d'évaporation (source chaude) et la zone de condensation (source froide) une différence de température très faible. On dit alors que le caloduc joue le rôle de court circuit thermique. Ce phénomène bien connu a été quantifié par plusieurs auteurs [CAO][HOP] qui ont montré que la valeur de la conductivité équivalente de l'espace vapeur pouvait atteindre des valeurs cent fois supérieures à celles du cuivre.

Ceci explique le véritable intérêt du principe caloduc. En effet, il permet d'extraire la chaleur d'un endroit difficilement accessible et de la transférer vers une zone pouvant être facilement refroidie. La Figure 1.17 présente l'utilisation d'un caloduc dans le cas du refroidissement du microprocesseur d'un ordinateur portable. Nous voyons que, pour refroidir le microprocesseur, le concepteur a inséré un caloduc permettant d'amener la chaleur du composant vers un côté de l'ordinateur où se trouve un dissipateur à air.

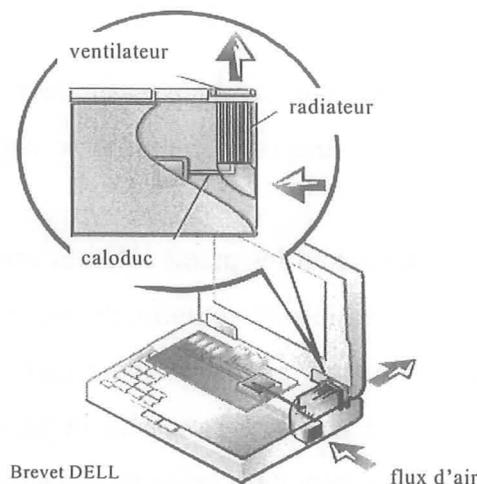


Figure 1.17 : Utilisation d'un caloduc pour le refroidissement d'un ordinateur portable

La micro électronique n'est pas le seul domaine d'utilisation de ces structures. En effet, elles sont actuellement utilisées dans un grand nombre d'applications allant de la médecine aux systèmes de climatisation en passant par l'électronique de puissance. Un de leurs domaines de

prédilection est celui du spatial puisque, comme nous l'avons déjà évoqué, leur fonctionnement peut se faire hors gravité.

1.4.2 Le réseau capillaire

Le réseau capillaire est le véritable cœur du caloduc. Comme nous le verrons dans la suite, il conditionne largement le fonctionnement du dispositif et a une grande part dans la détermination des limites d'utilisation les plus contraignantes.

1.4.2.1 Fonctionnement

Phénomène de mouillage :

Lorsqu'un solide est en contact avec une goutte, celle-ci se déforme à cause de la force d'interaction qui existe entre ses propres molécules et celles de la paroi. Suivant l'intensité de cette force, l'interface liquide-solide n'a pas la même forme (Figure 1.18). Pour caractériser cette interface, on utilise la notion d'angle de contact (θ). Dans le cas où l'interaction est faible par rapport à celle qui existe dans le liquide lui-même, on dit que le liquide ne mouille pas ($\theta > 90^\circ$). Dans le cas contraire, on dit qu'il mouille ($\theta < 90^\circ$).

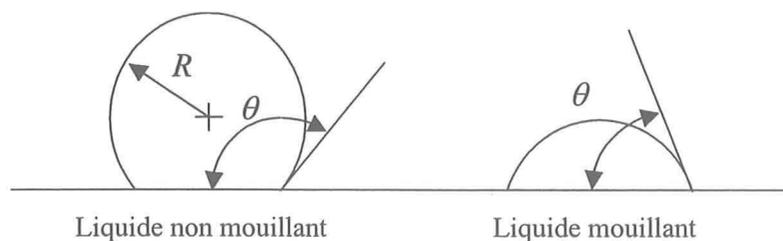


Figure 1.18 : Mouillage d'un liquide sur une paroi

Différence de pression à travers une surface courbe :

Il est possible de calculer la différence de pression existant à une interface liquide-vapeur. Cette différence de pression dépend de la forme de l'interface et de la nature du liquide. Dans le cas d'une goutte sphérique de rayon R , elle s'exprime de la manière suivante :

$$\Delta P_{cap} = \frac{2\sigma}{R} \quad \text{éq. 1.7}$$

où σ est la tension de surface. Lorsqu'un liquide (en équilibre avec sa vapeur) est dans un tube de rayon r suffisamment petit pour que le ménisque soit une calotte sphérique, le rayon de courbure de l'interface liquide-vapeur est égal à $r/\cos(\theta)$. La différence de pression est donc égale à :

$$\Delta P_{cap} = \frac{2\sigma \cos(\theta)}{r} \quad \text{éq. 1.8}$$

En conséquence, le ménisque monte dans le tube si le liquide mouille la paroi et il descend dans le cas contraire (Figure 1.19). La différence de pression entre le liquide et la vapeur est appelée pression capillaire car c'est elle qui détermine la hauteur de la remontée capillaire dans le tube. Nous pouvons constater que, pour avoir une pression capillaire (et donc une remontée capillaire) importante, il est préférable de choisir des couples liquide-solide permettant d'avoir les angles de mouillage les plus faibles possibles. Il est également souhaitable d'avoir des diamètres de tube les plus petits possible.

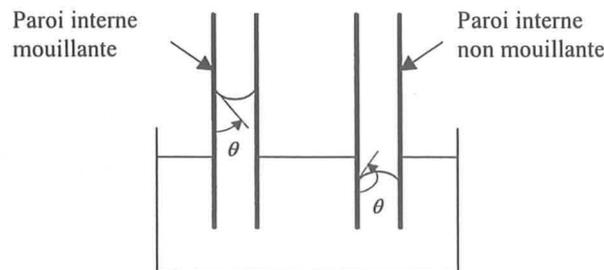


Figure 1.19 : Remontée capillaire dans un tube

Dans certains cas, comme celui d'un tube de section rectangulaire, il arrive que l'interface aie deux rayons principaux de courbure R_1 et R_2 . La pression capillaire peut alors s'écrire de la manière suivante (équation de Laplace) :

$$\Delta P_{cap} = \sigma \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad \text{éq. 1.9}$$

1.4.2.2 Paramètres principaux d'un réseau capillaire

Le réseau capillaire est très important car c'est lui qui est le moteur du caloduc. En effet, nous verrons dans le prochain chapitre que son fonctionnement est principalement dû à une évolution du rayon de courbure de l'interface liquide-vapeur entre le condenseur et l'évaporateur. Il en résulte une différence de pression capillaire entre ces deux zones qui engendre un écoulement. Le réseau capillaire est généralement constitué d'une structure poreuse faite dans un matériau tel que l'aluminium, le nickel ou le cuivre. La faible dimension de ses pores permet, comme dans le cas d'un tube plongé dans un liquide, de générer une remontée capillaire. Par contre, plus leur diamètre est petit, plus les pertes de charge sont fortes lors du déplacement du liquide au sein du réseau. Ainsi, pour pouvoir avoir le meilleur fonctionnement hydraulique du caloduc, il est nécessaire de faire un compromis entre pression

motrice et pertes de charge. Afin de caractériser hydrauliquement un réseau capillaire, il est usuel de le décrire par deux paramètres qui sont :

- la pression capillaire (P_{cap}) qui n'est autre que la pression motrice mise en évidence par l'équation de Laplace (éq. 1.8),
- la perméabilité (K) qui traduit la facilité avec laquelle l'écoulement le traverse.

Par ailleurs, lorsque le flux de chaleur produit par la source de chaleur se dirige vers la source froide, il doit traverser le réseau capillaire au niveau de l'évaporateur puis au niveau du condenseur. En conséquence, si on veut avoir de bonnes performances thermiques, il faut que le coefficient d'échange thermique du réseau soit le plus important possible.

Un bon réseau capillaire doit donc avoir simultanément une pression capillaire, une perméabilité et un coefficient d'échange thermique les plus forts possible.

1.4.2.3 Comparaison de différentes technologies

Il existe de nombreuses façons de réaliser ces structures capillaires. Les plus répandues sont les mèches tissées, les poudres métalliques frittées et les rainures axiales (Figure 1.20). Les premières sont actuellement les plus utilisées car elles sont très simples à réaliser mais leur plus gros défaut est que leur coefficient d'échange thermique est faible. En effet, le flux de chaleur doit traverser des zones où il n'y a que du liquide. Les métaux frittés, eux, permettent grâce à leur faible diamètre de pores d'avoir une pression capillaire très importante et donc un bon comportement lors d'un fonctionnement contre la pesanteur ; la perte de pression du liquide y est souvent très importante et le coefficient d'échange est généralement très bon. Les réseaux capillaires à rainures axiales ont aussi un bon coefficient d'échange dans le cas général et, au niveau hydraulique, une très bonne perméabilité ; mais la pression capillaire est souvent insuffisante pour des fonctionnements contre la gravité.



Figure 1.20 : Réseaux capillaires les plus répandus

1.4.3 Les fluides

Le premier critère de choix d'un fluide est la température de fonctionnement du caloduc. Le Tableau 1.1 présente les fluides les plus fréquemment utilisés ainsi que leur température d'utilisation. Lorsqu'il est possible d'utiliser plusieurs fluides, le choix s'effectue grâce à plusieurs critères parmi lesquels on compte la compatibilité et la mouillabilité avec le réseau capillaire et le matériau enveloppe, la pression aux conditions de fonctionnement, la chaleur latente, la conductivité thermique, la viscosité et la tension de surface. Pour ce qui est du refroidissement des composants électroniques, les fluides les plus utilisés sont les alcools et l'eau.

Fluide	Température minimale (°C)	Température maximale (°C)
Hélium	-271	-269
Azote	-203	-160
Ammoniac	-60	100
Acétone	0	120
Méthanol	10	130
Ethanol	0	130
Eau	30	200
Toluène	50	200
Mercure	250	650
Sodium	600	1200
Lithium	1000	1800
Argent	1800	2300

Tableau 1.1 : Fluides les plus couramment utilisés

1.4.4 Différents types de caloducs

1.4.4.1 Microcaloducs

La notion de microcaloduc a été introduite par Cotter [COT]. Elle s'applique à des caloducs dont le diamètre hydraulique est du même ordre de grandeur que le rayon de courbure de l'interface liquide-vapeur (Figure 1.21). En pratique, ils sont constitués par un canal non circulaire de 10 à 500 μm de diamètre et de 10 à 20 mm de longueur. Le retour du liquide s'effectue dans les coins du canal qui jouent le rôle de réseau capillaire. 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 [PET2]. Ils servent aussi pour le contrôle thermique de cellules photovoltaïques et dans le domaine médical. Pour refroidir des surfaces assez larges, il est possible d'utiliser un réseau de microcaloducs en parallèle (Figure 1.22).

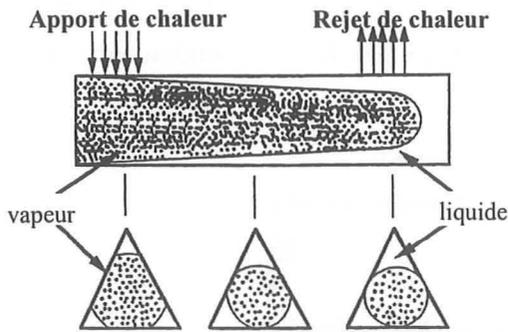


Figure 1.21 : Principe d'un microcaloduc

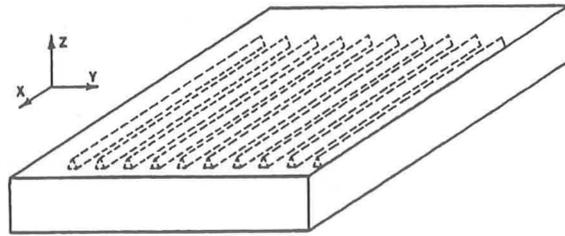
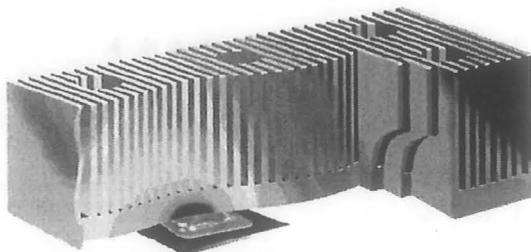
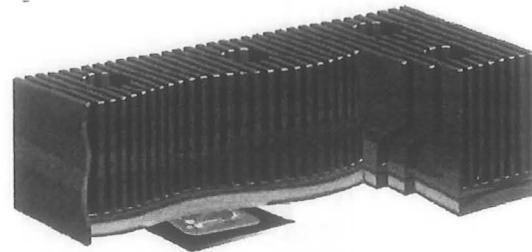


Figure 1.22 : Réseau de microcaloducs

1.4.4.2 Répartiteurs de chaleur

Actuellement, la taille des composants électroniques a tendance à diminuer. Dans un même temps, leurs puissances dissipées augmentent considérablement. En conséquence, les densités de flux de chaleur à évacuer par les refroidisseurs deviennent très importantes. Afin de résoudre ce problème, on utilise généralement des radiateurs plus grands que les composants pour épanouir au mieux le flux de chaleur avant de le dissiper dans l'air ambiant. Mais cette solution mène généralement à l'apparition de points chauds (Figure 1.23). Le flux de chaleur n'est alors pas uniforme au niveau du radiateur. Celui-ci n'est donc pas utilisé de façon optimale. En conséquence, la taille du radiateur à choisir est supérieure à celle que l'on prendrait si le flux de chaleur était uniforme. Afin de limiter ces points chauds, on peut intégrer dans la base du radiateur un matériau de très forte conductivité thermique (Figure 1.24) ce qui permet d'épanouir encore mieux le flux de chaleur et ainsi de diminuer le gradient de température le long du radiateur. La densité de flux sortant est alors la plus uniforme possible.

Figure 1.23 : Apparition de points chauds
(www.thermacore.com)Figure 1.24 : Utilisation d'un matériau de forte conductivité thermique
(www.thermacore.com)

Comme il l'a été indiqué précédemment, la zone vapeur des caloducs est une zone qui a une conductivité thermique équivalente très élevée. Il est donc possible de les utiliser comme épanouisseur de flux de chaleur. Leur principe de fonctionnement est le même que celui des

caloducs classiques mais les trajets du fluide sont différents car la source chaude (évaporateur) est placée sur une face du caloduc et la source froide (condenseur) utilise l'intégralité de la seconde face (Figure 1.25).

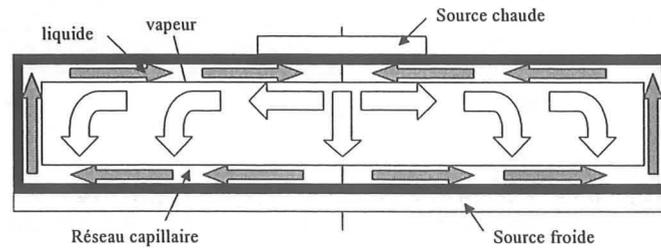


Figure 1.25 : Fonctionnement d'un caloduc utilisé comme épanouisseur de chaleur

1.4.4.3 Caloducs assistés par des forces de volumes

Thermosiphons diphasiques :

On parle de thermosiphon lorsque l'évaporateur est situé en dessous du condenseur (Figure 1.26). Comme la force de gravité est favorable au déplacement du liquide, la présence du réseau capillaire n'est pas obligatoire. Celui-ci n'a alors pour rôle que d'améliorer les performances locales (coefficient d'échange ...). De par sa simplicité, il est actuellement très utilisé.

Caloducs tournants :

Lorsque le caloduc tourne, le liquide est soumis à des forces radiales. On peut profiter de ces forces pour ramener le liquide vers l'évaporateur. Pour cela, on peut progressivement augmenter le diamètre du caloduc entre le condenseur et l'évaporateur (Figure 1.27). Cette solution est utilisée pour le refroidissement de machines tournantes.

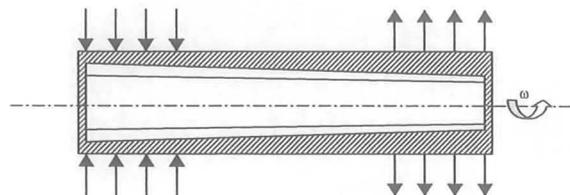
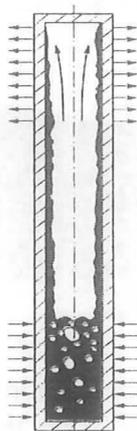


Figure 1.26 : Principe d'un thermosiphon

Figure 1.27 : Principe d'un caloduc tournant

1.4.4.4 Boucles à pompage capillaire (CPL) et Loop Heat Pipes (LHP)

Principalement utilisées dans le spatial, les boucles à pompage capillaire (Figure 1.28) et loop heat pipes permettent, comme les caloducs, de transporter la chaleur de manière totalement

passive. Leur avantage est que les conduits liquide et vapeur sont totalement séparés ce qui évite l'interaction entre les deux phases. Même si leur principe de base est le même, il y a quelques différences entre ces deux technologies. Notamment, le réservoir de commande permettant d'amorcer le système dans le cas d'une boucle à pompage capillaire, n'est pas nécessaire pour le fonctionnement d'une loop heat pipe.

Ces structures sont intéressantes car leur domaine d'utilisation est différent de celui des caloducs. Pour illustrer cela, la société Astrium propose un graphique (Figure 1.29) dans lequel ces boucles sont situées par rapport aux caloducs en terme de poids et de capacité de transport de la chaleur. Cette dernière donnée représente la capacité du caloduc ou de la boucle à extraire la chaleur sur de longues distances. Cette donnée est intéressante car, comme nous pouvons le concevoir assez aisément, plus la distance entre évaporateur et condenseur est grande, plus la puissance transmissible est faible.

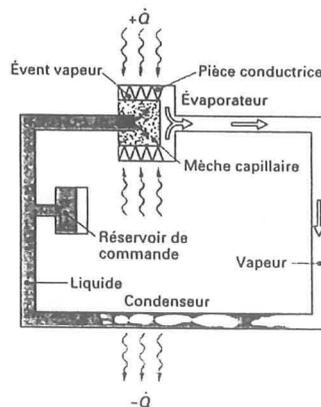


Figure 1.28 : Principe d'une boucle à pompage capillaire

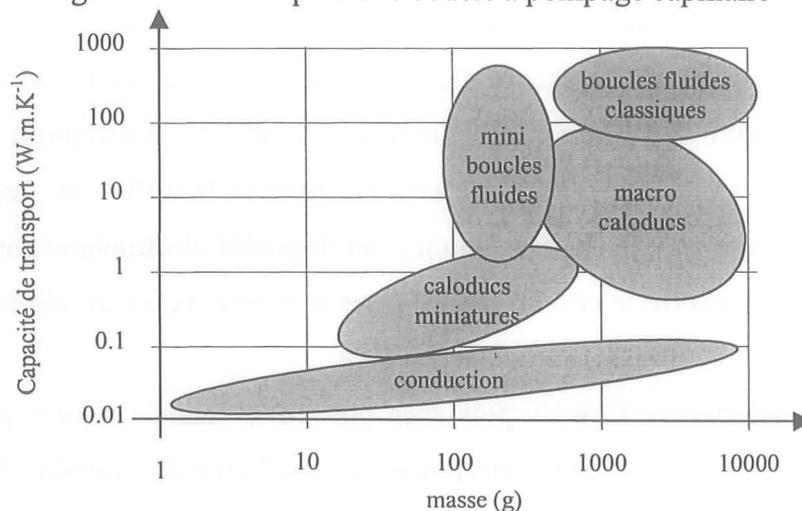


Figure 1.29 : Comparaison entre boucles fluides et caloducs (Astrium)

1.4.5 Quand choisir un refroidissement par caloduc ?

La solution caloduc est généralement envisagée lorsqu'on essaye de satisfaire une des contraintes suivantes :

- encombrement limité : il arrive souvent que l'espace autour de la zone à refroidir soit trop petit pour y mettre un radiateur à air. Le caloduc permet d'amener la chaleur à un endroit où elle peut être évacuée de manière efficace.
- consommation limitée et nuisances sonores réduites : l'utilisation d'un caloduc permet d'améliorer l'efficacité d'un radiateur et, ainsi, dans certains cas, de ne pas utiliser de ventilateur.
- faible maintenance : tous les dispositifs électromécaniques ont des parties tournantes qui nécessitent une maintenance régulière.
- système totalement isolé de l'environnement extérieur : un caloduc permet d'amener la chaleur vers la cloison du système à refroidir.
- faible poids : si on attache un refroidisseur directement sur une carte électronique, il peut y avoir des contraintes très fortes sur cette dernière à cause du poids du radiateur. Un caloduc permet de déporter ce poids sur une structure plus résistante.

1.5 Conclusion

Grâce aux progrès technologiques, les composants électroniques deviennent de plus en plus petits et de plus en plus rapides. Les densités de flux de chaleur à évacuer deviennent alors importantes et peuvent atteindre plusieurs centaines de $W.cm^{-2}$. En conséquence, la contrainte thermique est de plus en plus déterminante lors de la conception d'un dispositif électronique.

Les refroidisseurs les plus couramment utilisés en électronique sont les radiateurs à air, les boucles à eau (monophasiques et diphasiques) et les caloducs. Pour choisir entre ces trois solutions, la connaissance des densités de flux de chaleur produites au niveau des composants à refroidir est nécessaire. A l'inverse, il est possible de modifier l'électronique en mettant, par exemple, plusieurs composants en parallèle afin d'augmenter la surface de dissipation, ce qui a une répercussion sur le coût. La conception d'un dispositif électronique complet nécessite de faire un compromis entre le prix du refroidisseur et le prix du circuit électronique (Figure 1.30).

L'électronicien ou l'électronicien de puissance doit donc connaître assez précisément les performances et le coût des différents refroidisseurs. Il doit donc être capable de les modéliser thermiquement et connaître leurs contraintes de réalisation. Au Laboratoire d'Electrotechnique de Grenoble, il y a, grâce aux différentes études précédemment menées, une bonne connaissance du refroidissement par boucle fluide et du refroidissement par radiateur à air. Pour la suite, nous allons nous intéresser plus particulièrement aux caloducs.

Dans un premier temps, nous verrons comment, d'un point de vue général, déterminer leurs limites de fonctionnement et comment les réaliser. Puis nous étudierons des cas particuliers.

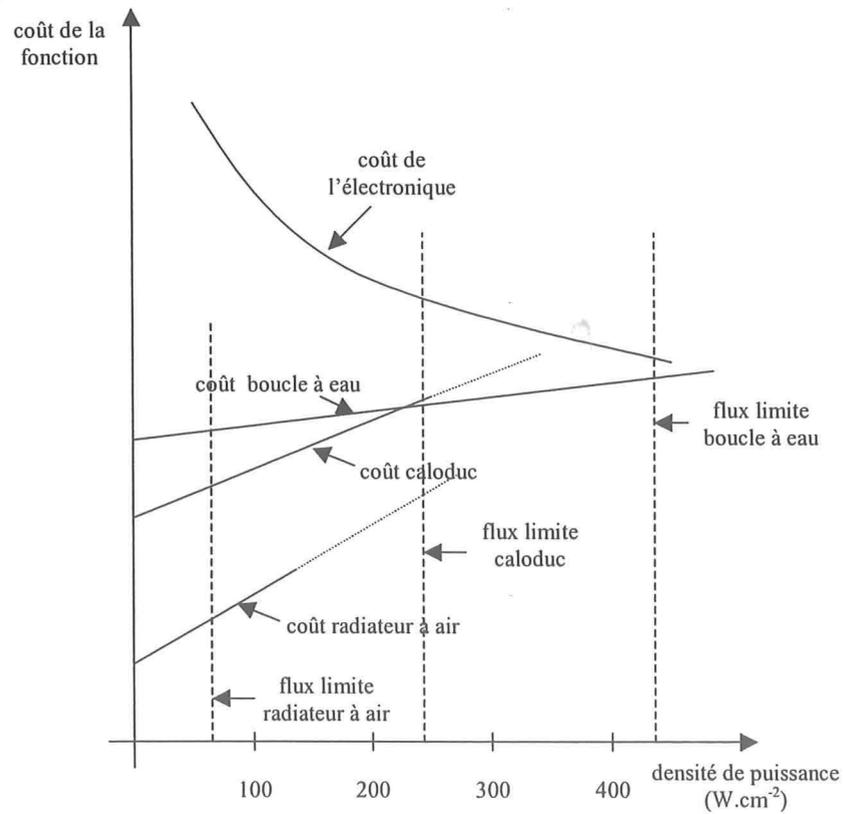


Figure 1.30 : Optimisation du coût global de la fonction électrique (Ferraz)

Chapitre II : Principes de modélisation et de réalisation des caloducs

2.1 Introduction

La conception d'un caloduc fait appel à des connaissances dans des domaines distincts. En effet, le principe de base d'un caloduc est l'échange thermique entre deux zones grâce à l'écoulement d'un fluide simultanément sous sa phase gazeuse et sa phase liquide. La modélisation d'un tel système passe donc non seulement par l'étude des échanges thermiques dans ses différentes zones mais aussi par la prise en compte des phénomènes hydrauliques qui sont engendrés par les déplacements du fluide dans la structure. La réalisation des caloducs pose, elle aussi, de nombreux problèmes qui sont principalement dus au fait que le fluide doit être le plus pur possible et que la paroi soit la plus propre possible afin de permettre un fonctionnement optimum.

Il m'a semblé intéressant de développer dans ce chapitre ma découverte du caloduc et des outils de modélisation que j'ai ensuite utilisés pour résoudre mes problèmes de refroidissement. Dans ce cadre, nous verrons tout d'abord les principes que nous utiliserons pour élaborer notre méthodologie de conception. Pour cela, après avoir fait quelques rappels de mécanique des fluides, nous introduirons les différentes limites de fonctionnement des caloducs. Puis nous aborderons la modélisation thermique du système. Enfin, nous terminerons par une description des principales étapes de mise au point pour la réalisation de prototypes.

2.2 Les limites de fonctionnement d'un caloduc

2.2.1 Limite due au fluide

Le fluide caloporteur d'un caloduc se trouve simultanément sous forme liquide et sous forme vapeur. Le diagramme de phase d'un corps pur (Figure 2.1) montre que, pour que cette condition soit respectée, le point de fonctionnement doit être sur la courbe délimitant les phases vapeur et liquide (ligne de saturation) et doit être compris entre le point triple et le point critique. En effet, en dessous du point triple, correspondant à un état du corps pour lequel les trois phases (solide, liquide et vapeur) sont présentes, la vapeur se transforme en solide, et, au dessus du point critique, il n'existe plus que la phase vapeur. En conséquence, la

zone de température dans laquelle le caloduc peut fonctionner est comprise entre les températures correspondant à ces deux points.

Le long de la ligne de saturation, la température et la pression sont reliées par la relation de Clausius-Clapeyron :

$$\frac{dP_{sat}}{dT} = \frac{h_{fg}}{T \left(\frac{1}{\rho_v} - \frac{1}{\rho_l} \right)} \approx \frac{h_{fg} \rho_v}{T} \tag{eq. 2.1}$$

Il est alors possible, en connaissant la température de fonctionnement d'un caloduc, de déterminer sa pression interne.

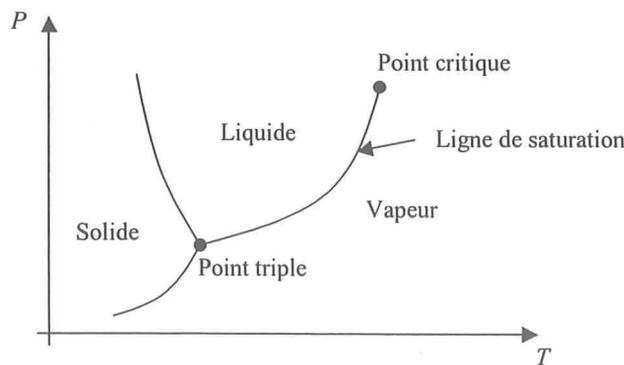


Figure 2.1 : Diagramme de phase d'un corps pur

2.2.2 Domaine de fonctionnement

Même si le point de fonctionnement se trouve sur la ligne de saturation, il est possible que le caloduc ne fonctionne pas. En effet, quand la puissance injectée augmente, il arrive que celui-ci cesse de fonctionner. Dans ce cas, une des cinq limites de fonctionnement présentées Figure 2.2 est atteinte. Ces limitations sont essentiellement liées aux propriétés thermophysiques du liquide caloporteur et à la géométrie de l'enveloppe du caloduc.

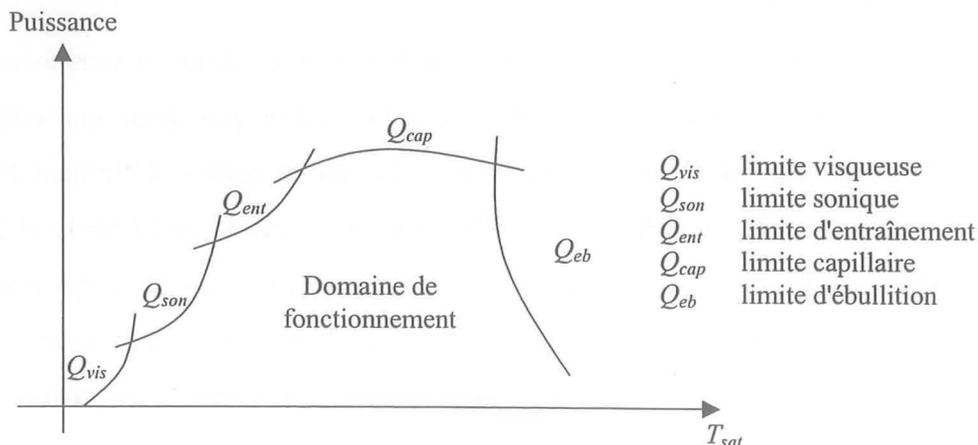


Figure 2.2 : Domaine de fonctionnement d'un caloduc

Nous décrirons dans la suite de notre étude les phénomènes physiques mis en jeu qui induisent ces limitations et qui définissent ainsi le domaine de fonctionnement du caloduc. Nous présenterons également différentes méthodes permettant d'estimer ces limites. Pour ce faire, nous allons commencer par faire quelques rappels de mécanique des fluides.

2.2.3 Rappels sur les écoulements

Le fonctionnement d'un caloduc repose sur l'écoulement passif d'un fluide sous deux phases à l'intérieur d'une enceinte. Cet écoulement subit des forces de volume comme par exemple la pesanteur mais aussi des forces de frottement qui sont dues en particulier au glissement du liquide sur la paroi, à celui de la vapeur sur la paroi et également à celui de la vapeur sur le liquide. Ces forces, engendrant des variations de pression dans le fluide, sont à l'origine pour grande partie des limites de fonctionnement.

Afin de décrire l'effet de ces différents phénomènes sur les écoulements, nous allons dans un premier temps étudier le théorème de Bernoulli qui s'applique aux fluides parfaits incompressibles, c'est-à-dire aux fluides à l'intérieur desquels les phénomènes de frottement sont négligeables. Puis, une extension de ce théorème aux fluides réels incompressibles sera exposée. Enfin, nous montrerons que les fluides peuvent avoir plusieurs régimes d'écoulement dont l'influence n'est pas négligeable pour le calcul des différents efforts que subit le fluide.

2.2.3.1 Le théorème de Bernoulli

Ce théorème s'applique aux écoulements permanents des fluides parfaits incompressibles (un fluide parfait est un fluide dont l'écoulement se fait sans frottement). On considère un écoulement permanent isovolume d'un fluide parfait, entre les sections $S1$ et $S2$ (Figure 2.3), entre lesquelles il n'y a aucune machine hydraulique (pas de pompe, ni de turbine). Soit m la masse et V le volume du fluide qui passe à travers la section $S1$ entre les instants t et $t+dt$. Pendant ce temps, la même masse et le même volume de fluide passe à travers la section $S2$. En appliquant le théorème de l'énergie cinétique à ce fluide entre les instants t et $t+dt$ (la variation d'énergie cinétique est égale à la somme des travaux des forces extérieures : poids et forces pressantes), on obtient :

$$\rho \frac{v^2}{2} + \rho g z + P = cte \quad \text{éq. 2.2}$$

v est la vitesse du fluide, ρ sa masse volumique, g la constante de gravitation et z la hauteur de la zone d'écoulement. Le premier terme correspond à la pression cinétique, le second à la pression de pesanteur et le dernier à la pression statique. Le deuxième terme décrit en fait plus particulièrement l'influence des forces de volume, il serait donc modifié dans le cas où la conduite serait elle même en mouvement comme par exemple dans le cas d'un caloduc tournant.

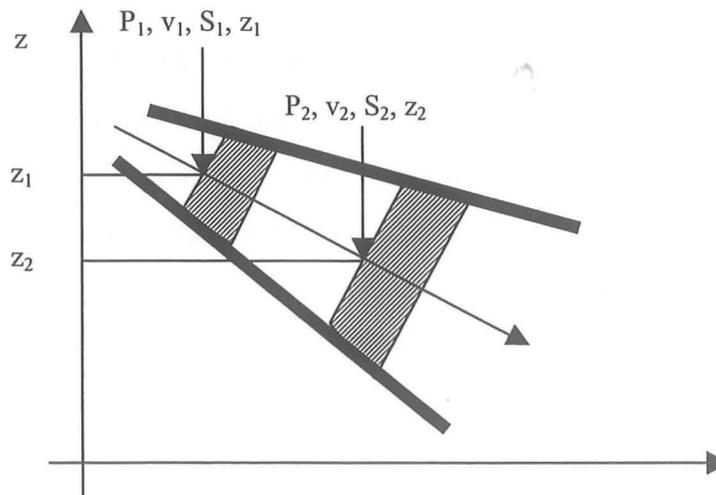


Figure 2.3 : Ecoulement d'un fluide dans un conduit

En conséquence, la chute de pression entre les points (1) et (2) peut s'écrire de la manière suivante dans le cas d'un fluide parfait :

$$\Delta P = P_2 - P_1 = \frac{1}{2} \rho (v_1^2 - v_2^2) + \rho g (z_1 - z_2) \quad \text{éq. 2.3}$$

La variation de pression dans un fluide parfait dépend donc d'un terme inertiel dû à la variation de la vitesse et d'un autre dépendant des forces de volume. Nous allons maintenant voir ce que devient cette formule dans le cas d'un fluide réel incompressible.

2.2.3.2 Cas d'un fluide réel incompressible

Dans un fluide réel, les forces de contact ne sont pas perpendiculaires aux éléments de surface sur lesquelles elles s'exercent. Le phénomène induisant ces frottements qui s'opposent au glissement des couches fluides les unes sur les autres s'appelle la viscosité.

Sous l'effet des forces d'interaction entre les molécules du fluide et celles de la paroi, chaque molécule de fluide ne s'écoule pas à la même vitesse. On dit qu'il existe un profil de vitesse. Si on représente par un vecteur la vitesse de chaque particule située dans une section droite perpendiculaire à l'écoulement d'ensemble, la courbe lieu des extrémités de ces vecteurs représente le profil de vitesse de la Figure 2.4. Le mouvement du fluide peut être considéré

comme résultant du glissement des couches de fluide les unes sur les autres. La vitesse de chaque couche est une fonction de la distance y de cette couche au plan fixe : $v = v(y)$.

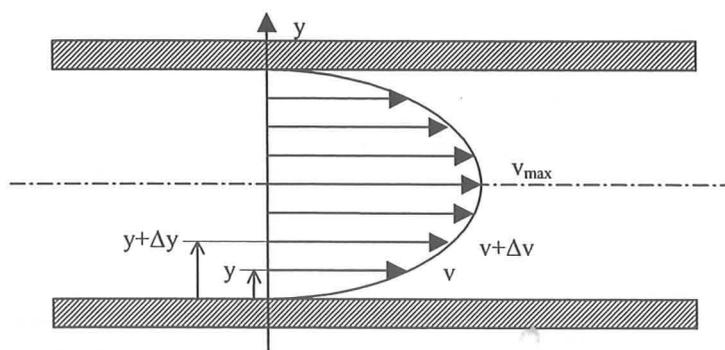


Figure 2.4 : Profil de vitesse

Ainsi, pour calculer la perte de pression totale entre deux points dans un fluide réel en mouvement, il faut prendre en compte un terme supplémentaire (ΔP_{vis}) qui est dû aux frottements visqueux :

$$\Delta P = P_2 - P_1 = \frac{1}{2} \rho (v_1^2 - v_2^2) + \rho g (z_1 - z_2) - \Delta P_{vis} \quad \text{éq. 2.4}$$

Ce terme dépend des propriétés du fluide, de la forme du conduit et du régime d'écoulement dans lequel se trouve le fluide.

2.2.3.3 Les différents régimes d'écoulement

Les expériences réalisées par Reynolds (1883) lors de l'écoulement d'un liquide dans une conduite cylindrique rectiligne dans laquelle arrive également un filet de liquide coloré, ont montré l'existence de deux régimes d'écoulement : laminaire et turbulent (Figure 2.5). En utilisant des fluides divers (viscosités différentes) et en faisant varier le débit et le diamètre de la canalisation, Reynolds a montré que le paramètre qui permet de déterminer si l'écoulement est laminaire ou turbulent est un nombre sans dimension appelé nombre de Reynolds qui s'exprime de la manière suivante :

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad \text{éq. 2.5}$$

avec D qui est le diamètre de la conduite et μ la viscosité dynamique. Lorsque cette conduite est non circulaire, le paramètre D , dans l'équation 2.5, est remplacé par D_h appelé diamètre hydraulique. Celui-ci est déterminé de la manière suivante :

$$D_h = \frac{4A}{p} \quad \text{éq. 2.6}$$

avec A la section de passage du fluide et p le périmètre mouillé.

L'expérience montre que :

- si $Re < 2000$, le régime est laminaire,
- si $2000 < Re < 3000$, le régime est intermédiaire,
- si $Re > 3000$, le régime est turbulent.

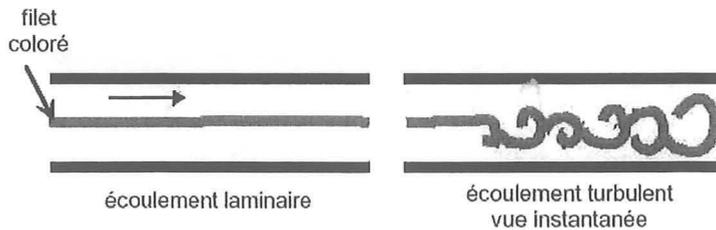


Figure 2.5 : Ecoulements laminaire et turbulent

Ces deux régimes d'écoulement sont ceux existant dans le cas d'un écoulement visqueux. Or, dans le cas d'un gaz, lorsque la pression devient petite, il est possible de quitter ce régime et se trouver dans un écoulement en gaz raréfié. En effet, pour que le régime visqueux puisse exister dans un gaz, il faut que les chocs entre molécules soient assez fréquents afin que la vitesse de l'entraînement puisse se communiquer de proche en proche. Cela veut donc dire que la mise en mouvement d'une partie du gaz peut se transférer aux molécules de gaz voisines.

Pour des dimensions de la canalisation données, lorsque la pression devient faible, le nombre de chocs intermoléculaires diminue par rapport aux chocs entre molécule et paroi. Le phénomène d'entraînement du gaz par viscosité diminue donc et le déplacement du gaz passe progressivement du régime visqueux au régime moléculaire. Lorsque le libre parcours moyen des molécules est comparable aux dimensions de la canalisation, il apparaît un état dit intermédiaire. L'introduction du nombre de Knudsen permet de déterminer la nature de l'écoulement. Il est défini de la manière suivante:

$$Kn = \frac{l_m}{D} \quad \text{éq. 2.7}$$

avec l_m le libre parcours moyen des molécules du gaz. C'est un nombre sans dimension, comme le nombre de Reynolds. Suivant la valeur de ce paramètre, trois régimes peuvent être définis :

- si $Kn > 1$, le régime est moléculaire,
- si $0.01 < Kn < 1$, le régime est intermédiaire,
- si $Kn < 0.01$, le régime est visqueux.

A partir de ces quelques rappels de mécanique des fluides, nous pouvons maintenant décrire les différentes limites de fonctionnement des caloducs.

2.2.4 Limites de fonctionnement dues à la phase vapeur

2.2.4.1 Limite visqueuse

Cette limite se rencontre lorsque la température de fonctionnement du caloduc est proche du point triple (Figure 2.1). Comme la pression est faible, la densité de vapeur est elle aussi très faible. Ceci a pour conséquence qu'un flux de chaleur élevé engendre une forte chute de pression dans la phase vapeur. Le point de fonctionnement se trouvant proche du point triple, la pente de la courbe de saturation, qui est définie par la loi de Clausius Clapeyron (éq. 2.1), est peu importante. Une grosse différence de température aux extrémités du caloduc n'a alors pour conséquence qu'une faible différence de pression entre condenseur et évaporateur. La limite visqueuse est atteinte lorsque cette différence de pression n'est plus suffisante pour vaincre les forces de frottements visqueux au cours de l'écoulement de la phase vapeur.

Cette limite se manifeste principalement pour les caloducs dont le liquide caloporteur est constitué de métaux liquides (très hautes températures de fonctionnement) pour lesquels la courbe de saturation a une pente très faible autour du point triple.

2.2.4.2 Limite sonique

Cette limite apparaît, elle aussi, lorsque la pression interne du caloduc est très faible. En effet, comme la densité de la vapeur est faible, un fort flux de chaleur à transférer implique une grande vitesse de déplacement de ses molécules. Lorsque celle-ci devient trop importante, elle peut atteindre la vitesse du son ce qui a pour effet de créer une onde de choc dans le caloduc qui perturbe son fonctionnement. Cette limite se rencontre également principalement pour les caloducs fonctionnant avec des métaux liquides.

2.2.4.3 Limite d'écoulement

Cette limite se rencontre pour les caloducs de très petite dimension et est liée à l'apparition du régime d'écoulement en gaz raréfié. En effet, pour ce type de caloduc, 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. Les lois régissant les écoulements en milieu continu ne sont alors plus vérifiées. Lors de la conception d'un caloduc de très petite taille, il ne faut donc pas oublier de prendre ce phénomène en compte.

2.2.5 La limite d'entraînement

La limite d'entraînement a pour origine la présence des deux phases en mouvement dans deux directions opposées sans séparation physique. En effet, l'interface entre ces deux phases est soumise aux forces de cisaillement dues à l'écoulement à contre-courant du liquide et de la vapeur. Lorsque la vitesse de la vapeur devient trop importante, il y a déformation de la surface de liquide. Lorsque le phénomène s'amplifie, il peut y avoir arrachement de gouttelettes qui sont alors ramenées vers le condenseur. Le fonctionnement du caloduc peut ainsi être bloqué.

Faghri [FAG] donne une expression de cette limite :

$$Q_{ent} = A_v h_{fg} \left(\frac{\sigma \rho_v}{2R_{h,w}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad \text{éq. 2.8}$$

où A_v est la section du passage vapeur et $R_{h,w}$ est le rayon de pore. Ce dernier vaut W pour les rainures, $0,5W$ pour les réseaux capillaires à mèche et $0,205D$ pour les poudres sphériques. W représente la largeur de la rainure dans le premier cas et est égal à l'espacement entre chaque fil de la mèche dans le second. D est le diamètre de poudre. Cette expression de la limite d'entraînement est à utiliser avec précaution car il n'existe actuellement que très peu de résultats expérimentaux. Elle sert seulement à avoir une idée de l'ordre de grandeur de cette limite.

2.2.6 La limite capillaire

Le cycle complet d'un caloduc comprend une étape d'écoulement de la vapeur de l'évaporateur vers le condenseur et une autre d'écoulement du liquide du condenseur vers l'évaporateur. Ce second écoulement s'effectue à travers le réseau capillaire. Ces deux écoulements sont cependant le siège de chutes de pression. La limite capillaire est atteinte lorsque l'effet de pompage du réseau capillaire n'arrive plus à vaincre les chutes de pression et ne permet plus la circulation du fluide jusqu'à l'évaporateur.

Cette limite est essentielle pour le fonctionnement du caloduc. Nous allons voir comment il est possible de l'estimer. Pour cela nous allons présenter une méthode de prédiction des chutes de pression de la phase vapeur et de la phase liquide qui s'opposent à la circulation du fluide.

2.2.6.1 Écoulement de la phase vapeur

Comme nous l'avons vu dans le paragraphe 2.2.3.2, les chutes de pression dans un écoulement peuvent être séparées en trois termes distincts : un terme dû aux forces de volume, un autre dû aux effets dynamiques et enfin un dernier dû aux chutes de pression visqueuses. Comme la densité de la vapeur est très faible, on néglige très souvent les pertes de pression dues aux forces de volume. Nous allons donc nous intéresser plus particulièrement au calcul des pertes visqueuses et aux chutes de pression dues aux effets dynamiques. L'équation 2.4 devient alors la suivante :

$$\Delta P = P_2 - P_1 = \frac{1}{2} \rho (v_1^2 - v_2^2) - \Delta P_{vis} \quad \text{éq. 2.9}$$

Les chutes de pression visqueuses [CHI]

Dans le cas d'un écoulement laminaire, incompressible et mono dimensionnel, il est possible d'exprimer les chutes de pression dues aux forces visqueuses grâce à la contrainte de cisaillement (τ_v) sur la paroi et au diamètre hydraulique de la zone vapeur :

$$\frac{dP_{v,vis}}{dx} = - \frac{4\tau_v}{D_{h,v}} \quad \text{éq. 2.10}$$

Nous pouvons également écrire le nombre de Reynolds axial et le coefficient de friction f_v de l'écoulement :

$$Re_v = \frac{D_{h,v} \rho_v v_v}{\mu_v} \quad \text{éq. 2.11}$$

$$f_v = \frac{2\tau_v}{\rho_v v_v^2} \quad \text{éq. 2.12}$$

où v_v est la vitesse moyenne axiale de la vapeur. Cette vitesse peut s'exprimer comme suit, en fonction du débit massique \dot{m}_v et de la section du conduit vapeur A_v :

$$v_v = \frac{\dot{m}_v}{A_v \rho_v} \quad \text{éq. 2.13}$$

Ce débit massique est directement lié à l'injection de molécules dans la zone de vapeur. Il est donc nul au début de l'évaporateur, augmente le long de ce dernier, reste constant le long de la zone adiabatique et, enfin décroît au niveau du condenseur. Afin de simplifier les calculs, on utilise souvent la notion de flux axial (Q_{ax}). Celui-ci représente en fait la puissance transportée par les molécules de vapeur le long du caloduc. Sa valeur peut être obtenue en intégrant la densité de flux rentrant dans l'espace vapeur le long du caloduc. L'évolution de ce

flux est représenté sur la Figure 2.6 dans le cas où les densités de flux de chaleur à l'évaporateur et au condenseur sont constantes. Q_{tot} représente la puissance totale dissipée par la source chaude. Le flux axial est défini de la manière suivante :

$$Q_{ax,v} = \dot{m}_v h_{fg} \quad \text{éq. 2.14}$$

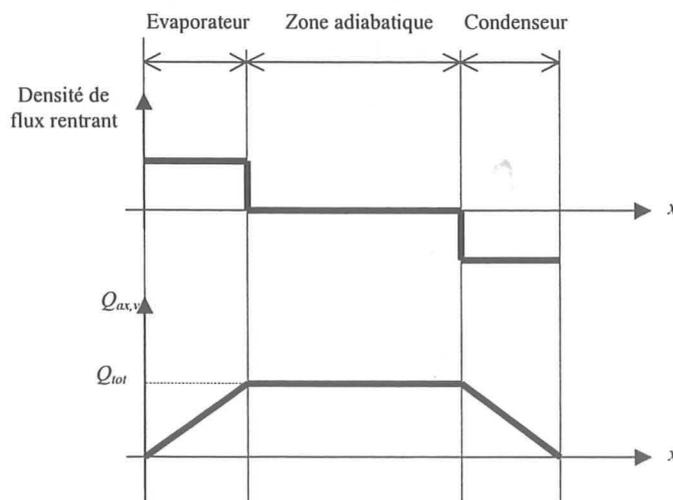


Figure 2.6 : Evolution du flux axial de chaleur dans la zone vapeur

Nous pouvons alors réécrire la vitesse de la vapeur en fonction du flux axial :

$$v_v = \frac{\dot{m}_v}{A_v \rho_v} = \frac{Q_{ax,v}}{A_v \rho_v h_{fg}} \quad \text{éq. 2.15}$$

En utilisant les équations 2.10, 2.11, 2.12 et 2.15, il est possible d'exprimer une relation entre la dérivée des chutes de pression dues aux forces visqueuses et le flux axial le long de l'axe du caloduc :

$$\frac{dP_{v,vis}}{dx} = -F_v Q_{ax,v} \quad \text{avec} \quad F_v = \frac{2\mu_v (f_v Re_v)}{A_v D_{h,v}^2 h_{fg} \rho_v} \quad \text{éq. 2.16}$$

Nous voyons apparaître ici le nombre de Poiseuille ($f_v Re_v$) qui, dans le cas du régime laminaire, est une constante qui ne dépend que de la forme du conduit.

Les chutes de pression inertielles dues aux effets dynamiques

Dans la zone d'évaporation, la vitesse de la vapeur est orthogonale à l'axe longitudinal du caloduc. Sa vitesse axiale initiale est donc nulle. En conséquence, sa mise en mouvement demande une variation de pression. La pression inertielle correspond aux forces nécessaires pour accélérer la vapeur. Dans la zone de condensation, cette énergie est restituée sous forme d'une augmentation de pression.

Chi [CHI] montre qu'il est possible, dans le cas d'un écoulement mono-dimensionnel dans un régime laminaire, d'écrire la dérivée des chutes de pression inertielles suivant l'axe du caloduc de la manière suivante :

$$\frac{dP_{v,in}}{dx} = -D_v \frac{dQ_{ax,v}^2}{dx} \quad \text{avec} \quad D_v = \frac{\beta}{A_v^2 \rho_v h_{fg}^2} \quad \text{éq. 2.17}$$

La constante β varie en fonction de la forme géométrique du conduit dans lequel se développe le flux de vapeur. Pour une section circulaire, cette constante est de 1.33 et vaut 1.44 pour une section rectangulaire. Le profil de la pression due aux effets inertiels est présenté sur la Figure 2.7. Avec ce calcul, nous considérons que le recouvrement de pression au niveau du condenseur est total. Dunn et Reay [DUN] donnent des références bibliographiques dans lesquelles les auteurs montrent que, expérimentalement, ce recouvrement n'est que partiel (Figure 2.7). Il peut être de l'ordre de quelques dizaines de pourcents.

Il est également possible de prendre en compte les effets 2D voire 3D de l'écoulement de la vapeur grâce à des méthodes numériques. Ces effets ne sont pas négligeables lorsque le nombre de Reynolds radial devient très important. En effet, Dunn et Reay [DUN] montrent que, pour des nombres de Reynolds radiaux supérieurs à 2, il y a une inversion de l'écoulement au niveau du condenseur. Le nombre de Reynolds radial est défini comme suit :

$$Re_r = \frac{\rho_v D_{h,v} v_r}{2\mu_v} \quad \text{éq. 2.18}$$

avec v_r la vitesse radiale au niveau de l'évaporateur.

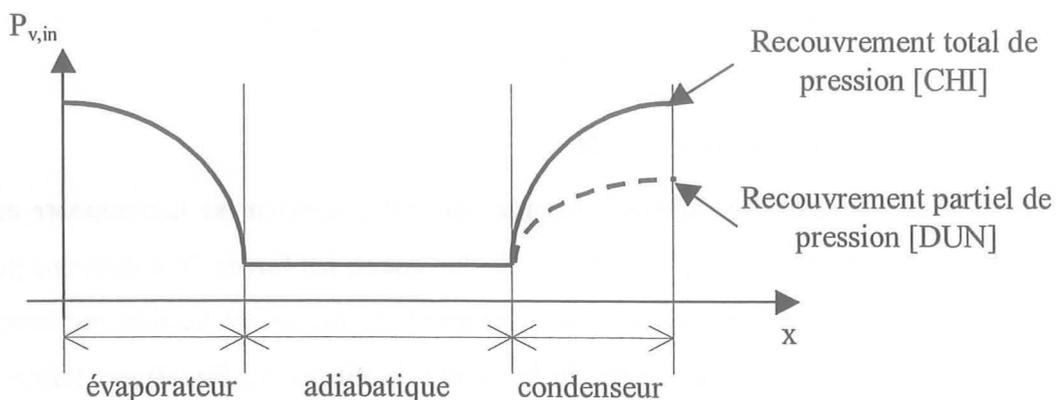


Figure 2.7 : Profil de la pression due aux effets inertiels

Cas turbulent et/ou compressible

Le développement précédent étant effectué pour un fluide incompressible en régime laminaire, Chi [CHI] propose une modification des coefficients F_v et D_v afin de prendre en

compte, en approche mono-dimensionnelle, le régime turbulent et la compressibilité de l'écoulement de la phase vapeur. Le critère de compressibilité est basé sur le nombre de Mach (M_v). Celui-ci représente le rapport entre la vitesse de la vapeur et la vitesse du son ($\sqrt{\gamma_v R_v T_v}$) dans cette même vapeur et s'exprime de la manière suivante dans un caloduc :

$$Ma = \frac{Q_{ax,v}}{A_v \rho_v h_{fg} \sqrt{\gamma_v R_v T_v}} \quad \text{éq. 2.19}$$

γ_v est le rapport des chaleurs spécifiques. Il est respectivement égal à 1.67, 1.4 ou 1.33 pour les molécules monoatomiques, diatomiques ou polyatomiques. R_v est la constante de la vapeur. Si le nombre de Mach est inférieur à 0.2, l'écoulement est supposé incompressible ; si il est supérieur à 0.2, l'écoulement est compressible. Les coefficients déterminés par Chi [CHI] dans le cas d'un conduit vapeur circulaire sont indiqués dans le tableau ci-dessous.

	F_v	D_v
$Re_v < 2300$ $Ma > 0.2$	$\left(\frac{8\mu_v}{R_{h,v}^2 A_v \rho_v h_{fg}} \right) \left(1 + \frac{\gamma_v - 1}{2} M_v^2 \right)^{\frac{1}{2}}$	$\frac{1.33}{A_v^2 \rho_v h_{fg}^2}$
$Re_v > 2300$ $Ma < 0.2$	$\left(\frac{0.04\mu_v}{R_{h,v}^2 A_v \rho_v h_{fg}} \right) \left(\frac{2R_{h,v}Q}{A_v h_{fg} \mu_v} \right)^{\frac{3}{4}}$	$\frac{1}{A_v^2 \rho_v h_{fg}^2}$
$Re_v > 2300$ $Ma > 0.2$	$\left(\frac{0.04\mu_v}{R_{h,v}^2 A_v \rho_v h_{fg}} \right) \left(\frac{2R_{h,v}Q}{A_v h_{fg} \mu_v} \right)^{\frac{3}{4}} \left(1 + \frac{\gamma_v - 1}{2} M_v^2 \right)^{\frac{3}{4}}$	$\frac{1}{A_v^2 \rho_v h_{fg}^2}$

Tableau 2.1 : modification de F_v et D_v dans les cas d'écoulements turbulents et/ou compressibles

2.2.6.2 Ecoulement de la phase liquide

Les chutes de pression de l'écoulement liquide peuvent également se décomposer en trois termes. Cette phase étant beaucoup plus dense que la vapeur, les forces de volume ne peuvent plus être négligées. Par ailleurs, en régime permanent, la masse de liquide traversant une section du caloduc est la même que celle de la vapeur, la vitesse du liquide est faible ce qui permet de négliger les chutes de pression inertielles et de considérer que le régime d'écoulement est laminaire. Dans le cas mono dimensionnel, nous pouvons écrire la dérivée de la pression de la phase liquide de la manière suivante :

$$\frac{dP_l}{dx} = -F_l Q_{ax,l} \pm \rho_l g \sin(\psi) \quad \text{avec} \quad F_l = \frac{\mu_l}{KA_w h_{fg} \rho_l} \quad \text{éq. 2.20}$$

où ψ est l'angle d'inclinaison du caloduc par rapport à l'horizontale (Figure 2.8). A_w est la section de réseau capillaire et K est la perméabilité de ce même réseau capillaire. Elle peut être calculée de la manière suivante pour les réseaux capillaires à géométrie bien définie comme par exemple les rainures :

$$K = \frac{\varphi D_{h,l}^2}{f_l Re_l} \quad \text{éq. 2.21}$$

où φ est la porosité du réseau capillaire. Dans le cas des matériaux poreux, comme par exemple les poudres métalliques, les valeurs de perméabilité peuvent être trouvées dans la littérature sous forme de corrélations déduites de mesures expérimentales [CHI][FAG][PET].

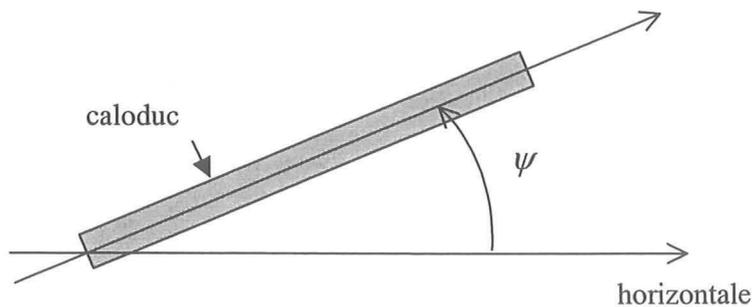


Figure 2.8 : Définition de l'angle d'inclinaison ψ

Pour le cas des rainures axiales, il est tout de même souvent insuffisant de se limiter à prendre la valeur du nombre de Poiseuille correspondant à la forme de la rainure. En effet, d'autres paramètres sont à considérer. Il y a tout d'abord l'évolution de la courbure de l'interface liquide-vapeur le long du caloduc : la Figure 2.9 montre celui-ci dans trois zones d'un caloduc à rainures axiales. Nous pouvons en conclure que la surface de liquide peut varier énormément entre le condenseur et l'évaporateur ce qui a un effet non négligeable sur l'évolution de la pression liquide. Il y a ensuite un effet dû à l'écoulement de la phase vapeur. Pour illustrer ce propos, la Figure 2.10 présente le champ de vitesse dans une section d'une rainure trapézoïdale pour deux types d'écoulement de vapeur [SUH] : un premier où les deux écoulements sont dans le même sens, un autre où les deux écoulements sont à contre courant. Nous voyons que l'effet de l'écoulement de la vapeur n'est pas du tout négligeable. Comme nous le verrons dans le prochain chapitre, pour remédier à ce problème, Schneider et Devos [SCH] proposent une valeur du coefficient de Poiseuille modifiée qui prend en compte l'effet de l'écoulement de la vapeur dans le cas de rainures axiales rectangulaires.

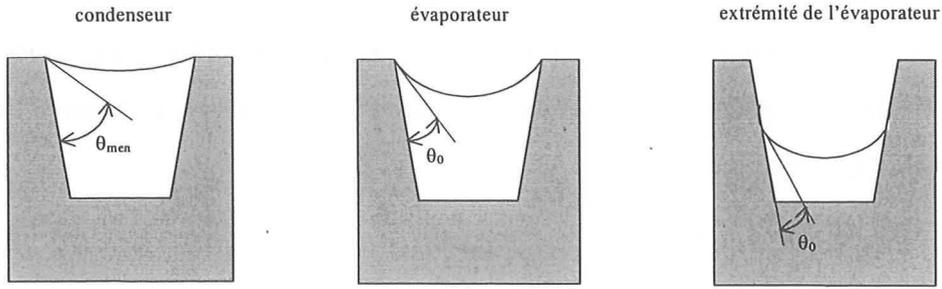


Figure 2.9 : Evolution du rayon de courbure dans les rainures

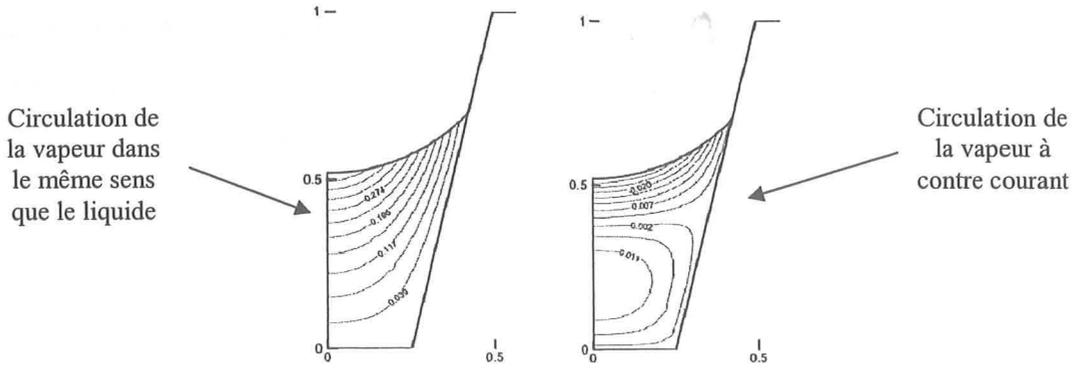


Figure 2.10 : Effet de l'écoulement de la vapeur sur l'écoulement du liquide

L'estimation des chutes de pression dans les phases liquide et vapeur que nous venons de présenter va maintenant nous permettre d'estimer la limite capillaire du caloduc.

2.2.6.3 Estimation de la limite capillaire

On dit qu'un caloduc a atteint sa limite capillaire lorsque la pression capillaire fournie par le réseau capillaire devient insuffisante pour compenser la somme des chutes de pression liquide et vapeur. Pour qu'un caloduc fonctionne, il faut qu'il vérifie la condition suivante :

$$\Delta P_{cap,max} \geq \Delta P_l + \Delta P_v \tag{eq. 2.22}$$

En effet, quand le réseau capillaire n'est plus assez puissant pour ramener le liquide jusqu'à l'évaporateur, il y a assèchement au niveau de l'évaporateur et détérioration des performances thermiques du caloduc.

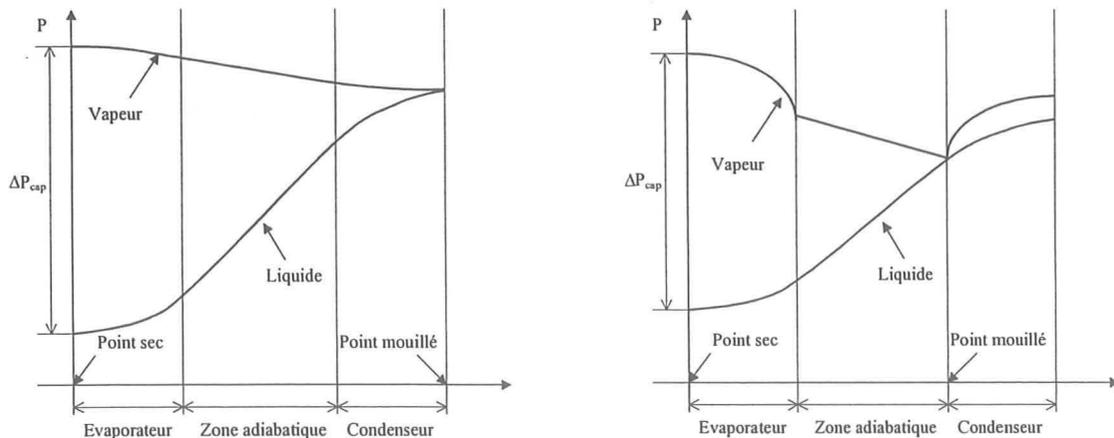
ΔP_v et ΔP_l sont respectivement les différences de pression vapeur et de pression liquide entre le point mouillé et le point sec. Le point mouillé est le point pour lequel la différence entre la pression vapeur et la pression liquide est la plus faible. On suppose généralement que cette différence de pression est nulle (ménisque plat). Le point sec est lui, au contraire, le point pour lequel la différence entre la pression vapeur et la pression liquide est maximale. Nous pouvons voir sur la Figure 2.11 la position de ces points dans le cas d'un caloduc circulaire

axial à densité de flux uniforme à l'évaporateur et au condenseur pour deux puissances différentes.

La pression capillaire maximale dépend du type de structure capillaire. Il est possible de la calculer grâce à l'équation de Laplace-Young (éq. 1.8). Pour cela, on définit un rayon effectif de pore R_{eff} grâce auquel on peut déterminer cette pression capillaire maximale :

$$\Delta P_{cap,max} = \frac{2\sigma}{R_{eff}} \quad \text{éq. 2.23}$$

Les ouvrages traitant des caloducs [CHI][FAG] donnent les valeurs de ce rayon effectif de pore pour de nombreux types de réseaux capillaires.



a : Chutes de pression inertielles négligeables

b : Chutes de pression inertielles pas négligeables

Figure 2.11 : évolution des pressions liquide et vapeur le long du caloduc

Cette méthode de calcul de la limite capillaire est très satisfaisante pour les caloducs de grande dimension pour lesquels les propriétés des deux écoulements (surface, interaction entre les deux phases ...) ne varient pas trop en fonction de la puissance qui est transmise au système. Mais dans certains cas, comme celui des microcaloducs, ce genre de méthode ne suffit plus. En effet, les surfaces de liquide et de vapeur sont fortement liées et dépendent aussi beaucoup du flux de chaleur injecté dans le caloduc. Un couplage avec la thermique est alors nécessaire. Pour résoudre ce genre de problème, il est assez commun [HOP][LON][SAR] de diviser le caloduc en une multitude de sections sur lesquelles on écrit les équations de conservation de la masse pour les deux phases, les équations de quantité de mouvement également pour les deux phases, la conservation d'énergie et enfin l'équation de Laplace Young (§ 3.3.1). Ce système de six équations différentielles, plus des conditions aux limites et interfaciales, est alors suffisant pour déterminer l'évolution des pressions liquide et vapeur le long du caloduc.

2.2.7 La limite d'ébullition

2.2.7.1 Problématique

Lorsque le flux radial de chaleur au niveau de l'évaporateur augmente, des petites bulles apparaissent au fond du réseau capillaire (Figure 2.12). Ce phénomène d'ébullition est intéressant dans la mesure où ces bulles restent petites car il permet d'améliorer localement l'échange de chaleur. Mais lorsque la différence de température entre le haut et le bas de la rainure devient trop importante, les bulles grossissent et viennent éclater au niveau de la zone d'accrochage du ménisque, ce qui dégrade la pression capillaire au niveau de l'évaporateur et perturbe fortement le fonctionnement du caloduc.

Afin de mieux comprendre ce phénomène, nous allons commencer par expliquer le mécanisme de l'ébullition et nous verrons ensuite comment il est possible d'en déduire limite correspondante.

2.2.7.2 Rappels sur le phénomène d'ébullition

Pour qu'une bulle puisse apparaître et croître dans un liquide, il faut que celui-ci soit surchauffé. Cela veut dire que, localement, la température du liquide doit être supérieure à la température de la vapeur qui est en équilibre avec lui. Nous allons voir comment déterminer la différence de température critique (ΔT_{crit}) à partir de laquelle les bulles commencent à grossir.

ΔT_{crit} correspond à un état d'équilibre de la bulle. Cela veut dire que la pression à l'intérieur de la bulle (P_b) est égale à la somme de la pression du liquide et de la pression capillaire :

$$P_b - P_l = \frac{2\sigma}{R_b} \quad \text{éq. 2.24}$$

D'après la relation donnée par Collier [COL], il est également possible de relier la pression de la vapeur (P_v) avec la pression à l'intérieur de la bulle (P_b) (Figure 2.12) par :

$$P_b = P_v \exp\left(-\frac{2\sigma\rho_v}{P_v R_b \rho_l}\right) \approx P_v \left(1 - \frac{2\sigma\rho_v}{P_v R_b \rho_l}\right) \quad \text{éq. 2.25}$$

En combinant les équations 2.24 et 2.25 et en supposant que $\rho_v \ll \rho_l$, nous déterminons une relation entre la pression de la vapeur et la pression du liquide :

$$P_v - P_l = \frac{2\sigma}{R_b} \left(1 + \frac{\rho_v}{\rho_l}\right) \approx \frac{2\sigma}{R_b} \quad \text{éq. 2.26}$$

Grâce à la loi de Clausius-Clapeyron (équation 2.27) et à la loi des gaz parfaits, il est possible de relier la différence de pression définie équation 2.26 à la différence entre la température de la vapeur et la température de saturation du liquide (équation 2.28). Cette différence de température correspond à ΔT_{crit} .

$$\frac{dP}{dT} = \frac{h_{fg}}{T \left(\frac{1}{\rho_v} - \frac{1}{\rho_l} \right)} \approx \frac{h_{fg} \rho_v}{T} = \frac{h_{fg} P}{R_v T^2} \quad \text{éq. 2.27}$$

En intégrant respectivement entre P_1 et P_v et T et T_{sat} , on obtient :

$$T - T_{sat} = \frac{R_v T_b T_v}{h_{fg}} \ln \left(1 + \frac{2\sigma}{P_1 R_b} \right) \approx \frac{T_v}{h_{fg} \rho_v} \frac{2\sigma}{R_b} \quad \text{éq. 2.28}$$

Pour qu'une bulle grossisse, il faut que la pression à l'intérieur de la bulle soit supérieure à la pression du liquide augmentée de la pression capillaire au niveau de la bulle. En d'autres termes, il faut que la différence entre la température locale et la température de saturation soit supérieure à la valeur déterminée par l'équation 2.28. Cette différence de température est notée $\Delta T_{onset_boiling}$.

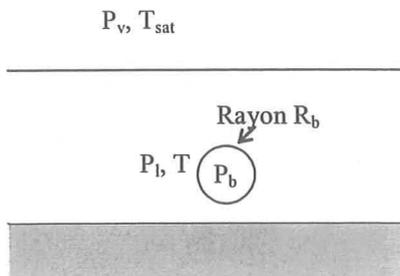


Figure 2.12 : Formation d'une bulle dans un liquide

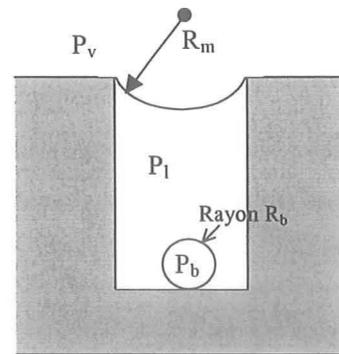


Figure 2.13 : Le phénomène d'ébullition dans une rainure

Il est à noter que la valeur du rayon de bulle R_b est fortement dépendante des conditions d'expérimentation. En effet, elle résulte de toutes les imperfections du système (présence de gaz incondensables, état de surface à l'interface solide-liquide ...). La valeur du rayon de bulle est généralement comprise entre 10^{-3} m et 10^{-4} m pour l'eau.

2.2.7.3 Calcul de la limite d'ébullition

Le calcul de la limite d'ébullition utilise le principe exposé dans le paragraphe précédent. Le seul changement est que, comme le liquide est contenu dans un réseau capillaire, l'interface liquide-vapeur comporte un rayon de courbure (Figure 2.13) :

$$P_v - P_l = \frac{2\sigma}{R_{eff}} \quad \text{éq. 2.29}$$

Dans le cas de rainures, R_{eff} vaut $2R_m$. La différence de pression entre la bulle et la vapeur est donnée par :

$$P_b - P_v = 2\sigma \left(\frac{1}{R_b} - \frac{1}{R_{eff}} \right) \quad \text{éq. 2.30}$$

Nous pouvons alors calculer comme précédemment la température critique :

$$\Delta T_{onset_boiling} = \frac{2\sigma T_v}{\rho_v h_{fg}} \left(\frac{1}{R_b} - \frac{1}{R_{eff}} \right) \quad \text{éq. 2.31}$$

La zone où se trouve la température la plus élevée se trouve au fond du réseau capillaire. Ceci implique que l'ébullition apparaît généralement dans cette zone à l'interface paroi-liquide. Pour trouver la limite d'ébullition, il faut relier ΔT_{crit} au flux qui transite radialement dans le réseau capillaire. Pour cela, il est classique d'introduire la notion de conductivité thermique équivalente. Celle-ci permet de se ramener à un problème classique de conduction de la chaleur et peut être déterminée en connaissant les paramètres géométriques du réseau capillaire ainsi que les propriétés du fluide caloporteur. Des méthodes de calcul de cette conductivité sont présentées au paragraphe 3.4 pour les réseaux capillaires à rainures trapézoïdales et au paragraphe 4.4 pour les poudres métalliques frittées. En utilisant la loi de Fourier, nous trouvons dans le cas d'un caloduc plat :

$$Q_{eb} = \frac{k_{eff} L_e l_e}{D_g} \frac{2\sigma T_v}{\rho_v h_{fg}} \left(\frac{1}{R_b} - \frac{1}{R_m} \right) \quad \text{éq. 2.32}$$

et dans le cas d'un caloduc cylindrique :

$$Q_{eb} = \frac{2\pi k_{eff} L_e}{\ln(R_i / R_v)} \frac{2\sigma T_v}{\rho_v h_{fg}} \left(\frac{1}{R_b} - \frac{1}{R_m} \right) \quad \text{éq. 2.33}$$

avec R_v le rayon de la zone vapeur et R_i le rayon intérieur du matériau enveloppe.

2.3 Modélisation thermique

2.3.1 Modèle simple en régime permanent

La caractérisation thermique fine d'un caloduc est très compliquée à mettre en place vue la quantité de phénomènes qui ont lieu à l'intérieur de l'enceinte (conduction, écoulements, changement de phase). La difficulté de modélisation est, en plus, amplifiée par les

couplages existants entre ces différents modèles. On essaie donc au maximum de simplifier le problème en définissant plusieurs zones dans le caloduc et en négligeant certains couplages entre elles. Le modèle en régime permanent le plus simple est la représentation du caloduc par un réseau de résistances thermiques indépendantes (Figure 2.14). Les résistances R_{th1} , R_{th7} et R_{th8} sont dues à la conduction dans l'enveloppe du caloduc. R_{th2} et R_{th6} sont dues aux transferts thermiques dans le réseau capillaire au niveau de l'évaporateur et du condenseur. R_{th3} et R_{th5} sont respectivement dues à l'évaporation et à la condensation au niveau de l'interface liquide vapeur. Enfin R_{th4} caractérise la résistance thermique due à l'écoulement de la vapeur.

Il est possible de compléter ce schéma avec des capacités pour qu'il puisse être utilisé en régime transitoire [ROM]. Nous ne présentons pas d'exemple ici car l'essentiel du travail de thèse a pour objet d'étudier les caloducs en régime permanent.

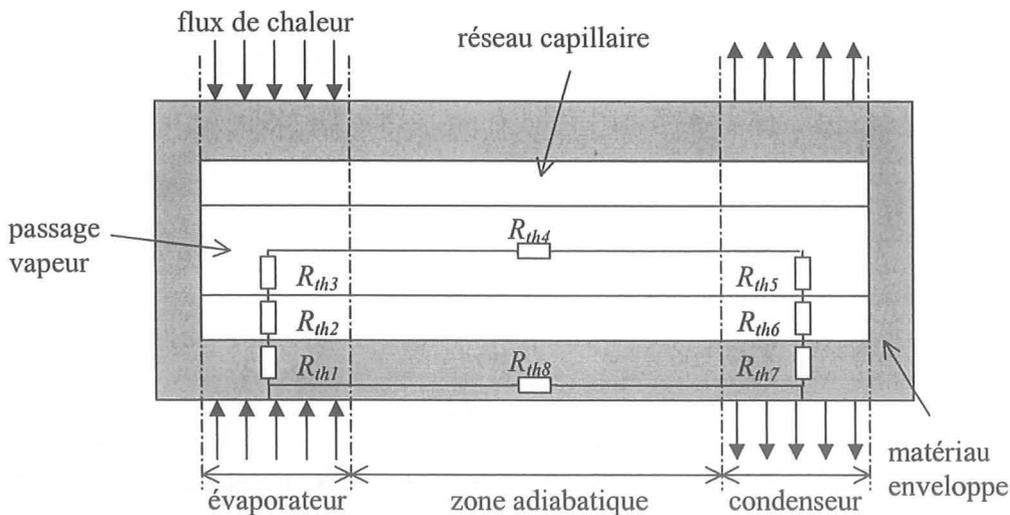


Figure 2.14 : Représentation d'un caloduc par un réseau de résistances thermiques

2.3.2 Calcul des différentes résistances thermiques

En nous tenant à la représentation du caloduc de la Figure 2.14, nous allons maintenant présenter comment estimer ces résistances thermiques.

2.3.2.1 Calcul de R_{th1} , R_{th7} et R_{th8}

Ces résistances thermiques sont les plus simples à calculer. Leurs valeurs résultent d'un calcul de conduction classique. Généralement R_{th8} peut être négligée vu la faible épaisseur et la longueur importante de l'enveloppe du caloduc.

2.3.2.2 Calcul de R_{th2}

Cette partie du caloduc est très difficile à modéliser. En effet, plusieurs types de transferts thermiques sont présents. Il y a tout d'abord un transfert conductif dans le réseau capillaire auquel s'ajoute un transfert convectif dû au déplacement du liquide dans ce même réseau capillaire. En plus, il peut se produire un début d'ébullition nucléée.

Afin de simplifier au maximum le problème, on ne prend souvent en compte que la partie conductive. En effet, l'impact de la convection est très faible vu la faible vitesse du liquide. Pour résoudre le problème, il faut donc connaître la conductivité thermique équivalente du réseau capillaire. Les valeurs de conductivité pour les réseaux capillaires les plus courants sont données par Faghri [FAG].

2.3.2.3 Calcul de R_{th3} et R_{th5}

Ces résistances thermiques sont dues au changement de phase. Elles 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. Dunn et Reay [DUN] proposent l'expression suivante qui est déduite de la théorie cinétique des gaz :

$$h_e = \frac{P_v h_{fg}^2}{R_v T_v^2 \sqrt{2\pi R_v T_v}} \quad \text{éq. 2.34}$$

De même Carey [CAR] propose une expression faisant apparaître le coefficient d'accommodation α qui correspond à la proportion de molécules quittant l'interface liquide-vapeur autres que les molécules provenant de la réflexion à l'interface :

$$h_e = \left(\frac{2\alpha}{2-\alpha} \right) \left(\frac{\rho_v h_{fg}^2}{T_v} \right) \left(\frac{1}{2\pi R_v T_v} \right)^{1/2} \left(1 - \frac{P_v}{2\rho_v h_{fg}} \right) \quad \text{éq. 2.35}$$

Afin de montrer l'ordre de grandeur de la résistance thermique d'évaporation, nous avons comparé la valeur du coefficient d'échange obtenu par ces deux méthodes pour une évaporation d'eau à la résistance thermique d'un morceau de cuivre d'épaisseur 1mm. Dans le cas du cuivre, nous représentons sur la Figure 2.15 l'inverse de la résistance thermique carrée (exprimée en K/W/m²). Nous en concluons que cet échange est très bon et que la résistance thermique qui en découle peut être négligée dans de nombreux cas.

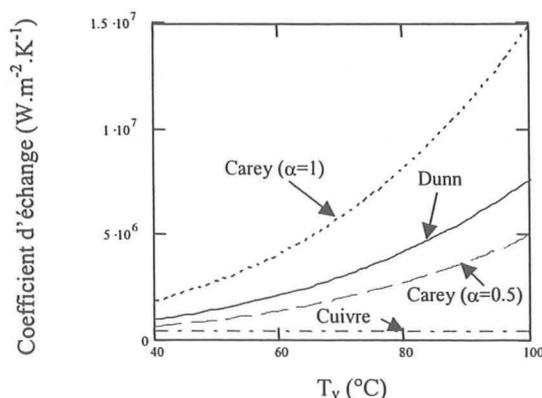


Figure 2.15 : Comparaison du coefficient d'échange d'évaporation de l'eau avec celui d'une plaque de cuivre d'épaisseur 1 mm.

2.3.2.4 Calcul de R_{th4}

R_{th4} est la résistance thermique due au déplacement de la vapeur. Son expression peut être déduite de la relation de Clausius-Clapeyron reliant la température à la pression dans le cas d'un équilibre liquide-vapeur. Dunn et Reay [DUN] montrent qu'elle peut se mettre sous la forme :

$$R_{th4} = \frac{R_v T_v^2 \Delta P_v}{Q h_{fg} P_v} \quad \text{éq. 2.36}$$

2.3.2.5 Calcul de R_{th6}

Cette résistance thermique peut, comme dans le cas de R_{th2} , être obtenue en connaissant la valeur de la conductivité équivalente du réseau capillaire au niveau du condenseur. Mais, contrairement à R_{th2} , la valeur calculée ici minimise la valeur de la résistance thermique réelle car il peut y avoir un excès de fluide. Ceci a pour effet de rajouter une résistance thermique en série avec R_{th6} .

2.4 Procédure de calcul d'un caloduc

Les deux parties précédentes avaient pour objet la présentation de modèles thermique et hydraulique des caloducs. L'organigramme de la Figure 2.16 montre comment utiliser ces modèles pour valider l'utilisation d'un caloduc dans une application donnée. Comme nous pouvons le voir, les paramètres de base des deux modèles sont la géométrie du matériau enveloppe et du réseau capillaire ainsi que le fluide caloporteur utilisé. Les paramètres du dispositif de refroidissement complet sont donnés par les coefficients d'échange à l'évaporateur (h_e) et au condenseur (h_c), par la température du milieu ambiant ($T_{ambiant}$) et par la puissance injectée dans le caloduc.

Dans un premier temps, les deux modèles dialoguent entre eux. En effet, comme nous l'avons vu au paragraphe 2.2.7.3, la limite d'ébullition dépend de la conductivité thermique équivalente entre l'enveloppe du caloduc et la vapeur au niveau du condenseur. Or cette conductivité ne peut être déduite qu'à partir du modèle thermique. D'autre part, ce dernier fait quelquefois appel au modèle hydraulique car la forme de l'interface liquide-vapeur peut avoir une influence non négligeable sur les échanges de chaleur à l'évaporateur et au condenseur.

Lorsque le dialogue entre ces deux blocs est terminé, nous avons accès à trois données qui sont le domaine de fonctionnement du caloduc, la température du composant ($T_{composant}$) et la température de saturation du fluide (T_{sat}). La validation de l'utilisation du caloduc dans un système de refroidissement donné est ensuite faite grâce à deux critères. Le premier est dû au fonctionnement propre du caloduc car le point de fonctionnement, défini par la puissance et la température de saturation du fluide, doit se trouver au dessous des différentes limites. Le deuxième critère est dû, lui, aux limites du composant électronique puisque sa température ne doit en aucun cas dépasser 125°C .

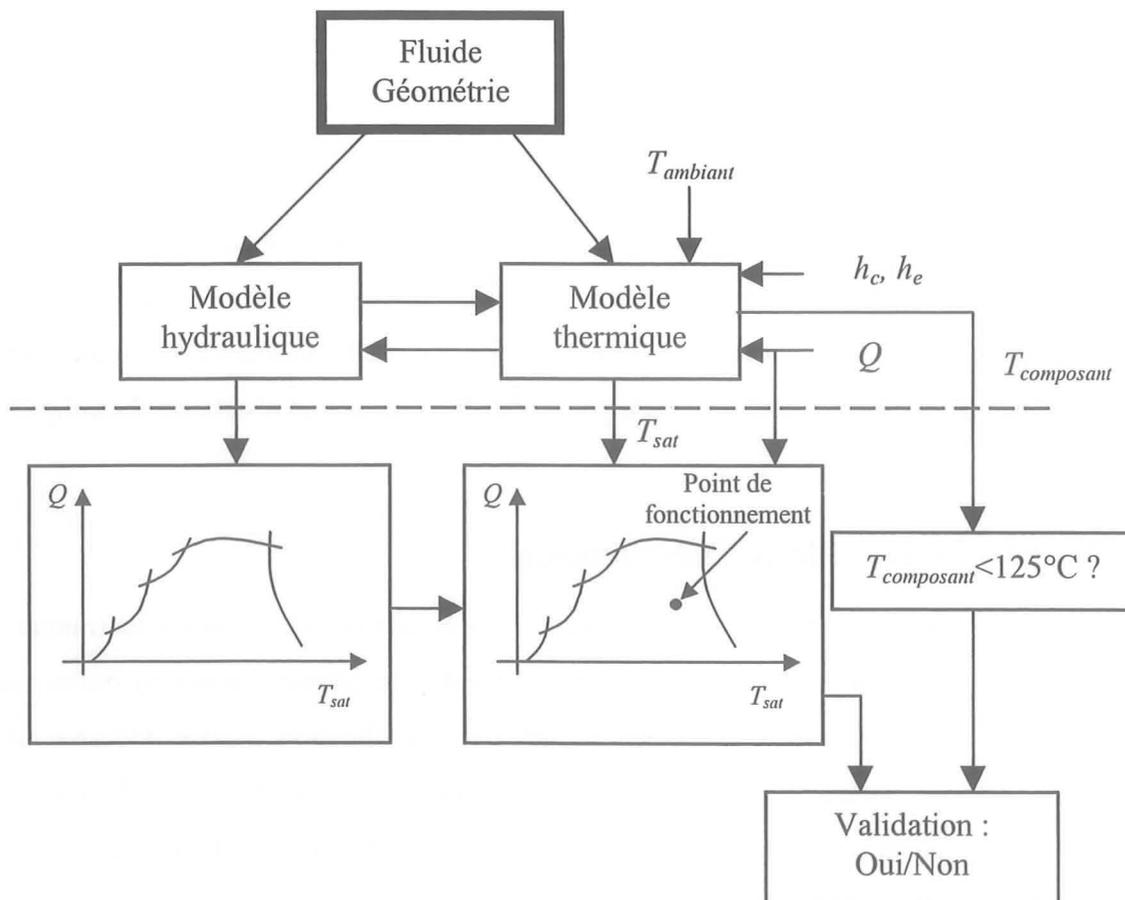


Figure 2.16 : organigramme de la procédure de calcul d'un caloduc

2.5 Mise en œuvre des caloducs

Nous allons, dans cette partie, décrire les principales étapes de fabrication d'un caloduc. En effet, la réalisation de tels dispositifs demande que l'on prenne de nombreuses précautions sans lesquelles le caloduc pourrait très mal fonctionner voire même être totalement inefficace. Nous verrons tout d'abord comment choisir le matériau enveloppe. La réalisation du réseau capillaire ne sera pas abordée ici car sa fabrication sera traitée pour les différents cas particuliers faisant l'objet des parties suivantes. Nous montrerons ensuite que des étapes comme le nettoyage et le dégazage de l'enveloppe puis le dégazage du fluide sont nécessaires avant d'effectuer le remplissage et le scellement de l'enceinte.

2.5.1 Choix du matériau enveloppe

Après avoir choisi le fluide caloporteur en fonction de la température de fonctionnement attendue du caloduc (§ 1.4.3), il est nécessaire de déterminer quel matériau enveloppe va être utilisé. Ce choix doit être effectué à partir de plusieurs critères parmi lesquels on trouve :

- la résistance à la pression interne : dans de nombreux cas, la pression interne est très différente de la pression extérieure. Nous pouvons citer l'exemple de l'ammoniac pour lequel la pression saturante à 30°C est de 10 bar. Cette pression atteint même une valeur proche de 60 bar pour une température de fonctionnement de 100°C. La conception de l'enveloppe ne peut donc pas être faite au hasard.
- la réaction chimique entre le fluide et l'enveloppe : certains fluides réagissent en présence d'un solide. C'est le cas, par exemple, de l'eau avec l'aluminium. En effet, quand ces deux corps sont en contact, il se crée une réaction chimique qui libère de l'hydrogène (H_2) qui peut polluer le caloduc.
- l'érosion : ce phénomène est aussi très gênant car, si le liquide érode trop l'enveloppe, il peut y avoir apparition de particules pouvant venir obturer le réseau capillaire.
- la conductivité thermique.
- le poids.

Pour ce qui est de la compatibilité entre le fluide et le matériau enveloppe, il est possible de trouver des tableaux indiquant la possibilité ou non d'utiliser deux corps ensemble. Le tableau ci-dessous (Tableau 2.2) est tiré de l'ouvrage de Chi [CHI]. Il donne la compatibilité entre les fluides utilisés en basse température et les solides les plus fréquents.

	Al	Cu	Fe	Ni	Inox	Ti
Méthane	C	C			C	
Ammoniac	C		C	C	C	
Méthanol	I	C	C	C	C	
Eau	I	C		C	C-H ₂	C

C : compatible, I : incompatible, C-H₂ compatible avec possibilité d'apparition de H₂.

Tableau 2.2 : Compatibilité entre les fluides (basse température) et les matériaux les plus fréquents

2.5.2 Nettoyage

Cette phase est aussi très importante car elle permet d'une part d'enlever les particules pouvant boucher le réseau capillaire, et d'autre part d'éliminer les matières étrangères pouvant gêner la mouillabilité ou créer des incompatibilités. Les problèmes de mouillabilité sont surtout dus à la présence de graisses venant des huiles de machine et de la peau humaine. Il faut donc faire très attention à ne pas toucher l'intérieur du caloduc avec les doigts juste avant de finir de l'assembler. Chaque type de matériau enveloppe nécessite une procédure de nettoyage et de dégraissage spécifique. Les plus courantes sont indiquées dans l'ouvrage de Faghri [FAG].

2.5.3 Test de fuites

Afin de s'assurer un fonctionnement correct du caloduc sur une longue durée, il faut que l'enveloppe n'aie pas de fuite. La détection de fuites de très petite taille peut être faite par un test hélium. Ce procédé consiste à raccorder le caloduc à une pompe à vide comprenant un capteur permettant de détecter des traces de molécules d'hélium. Ensuite, on passe un flux de ce gaz près du caloduc. Si le capteur ne voit pas de molécules d'hélium, c'est que le dispositif ne fuit pas.

2.5.4 Dégazage de l'enveloppe et du fluide

2.5.4.1 Problèmes dus à la présence de gaz incondensables

Pour qu'un caloduc fonctionne au mieux, il faut que le fluide soit le plus pur possible. En effet, si ce n'est pas le cas, il peut y avoir apparition au niveau du condenseur d'un bouchon gazeux de molécules étrangères qui empêchent le passage des molécules du fluide caloporteur (Figure 2.17). Les échanges thermiques en sont très affectés, la condensation ne pouvant s'effectuer où elle devrait. Ces gaz proviennent généralement des gaz dissous dans le fluide

ou adsorbés dans la paroi du caloduc avant son remplissage. Ils peuvent également avoir pour origine les réactions chimiques entre le fluide et la paroi.

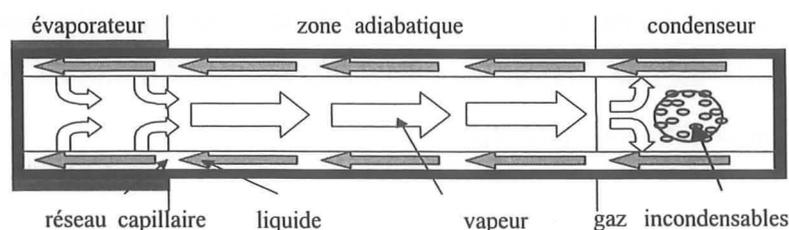


Figure 2.17 : Présence de gaz incondensables au niveau du condenseur

2.5.4.2 Dégazage de l'enveloppe

Comme nous venons de le dire, une source importante de gaz incondensables est la paroi du caloduc qui contient un grand nombre de molécules adsorbées. Afin d'éliminer ces dernières, la méthode la plus fréquente est de faire un vide secondaire dans le caloduc pendant plusieurs heures en chauffant les parois à une température supérieure à la température de fonctionnement du caloduc. En effet, le phénomène de désorption s'accroît fortement avec la température. Il faut tout de même éviter de chauffer trop fort les métaux car, à haute température, ils peuvent perdre leur dureté.

2.5.4.3 Dégazage du fluide

Quand un gaz est en contact avec un liquide, une partie de ses molécules diffusent à l'intérieur de ce dernier. La quantité de gaz dissous est proportionnelle à la pression partielle de ce gaz (loi de Henry). Cela veut donc dire que si on remplit le caloduc avec un liquide en contact avec l'atmosphère, il y aura une quantité non négligeable de gaz étrangers à l'intérieur de l'enceinte. Il est donc nécessaire de purifier le fluide avant de l'injecter dans le caloduc. Dans le cas des fluides pour caloducs basse température, les trois principales méthodes pour dégazer un fluide sont la distillation sous vide, la solidification et l'ébullition. Nous les présentons brièvement ci-après.

La distillation sous vide

Ce principe de dégazage découle de la loi de Henry. En effet, il consiste à placer le fluide dans une enceinte étanche qui est raccordée à une pompe à vide. Lorsque celle-ci fonctionne, il y a apparition de petites bulles correspondant à la restitution des gaz dissous (Figure 2.18.a), la pression partielle des gaz devenant très petite. Lorsque les bulles disparaissent, on considère que le dégazage est terminé. Ce principe est utilisé par Cao et coll. [CAO] et Schneider et coll. [SCH3] lors de leurs travaux.

La solidification

Dans ce cas, on place l'enceinte contenant le fluide dans un bain d'azote liquide. Le fluide se solidifie et ensuite on fait le vide par dessus afin d'évacuer les gaz incondensables (Figure 2.18.b). Cette méthode peut se coupler avec la précédente sous forme de plusieurs cycles solidification-distillation sous vide [DUN].

Ebullition

Cette dernière est très simple car elle consiste simplement à faire bouillir le fluide afin d'évacuer les gaz dissous (Figure 2.18.c). C'est celle que nous avons utilisée lors de nos différentes manipulations.

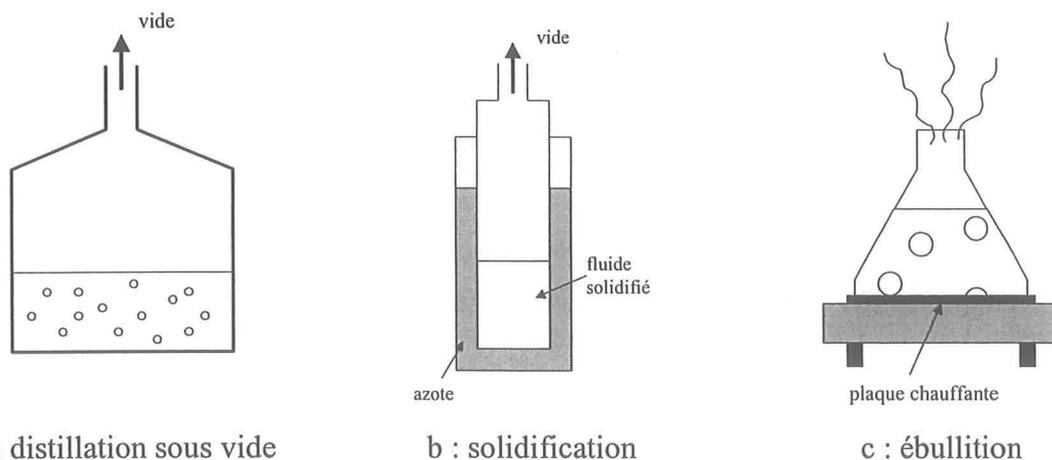


Figure 2.18 : Les principales méthodes de dégazage du fluide (caloducs faible température)

2.5.5 Systèmes de remplissage

De nombreux systèmes de remplissage sont présentés dans la littérature. Nous allons montrer ici deux exemples de systèmes utilisés pour le remplissage de caloducs faible température de petite dimension. Dans ce cas, la quantité de fluide à injecter est souvent très faible (quelques micro litres) et le fonctionnement y est très sensible.

2.5.5.1 Utilisation d'une micro seringue

Cette méthode est présentée par Cao et coll. [CAO] et Gao et coll. [GAO]. Elle consiste à prendre du liquide dégazé dans une micro seringue et à l'injecter dans le caloduc sous vide par l'intermédiaire d'un bouchon en téflon permettant de garder l'étanchéité avec l'extérieur. La Figure 2.19 illustre cette méthode avec deux systèmes différents : un premier où le caloduc a deux tuyaux (un pour le remplissage et un pour la mise sous vide) et un deuxième pour lequel le caloduc n'est pourvu que d'un seul tuyau servant à la fois au remplissage et au vide. Les auteurs montrent que, dans leur cas, l'erreur sur la quantité de fluide injecté est de l'ordre

de 1.5% et que le caloduc fonctionne bien. Nous détaillerons dans les prochaines parties comment réaliser un tel système. En effet, cette méthode étant très simple à mettre en œuvre, c'est celle que nous avons utilisée lors de nos différentes manipulations.

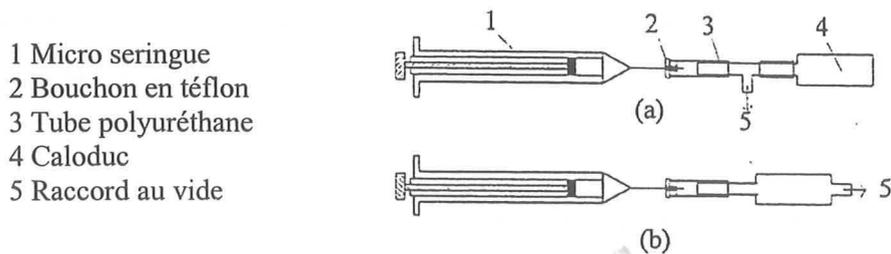


Figure 2.19 : Méthode de remplissage par micro seringue

2.5.5.2 Remplissage par soustraction de la quantité de fluide

Les quantités de fluide à injecter étant très faibles, certains auteurs préfèrent remplir totalement le caloduc de fluide et, ensuite, retirer le surplus. Gao et coll. [GAO] proposent de prélever la quantité désirée de fluide grâce à un tube capillaire dont les dimensions sont connues. De son côté, Launay [LAU] propose de mesurer la quantité de fluide prélevée à l'intérieur du caloduc en injectant ce dernier dans une chambre où il se retrouve sous forme gazeuse. La masse est ensuite calculée par des mesures de pression et de température. La Figure 2.20 présente son système complet de remplissage comprenant une pompe à vide pour dégazer l'enveloppe, un système de dégazage du fluide par solidification (à droite) et enfin un système de mesure de la quantité de fluide soustraite au caloduc initialement saturé de liquide.

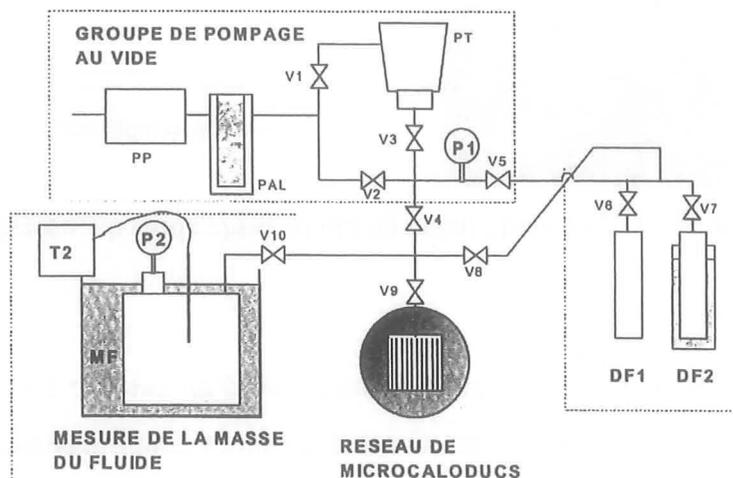


Figure 2.20 : Banc de remplissage de microcaloducs [LAU]

2.5.5.3 Remplissage dans les conditions critiques

Cette méthode est utilisée pour les microcaloducs car leur remplissage demande une précision sur le volume injecté très importante. Elle consiste à mettre le dispositif dans une chambre

pressurisée qui est évacuée. Ensuite, une quantité spécifique de liquide est injectée dans la chambre qui est alors chauffée en dessus de la température critique. A partir de ce point, le fluide est uniquement sous forme gazeuse. La masse volumique peut alors être aisément connue pour savoir si la quantité de fluide à l'intérieur de l'enceinte est convenable. Le caloduc est ensuite fermé en utilisant une méthode de fermeture ionique ou par ultraviolet. Le dispositif peut ensuite être retiré de l'enceinte.

2.5.6 Le scellement de l'enceinte

Avant d'être utilisé dans une application, le caloduc doit être scellé afin d'isoler le fluide du milieu extérieur pour ne pas avoir de gaz incondensables et rester sur la seule pression de vapeur saturante. Nous ne l'avons pas mentionné en début du paragraphe sur les principes de réalisation mais, dans la plupart des cas, un tuyau de remplissage est fabriqué en même temps que l'enveloppe. Celui-ci doit répondre au même principe de compatibilité avec le fluide que cette dernière. Une fois le remplissage effectué, il est nécessaire de le sectionner tout en gardant l'étanchéité. Cela est généralement fait grâce à une pince à queusoter constituée de deux mors servant à pincer et à couper le tuyau. Ce tuyau doit être chauffé au préalable afin de le rendre ductile. Une coupe du queusot résultant de cette opération est donnée sur la Figure 2.21. Ensuite, l'extrémité du queusot est brasée afin d'assurer une étanchéité la meilleure possible.

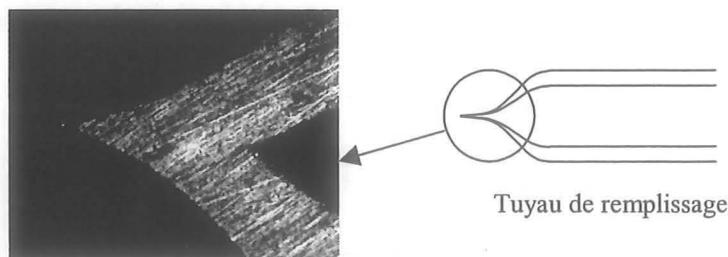


Figure 2.21 : Forme du tuyau de remplissage après queusotage

2.6 Conclusion

Nous avons montré dans ce chapitre que la conception d'un caloduc est difficile de par la multitude de phénomènes entrant en jeu. Grâce à quelques simplifications, des modèles de mécanique des fluides ont été décrits dans le but de calculer les limites de fonctionnement puis un modèle thermique simple d'un caloduc sous forme d'un réseau de résistances thermiques a été proposé. Enfin, un bilan des principales étapes de fabrication a été présenté. Toutes ces études ont été décrites dans le cas général et constituent un guide d'aide à la conception. En effet, chaque caloduc est un cas particulier et toutes les simplifications qui ont

été faites peuvent ne pas être valables pour une étude donnée. La diversité des types de caloducs étant très grande, nous avons restreint notre domaine d'étude aux caloducs plats de petites dimensions fonctionnant à faible température. Cette famille de caloducs correspond au domaine de l'intégration de composants électroniques. Dans la suite de ce mémoire, nous étudierons principalement deux types de réseaux capillaires (les rainures et les poudres métalliques frittées) et deux matériaux enveloppe (cuivre et silicium).

Chapitre III : Caloducs miniatures métalliques plats à rainures trapézoïdales

3.1 Introduction

Le but de notre travail est d'étudier des caloducs de petite dimension pouvant être utilisés pour refroidir l'électronique de puissance et les microprocesseurs. Les densités de flux de chaleur à évacuer sont donc très importantes puisqu'elles peuvent dépasser la centaine de Watts par centimètre carré. Une étude bibliographique nous a montré que les caloducs à rainures pouvaient, de par leur faible perméabilité, transporter des flux de chaleur élevés sur des distances assez importantes. Nous avons donc décidé de nous intéresser plus particulièrement à ce type de caloduc. Nous avons, de plus, choisi d'étudier des caloducs plats car ils peuvent être très facilement intégrés à un dispositif électronique.

Une première partie sera consacrée aux principales méthodes de réalisation de ces caloducs. Puis, dans deux parties plus théoriques, nous présenterons des modèles hydrauliques et thermiques en faisant une distinction entre caloduc et, caloduc utilisé comme répartiteur de chaleur. Enfin, deux expérimentations seront décrites, la première portant sur un caloduc à rainures trapézoïdales et la deuxième sur un caloduc à rainures rectangulaires utilisé comme répartiteur de chaleur.

3.2 Réalisation des rainures

3.2.1 Méthode classique

Les caloducs à rainures axiales les plus courants sont à section circulaire (Figure 3.1). Ils sont le plus souvent réalisés dans du cuivre ou de l'aluminium par extrusion ou par brochage [FAG]. L'extrusion est un procédé de fabrication pour réaliser des objets profilés de section complexe, difficiles ou impossibles à obtenir par laminage ou par profilage à froid. L'intérieur du caloduc est alors obtenu en chauffant le métal près de son point de fusion et en faisant passer par compression une matrice de la forme appropriée. Le brochage permet de réaliser les rainures en faisant passer une série de matrices de dimensions différentes pour arriver petit à petit au profil voulu. Les caloducs de petite dimension sont généralement réalisés par extrusion. Ces deux techniques permettent d'obtenir des tubes rainurés à très faible coût qui sont donc largement utilisés par les fabricants de caloducs.

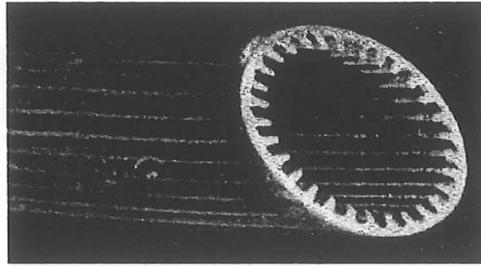


Figure 3.1 : Coupe d'un caloduc à rainures axiales trapézoïdales

Ces deux techniques sont mieux adaptées à des géométries cylindriques. Mais il est tout de même possible de réaliser des caloducs plats grâce à elles. En effet, les métaux étant déformables, il est possible de comprimer les tubes rainurés pour les rendre plats au moins sur deux faces. Deux exemples de caloducs obtenus par cette méthode sont présentés sur la Figure 3.2 [HOP]. De telles structures peuvent donc être obtenues à prix réduit et donc facilement industrialisables mais elles présentent quelques défauts. Tout d'abord, les rainures sont forcément trapézoïdales et ne peuvent pas être rectangulaires ce qui pourrait accroître la section de passage et donc améliorer la perméabilité du réseau capillaire. De plus, les rainures ne sont pas tout à fait axiales mais sont plutôt de forme hélicoïdale ce qui augmente la longueur que le liquide doit parcourir. Enfin, les largeurs de rainures obtenues restent assez importantes ce qui est défavorable quand on désire pouvoir faire fonctionner le caloduc contre la gravité. C'est pourquoi d'autres méthodes de fabrication sont présentées dans la littérature scientifique.

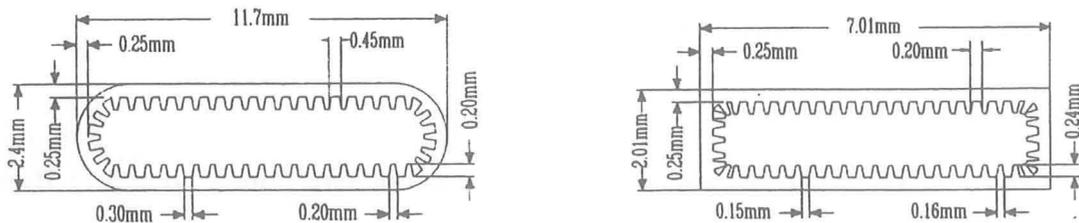


Figure 3.2 : Coupes de deux caloducs plats à rainures réalisés à partir de caloducs à section circulaire

3.2.2 Autres méthodes

3.2.2.1 Usinage de la structure directement dans l'enveloppe

Les rainures rectangulaires peuvent être obtenues par fraisage en utilisant des fraises de petite dimension. La largeur minimale des rainures est alors dépendante de la taille de l'outil. Hopkins et coll. [HOP] présentent un prototype réalisé par cette méthode ayant des rainures rectangulaires de largeur 200 μm et de hauteur 420 μm . Les ailettes font 100 μm de large. De telles dimensions permettent, dans le cas de l'eau, de faire remonter le liquide sur une hauteur

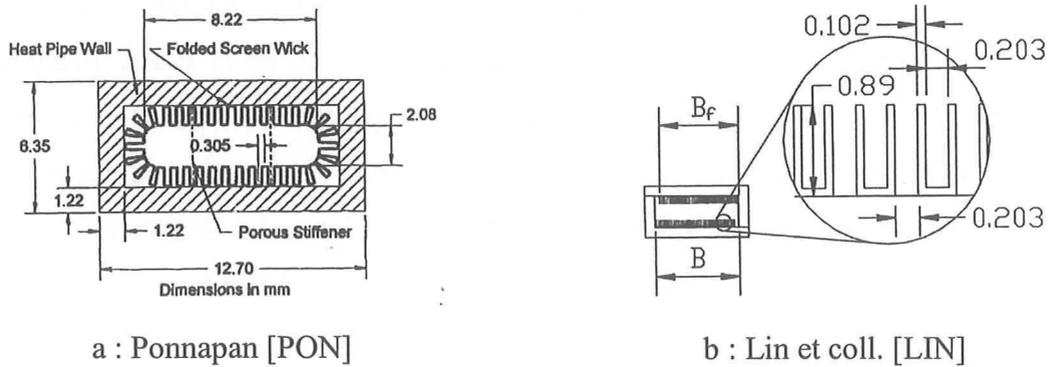
d'à peu près 10 cm. La puissance maximale obtenue lors de leurs tests thermiques est de l'ordre de 100 W avec des densités de flux de chaleur au niveau de la source dissipatrice pouvant atteindre 150 W/cm². Cao et coll. [CAO] proposent de réaliser les rainures rectangulaires par électroérosion. Le principal avantage de cette méthode est qu'elle ne laisse pas de bavures contrairement à la technique d'usinage précédente. La largeur minimale de rainure que l'on peut obtenir est dépendante du diamètre du fil utilisé pour l'usinage. Les puissances maximales présentées dans cet article sont de quelques dizaines de Watts.

Ces deux méthodes de réalisation nécessitent de fabriquer au moins deux parties qui sont ensuite brasées entre elles pour réaliser un système fermé. Mais le plus gros défaut de ces techniques de fabrication est qu'elles demandent des temps de réalisation très longs et qu'elles sont donc nécessairement très coûteuses. En conséquence, elles ne peuvent être utilisées quasiment que pour la réalisation de prototypes.

3.2.2.2 Méthodes permettant une réalisation de masse

Afin de rendre de telles structures réalisables en masse, certains auteurs ont cherché des méthodes pour fabriquer un réseau capillaire à rainures à moindre coût tout en ayant de bonnes performances hydrauliques et thermiques. Nous pouvons tout d'abord citer Ponnappan [PON] qui présente un réseau capillaire à rainures utilisant de la toile métallique pliée de telle sorte qu'elle forme des rainures. Celle-ci est ensuite introduite à l'intérieur du caloduc et est soudée (Figure 3.3.a). Les performances thermiques et hydrauliques sont du même ordre de grandeur que celles obtenues par Hopkins et coll. [HOP] pour leurs caloducs à rainures usinées à la fraise. Le principal défaut de cette structure est qu'elle est difficile à modéliser et par conséquent impossible à optimiser. Ce problème est dû à la porosité de la toile métallique qui permet au liquide de se trouver non seulement dans les rainures mais aussi dessous la toile.

De leur côté, Lin et coll. [LIN] proposent de faire les rainures en soudant à l'intérieur du caloduc une feuille métallique pliée. Comme la feuille n'est pas poreuse, et qu'il vaut mieux que le liquide occupe une surface la plus grande possible, la feuille est usinée partiellement ou totalement afin d'ouvrir les rainures sur le haut (Figure 3.3.b). Les auteurs constatent dans leur article que ce type de caloduc fonctionne jusqu'à des densités flux de chaleur supérieures à 200 W/cm² en position horizontale.



a : Ponnapan [PON]

b : Lin et coll. [LIN]

Figure 3.3 : Structures capillaires à rainures pour la fabrication de masse

Ces deux dernières structures restent très difficiles à modéliser du fait de l'imprécision de la géométrie et de la présence aléatoire de fluide dans certaines zones du caloduc. Dans la suite de notre étude, nous ne nous intéresserons donc qu'aux rainures trapézoïdales et rectangulaires classiques obtenues par extrusion, brochage, fraisage ou électroérosion. Afin de pouvoir définir leurs limites de fonctionnement, nous allons voir comment modéliser leur fonctionnement hydraulique.

3.3 Modélisation hydraulique

3.3.1 Modélisation fine

La Figure 3.4 montre que l'accrochage du ménisque varie tout le long du caloduc à cause de la différence de pression entre la phase liquide et la phase vapeur. Au niveau du condenseur, cette différence de pression est très faible et, par conséquent, le ménisque est quasiment plat. En observant une rainure en partant du condenseur et en se dirigeant vers l'évaporateur, nous voyons que le rayon de courbure du ménisque diminue jusqu'à atteindre une valeur correspondant à l'angle de contact minimum θ_0 de la structure capillaire. Cet angle dépend du couple paroi-liquide. Ensuite, cet angle ne pouvant plus diminuer, le ménisque descend au fond de la rainure et peut même se diviser en deux ménisques se trouvant dans chaque angle de la rainure.

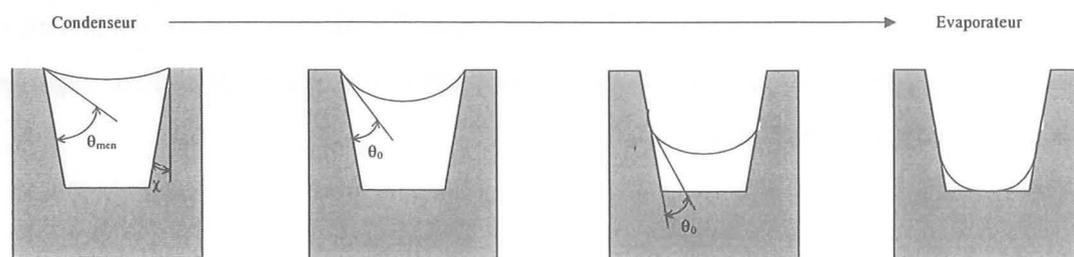


Figure 3.4 : Evolution du liquide le long des rainures

Nous concevons donc aisément que la modélisation du comportement hydraulique du caloduc ne peut pas être faite de manière rigoureuse en utilisant la méthode présentée au paragraphe 2.2.6. En effet, celle-ci suppose que la surface de liquide est constante le long de la rainure et que l'interaction entre les deux phases du fluide est négligeable ce qui conduit à une modélisation approchée du caloduc.

Ce type de phénomène peut être étudié grâce au modèle 1D présenté, dans le cadre des microcaloducs, par Longtin et coll. [LON] et par Sartre et coll. [SAR]. Ce modèle est également utilisé avec quelques simplifications par Hopkins et coll. [HOP] dans le cadre des caloducs à rainures trapézoïdales. Le modèle complet consiste à écrire les équations de conservation de la masse (éq. 3.1), de conservation de l'énergie (éq. 3.2), de conservation de la quantité de mouvement (éq. 3.3 et 3.4) et enfin l'équation de Laplace-Young (éq.3.5) :

$$u_v \rho_v A_v = -N u_l \rho_l A_l \quad \text{éq. 3.1}$$

$$\frac{d(\rho_l A_l u_l)}{dx} = \frac{1}{h_{fg} N} \frac{dQ_{ax}}{dx} \quad \text{éq. 3.2}$$

$$\rho_l \frac{d(A_l u_l^2)}{dx} = -\frac{d(A_l P_l)}{dx} dx - |\tau_{int}| A_{int} - |\tau_{lv}| A_{lp} - \rho_l A_l g \sin(\psi) dx \quad \text{éq. 3.3}$$

$$\rho_v \frac{d(A_v u_v^2)}{dx} = -\frac{d(A_v P_v)}{dx} dx - |\tau_{int}| A_{int} - |\tau_{vp}| A_{vp} - \rho_v A_v g \sin(\psi) dx \quad \text{éq. 3.4}$$

$$\frac{dP_l}{dx} = \frac{dP_v}{dx} - \frac{d}{dx} \left(\frac{\sigma}{R_m} \right) \quad \text{éq. 3.5}$$

avec u_l et u_v les vitesses moyennes du liquide et de la vapeur, N le nombre de rainures, τ_{int} la contrainte de cisaillement à l'interface liquide-vapeur, τ_{vp} la contrainte de cisaillement entre la vapeur et la paroi, τ_{lp} la contrainte de cisaillement entre le liquide et la paroi, A_{int} la surface de l'interface liquide-vapeur et R_m le rayon de courbure du ménisque. Les contraintes de cisaillement peuvent être calculées de la manière suivante pour les deux phases [BEJ] (voir équation 2.12) :

$$\tau = \frac{1}{2} \rho u^2 f \quad \text{éq. 3.6}$$

De son côté, le nombre de Reynolds s'écrit :

$$Re = \frac{u D_h \rho}{\mu} \quad \text{éq. 3.7}$$

Il est donc possible d'écrire la contrainte de cisaillement de manière beaucoup plus simple en faisant intervenir le nombre de Poiseuille :

$$\tau = \frac{(fRe)\mu u}{2D_h} \quad \text{éq. 3.8}$$

Comme la masse volumique de la vapeur est très inférieure à celle du liquide, la vitesse du liquide peut être négligée par rapport à celle de la vapeur. Pour cette raison, la valeur de la contrainte de cisaillement à l'interface liquide-vapeur est souvent assimilée à celle entre la vapeur et la paroi.

Ce modèle ne sera pas utilisé par la suite car nous avons trouvé dans la littérature un modèle analytique beaucoup plus simple à mettre en œuvre [HOP]. Comme nous le verrons, celui-ci permet de prévoir assez précisément la limite capillaire (§ 3.3.2.3).

3.3.2 Modèle analytique

3.3.2.1 Modélisation de la phase vapeur en régime laminaire

Comme nous venons de le signaler, la densité du liquide étant beaucoup plus importante que la densité de la vapeur, il est possible de considérer que le liquide est immobile pour le calcul des chutes de pression dans la phase vapeur. Si, de plus, la courbure du ménisque est négligée, nous pouvons considérer que la forme du conduit est rectangulaire. Nous calculons alors le nombre de Poiseuille de la manière suivante [Sha] :

$$(fRe)_v = 24(1 - 1.3553c + 1.9467c^2 - 1.7012c^3 + 0.9564c^4 - 0.2537c^5) \quad \text{éq. 3.9}$$

avec

$$c = \min\left(\frac{t_v}{l_v}, \frac{l_v}{t_v}\right) \quad \text{éq. 3.10}$$

t_v est la hauteur de l'espace vapeur et l_v sa largeur.

3.3.2.2 Modélisation de la phase liquide

Il est possible de simplifier le modèle présenté au paragraphe 3.3.1 en faisant quelques hypothèses permettant de se ramener à une méthode identique à celle présentée dans le paragraphe 2.2.6. Ces hypothèses sont les suivantes :

- le ménisque est attaché au haut de la rainure sur toute la longueur du caloduc,
- la surface de liquide est supposée constante (la variation de surface due à la variation du rayon de courbure du ménisque est négligée).

L'interaction entre les phases liquide et vapeur peut être prise en compte grâce à la méthode présentée par Schneider et coll. [SCH]. Ces derniers introduisent un nombre de Poiseuille modifié pour la phase liquide faisant intervenir le nombre de Poiseuille pour l'écoulement du liquide sans interaction noté $(fRe)_{lo}$ et un autre terme prenant en compte l'écoulement de la vapeur :

$$(fRe)_l = (fRe)_{lo} \left[1 + \frac{\tau_{int}^*}{3\gamma^2} \left(1 - 1.971e^{-\frac{\pi\gamma}{2}} \right) \right] \quad \text{éq. 3.11}$$

avec

$$\gamma = \frac{2t_g}{W} \quad \text{éq. 3.12}$$

$$(fRe)_{lo} = \frac{8\gamma^2}{(1+\gamma)^2 \left(\frac{1}{3} - \frac{64}{\pi^5\gamma} \tanh\left(\frac{\pi\gamma}{2}\right) \right)} \quad \text{éq. 3.13}$$

$$\frac{\tau_{int}^*}{3\gamma^2} = \frac{1}{6\pi} N(fRe)_v \frac{W^3}{D_{h,v}^3} \frac{\mu_v \rho_l}{\mu_l \rho_v} \quad \text{éq. 3.14}$$

avec t_g la hauteur d'une rainure et W sa largeur dans le cas d'une rainure rectangulaire. Pour les rainures trapézoïdales, W représente la largeur de la rainure au niveau où le ménisque rejoint la paroi et t_g est calculée en divisant la surface de liquide par W . La valeur de $(fRe)_{lo}$ est une corrélation donnée par Shih [SHI].

3.3.2.3 Calcul de la limite capillaire

La connaissance des nombres de Poiseuille des phases liquide et vapeur permet de calculer les coefficients de friction F_v et F_l (éq. 2.16 et 2.20). Nous pouvons ensuite en déduire les chutes de pression dans chaque phase. Si le terme inertiel est négligé et que nous supposons que les densités de flux à l'évaporateur et au condenseur sont uniformes, nous obtenons les expressions suivantes (voir Figure 2.6) :

$$\Delta P_l = F_l \int_0^L Q_{ax,l}(x) dx \pm \rho_l g L \sin(\psi) = Q_{tot} F_l L_{eff} \pm \rho_l g L \sin(\psi) \quad \text{éq. 3.15}$$

$$\Delta P_v = F_v \int_0^L Q_{ax,v}(x) dx = Q_{tot} F_v L_{eff} \quad \text{éq. 3.16}$$

avec Q_{tot} la puissance dissipée par la source de chaleur et L_{eff} la longueur efficace ($L_{eff} = 0.5L_e + L_a + 0.5L_c$). La limite capillaire est atteinte lorsque la somme de ΔP_v et ΔP_l devient supérieure à la pression capillaire maximale. Nous obtenons donc l'expression suivante :

$$Q_{cap} = \frac{\frac{2\sigma \cos(\theta_0 + \chi)}{W} \pm \rho_l g L \sin(\psi)}{L_{eff} (F_l + F_v)} \quad \text{éq. 3.17}$$

avec χ l'angle que fait la rainure avec la verticale (voir Figure 3.4).

Cette expression paraît très approximative car la variation de surface de liquide n'est pas négligeable le long du caloduc. Pourtant quelques auteurs comparent les résultats analytiques obtenus avec cette méthode avec des résultats expérimentaux dans le cas de caloducs miniatures plats en cuivre à rainures rectangulaires de longueur proche de 10 cm, de largeur proche de 1 cm et d'épaisseur quelques millimètres (Figure 3.5). Hopkins et coll. [HOP] comparent la limite capillaire obtenue grâce à la méthode simplifiée (*Closed form*) (éq. 3.17) et grâce à la méthode présentée au paragraphe 3.3.1 (*Present analysis*) avec la limite de fonctionnement obtenue de manière expérimentale. Nous voyons que les deux méthodes amènent à des résultats assez proches du résultat expérimental mais que la limite capillaire prévue reste sensiblement inférieure à la limite de fonctionnement mesurée. Les expériences faites par Cao et coll. [CAO] et Gao et coll. [GAO2] montrent elles aussi que les résultats attendus sont proches de la réalité.

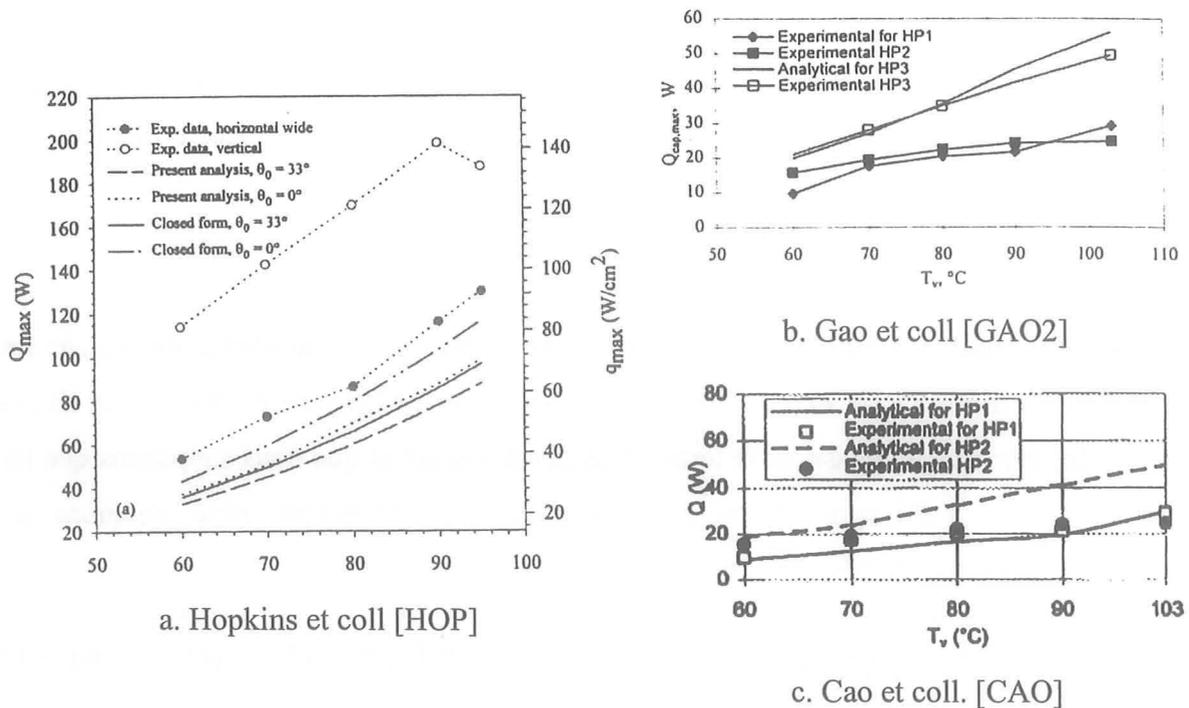


Figure 3.5 : Comparaison entre la méthode simplifiée et des résultats expérimentaux

Cette méthode permet donc d'avoir une bonne idée de la limite capillaire. Son gros avantage est que, lorsque les chutes de pression inertielles de la vapeur sont négligées et que le flux de chaleur est supposé uniforme au condenseur et à l'évaporateur, le calcul de la limite capillaire

peut se ramener à un système d'équations ne faisant plus intervenir d'équations différentielles [HOP]. Ceci permet d'optimiser le système grâce à des méthodes numériques simples [GAO2].

Remarque :

Il semble étonnant que ce modèle soit aussi précis par rapport aux essais expérimentaux compte tenu du fait que la variation de la section de passage du liquide est négligée. En effet, nous aurions pu nous attendre à trouver des limites de fonctionnement expérimentales beaucoup plus faibles que celles estimées avec ce modèle. Lors de l'étude d'un cas particulier, Alexandre [ALE] montre d'ailleurs que la prise en compte de la variation de section du liquide le long du caloduc implique une baisse de la limite capillaire calculée de 30% par rapport à un calcul utilisant une section constante. Or, nous pouvons voir, sur la Figure 3.5, que les résultats théoriques sont quelquefois inférieurs aux résultats expérimentaux (même pour des angles de contact très faibles).

Pour expliquer cette constatation, nous avons cherché une autre expression du coefficient τ_{int}^* déterminé par l'équation 3.14. Suh et coll. [SUH] montrent qu'il peut s'écrire de la manière suivante :

$$\tau_{\text{int}}^* = (fR_e)_v \frac{t_g}{2D_{h,v}} \frac{\mu_v u_v}{\mu_l u_l} \quad \text{éq. 3.18}$$

Dans la cas d'un caloduc, le débit massique de vapeur et le débit massique de liquide sont égaux dans une même section. Il est donc possible de réécrire l'équation 3.18 de la manière suivante :

$$\tau_{\text{int}}^* = (fR_e)_v \frac{t_g}{2D_{h,v}} \frac{\mu_v \rho_l N A_l}{\mu_l \rho_v A_v} \quad \text{éq. 3.19}$$

Dans le cas d'un espace vapeur de section circulaire, ce paramètre devient :

$$\tau_{\text{int}}^* = (fR_e)_v \frac{2N t_g^2 W}{\pi D_v^3} \frac{\mu_v \rho_l}{\mu_l \rho_v} \quad \text{éq. 3.20}$$

où D_v est le diamètre du passage vapeur. Dans le cas d'un espace vapeur de section rectangulaire, il vaut :

$$\tau_{\text{int}}^* = (fR_e)_v \frac{N t_g^2 W}{2D_{h,v} t_v l_v} \frac{\mu_v \rho_l}{\mu_l \rho_v} \quad \text{éq. 3.21}$$

Nous pouvons voir que l'expression du paramètre τ_{int}^* retenue dans le modèle analytique présenté (équation 3.14) utilise la valeur obtenue dans le cadre d'un caloduc ayant un passage

vapeur circulaire (équation 3.20). Les auteurs ont simplement remplacé D_v par le diamètre hydraulique $D_{h,v}$. Or, quel que soit le rapport t_v/l_v (avec $t_v/l_v < 1$), la valeur $\pi D_{h,v}^2/4$ est inférieure au produit $t_v l_v$. Ceci implique que la contrainte interfaciale calculée avec l'équation 3.20 est supérieure à celle calculée avec l'équation 3.21. En conséquence, les chutes de pression dans la phase liquide calculées avec le modèle analytique sont surestimées ce qui a pour conséquence de diminuer la limite capillaire et ainsi de compenser la diminution de la section de passage du liquide le long du caloduc. Il faut donc utiliser cette méthode plus comme une corrélation que comme un résultat de modélisation.

3.3.2.4 Calcul de la limite capillaire (utilisation en répartiteur de chaleur)

Position du problème :

Contrairement aux caloducs utilisés de manière classique, les trajets des deux phases dans un répartiteur de chaleur ne sont pas toujours dans deux directions opposées. En effet, la Figure 3.6.a montre qu'au niveau du condenseur, les deux phases se déplacent dans le même sens alors que, sur la face contenant l'évaporateur, elles se déplacent à contre courant. Les forces d'interaction entre la vapeur et le liquide dépendent, de ce fait, de la localisation du point considéré.

Pour prendre en compte cette spécificité liée au fonctionnement en répartiteur de chaleur, nous avons fait un modèle monodimensionnel basé sur la méthode analytique, présentée dans le cadre des caloducs utilisés de manière classique, permettant de prendre en compte la variation des forces d'interaction. Les différents calculs sont réalisés dans le repère présenté sur la Figure 3.6.b.

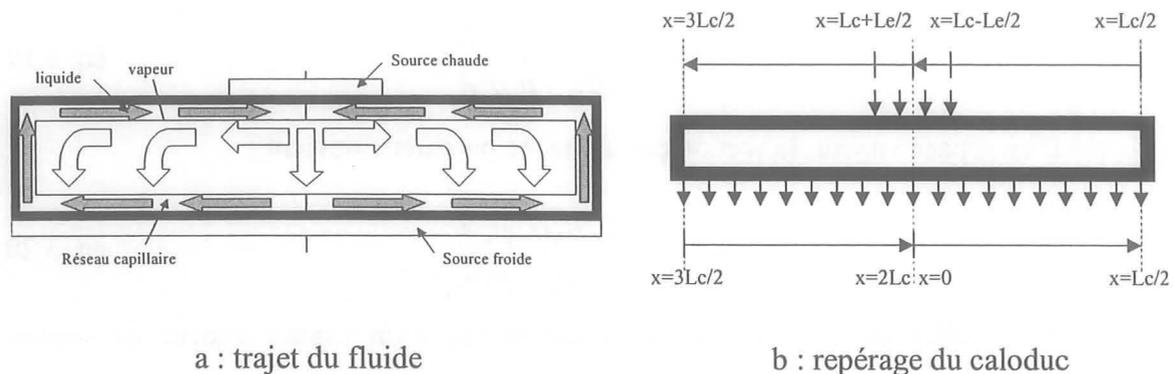


Figure 3.6 : Trajet du fluide et repérage d'un caloduc plat à rainures utilisé comme répartiteur de chaleur

Modélisation de la phase vapeur :

Comme pour la modélisation du caloduc présenté paragraphe 3.3.2, le conduit de vapeur est supposé être de forme rectangulaire. La seule différence est que le flux de chaleur axial ($Q_{ax,v}$) n'a pas la même évolution.

Pour x compris entre 0 et $L_e/2$, il y a simultanément évaporation et condensation. Le flux de chaleur axial qui est, rappelons le, le flux de chaleur transporté par la matière, comprend donc un terme dû à l'évaporation et un autre dû à la condensation. Il est calculé en faisant l'intégrale de la densité de flux au niveau de l'évaporateur diminuée de la densité de flux au niveau du condenseur. Pour x compris entre $L_e/2$ et $L_c/2$, il n'y a plus d'évaporation donc le flux axial est calculé en ne prenant en compte plus que la densité de flux au condenseur (Figure 3.7). L'évolution de $Q_{ax,v}$ pour $x > L_c/2$ peut être ensuite déduit du reste par symétrie. Q_{tot} est le flux total imposé par la source chaude.

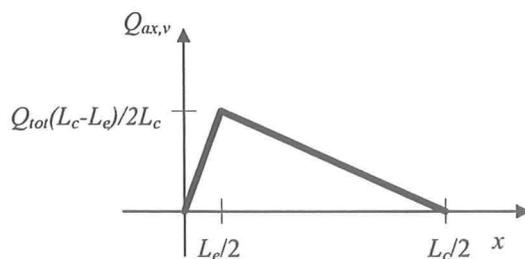


Figure 3.7 : Evolution du flux axial de chaleur pour la phase vapeur

Modélisation de la phase liquide :

Pour cette phase, nous pouvons déterminer le flux de chaleur axial ($Q_{ax,l}$) de manière identique. Pour $x < L_c/2$, le flux axial augmente car cette zone est une zone de condensation et donc il y a ajout de matière. Pour $L_c/2 < x < L_c - L_e/2$, il reste constant car c'est une zone adiabatique. Enfin, lorsque $L_c - L_e/2 < x < L_c$, il y a évaporation et en conséquence le flux axial décroît (Figure 3.8). Pour $x > L_c$, nous pouvons déduire l'évolution de $Q_{ax,l}$ par symétrie.

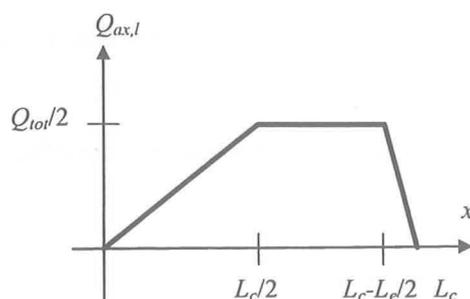


Figure 3.8 : Evolution du flux axial de chaleur pour la phase liquide

Le calcul des chutes de pression de la phase liquide nécessite de connaître également le nombre de Poiseuille. Pour cela, nous réutilisons l'équation 3.11. Or, comme l'interaction entre les deux phases varie tout au long du caloduc, il n'est pas possible d'utiliser telle quelle l'équation 3.14. Pour cela, nous utilisons les équations 2.15 et 3.18 et nous obtenons l'expression suivante :

$$\frac{\tau_{int}^*}{3\gamma^2} = \frac{(fR_e)_v}{3\gamma^2} \frac{t_g}{2D_{h,v}} \frac{\mu_v u_v}{\mu_l u_l} = \frac{1}{6\pi} N(fR_e)_v \frac{W^3}{D_{h,v}^3} \frac{\mu_v \rho_l}{\mu_l \rho_v} \frac{Q_{ax,v}}{Q_{ax,l}} \quad \text{éq. 3.22}$$

Dans cette expression, nous voyons apparaître le rapport des flux axiaux liquide et vapeur. Dans le cas d'un caloduc classique, ces deux grandeurs sont identiques ; nous retrouvons alors bien la même expression que celle de l'équation 3.14. Dans le cas du répartiteur thermique, le nombre de Poiseuille varie donc sur la longueur du caloduc et dépend du rapport des flux axiaux liquide et vapeur.

Calcul de la limite capillaire :

Il est possible d'écrire un équilibre de pression entre deux points x_1 et x_2 situés à l'interface liquide vapeur de la manière suivante :

$$[P_v(x_1) - P_v(x_2)] + [P_v(x_2) - P_l(x_2)] + [P_l(x_2) - P_l(x_1)] + [P_l(x_1) - P_v(x_1)] = 0 \quad \text{éq. 3.23}$$

Cette équation peut s'écrire d'une manière différente en faisant intervenir la pression capillaire, notée P_{cap} , qui est la différence de pression entre la phase liquide et la phase gazeuse en un point de l'interface. Nous avons donc :

$$P_{cap}(x_2) = P_{cap}(x_1) + \Delta P_v(x_2 - x_1) + \Delta P_l(x_1 - x_2) \quad \text{éq. 3.24}$$

où ΔP_v et ΔP_l sont les différences de pressions de la vapeur et du liquide dues à l'écoulement du fluide caloporteur entre les points x_1 et x_2 .

Pour le calcul de la limite capillaire, nous choisissons les points x_1 et x_2 comme étant respectivement le point mouillé (point où la pression capillaire est minimale) et le point sec (point où la pression capillaire est maximale). Si nous faisons l'hypothèse que $P_{cap}(x_1)$ est égale à zéro (angle de contact $\theta=90^\circ$), nous pouvons alors réécrire l'équation précédente de la manière suivante :

$$P_{cap}(x_2) = \Delta P_v(x_2 - x_1) + \Delta P_l(x_1 - x_2) \quad \text{éq. 3.25}$$

Or le réseau capillaire à rainures a une pression capillaire maximale $P_{cap,max}$ qui est égale à $2\sigma\cos(\theta+\chi)/W$. Pour que le caloduc puisse fonctionner, il faut que $P_{cap}(x_2)$ reste toujours inférieure à cette valeur. La limite capillaire est donc atteinte lorsque :

$$\frac{2\sigma \cos(\theta + \chi)}{W} = \Delta P_v(x_2 - x_1) + \Delta P_l(x_1 - x_2) \quad \text{éq. 3.26}$$

Comme il a été dit auparavant, le point mouillé est le point pour lequel la pression capillaire est nulle. Pour le trouver, il suffit de faire tangenter les courbes des profils de pression liquide et vapeur. Ensuite, pour déterminer le point sec, nous soustrayons les deux profils tangents et le maximum de la courbe résultante se trouve correspondre au point sec. La valeur de pression en ce point est la pression capillaire au point sec, c'est donc cette valeur qui ne doit pas dépasser la pression capillaire maximale. La Figure 3.9 montre un exemple de recherche de ces deux points.

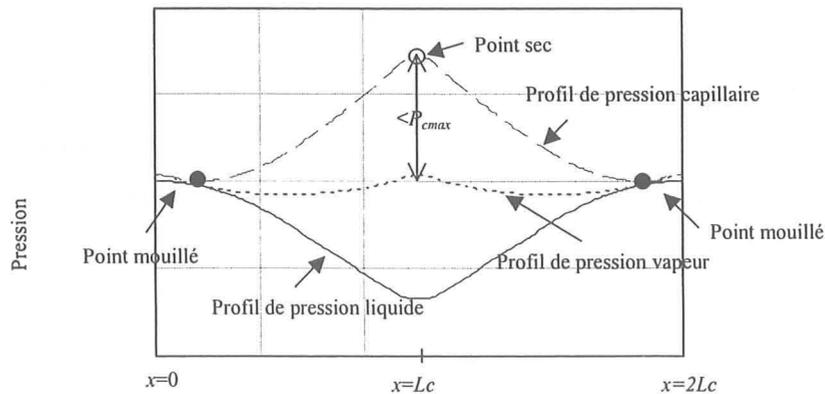


Figure 3.9 : Détermination de la limite capillaire

Remarque sur l'utilisation du caloduc lorsqu'il n'est pas en position horizontale :

Dans les paragraphes qui précèdent, nous avons supposé que, en statique, tout le réseau capillaire était saturé de liquide. Cela veut dire que la force capillaire est assez puissante pour faire remonter le liquide sur toute la longueur du caloduc lorsque celui-ci est incliné. Il faut donc vérifier si les rainures sont assez étroites pour permettre cette remontée capillaire contre la gravité. Si cette condition n'est pas vérifiée, il faut prendre en compte un autre trajet pour le liquide. Trois cas peuvent être observés (Figure 3.10) :

- cas a : le liquide peut monter au-dessus de la source chaude. Le caloduc peut encore fonctionner mais le chemin parcouru par le liquide est modifié.
- cas b : le liquide ne peut pas atteindre la source chaude et le caloduc ne peut plus fonctionner.
- cas c : le liquide peut monter au niveau de la source chaude. Le caloduc fonctionne de manière dégradée car une partie de la source chaude est mal refroidie.

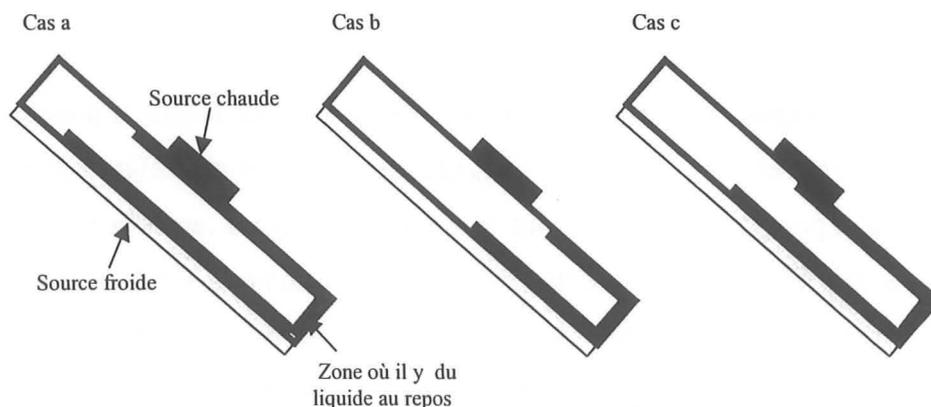


Figure 3.10 : Représentation des zones où le liquide est localisé lorsque le caloduc est incliné et au repos

Le cas qui nous intéresse est le cas a car lui seul permet un fonctionnement correct du caloduc. La Figure 3.11 représente le trajet du fluide dans le caloduc dans ce cas. Nous en déduisons alors la forme du flux axial de chaleur le long du caloduc (Figure 3.12) et le calcul s'effectue comme dans les paragraphes précédents.

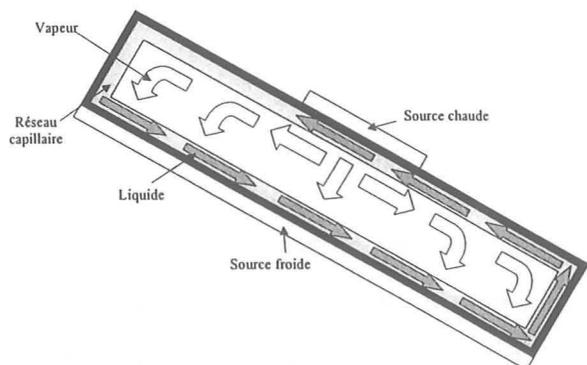


Figure 3.11 : Trajet du liquide dans le cas a

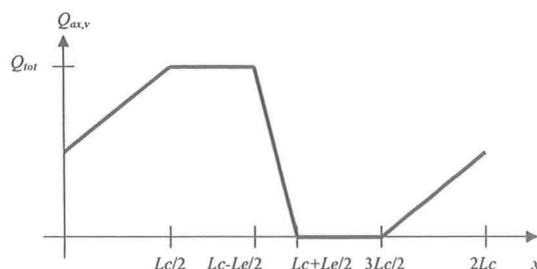


Figure 3.12 : Profil du flux axial (cas a)

La partie que nous venons d'étudier était consacrée au calcul de la limite capillaire. La partie suivante a pour objectif de présenter des modèles permettant de prévoir les performances thermiques d'un caloduc à rainures axiales trapézoïdales.

3.4 Modélisation thermique

3.4.1 Position du problème

Les structures capillaires à rainures ont une forme géométrique simple. Nous pourrions donc penser que leur modélisation thermique est également simple, mais nous voyons que les chemins suivis par le flux de chaleur ne sont pas triviaux et que l'échange n'est pas du tout identique à l'évaporateur et au condenseur. Au niveau de ce dernier, la vapeur se condense sur tous les points froids ce qui entraîne la présence d'un film liquide au sommet de chaque

rainure (Figure 3.13.a). Le liquide est ensuite drainé dans la rainure par capillarité. La vapeur se condense alors préférentiellement au sommet de la rainure à l'endroit où le film est le plus mince. Le flux de chaleur passe donc principalement par le film liquide puis traverse l'ailette pour enfin rejoindre le matériau enveloppe. Au niveau de l'évaporateur, cela se passe différemment puisque le sommet de la rainure est sec (Figure 3.13.b). En effet, comme la conductivité thermique du liquide est nettement inférieure à celle du matériau enveloppe, le flux de chaleur passe en priorité par l'ailette puis se dirige vers la vapeur en traversant le liquide là où il est le moins épais. En conséquence, le flux de chaleur passe en priorité au niveau de la zone d'accrochage du ménisque sur la paroi.

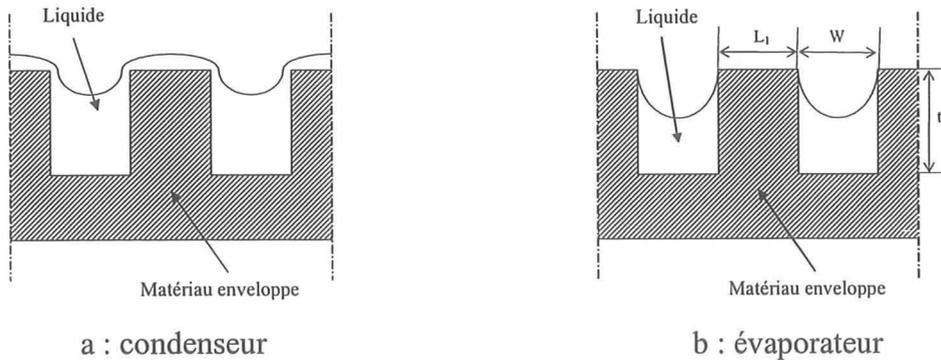


Figure 3.13 : Distribution du liquide au niveau des rainures au condenseur et à l'évaporateur

La détermination de l'échange dans ces structures a fait couler beaucoup d'encre compte tenu de la complexité des phénomènes mis en jeu. Nous allons donc présenter quelques travaux de la littérature permettant de modéliser ces échanges.

3.4.2 Modèles macroscopiques

3.4.2.1 Modèle au niveau du condenseur

La façon la plus simple de modéliser l'échange au niveau du condenseur est de négliger l'épaisseur du film liquide au sommet des ailettes et de considérer que la conductance du réseau capillaire est constituée de deux conductances en parallèle représentant le liquide dans la rainure et les ailettes. La conductivité équivalente de la zone rainurée, calculée par cette méthode, peut s'exprimer de la manière suivante pour un caloduc à rainures rectangulaires :

$$k_{eff,c} = \frac{Wk_l + L_1k_p}{W + L_1} \quad \text{éq. 3.27}$$

avec L_1 la largeur de l'ailette. Cette conductivité équivalente majore la valeur exacte puisque l'on ne prend pas en compte le film liquide. Romestant [ROM] montre que cette formule est à

utiliser avec précaution car la présence d'un film liquide de quelques micromètres peut, dans certains cas, modifier la valeur de cette conductivité de plusieurs ordres de grandeur.

3.4.2.2 Modèles au niveau de l'évaporateur

Le modèle le plus couramment utilisé pour obtenir un ordre de grandeur de la conductivité thermique de la zone rainurée d'un caloduc à rainures rectangulaires, est le modèle présenté par Chi [CHI]. Il est obtenu en séparant le chemin parcouru par le flux de chaleur en deux chemins distincts : un chemin passant par le liquide dans la rainure et un autre passant par l'ailette puis à travers le film liquide au niveau de la zone d'accrochage du ménisque. Il évalue, grâce à une étude expérimentale, le coefficient d'échange dans le film à $k_l/0.185L_l$. La conductivité équivalente est alors donnée par l'expression suivante :

$$k_{eff,e} = \frac{k_l k_p L_l t_g + W k_l (0.185 L_l k_p + t_g k_l)}{(W + L_l)(0.185 L_l k_p + t_g k_l)} \quad \text{éq. 3.28}$$

Le flux passe principalement par le chemin comprenant l'ailette et la zone d'accrochage du ménisque. Sur celui-ci, la zone la plus résistive thermiquement est le passage par l'extrémité du ménisque car le flux de chaleur doit passer à travers le liquide. Nous pouvons donc conclure que, si le nombre de ménisques augmente, l'échange est meilleur. Cela peut être fait en augmentant le nombre de rainures et donc en réduisant leurs dimensions.

Des modèles en conduction pure de la rainure, bâtis sur des résolutions numériques, ont également été développés [KAM][ALE][SCH2]. Shekrladze [SHE] propose une solution analytique basée sur un modèle également en conduction pure d'une rainure trapézoïdale comportant des hypothèses simplificatrices. Il obtient un coefficient d'échange s'exprimant de la manière suivante :

$$h_{eff,e} = \frac{1}{D_g} \sqrt{\frac{k_p k_l}{\sin(\theta)} \frac{t_g}{\delta_1 + \delta_2 + \delta_3}} = \frac{k_{eff}}{t_g} \quad \text{éq. 3.29}$$

Les paramètres géométriques δ_1 , δ_2 et δ_3 sont décrits sur la Figure 3.14 :

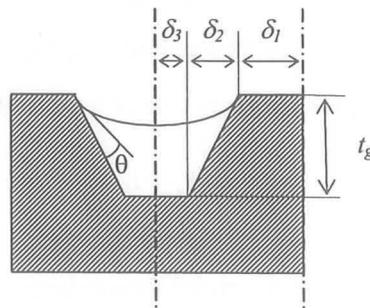


Figure 3.14 : Paramétrisation de la rainure trapézoïdale

Comme nous allons le voir, il existe une forte disparité entre les résultats donnés par les formulations de Chi [CHI] et de Shekrladze [SHE]. D'après Romestant [ROM], il apparaît que la première sous-estime l'échange et peut donc être utilisée lorsqu'on veut être certain que le comportement thermique d'un caloduc satisfasse à coup sûr un cahier des charges.

Afin de positionner ces deux formulations, nous avons comparé l'évolution des coefficients d'échange qu'elles définissent en fonction de l'angle de contact ménisque-paroi dans le cas de caloducs cylindriques. Pour compléter cette analyse, nous les avons comparées au modèle numérique développé par Alexandre [ALE] (Figure 3.15.a) ainsi qu'aux mesures expérimentales réalisées par Ivanovskii et coll. [IVA] (Figure 3.15.b). Plusieurs constatations s'imposent. Comme annoncé par Romestant [ROM], nous voyons que la différence entre les deux modèles est très grande, principalement pour les petits angles de contact. Nous remarquons également que le modèle de Chi [CHI] minore l'échange alors que la formulation de Shekrladze [SHE] le majore tout le temps.

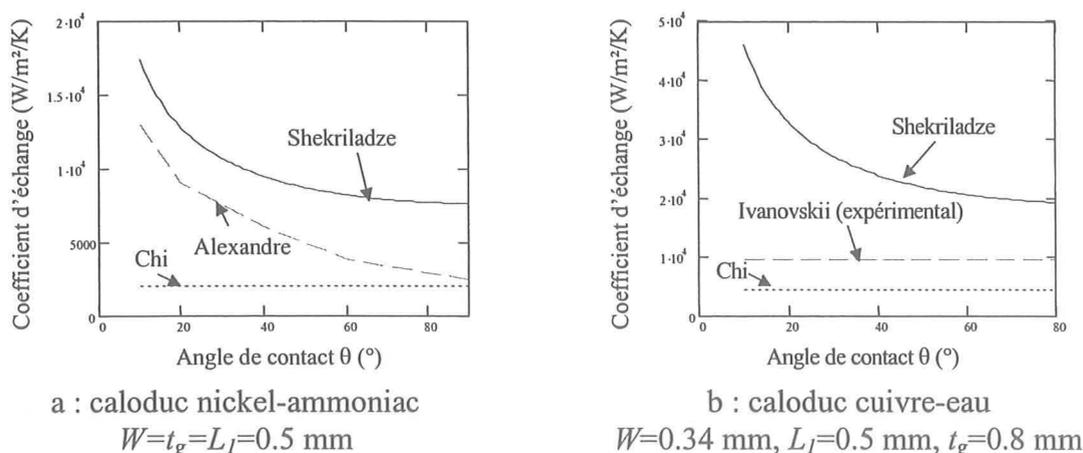


Figure 3.15 : Comparaison entre les formulations de Chi et de Shekrladze avec le modèle d'Alexandre et les résultats expérimentaux de Ivanovskii.

En conclusion, nous pouvons dire que ces méthodes analytiques donnent l'ordre de grandeur du coefficient d'échange au niveau des rainures, mais avec des résultats très dispersés. Cela est dû au fait que la grande majorité du flux de chaleur passe par la zone d'accrochage du ménisque appelée microrégion. Une meilleure connaissance des transferts thermiques ayant lieu dans cette zone est donc indispensable pour modéliser correctement l'échange au niveau de l'évaporateur dans un caloduc, c'est l'objet du paragraphe suivant.

3.4.3 Le phénomène de microrégion

En parcourant l'interface liquide vapeur du centre du ménisque vers la zone d'accrochage, il est possible de distinguer trois zones différentes (Figure 3.16). Dans la première, appelée zone

de ménisque intrinsèque, l'interface a un rayon de courbure constant car les molécules de liquide ne subissent que les forces de tension superficielle. Ensuite, lorsque l'épaisseur de liquide devient très petite, ces forces ne sont plus les seules à agir. En effet, les forces d'interaction entre les molécules de liquide et les atomes de la paroi deviennent alors de plus en plus importantes ce qui implique une augmentation du rayon de courbure. Cette zone est appelée microrégion. Enfin la dernière zone est constituée d'un film mince d'épaisseur constante qui est maintenu par les forces d'interaction liquide-paroi et dans lequel l'échange thermique est négligeable.

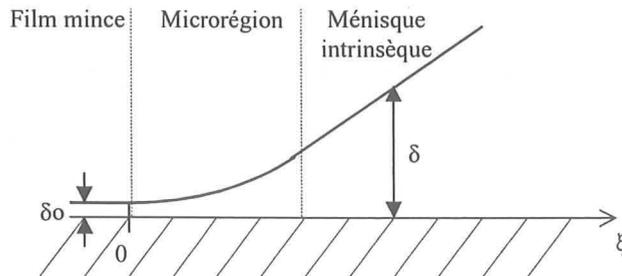


Figure 3.16 : Forme de l'interface liquide-vapeur proche de la zone d'accrochage du ménisque

La présence de ces forces d'interaction (qui sont de type forces de Van der Waals) modifie l'épaisseur du film liquide et donc les échanges thermiques. Afin d'en tenir compte, on utilise la notion de pression d'adhésion [LAU] (ou pression de disjonction [ROM]). Elle s'exprime généralement par l'équation 3.30 dans le cas des liquides non polaires :

$$P_d = -\frac{A_\delta}{\delta^3} \quad \text{éq. 3.30}$$

avec A_δ la constante d'Hamaker (constante dépendant du couple liquide-solide) et δ l'épaisseur de liquide. L'équation de Laplace-Young est alors modifiée de la manière suivante :

$$P_{cap} = P_v - P_l = \sigma K_m - P_d \quad \text{éq. 3.31}$$

avec K_m la courbure de l'interface. L'annexe 3 présente une méthode de calcul des échanges thermiques dans la microrégion.

L'eau est un liquide polaire, les forces d'adhésion sont donc tout à fait différentes de celles rencontrées dans le cas d'un liquide non polaire. Holm et Goplen [HOL] proposent une expression de la pression de disjonction dépendant de la température à l'interface liquide-vapeur :

$$P_d = \rho_l R_v T_{\text{int},v} \ln \left(\frac{P_{\text{sat}}(T_{\text{int},v})}{P_{\text{sat}}(T_p)} \right) \quad \text{éq. 3.32}$$

Comme la température à l'interface liquide-vapeur est inférieure à la température de paroi, la pression de disjonction est toujours négative comme dans le cas des liquides polaires. Les auteurs affirment de plus que le rapport de pression peut être exprimé de la façon suivante :

$$\frac{P_{\text{sat}}(T_{\text{int},v})}{P_{\text{sat}}(T_p)} = a \delta^b \quad \text{éq. 3.33}$$

et donc la pression de disjonction peut s'écrire :

$$P_d = \rho_l R_v T_{\text{int},v} \ln(a \delta^b) \quad \text{éq. 3.34}$$

avec $a=1.5336$ et $b=0.0243$ dans le cas de l'eau sur du verre et avec δ exprimée en pieds.

Dans le système international, cette pression de disjonction vaut alors :

$$P_d = \rho_l R_v T_{\text{int},v} \ln \left(1.5336 \left(\frac{\delta}{3.3} \right)^{0.0243} \right) \quad \text{éq. 3.35}$$

Dans les deux parties précédentes, nous avons exposé plusieurs modèles permettant d'étudier les caloducs miniatures plats à rainures axiales trapézoïdales de manière hydraulique et thermique. Les deux prochaines parties, plus expérimentales, nous permettront de confronter certains de ces modèles à des mesures réalisées, d'une part, sur un caloduc à rainures trapézoïdales et, d'autre part, sur un caloduc à rainures rectangulaires utilisé comme répartiteur de chaleur.

3.5 Etude expérimentale d'un caloduc à rainures trapézoïdales

3.5.1 Description du caloduc

Le caloduc que nous allons étudier est un caloduc plat miniature à rainures trapézoïdales en cuivre dont le fluide caloporteur est l'eau. Il s'agit d'un caloduc du commerce qui nous a été livré rempli. Il mesure 20 cm de long, 9.3 mm de large et sa hauteur est égale à 1.9 mm. L'épaisseur de la paroi est de 0.35 mm. Les dimensions des rainures sont indiquées sur la Figure 3.17.

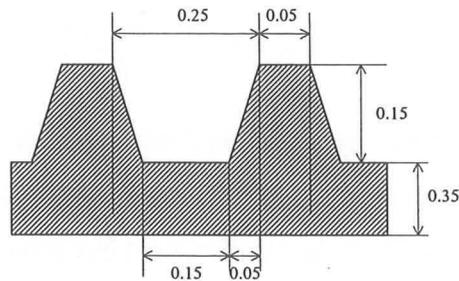


Figure 3.17 : Dimensions des rainures du caloduc testé (en mm)

3.5.2 Le dispositif expérimental

Nous avons réalisé un dispositif de test afin de connaître les performances thermiques de ce caloduc. La source chaude est constituée de deux résistances en boîtier de valeur 0.5Ω en série. Le condenseur est réalisé par circulation d'eau provenant d'un bain thermostaté sur la paroi du caloduc. Le réglage de la température d'eau permet de modifier la température de fonctionnement du caloduc pour une même puissance et ainsi de pouvoir mesurer les limites de fonctionnement en fonction de la température.

Les mesures thermiques sont réalisées par un thermocouple placé dans la semelle d'une résistance, un thermocouple plongé dans l'eau circulant au niveau du condenseur et deux sondes platines Pt100 disposées au niveau de la zone adiabatique (Figure 3.18). Une observation de la paroi du caloduc montre que sa surface n'est pas plane. La liaison thermique entre les résistances et le caloduc n'est donc pas bonne. Cette expérience ne pourra donc pas nous permettre de vérifier si les coefficients d'échange à l'évaporateur sont prévisibles par les méthodes présentées dans le paragraphe précédent.

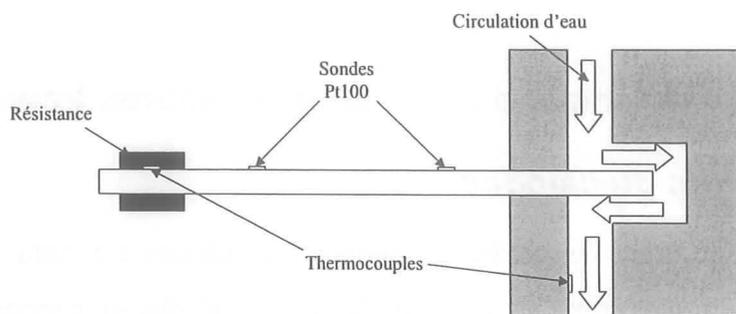


Figure 3.18 : Schéma du dispositif de test

Ce caloduc étant très long, il a une surface de contact avec l'ambient assez importante (18 cm^2) ce qui implique que l'évacuation de la chaleur par rayonnement et par convection peut être très importante si il n'est pas isolé thermiquement. Nous l'avons donc protégé du milieu extérieur par du polyuréthane. Afin de prendre en compte l'influence de la gravité, le support

du caloduc est monté sur un mandrin rotatif permettant de faire varier et de mesurer l'angle d'inclinaison (Figure 3.19).

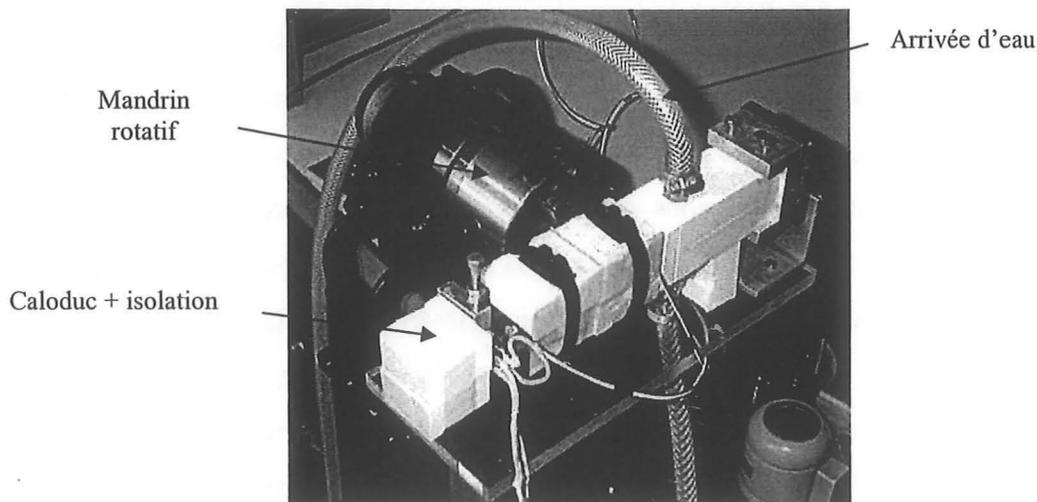


Figure 3.19 : Photographie du dispositif de test

Pour avoir un ordre d'idée de la limite capillaire de ce caloduc, nous avons utilisé la méthode analytique présentée au paragraphe 3.3.2. Pour cela, nous avons considéré que la longueur de l'évaporateur (L_e) était de 1 cm, celle de la zone adiabatique (L_a) de 11.5 cm et celle du condenseur de 4 cm (L_c). Les résultats obtenus pour des angles de contact (θ_0) de 0° et de 30° en position horizontale sont indiqués sur la Figure 3.20. Ils montrent que la puissance maximale que peut faire transiter le caloduc devrait rester inférieure à 10 W.

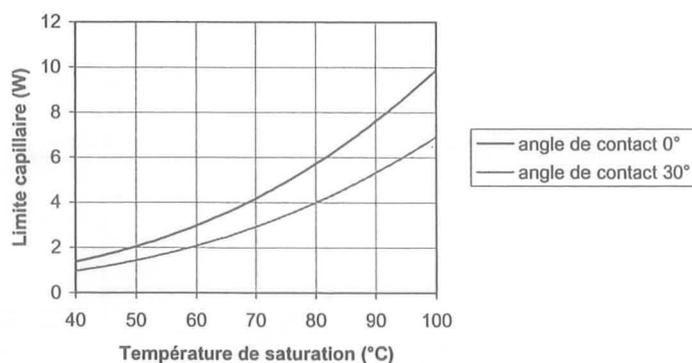


Figure 3.20 : Limite capillaire estimée

3.5.3 Résultats

3.5.3.1 Remarques sur le fonctionnement du caloduc

Présence de gaz incondensables :

Lorsque nous avons fait fonctionner le caloduc pour la première fois, nous nous sommes aperçus que, lorsque la puissance était inférieure à une valeur de l'ordre de 4 W, les

températures sur les deux sondes Pt100 situées de part et d'autre de la zone adiabatique n'étaient pas du tout les mêmes (plusieurs degrés Celsius de différence). Or, si le caloduc fonctionnait bien, nous ne devrions quasiment pas voir de différence de température tout au long de la zone adiabatique (ce qui est vérifié pour des fonctionnements à puissance plus élevée). Afin de mieux apprécier ce phénomène, nous avons enlevé l'isolation se trouvant autour de la zone adiabatique et nous avons observé cette dernière à l'aide d'une caméra infrarouge. La Figure 3.21 montre l'évolution de la température le long de la zone adiabatique (direction évaporateur vers condenseur) pour trois puissances P_1 , P_2 et P_3 avec $P_1 < P_2 < P_3$. Nous voyons que, pour ces trois niveaux de puissance, la température reste constante sur une partie de la zone adiabatique puis elle diminue ensuite assez rapidement. Tout se passe donc comme si le transfert thermique s'effectuait de deux manières distinctes sur la longueur du caloduc : une zone où le caloduc fonctionne bien, puis une zone où le transfert thermique est assez mauvais. Nous remarquons de plus que la longueur de la zone à température constante augmente avec la puissance. Ceci nous a permis de conclure qu'il y avait présence de gaz incondensables dans le caloduc. En effet, lorsque la puissance augmente, la pression de la vapeur augmente ce qui a pour effet de comprimer les gaz incondensables et ainsi de réduire le volume qu'ils occupent.

Cette étude montre tout l'intérêt d'effectuer un bon remplissage. En effet, à cause de ce bouchon de gaz incondensables, le caloduc ne fonctionne pas sur toute sa longueur car le transfert de chaleur s'effectue seulement par conduction à travers la paroi dans la zone obturée. Ceci dégrade considérablement les performances du dispositif.

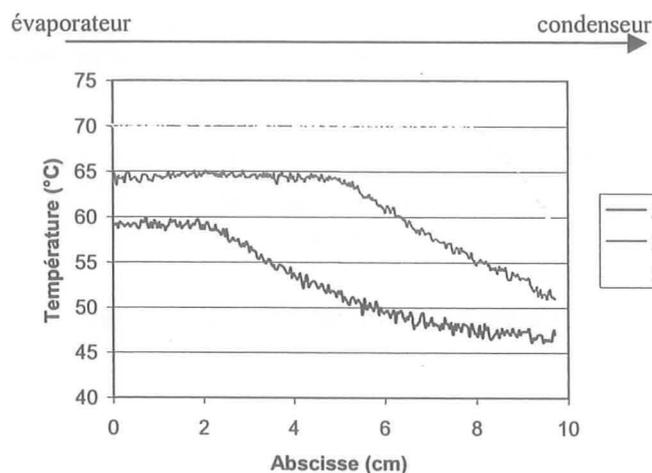


Figure 3.21 : Evolution du bouchon d'incondensables avec la puissance ($P_1 < P_2 < P_3$)

Comportement lorsque le caloduc est incliné pour fonctionner contre la pesanteur :

Nous nous sommes aperçus, lors de nos manipulations, que lorsque nous inclinons le caloduc de quelques degrés seulement (évaporateur en dessus du condenseur), il n'arrivait plus à fonctionner. Ceci est assez logique car, sa longueur étant à peu près 20 cm, une faible valeur de l'angle d'inclinaison (ψ) peut engendrer une dénivellation entre le condenseur et l'évaporateur de quelques centimètres (pour un angle d'inclinaison de 10° , la hauteur entre l'évaporateur et le condenseur est de 3.5 cm). Or la hauteur maximale que peut remonter l'eau dans une rainure de 250 μm est de l'ordre de 5 cm. Le fonctionnement de ce caloduc est donc nécessairement très influencé par la pesanteur.

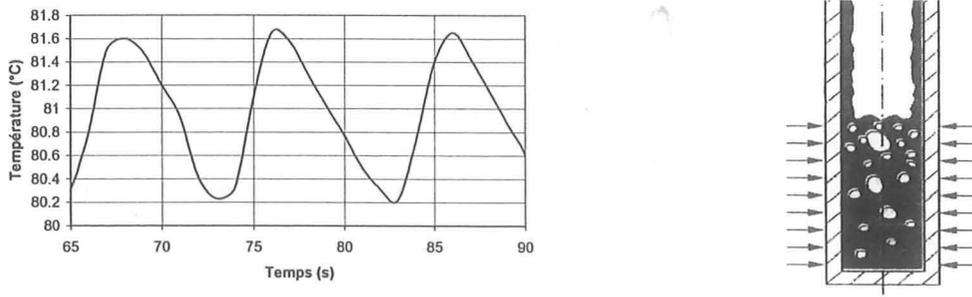
Fonctionnement en thermosiphon diphasique :

Comme nous l'avons indiqué dans le chapitre I, on parle de thermosiphon lorsque l'évaporateur se trouve en dessous du condenseur de telle sorte que le liquide puisse être ramené vers l'évaporateur par la pesanteur. Afin d'observer ce fonctionnement, nous avons incliné le caloduc de 90° en plaçant les résistances en dessous du refroidisseur à eau. La première remarque que nous avons pu faire est que, pour les mêmes puissances d'entrée et les mêmes températures d'eau de refroidissement, la température du thermocouple au niveau des résistances était inférieure à celle obtenue lors d'un fonctionnement en position horizontale (diminution de la résistance thermique de l'ordre de 25%). Nous avons observé de plus que, contrairement au cas où le caloduc est en position horizontale, la température au niveau de l'évaporateur n'était pas stable (Figure 3.22.a). En effet, nous avons pu voir, pour une puissance de 6 W et une température d'eau de 50°C , des oscillations de cette température de période de l'ordre de 8 secondes.

Tout ceci peut être expliqué par le fait que les transferts thermiques ne sont pas du tout les mêmes lorsque le caloduc fonctionne en mode thermosiphon. En effet, nous venons de voir que la hauteur de liquide dans une rainure de cette dimension ne dépasse pas quelques centimètres. Cela veut donc dire que, lorsque le caloduc est fortement incliné, une partie importante du liquide se trouve au niveau de l'évaporateur (Figure 3.22.b). En considérant que les rainures sont remplies à moitié en position horizontale, nous avons déterminé que la hauteur de liquide en fond de caloduc était de l'ordre de 15 mm ce qui est une hauteur supérieure à la longueur de l'évaporateur. Le transfert thermique s'effectue alors majoritairement par ébullition. La vapeur produite par ce processus est piégée sous le liquide. Quand le volume de vapeur devient trop important, celle-ci se libère ce qui produit les oscillations observées Figure 3.22.a. Au niveau du condenseur, les échanges thermiques sont

eux aussi modifiés car il n'y a plus qu'un film liquide sur toute la paroi et non plus la présence d'une grosse quantité d'eau dans les rainures.

Une observation à la caméra infrarouge de la zone adiabatique nous a également permis de conforter l'hypothèse d'apparition de bulles à l'évaporateur car nous voyons que le bouchon d'incondensables varie lui aussi avec la même période. Cela correspond sûrement à l'éclatement de bulles qui, libérant des molécules de vapeur, vient augmenter temporairement la pression dans le conduit vapeur et ainsi faire diminuer le bouchon.



a : oscillations de température au niveau de l'évaporateur b : évaporateur d'un thermosiphon

Figure 3.22 : Transferts thermiques à l'évaporateur d'un thermosiphon

3.5.3.2 Tests thermiques

Comme nous l'avons signalé lors de la présentation du dispositif, la surface extérieure du caloduc n'est pas plane. Ceci rend impossible la détermination du coefficient d'échange à l'évaporateur à partir d'un paramètre thermosensible de la source chauffante car l'interface thermique entre cette dernière et le caloduc est trop mauvaise. Le bouchon de gaz incondensables empêche lui aussi la mesure du coefficient d'échange au condenseur. Nous avons donc simplement étudié les limites de fonctionnement du caloduc. La Figure 3.20 montre que la limite capillaire estimée est inférieure à la dizaine de Watts ce qui correspond à des densités de flux peu élevées. La principale limite est donc, dans ce cas, la limite capillaire. Afin de déterminer cette limite expérimentalement, nous avons mesuré l'évolution de la résistance thermique du caloduc en fonction de la puissance. Cette résistance thermique est calculée à partir de la différence entre la température du thermocouple placé au niveau de l'évaporateur et la température du thermocouple plongé dans l'eau. Elle prend donc en compte l'interface thermique entre le composant et le caloduc. Nous déterminons ensuite la limite de fonctionnement en trouvant le point pour lequel la résistance thermique augmente de manière significative.

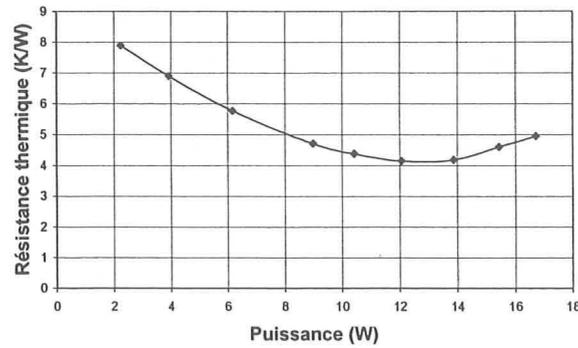


Figure 3.23 : Evolution de la résistance thermique en fonction de la puissance injectée

La Figure 3.23 montre l'évolution de cette résistance thermique pour une température d'eau de refroidissement de 50°C. Nous voyons que la courbe remonte pour une valeur de puissance proche de 13 Watts. Pour cette puissance, la température de la vapeur dans la zone adiabatique est de 85°C. Or nous voyons sur la Figure 3.20 que la limite capillaire devrait plutôt être inférieure à 7 Watts pour cette température. Le modèle paraît donc, au premier abord, sous-estimer la limite réelle. Mais ceci n'est pas évident, car la présence du bouchon de gaz incondensables fausse fortement la mesure de la résistance thermique. En effet, quand la puissance augmente, le bouchon diminue ce qui améliore l'échange au condenseur et modifie le trajet des fluides. Il est donc possible que la résistance thermique diminue encore lorsque la limite capillaire du même caloduc correctement rempli est dépassée.

3.5.4 Bilan

Cette étude expérimentale ne nous a pas permis de valider nos modèles thermiques et hydrauliques. Par contre, elle nous a fait prendre conscience que le remplissage est un point crucial de la réalisation. En effet, si celui-ci est mal effectué, la présence de gaz incondensables détériore énormément le comportement thermique du caloduc.

Afin d'arriver à maîtriser ce processus de remplissage, nous avons décidé de réaliser entièrement un nouveau prototype. Nous voulions voir, de plus, si il était possible de réaliser un répartiteur de chaleur à partir d'un caloduc à rainures. Ce prototype est étudié dans la partie suivante.

3.6 Etude expérimentale d'un caloduc à rainures rectangulaires utilisé comme répartiteur de chaleur

3.6.1 Présentation de la structure à étudier

Le but de cette étude est de réaliser un caloduc plat à rainures axiales rectangulaires afin de montrer qu'il peut être utilisé comme répartiteur de chaleur (Figure 3.24). Sa réalisation comporte la fabrication du caloduc à proprement parler et du dispositif de remplissage permettant de modifier la quantité de fluide injectée. L'enveloppe est réalisée en laiton et le fluide caloporteur est l'eau. Ce caloduc a été réalisé en collaboration avec le CEA/GRETh.

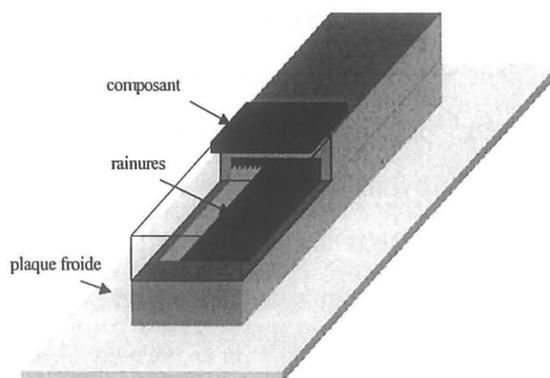
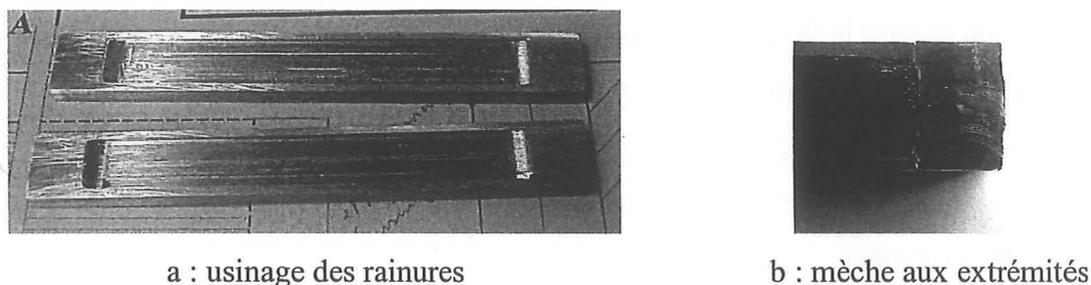


Figure 3.24 : Caloduc plat à rainures utilisé comme répartiteur de chaleur

Comme nous désirons faire transiter des puissances assez élevées, nous avons choisi des dimensions proches de celles du caloduc plat à rainures rectangulaires présenté par Hopkins et coll. [HOP] qui fonctionne pour des puissances supérieures à 100 W. Les rainures mesurent 200 μm de large sur 400 μm de profondeur et sont espacées de 200 μm . Leur longueur est de 70 mm et la largeur qu'elles occupent vaut 10 mm. La hauteur du passage vapeur est 2 mm.

La réalisation a été effectuée en plusieurs étapes. Nous avons tout d'abord réalisé les rainures dans deux plaques de laiton identiques (Figure 3.25.a). L'idéal aurait été, à ce stade là, de refermer l'enceinte en brasant les deux pièces entre elles. Mais, n'ayant pas de système de centrage assez précis, nous n'étions pas sûr que les rainures d'une pièce soient bien en face de celles de l'autre pièce. Or ceci est très important car, comme la condensation et l'évaporation s'effectuent sur les faces opposées, il faut que l'eau puisse passer d'une pièce à l'autre lors de son trajet du condenseur vers l'évaporateur. Afin de remédier à ce problème, nous avons creusé aux extrémités des réseaux de rainures des emplacements de dimension 5 mm * 10 mm pour pouvoir y mettre de la toile métallique (Figure 3.25.b). Cette dernière sert à relier hydrauliquement les rainures de chaque pièce.



a : usinage des rainures

b : mèche aux extrémités

Figure 3.25 : Réalisation du réseau capillaire

Après cette étape, nous avons percé des trous dans l'enveloppe afin de pouvoir y mettre des tuyaux servant à raccorder l'enceinte avec des dispositifs externes. Nous avons décidé de faire deux trous : un servant au remplissage et un autre servant à relier un capteur de pression permettant de mesurer la température de la vapeur lorsque le caloduc fonctionne. Pour finir, nous avons brasé les deux pièces entre elles ainsi que les tuyaux (Figure 3.26).

Les dimensions extérieures du caloduc achevé sont les suivantes : longueur 100 mm, largeur 12 mm, hauteur 6 mm.

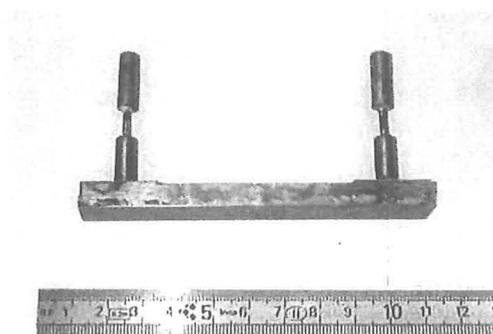


Figure 3.26 : Le caloduc à rainures rectangulaires achevé

3.6.2 Le dispositif de test

3.6.2.1 Le dispositif de remplissage

Le remplissage du caloduc s'effectue par une méthode proche de celle présentée sur la Figure 2.19 : le fluide est injecté à l'aide d'une seringue contenant le volume désiré et le tuyau de remplissage sert aussi à la mise sous vide de l'enceinte. La Figure 3.27 montre une vue éclatée de notre dispositif. Nous allons maintenant décrire tous ses éléments en nous éloignant petit à petit du caloduc. Le premier objet est la vanne 1 qui permet d'isoler le caloduc de l'extérieur lorsque celui ci est rempli et qu'il est prêt à fonctionner. Ensuite, nous trouvons un raccord en T qui permet de faire la liaison entre la vanne 1, la vanne 2 et un tuyau débouchant sur un septum. Le septum est une petite membrane très utilisée en chromatographie qui, même après avoir été percée par une aiguille de seringue, reste étanche. C'est grâce à lui que

nous pouvons injecter le fluide dans le caloduc sans laisser pénétrer de matières étrangères. La vanne 2, quant à elle, est reliée à une pompe à vide.

Le processus de remplissage est le suivant :

- mise sous vide de l'enceinte et dégazage des parois : les vannes 1 et 2 sont toutes les deux ouvertes,
- remplissage du caloduc : la vanne 2 est fermée et la quantité désirée de liquide est introduite grâce à une seringue. Un pistolet thermique sert ensuite à chauffer la partie du dispositif en dessus de la vanne afin d'être sûr que tout le liquide injecté soit bien dans le caloduc,
- isolation du caloduc : la vanne 1 est fermée et le caloduc est prêt à être utilisé.

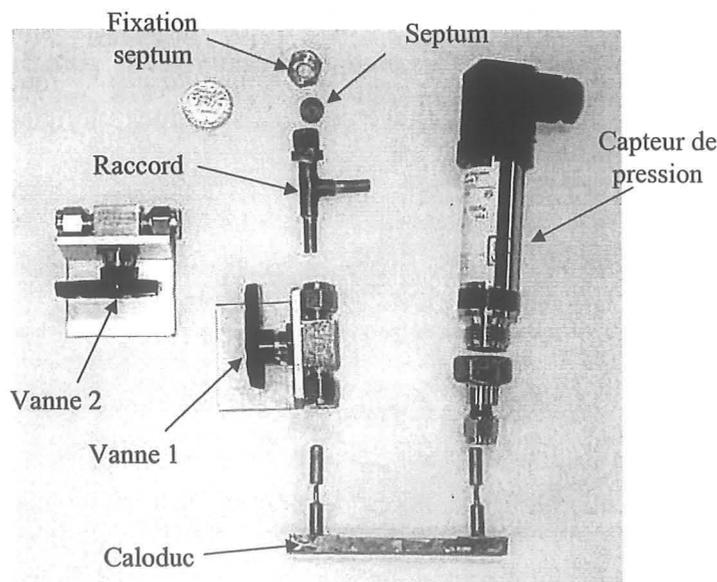


Figure 3.27 : Vue éclatée du dispositif de remplissage

3.6.2.2 Le dispositif de tests thermiques

Le schéma du dispositif de tests est indiqué sur la Figure 3.28. La source de chaleur est un IGBT en boîtier TO247. Il est commandé dans sa zone linéaire ce qui lui permet de dissiper de fortes puissances avec des courants faibles. L'avantage des IGBT est qu'ils peuvent dissiper des densités flux de chaleur de plusieurs centaines de Watts par cm^2 si leur température de jonction ne dépasse pas 125°C . Le composant est pressé sur le caloduc grâce à une vis de serrage. Le contact thermique est réalisé grâce à de la graisse thermique. La source froide est réalisée par une plaque à eau en cuivre qui est également reliée thermiquement au caloduc par de la graisse thermique.

Enfin, les mesures de températures sont réalisées par quatre thermocouples de type E placés à la surface supérieure du caloduc (Figure 3.28).

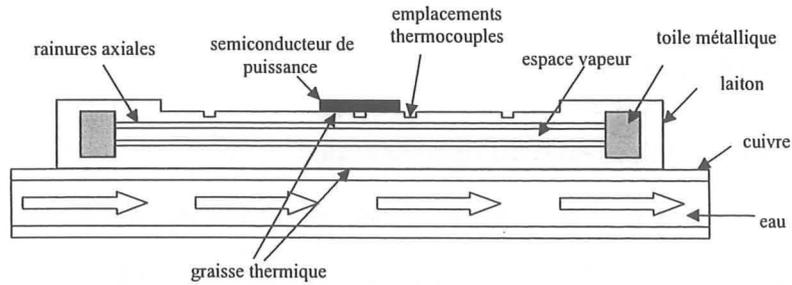


Figure 3.28 : schéma du dispositif de tests thermiques

Maintenant que nous avons présenté le caloduc et son dispositif de tests thermiques, nous allons voir quel est son domaine de fonctionnement prévu par notre modèle hydraulique.

3.6.3 Evaluation du domaine de fonctionnement

Comme les limites visqueuse et sonique interviennent principalement pour les caloducs dont le fluide est constitué de métaux liquides, nous nous intéresserons ici seulement aux limites capillaire, d'entraînement (équation 2.8) et d'ébullition. Le calcul de la limite d'ébullition s'appuie sur l'équation 2.32 en déterminant la valeur de la conductivité équivalente du réseau capillaire par la méthode de Chi [CHI] (paragraphe 3.4.2.2). Le rayon de bulle est choisi arbitrairement à $1 \mu\text{m}$. Ce calcul est approximatif puisque le rayon de bulle est fortement dépendant des conditions d'expérimentation. Dans le cas de nos rainures, le rayon de bulle est très inférieur au rayon du ménisque ce qui implique que la limite d'ébullition est quasiment inversement proportionnelle à sa valeur. Cette courbe sera donc à caler par un retour sur expérience.

La Figure 3.29 représente l'évolution des trois limites de fonctionnement calculées. Le domaine de fonctionnement du caloduc est le domaine hachuré qui est situé au dessous de ces trois courbes. Nous remarquons que, pour ce caloduc, la limite capillaire n'est pas forcément la limite la plus contraignante.

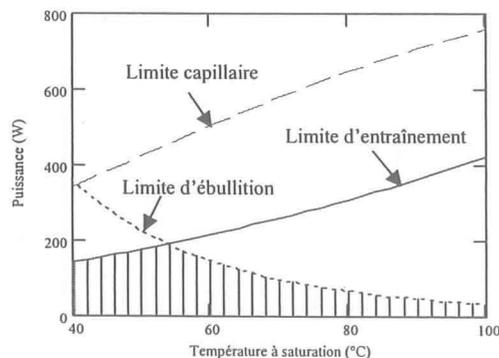


Figure 3.29 : Estimation des limites de fonctionnement du répartiteur à rainures

3.6.4 Expérimentation

3.6.4.1 Problèmes rencontrés lors du remplissage

Lors du test de fonctionnement d'un caloduc, il est conseillé d'injecter un peu plus de fluide que la quantité optimale. En effet, ce volume supplémentaire engendre simplement une pellicule de liquide plus épaisse au condenseur donc des performances thermiques moins bonnes mais il n'empêche pas le fonctionnement du caloduc. Au contraire, si on n'injecte pas assez de fluide, celui-ci est en quantité insuffisante dans les rainures et, par conséquent, le liquide ne peut pas revenir jusqu'à l'évaporateur. C'est pourquoi nous avons commencé par estimer la quantité d'eau contenue dans les rainures et la mèche ainsi que dans les tuyaux de raccord. Nous avons ensuite injecté un volume supérieur de 10% à celui trouvé par notre estimation.

Les premiers résultats n'ont pas été très probants puisque le caloduc ne fonctionnait pas du tout (aucune amélioration par rapport aux essais à vide). Nous avons alors cherché d'où pouvait venir le problème. Puis, en soufflant de l'air chaud sur la base du capteur de pression avec un pistolet thermique, nous nous sommes aperçus que le caloduc commençait à fonctionner. La Figure 3.30 montre l'évolution de la température des thermocouples autour de l'instant à partir duquel nous commençons à chauffer la base du capteur. La courbe supérieure correspond au thermocouple placé sous le composant (Figure 3.28), celle qui est intermédiaire correspond au thermocouple placé à droite du précédent et enfin la courbe inférieure représente le thermocouple placé à l'extrémité droite du caloduc. Nous voyons que la température évolue de manière significative lorsque le caloduc se met à fonctionner. Si nous attendons quelques minutes, nous nous apercevons que le caloduc cesse de nouveau de fonctionner.

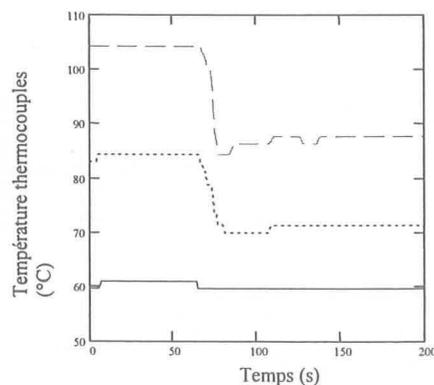


Figure 3.30 : Déclenchement du caloduc en chauffant sur la base du capteur de pression

Ce phénomène est dû au fait que la base du capteur a un volume non négligeable qui absorbe une partie du liquide devant servir au fonctionnement du caloduc. Lorsqu'il est chauffé, la pression augmente localement ce qui permet de ramener une partie du liquide dans l'enceinte du caloduc. Ensuite, lorsqu'il refroidit, la pression diminue et le liquide revient dans le volume sous le capteur. Cette constatation nous amène à une règle de conception des caloducs qui conseille de limiter les volumes morts. On appelle volume mort tout volume contenant du fluide ne servant pas au transfert de chaleur. Pour la suite des tests, nous avons enlevé le capteur de pression afin de ne plus rencontrer ce problème.

Un autre problème rencontré a été la non reproductibilité des mesures. En effet, à chaque remplissage, nous n'obtenions pas les mêmes résultats de manière assez significative (erreurs de 20 à 30 %). Cela est dû au fait que nous n'avions alors pas de microseringue de précision mais simplement des seringues médicales de volume 1 ml. La précision que nous obtenions avec ce type de seringue était de l'ordre de 50 μ l. Elle s'est avérée insuffisante pour avoir une bonne reproductibilité des résultats. Pour comparer les résultats avec la théorie, nous avons alors sélectionné la mesure qui nous a donné les échanges thermiques les meilleurs.

3.6.4.2 Résultats

Le caloduc a été testé sous différentes valeurs de la puissance injectée et de la température d'eau. Nous n'avons pas pu atteindre de limite de fonctionnement car la résistance thermique de l'ensemble caloduc-composant était trop importante et la température maximale de la jonction du composant (125°C) était très vite atteinte. La puissance maximale que le composant a pu dissiper sans être détruit était 110 W pour une température d'eau de 50°C. Ensuite, nous avons essayé le caloduc dans toutes les positions sans noter de changements significatifs sur la température des thermocouples et donc sur les échanges thermiques à l'intérieur du caloduc.

La Figure 3.32 montre la comparaison entre des simulations thermiques et les résultats pratiques obtenus pour une puissance de 80 W et une température d'eau de 50°C. Ces simulations thermiques ont été réalisées grâce au logiciel Flotherm (Figure 3.31). Ce logiciel, basé sur la méthode des volumes finis, a été utilisé car nous avons supposé que notre problème pouvait se ramener à un problème de conduction pure. Pour ce faire, nous avons représenté la caloduc par des parallélépipèdes de conductivités thermiques différentes. La méthode de Chi [CHI] a été utilisée pour calculer la valeur des conductivités équivalentes à l'évaporateur et au condenseur. Nous avons supposé de plus que le débit d'eau était suffisant pour pouvoir imposer une température constante à l'interface eau-cuivre de la plaque à eau.

La température d'eau est prise égale à 0°C car les paramètres du modèle dépendent très peu de la température et car cela permet ainsi d'obtenir directement la différence de température par rapport à la source froide. Les différentes conductivités thermiques que nous avons utilisées sont :

- laiton : $130 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$,
- cuivre : $400 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$,
- espace vapeur : $50000 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$,
- graisse thermique : $0.7 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ avec une épaisseur de $10 \mu\text{m}$,
- conductivité équivalente à l'évaporateur : $3.8 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$,
- conductivité équivalente au condenseur : $65 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$.

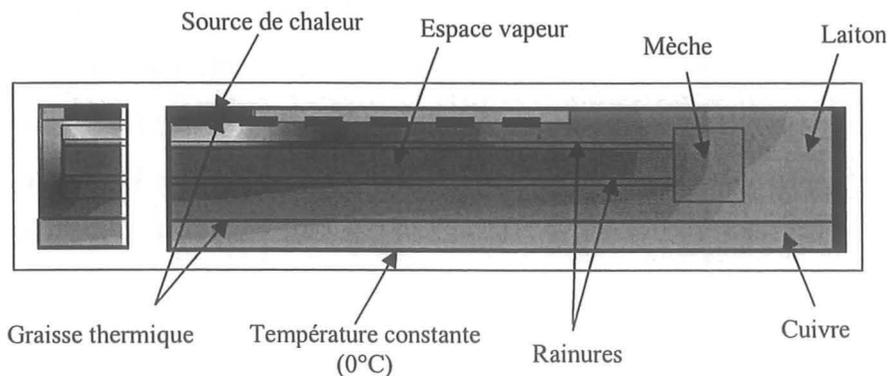


Figure 3.31 : Simulation thermique du répartiteur à rainures (vue de face et de profil)

Les courbes de simulation (Figure 3.32) représentent l'évolution de la température sur la ligne pointillée de la Figure 3.31 et les croix représentent les températures obtenues de manière expérimentale des thermocouples placés à la surface du caloduc. Nous voyons que les résultats correspondent assez bien. Ceci nous inciterait à penser que le modèle de Chi [CHI] relatif aux conductivités thermiques équivalentes donne de bons résultats alors que nous avons dit précédemment qu'il sous estimait le coefficient d'échange à l'évaporateur. Cela est sûrement dû au fait que le caloduc se trouve loin de sa limite capillaire et qu'ainsi, l'angle de contact à l'évaporateur se trouve être très important ce qui est néfaste aux transferts thermiques.

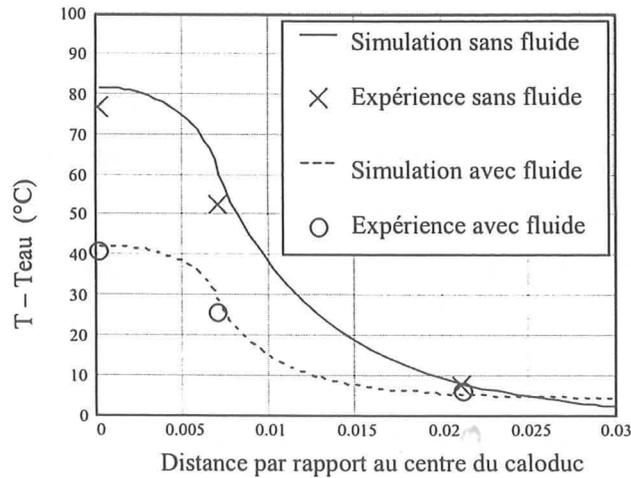


Figure 3.32 : Comparaison entre la simulation et l'expérimentation pour une puissance de 80 W et une température d'eau de 50°C.

Comme nous pouvons également le voir sur la Figure 3.32, la résistance thermique du caloduc rempli est deux fois plus petite que celle du caloduc vide. Bien que cela montre que le caloduc fonctionne bien, nous pouvons nous demander quel est l'apport du caloduc par rapport à une barre de cuivre massif. D'autres simulations sous Flotherm nous ont permis de constater que la résistance thermique du caloduc était de l'ordre de celle d'un barreau de laiton massif de mêmes dimensions extérieures. Nous pouvons voir, sur la Figure 3.31, que la zone où le gradient de température est le plus important se situe sous l'évaporateur et, en particulier, au niveau du réseau capillaire dont la conductivité thermique est très faible puisque la valeur que nous avons calculée est de $3.8 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$. En conséquence, si nous voulons que le caloduc aie un intérêt dans une application donnée, il faut améliorer la conductivité thermique du réseau capillaire. Ceci peut être fait en diminuant la dimension des rainures (cf § 3.4.2.2), ce qui est très difficile avec les techniques classiques d'usinage des métaux, ou en choisissant un autre type de réseau capillaire.

3.6.5 Bilan

Dans cette partie, nous avons montré qu'un caloduc plat à rainures axiales pouvait être utilisé comme répartiteur de chaleur. Le modèle permettant de calculer la limite capillaire (§ 3.3.2.4) n'a pas pu être validé par l'expérimentation car les limites n'ont pas pu être atteintes à cause de la température maximale du composant IGBT. La puissance maximale imposée est de 110 Watts en positions verticale et horizontale. Un modèle thermique utilisant les valeurs de conductivités équivalentes du réseau capillaire calculées par la méthode de Chi [CHI] a été réalisé et paraît être vérifié par les mesures thermiques obtenues dans notre expérimentation.

3.7 Conclusion

Dans ce chapitre, consacré aux caloducs miniatures plats à rainures axiales rectangulaires et trapézoïdales, nous avons commencé par présenter les principales techniques de réalisation de ce type de dispositif. Il s'agit de l'extrusion et du brochage pour les produits industriels, et du fraisage et de l'électroérosion pour les prototypes. Un modèle analytique permettant de calculer la limite capillaire dans le cas de caloducs plats miniatures métalliques à rainures trapézoïdales a ensuite été exposé. Ce modèle est celui que nous avons utilisé car certains auteurs [HOP][CAO][GAO2] montrent qu'il donne des résultats théoriques proches de ceux trouvés lors de leurs expérimentations. Nous avons, dans un deuxième temps, adapté ce modèle au cas des caloducs à rainures axiales utilisés comme répartiteurs de chaleur, puis, après avoir donné des éléments de modélisation thermique des échanges au condenseur et à l'évaporateur, nous avons présenté deux études expérimentales. La première, consacrée à un caloduc du commerce, a montré que le remplissage d'un caloduc était un point crucial du processus de fabrication car la présence de gaz incondensables altérerait de manière importante ses performances thermiques. Dans la seconde, nous avons pu constater le bon fonctionnement d'un caloduc à rainures rectangulaires utilisé comme répartiteur de chaleur pour des puissances allant jusqu'à 110 W. Cette puissance maximale correspond à la limite en température du composant, nous n'avons donc pas pu vérifier le modèle hydraulique sur cet exemple. Mais, un modèle basé sur la méthode de Chi [CHI] a tout de même permis de prévoir assez précisément les performances thermiques de ce dispositif.

Nous avons également pu constater, dans la dernière partie, que les performances thermiques du répartiteur de chaleur n'étaient pas très intéressantes puisque sa résistance thermique était très proche de celle d'un barreau de laiton massif de mêmes dimensions extérieures. Cela est surtout dû à la faible conductivité thermique équivalente du réseau capillaire au niveau de l'évaporateur. C'est pourquoi, nous nous sommes penchés sur des solutions permettant d'avoir un réseau capillaire avec une meilleure conductivité thermique. La première solution est l'utilisation d'un autre type de réseau capillaire comme, par exemple, les poudres métalliques frittées. Cette étude fera l'objet du chapitre suivant. La seconde solution est d'augmenter le nombre de rainures par unité de surface donc de réduire leur largeur. Ceci ne peut être fait avec les techniques classiques de fabrication mais peut l'être grâce aux nouvelles technologies. C'est pour cette raison que nous leur avons consacré le dernier chapitre de ce mémoire.

Chapitre IV : Caloducs miniatures plat avec un réseau capillaire à poudres métalliques frittées

4.1 Introduction

Les caloducs réalisés à partir de poudres métalliques frittées sont actuellement très utilisés. En effet, le faible diamètre des pores de leur réseau capillaire permet de les faire fonctionner dans des applications pour lesquelles on cherche à avoir un fonctionnement peu influencé par la pesanteur. De plus, la conductivité thermique équivalente de leur réseau capillaire est très bonne ce qui permet d'avoir des gradients de température au niveau de l'évaporateur et du condenseur assez faibles. Comme nous pourrons le voir dans ce chapitre, la littérature scientifique et les catalogues constructeurs s'enrichissent sur ce thème et présentent de nouvelles géométries pouvant être utilisées avec intérêt dans le domaine de l'électronique.

Une première partie sera consacrée au frittage et à ses applications dans le refroidissement par convection forcée. Grâce à une étude bibliographique, nous présenterons également plusieurs exemples de caloducs. Ensuite, nous verrons comment modéliser ces caloducs aux niveaux hydraulique et thermique. Enfin, une étude expérimentale sur un caloduc miniature réalisé avec cette technique sera présentée afin de valider ces modèles.

4.2 Les poudres métalliques frittées et leurs applications en thermique

4.2.1 Le frittage

Les matériaux frittés sont réalisés à partir de poudres qui sont chauffées dans un four sous atmosphère réductrice ou sous vide à une température sensiblement inférieure au point de fusion du matériau. Cette procédure permet de créer des liens métallurgiques (Figure 4.1) entre les particules sans pour autant faire fondre le métal ni déformer la pièce. Les applications du frittage sont diverses. En effet, ce procédé est utilisé pour la fabrication de produits comme les pièces de machine, les aimants permanents et la combustion nucléaire. Il apparaît aussi que leur utilisation peut être très intéressante en thermique. Afin de montrer cela, des exemples de refroidisseurs à convection forcée et de caloducs utilisant des poudres métalliques frittées seront présentés.

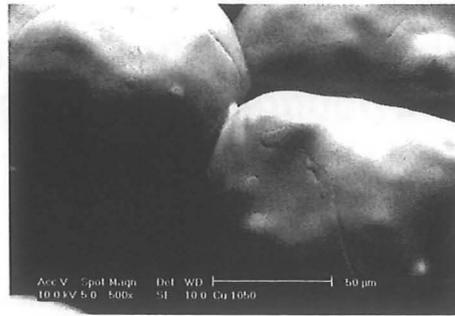


Figure 4.1 : Accrochage entre deux particules d'une poudre de cuivre frittée

4.2.2 Refroidissement par convection forcée

Un état de l'art sur les refroidisseurs à milieux métalliques poreux a été dressé par Rosenfeld et North [ROS]. Il traite des refroidisseurs du type de ceux indiqués sur la Figure 4.2.a. Certains auteurs annoncent qu'un tel système permet de dissiper des densités flux de chaleur supérieures à 1000 W.cm^{-2} avec de l'eau comme liquide de refroidissement. D'autre part, une collaboration entre le LEG et le laboratoire GPM2 a permis de comparer un refroidisseur à eau ayant une surface d'échange plane avec un autre de même dimension sur lequel des sphères de cuivre ont été frittées au niveau de la surface d'échange (Figure 4.2.b). Il apparaît que la résistance thermique totale du refroidisseur peut être diminuée de 20% grâce à l'utilisation de la poudre frittée [KAR].

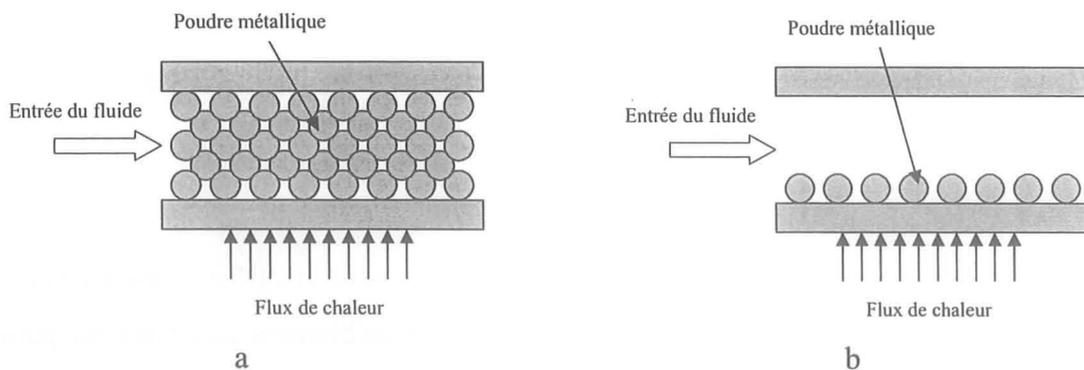


Figure 4.2 : Refroidisseurs à convection forcée réalisés à partir de poudres métalliques frittées

4.2.3 Caloducs

4.2.3.1 Les caloducs classiques

L'utilisation des poudres métalliques frittées est très répandue chez les fabricants de caloducs car, comme nous l'avons déjà dit, elles permettent de réaliser des réseaux capillaires avec de faibles diamètres de pores et donc de rendre possible des fonctionnements contre la gravité. La géométrie la plus utilisée est la forme circulaire (Figure 4.3) mais, actuellement, de nouvelles géométries apparaissent dans les catalogues constructeurs et dans la littérature

scientifique. En particulier, ce type de caloduc est de plus en plus utilisé comme répartiteur de chaleur (§1.4.4.2).

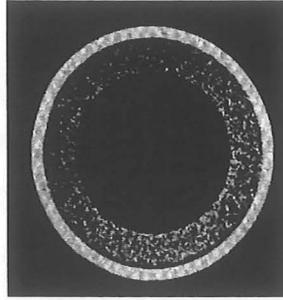


Figure 4.3 : Section d'un caloduc à poudres métalliques frittées [DUN]

4.2.3.2 Utilisation comme répartiteur thermique

Il est très important, pour réaliser un répartiteur thermique avec un caloduc, que la conductivité équivalente du réseau capillaire soit très bonne au moins au niveau de l'évaporateur car l'effet d'épanouissement s'effectue en majorité dans l'espace vapeur. Or, avant d'arriver dans cette zone, le flux de chaleur doit passer par le matériau enveloppe puis par le réseau capillaire (Figure 4.4). Ainsi, pour profiter au maximum de cet épanouissement, il faut que la chute de température au niveau du réseau capillaire (et du matériau enveloppe) soit la plus petite possible ce qui est réalisable par l'utilisation de réseaux capillaires à poudres métalliques frittées.

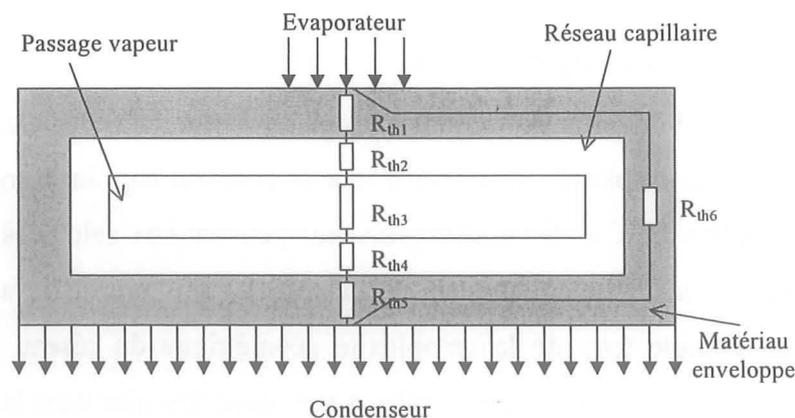


Figure 4.4 : Représentation thermique d'un répartiteur de chaleur par un réseau de résistances thermiques

Depuis quelques années, de nombreuses publications apparaissent sur ce thème. Nous pouvons par exemple citer Wang et Vafai [WAN] qui étudient un répartiteur de chaleur dont la géométrie est indiquée sur la Figure 4.5.a. Grâce à une série d'articles, ils présentent des modèles et des expériences en régime permanent et en régime transitoire de leur structure. Polasek et Stulk [POL] exposent de leur côté des études sur des caloducs plats de petites

dimensions à poudre de cuivre pour le refroidissement de composants électroniques. La puissance dissipée varie entre 8 et 50W.

Enfin, pour terminer, nous allons présenter un produit de la société Thermacore appelé « Thermabase » qui est actuellement industrialisé (www.Thermacore.com, [ZUO]). Il s'agit d'un caloduc cuivre/eau directement intégré dans la base d'un radiateur (Figure 4.5.b). L'industriel annonce une diminution de la résistance thermique proche de 30% par rapport au même radiateur avec la semelle massive. La puissance maximale dissipable pouvant transiter dans le caloduc est de l'ordre de la centaine de Watts. Nous étudierons ce produit plus en détail dans la suite du mémoire.

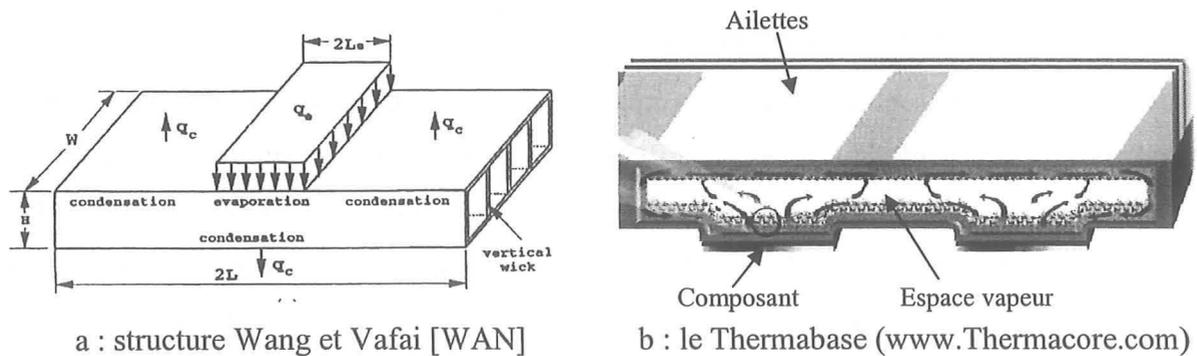


Figure 4.5 : Utilisation d'un caloduc à poudres métalliques frittées comme répartiteur de chaleur

4.3 Calcul de la limite capillaire

4.3.1.1 La perméabilité et le rayon de pore

Nous savons que le calcul de la limite capillaire nécessite de connaître les chutes de pression de la phase liquide et de la phase vapeur ainsi que la pression capillaire maximale que le réseau capillaire peut fournir. Ces différentes grandeurs peuvent être calculées en connaissant la géométrie, le fluide ainsi que la perméabilité du réseau capillaire et le rayon effectif de pore. Ces derniers, compte tenu de la complexité géométrique du réseau capillaire, sont déterminés de manière expérimentale. Leurs valeurs sont donc fournies dans la littérature sous forme de corrélations. Faghri [FAG] donne les expressions suivantes en fonction de D_s , diamètre des sphères métalliques, et de ϕ , porosité du réseau capillaire (calculée en faisant le rapport du volume de vide sur le volume total) :

$$K = \frac{D_s^2 \phi^3}{150(1-\phi)^2} \quad \text{éq. 4.1}$$

avec $50.10^{-6} \text{ m} < D_s < 3.10^{-4} \text{ m}$ et $0.27 < \phi < 0.66$

$$r_{eff} = 0.21D_s \quad \text{éq. 4.2}$$

avec $40.10^{-6} < D_s < 10^{-3}$ et $0.27 < \phi < 0.66$

4.3.1.2 Exemple d'étude

Afin d'exposer le principe de calcul de la perte de pression liquide, nous allons présenter un exemple simple. Il s'agit d'un caloduc plat qui n'est pourvu d'un réseau capillaire que sur une seule face (Figure 4.6.a). Ce réseau capillaire est constitué de sphères métalliques frittées de diamètre 0.1 mm. Son épaisseur est 0.4 mm. La hauteur du passage vapeur est supposée suffisante pour pouvoir négliger la chute de pression due à la phase vapeur. Le fluide est de l'eau à 100°C. La largeur du caloduc est 20 mm. Nous considérons que la porosité du réseau capillaire est de 0.4. Les densités flux de chaleur à l'évaporateur et au condenseur sont supposées uniformes. La puissance totale est ici 20 W. La Figure 4.6.b représente l'évolution de la pression liquide diminuée de la pression de ce même liquide à l'extrémité du condenseur calculée grâce à la méthode exposée au § 2.2.6.2 dans le cas où le caloduc est en position horizontale ou en position verticale contre la gravité. Nous voyons que l'effet de la gravité n'est pas négligeable. La pression capillaire maximale $P_{cap,max}$ vaut 5370 Pa pour un angle de mouillage de 20°. En conclusion, ce caloduc fonctionne en position horizontale ($P_{cap,max} > \Delta P_l$) et ne fonctionne pas en position verticale ($P_{cap,max} < \Delta P_l$) pour une puissance de 20 W.

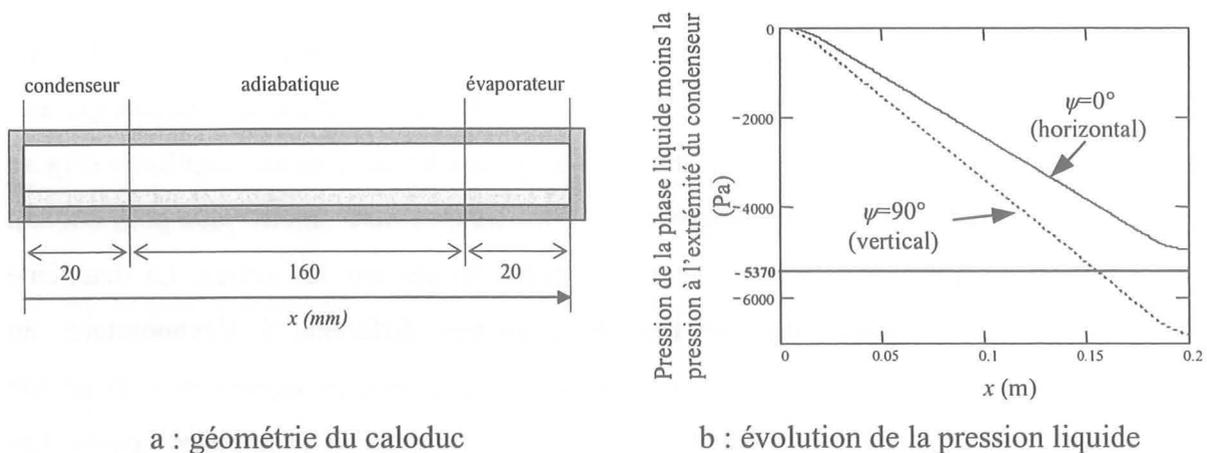


Figure 4.6 : Evolution de la pression de la phase liquide le long du caloduc

4.3.1.3 Amélioration des performances hydrauliques

A cause de la faible perméabilité du réseau capillaire, la perte de pression dans la phase liquide est très importante. Il existe tout de même quelques moyens pour la diminuer. Wang et Catton [WAN2] proposent d'utiliser des sphères de cuivre réalisées à partir de sphères de cuivre de plus petites dimensions (réseau capillaire biporeux). Les auteurs expliquent que cela

permet d'augmenter la limite capillaire (la pression capillaire est fournie par les sphères de petite dimension et la perméabilité dépend de la taille des grosses). Le second avantage de cette structure capillaire est que les bulles peuvent sortir du réseau capillaire assez facilement sans détruire la capillarité au niveau des pores de petite dimension (Figure 4.7). Les auteurs comparent un répartiteur de chaleur dont le réseau capillaire est constitué de sphères identiques (milieu monoporeux) avec un autre ayant les mêmes dimensions mais dont le réseau capillaire est constitué d'un milieu biporeux. Ils montrent que, dans le premier cas, la limitation en densité de flux de chaleur est proche de 140 W/cm^2 et que, dans le second, cette même limite atteint 300 W/cm^2 .

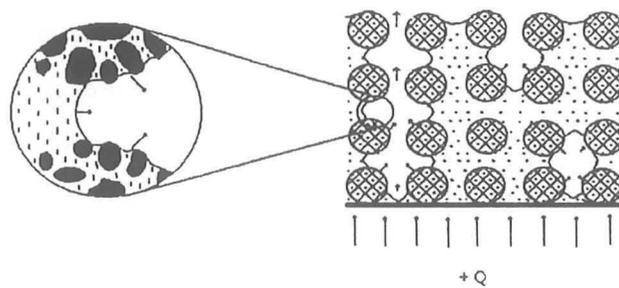


Figure 4.7 : Evaporation dans un milieu biporeux

Des techniques plus simples, faisant appel elles aussi à plusieurs tailles de poudre, sont aussi possibles. En effet, Zuo et coll. [ZUO2] proposent de disposer des poudres de tailles différentes dans des zones bien précises du caloduc. Deux techniques sont exposées. La première consiste à mettre des sphères de diamètre plus faible en surface du réseau capillaire ce qui permet d'avoir une bonne perméabilité ainsi qu'une bonne pression capillaire (Figure 4.8.a). Une des limites de cette technique est que les sphères de diamètre plus petit doivent être assez grosses pour ne pas passer dans les pores laissés par les autres. La deuxième solution consiste à disposer des poudres de diamètres différents à l'évaporateur, au condenseur et dans la zone adiabatique (Figure 4.8.b). Ceci permet également d'avoir une pression capillaire importante tout en limitant les chutes de pression de la phase liquide. Les auteurs exposent un exemple numérique qui montre qu'un caloduc construit grâce à cette dernière technique peut avoir une limite capillaire supérieure de 20% à celle du même caloduc ayant une seule taille de poudre (la taille de poudre étant optimisée pour avoir la limite capillaire la plus importante).

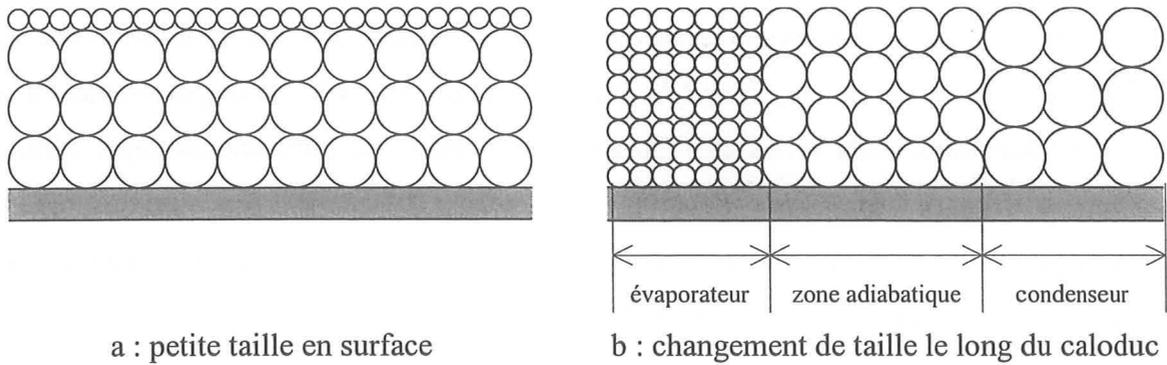


Figure 4.8 : Utilisation de plusieurs tailles de poudre

4.3.1.4 Calcul de la limite capillaire grâce aux équations de l'électrostatique

Problématique

La méthode de calcul présentée dans le paragraphe 2.2.6.2 s'applique bien aux écoulements monodimensionnels. Mais dans de nombreux cas, notamment pour l'étude des répartiteurs de chaleur, la géométrie devient trop compliquée et cette méthode ne suffit plus. Il faut donc la généraliser afin qu'elle puisse être utilisable en 2D voire en 3D. Zuo et coll. [ZUO] ainsi que Wang et coll. [WAN3] montrent que cela peut être fait en écrivant une loi de conservation de la masse ainsi que la loi de Darcy dans tous les axes. En deux dimensions, ces équations peuvent être écrites de la manière suivante :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{-q}{\rho_l h_{fg} \delta_w} \quad \text{éq. 4.3}$$

$$-\frac{\partial p}{\partial x} - \frac{\mu_l}{K} u + \rho_l g \sin(\psi_x) = 0 \quad \text{éq. 4.4}$$

$$-\frac{\partial p}{\partial y} - \frac{\mu_l}{K} v + \rho_l g \sin(\psi_y) = 0 \quad \text{éq. 4.5}$$

avec u et v respectivement la vitesse du fluide dans la direction x et dans la direction y , δ_w l'épaisseur du réseau capillaire, ψ_x et ψ_y respectivement l'angle d'inclinaison du caloduc dans les directions x et y , et q la densité de flux de chaleur appliquée au caloduc. En combinant ces trois équations et en supposant que $\psi_x = \psi_y = 0$, nous obtenons l'équation suivante reliant la pression à la densité de flux appliquée au caloduc :

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} = \frac{\mu_l}{K} \frac{1}{\rho_l h_{fg} \delta_w} q \quad \text{éq. 4.6}$$

Huang et Liu [HUA] montrent qu'il est possible de résoudre analytiquement ce problème mais leur méthode est difficilement transposable à un problème 3D. Nous avons donc préféré

trouver un moyen de les résoudre avec un logiciel éléments finis. Ce problème peut être directement résolu avec des logiciels tels que Fluent© ou Ansys©. Ne disposant pas de ces outils au laboratoire, nous avons cherché s'il était possible de faire une analogie entre ce problème et un autre utilisant des équations que Flux2D© et Flux3D© (qui sont des logiciels développés au laboratoire) pouvaient résoudre. Nous avons ainsi remarqué que l'équation 4.6 était quasiment la même que l'équation de Poisson (équation de la diffusion) :

$$\frac{\partial^2 V}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial y^2} = -\frac{\rho_c}{\epsilon_0} \quad \text{éq. 4.7}$$

avec ρ_c la densité volumique de charge et V le potentiel électrique. Nous avons donc décidé d'utiliser le module d'électrostatique du logiciel Flux2D. Grâce au problème simple présenté dans le paragraphe 4.3.1.2., nous allons maintenant montrer comment transposer un problème de mécanique des fluides à un problème d'électrostatique.

Transposition du problème sans prendre en compte la gravité

En regardant les équations 4.6 et 4.7, nous voyons que les potentiels électriques jouent le rôle des pressions et que la densité volumique de charges à appliquer peut être déduite du flux thermique entrant et sortant du caloduc de la manière suivante :

$$\rho = -\epsilon_0 \frac{\mu_l}{K \rho_l h_{fg} \delta_w} q \quad \text{éq. 4.8}$$

La Figure 4.9 présente d'une part la structure étudiée avec Flux2D et d'autre part l'évolution du potentiel électrique le long de celle-ci. Nous voyons que nous retrouvons les valeurs obtenues avec la méthode présentée au paragraphe 2.2.6.2 dans le cas où le caloduc travaille en position horizontale (Figure 4.6)

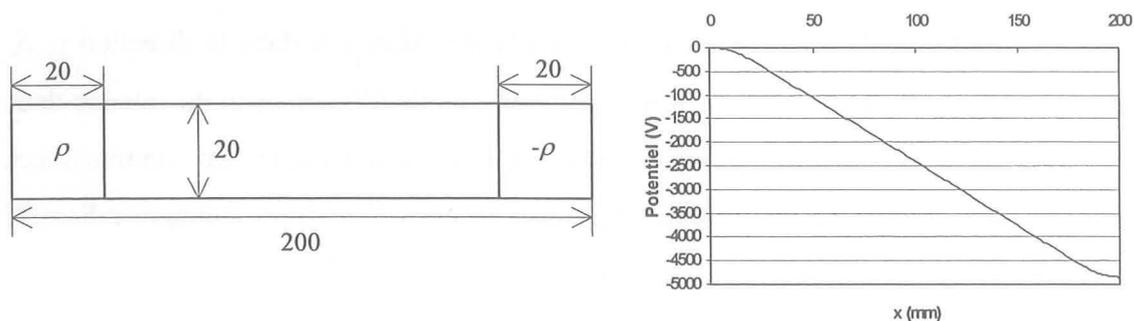


Figure 4.9 : Résolution du problème simple sans prise en compte de la gravité

Prise en compte de la gravité

En électrostatique, le champ électrique dérive du potentiel électrique. De plus, les équations 4.4 et 4.5 montrent que la dérivée de la pression dépend de la vitesse du fluide et d'un autre

terme dépendant de la gravité. En conséquence, il est possible de prendre cette dernière en compte en rajoutant un champ électrique extérieur au problème. Pour ce faire nous proposons de rajouter des armatures chargées aux bornes du caloduc (Figure 4.10). La valeur de la charge à appliquer est déduite des équations du condensateur plan :

$$C = \varepsilon_0 \frac{S}{d} \quad \text{éq. 4.9}$$

$$E = \frac{U}{d} \quad \text{éq. 4.10}$$

$$Q_c = CU \quad \text{éq. 4.11}$$

avec C la capacité, E le champ électrique, U la tension, d la distance entre les armatures du condensateur et Q_c la charge stockée. Le champ extérieur à appliquer doit être égal à $\rho_l g$ dans le cas où le caloduc est en position verticale. La charge totale dans les armatures est alors déterminée de la manière suivante :

$$Q_c = \rho_l g \varepsilon_0 S \quad \text{éq. 4.12}$$

Les résultats présentés sur la Figure 4.10 montrent que nous retrouvons les mêmes résultats que ceux obtenus avec la méthode du paragraphe 2.2.6.2.

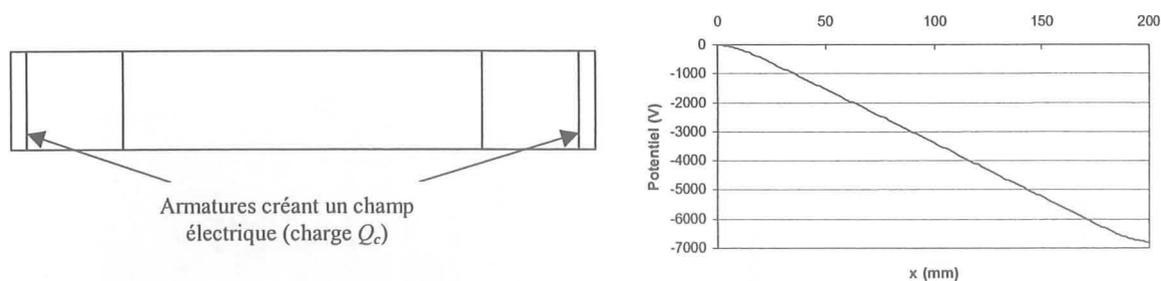


Figure 4.10 : Résolution du problème simple avec prise en compte de la gravité

Exemple à deux dimensions

C'est en fait dans ce cas là que réside l'intérêt de cette méthode. En effet, les exemples précédents auraient très bien pu être résolus analytiquement. Afin de montrer la faisabilité d'une étude en 2D, nous allons étudier la répartition de pression dans un caloduc plat à poudres frittées utilisé comme répartiteur de chaleur (Figure 4.11). Celui-ci consiste en une boîte fermée dont toutes les parois intérieures sont couvertes de matériau fritté. La source chaude est placée au centre d'une face de la boîte et la source froide est placée sur la face opposée.

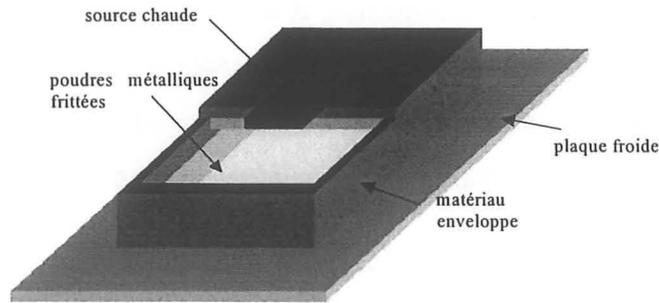


Figure 4.11 : Caloduc à poudres métalliques utilisé comme répartiteur de chaleur

Nous allons voir qu'il est possible de représenter ce problème 3D par un problème 2D si la hauteur des parois verticales est négligée. Ceci permet de n'utiliser qu'un logiciel élément fini 2D (ici Flux2D). Pour ce faire, nous « découpons » puis « ouvrons » la boîte pour la rendre plane (Figure 4.12). Les densités de charge des zones évaporateur et condenseur sont choisies de telle sorte que la charge totale soit nulle. Ces densités de charge sont uniformes (flux de chaleur uniforme). De part et d'autre des points de Dirichlet qui permettent de réaliser une référence de potentiel, nous imposons des conditions cycliques. Ceci permet de relier les points de la frontière gauche aux points de la frontière droite et ainsi de « refermer la boîte ». Nous nous retrouvons alors avec une répartition de potentiel (donc de pression) de la forme de celle représentée sur la Figure 4.13.

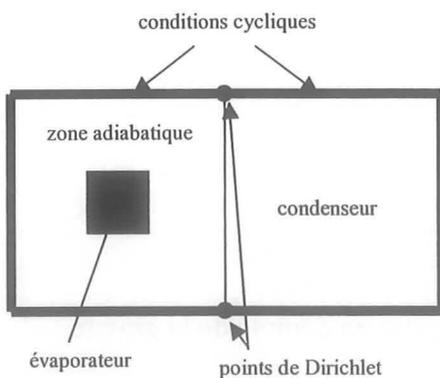


Figure 4.12 : Représentation 2D du répartiteur de chaleur

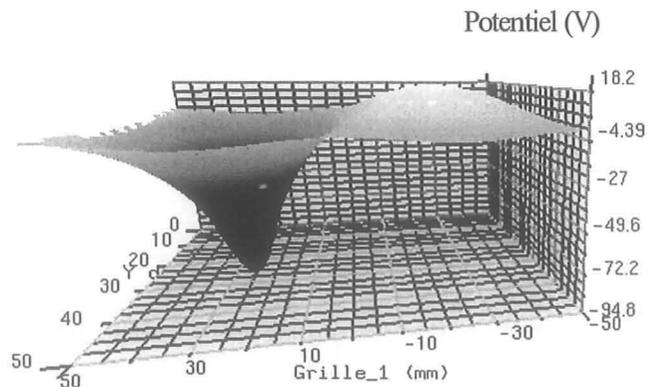


Figure 4.13 : Répartition de pression dans le réseau capillaire du répartiteur de chaleur

Les chutes de pression totales peuvent être ensuite calculées en déterminant la différence entre le potentiel maximal et le potentiel minimal. Comme dans l'exemple précédent, la pesanteur aurait pu être prise en compte en rajoutant des armatures chargées. De même, les variations de taille de poudre pourraient être simulées en imposant des permittivités différentes.

Maintenant que nous avons présenté comment évaluer les chutes de pression dans les structures capillaires à poudres métalliques frittées, nous allons voir comment estimer les transferts thermiques à l'évaporateur et au condenseur.

4.4 Etude thermique

4.4.1 Echanges au niveau du condenseur et de l'évaporateur

Pour déterminer les échanges qui ont lieu au niveau de l'évaporateur et du condenseur, il est nécessaire de connaître les résistances thermiques dues au passage du flux de chaleur à travers la paroi du caloduc et surtout celle liée à son passage à travers le réseau capillaire. La résistance thermique du réseau capillaire peut être calculée à partir de deux résistances thermiques différentes (équation 4.13). La première correspond à la conduction dans le réseau capillaire et la seconde représente l'échange à l'interface réseau capillaire-vapeur :

$$R_{th,w} = \left(\frac{\delta_w}{k_{eff}} + \frac{1}{h_{int}} \right) \frac{1}{A} \quad \text{éq. 4.13}$$

avec A la surface d'échange et h_{int} le coefficient d'échange à l'interface réseau capillaire-vapeur. Cette résistance thermique est très difficile à déterminer tant côté évaporateur que côté condenseur. Au niveau de l'évaporateur, elle dépend fortement de la puissance imposée à cause de l'apparition éventuelle ou systématique de l'ébullition nucléée et, au condenseur, elle résulte de l'épaisseur du film de condensation.

Pour calculer le premier terme, il est nécessaire de connaître l'épaisseur du réseau capillaire ainsi que sa conductivité équivalente. L'épaisseur, qui semble facile à déterminer, est cependant dépendante de la puissance car lorsque le caloduc travaille à une puissance proche de la limite capillaire, l'eau ne sature plus totalement le réseau capillaire au niveau de l'évaporateur. Pour le calcul de la conductivité équivalente du réseau capillaire (partie conductive ne prenant pas en compte le terme dû à l'évaporation), Peterson et Fletcher [PET] ont réalisé plusieurs expériences qu'ils comparent avec plusieurs expressions de la littérature, notamment celle de Maxwell [MAX] qui est très fréquemment citée ([WAN][ZUO]), celle de Alexander [ALE2], celle de Dul'nev [DUL] et un modèle basé sur la mise en parallèle de deux conductivités thermiques correspondant au fluide et au métal (Figure 4.14). Leurs expériences montrent que les conductivités équivalentes estimées avec le modèle de Alexander [ALE2] sont celles qui sont proches de la réalité. Dans ce cas la valeur de la conductivité thermique équivalente s'exprime de la manière suivante :

$$k_{eff} = k_l \left(\frac{k_s}{k_l} \right)^{(1-\phi)^{0.53}} \quad \text{éq. 4.14}$$

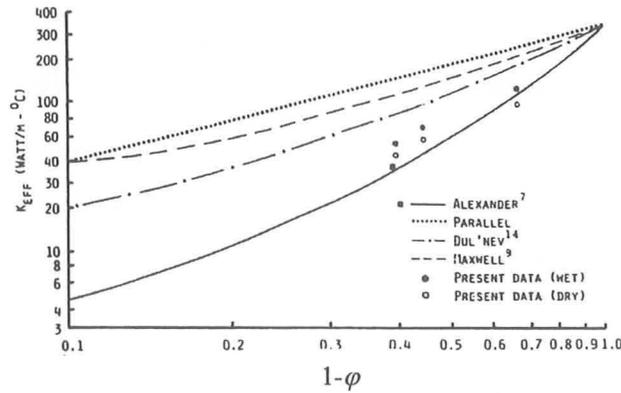


Figure 4.14 : Evolution de la conductivité thermique équivalente des poudres métalliques frittées en fonction de 1 moins la porosité (cas du cuivre) [PET]

Ainsi, lorsque la porosité du milieu est inférieure à 0.5, la conductivité équivalente du réseau capillaire paraît être supérieure à $50 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$. Or, Mehl et coll. [MEH] donnent une valeur de la résistance carrée de leur réseau capillaire qui est proche de $2.10^{-5} \text{ K.m}^2.\text{W}^{-1}$ pour une épaisseur de 0.7 mm à 1.2 mm. Ceci correspond à une conductivité équivalente moyenne de $50 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$. De leur côté, Maziuk et coll. [MAZ] affirment que la conductivité équivalente ne peut pas dépasser $40 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ dans le cas d'un réseau capillaire d'épaisseur de l'ordre de 500 μm . En conséquence, pour l'étude des caloducs de petite dimension, nous retiendrons que le terme dû à l'échange à l'interface réseau capillaire-vapeur n'est pas négligeable par rapport au terme conductif.

Ce constat ne doit pas faire oublier que l'échange au niveau de l'évaporateur et du condenseur reste très performant. L'utilisation de ce réseau capillaire afin de réaliser un répartiteur de chaleur est donc très intéressante. Pour quantifier et développer l'apport de ce type de réseau capillaire, nous allons maintenant étudier thermiquement le Thermabase qui est un produit industrialisé par la société Thermacore.

4.4.2 Etude thermique du Thermabase

Le Thermabase est un caloduc à poudres métalliques frittées utilisé comme répartiteur de chaleur. Ce caloduc est directement intégré dans la semelle d'un radiateur à air afin de le rendre plus efficace (Figure 1.24). Le matériau enveloppe et le réseau capillaire sont en cuivre et le fluide caloporteur est l'eau. Le constructeur annonce un flux maximum de 100 W. Les principales applications de ce composant sont les équipements pour la communication, les serveurs et l'électronique de puissance. La Figure 4.15 représente une vue en coupe de ce dispositif. La configuration d'utilisation retenue par le constructeur place la source de dissipation sur la face inférieure et la zone de condensation sur la face supérieure. Le réseau

capillaire, dont la localisation est fonction de cette configuration recouvre l'intérieur de la face inférieure et des murs verticaux. Le retour du liquide jusqu'au réseau capillaire se fait à l'aide de la gravité. La valeur des différents paramètres géométriques est donnée par Mehl et coll. [MEH] : $l_s=127\text{mm}$, $w_s=76.2\text{mm}$, $l_h=20.3\text{mm}$, $w_h=20.3\text{mm}$, $t=5.1\text{mm}$, $t_{wick}=1\text{mm}$, $t_{wall}=1\text{mm}$.

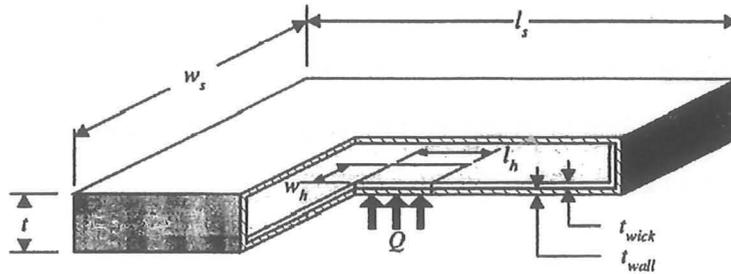


Figure 4.15 : Vue en coupe du Thermabase

Afin de montrer l'intérêt du Thermabase, nous avons modélisé son comportement de manière simple. Pour cela, nous avons négligé la conduction sur les bords du caloduc. La structure à étudier se résume donc en un empilement de couches de conductivités thermiques différentes représentant la conduction à travers les parois, le réseau capillaire et la vapeur (Figure 4.16). Afin de représenter l'efficacité du refroidisseur associé, un coefficient d'échange h est appliqué en face arrière du caloduc. La densité de flux sous la source chaude est uniforme. Les différentes conductivités thermiques utilisées sont $k_w=400\text{ W.m}^{-1}\text{.K}^{-1}$ pour le cuivre, $k_{eff}=50\text{ W.m}^{-1}\text{.K}^{-1}$ pour le réseau capillaire (valeur estimée par Mehl et coll. [MEH]) et $k_v=50000\text{ W.m}^{-1}\text{.K}^{-1}$ pour la vapeur. Cette dernière n'est qu'une valeur approximative car si nous voulons connaître la chute de température dans la zone de vapeur, il faudrait calculer les chutes de pression dans cette phase. Or, Hopkins et coll. [HOP] ainsi que Cao et coll. [CAO] ayant démontré expérimentalement que la conductivité de la phase vapeur de leurs caloducs était comprise entre 50000 et 200000 $\text{W.m}^{-1}\text{.K}^{-1}$, nous avons choisi une valeur de cette conductivité du même ordre de grandeur. Cette valeur n'est d'ailleurs pas très sensible car il apparaît que la chute de température dans cette zone représente moins de 10% de la chute de température totale.

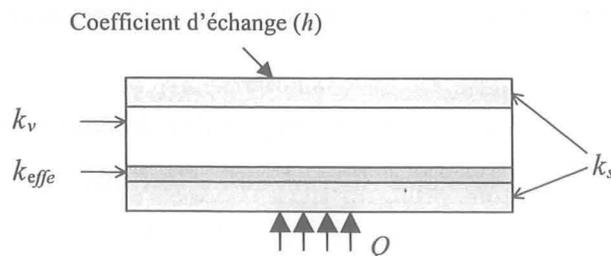


Figure 4.16 : Modélisation thermique du Thermabase

La caractérisation du caloduc est faite au moyen du calcul de la résistance thermique que nous définissons comme la différence de température entre la source chaude et la source froide divisée par le flux de chaleur injecté dans la structure. L'évolution de cette résistance thermique en fonction du coefficient d'échange en face arrière est représentée sur la Figure 4.17.a et est comparée à la résistance thermique de la même structure réalisée en cuivre massif. Pour des coefficients d'échange compris entre 1000 et 10000 $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$, il apparaît que la résistance thermique du caloduc est nettement inférieure à celle du cuivre massif. Nous avons également représenté en pourcentage l'amélioration qu'il amène en terme de résistance thermique par rapport au cuivre massif (Figure 4.17.b).

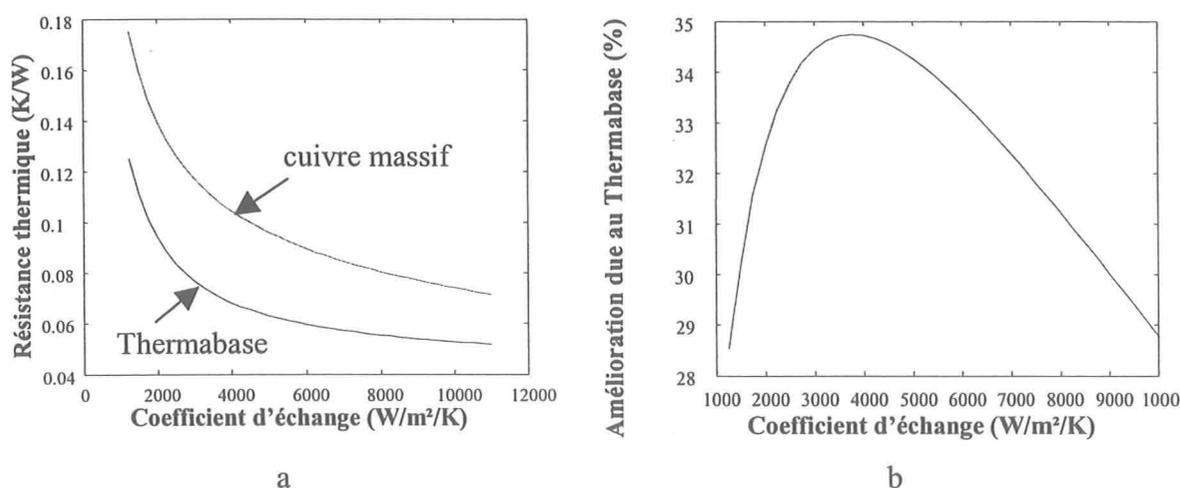


Figure 4.17 : Comparaison entre le Thermabase et le cuivre massif ayant les mêmes dimensions extérieures.

Il apparaît que l'amélioration due au caloduc admet un optimum de près de 35% pour un coefficient d'échange proche de 3000 $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$. Ceci est dû au fait que, lorsque le coefficient d'échange est trop faible, la chute de température entre le dissipateur et l'ambient devient beaucoup plus importante que celle due à la conduction dans la partie métallique. Le gradient de température dans le métal devient alors négligeable devant celui dû à la convection vers l'ambient. Au contraire, pour les forts coefficients d'échange, le gradient de température principal se trouve dans la partie métallique. Or, l'introduction du réseau capillaire, ayant une conductivité thermique bien plus faible que celle de l'enveloppe, accentue ce gradient ce qui pénalise la structure.

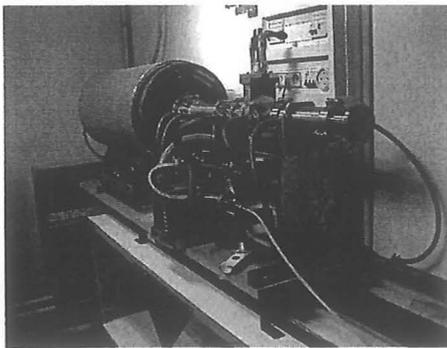
Cette étude montre que, grâce à un caloduc, il est possible de diminuer la taille d'un radiateur tout en gardant les mêmes propriétés thermiques. Ceci peut avoir un certain nombre d'avantages parmi lesquels on peut retrouver le poids et la compacité qui sont des critères déterminants dans la conception de dispositifs portables. Il est également possible, si le

volume n'est pas une priorité, de mettre un refroidisseur beaucoup moins efficace et ainsi, dans certains cas, d'éliminer le système de ventilation et les nuisances sonores qui en découlent.

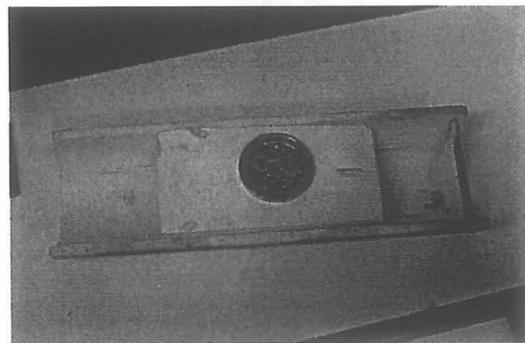
4.5 Expérimentation

4.5.1 Réalisation du prototype

Un caloduc plat miniature à poudres métalliques frittées a été réalisé en collaboration avec le laboratoire GPM2 dans le cadre des Bonus Qualité Recherche de l'INPG. Ce laboratoire ayant un four de frittage tubulaire CARBOLITE CTF16/50 (Figure 4.18.a), il a fallu choisir une géométrie pouvant être réalisée à l'intérieur de celui-ci. De plus, nous avons choisi de réaliser un caloduc plat à l'intérieur duquel toutes les parois étaient couvertes de réseau capillaire afin de tester ce prototype de manière classique (sources chaude et froide aux extrémités opposées) et en mode répartiteur de chaleur.



a : le four tubulaire



b : la nacelle du four

Figure 4.18 : Le four tubulaire et sa nacelle

Le prototype réalisé est un caloduc plat dont le réseau capillaire est obtenu par frittage d'une poudre de cuivre (de pureté 99.9%) constituée de sphères de diamètre compris entre 80 et 100 μm . L'enveloppe, également en cuivre, est fabriquée par brasage de deux pièces identiques. Les dimensions de ces demi-enveloppes sont portées sur la Figure 4.19. Le fluide caloporteur retenu est l'eau.

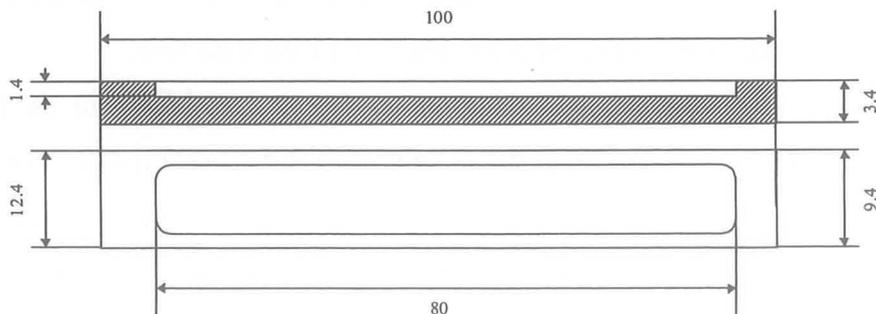


Figure 4.19 : Dimensions de deux demi-enveloppes

Une contre-forme, associée à chaque demi-enveloppe, constitue un moule dont le volume intérieur définit l'espace devant être occupé par le réseau capillaire. L'épaisseur de ce réseau capillaire a été choisie constante et égale à 0.4 mm sur toutes les parois. La poudre de cuivre, sèche, est introduite par gravité dans ce moule. L'ensemble est ensuite plongé dans une solution d'eau et d'alcool polyvinilique (Figure 4.20). La solution remonte dans la poudre par capillarité et permet ainsi d'augmenter son homogénéité et sa densité. Le moule est alors asséché en étuve. L'alcool polyvinilique assure un rôle de liant conférant une tenue mécanique suffisante du lit de poudre afin d'assurer les opérations de démoulage et de manutention de la mise au four.

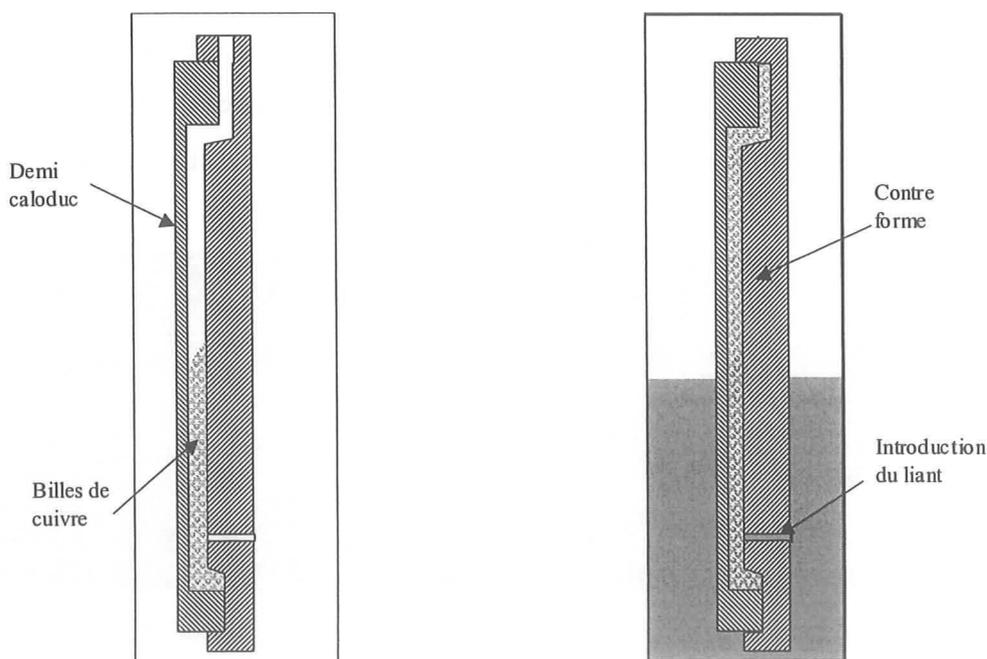


Figure 4.20 : Insertion de la poudre entre la demi-enveloppe et la contre forme

Après avoir retiré la contre-forme, les demi-enveloppes sont introduites dans le four grâce à une nacelle (Figure 4.18.b). Le frittage est alors effectué en atmosphère réductrice ($N_2 + 5\% H_2$). Le cycle thermique débute avec une vitesse de montée en température de $8^\circ C/min$. Un premier palier de 60 min à $250^\circ C$ permet de réduire les oxydes de cuivre présents en surface de la poudre. Le palier de frittage est ensuite effectué à $1000^\circ C$ pendant 10 min. Le refroidissement s'effectue en cinq heures en raison de l'inertie du four.

Après le frittage, le réseau capillaire suit un traitement chimique afin de le rendre très hydrophile (Annexe 2) puis les deux parties sont assemblées par brasage. Pour cela, il faut être attentif à la bonne continuité du réseau capillaire c'est-à-dire que les billes soient bien en contact à l'endroit de la jonction des deux pièces. Il faut aussi éviter que la brasure ne rentre dans le réseau capillaire afin de ne pas le boucher. Pour cela, nous avons rajouté des pièces

sur les côtés afin que la brasure soit assez éloignée du réseau capillaire (Figure 4.21.a). La méthode de remplissage choisie est la méthode de la micro seringue (§ 2.5.5) avec tuyaux de remplissage et de mise sous vide séparés. A cet effet, deux tuyaux sont brasés de part et d'autre du caloduc (Figure 4.21.b).

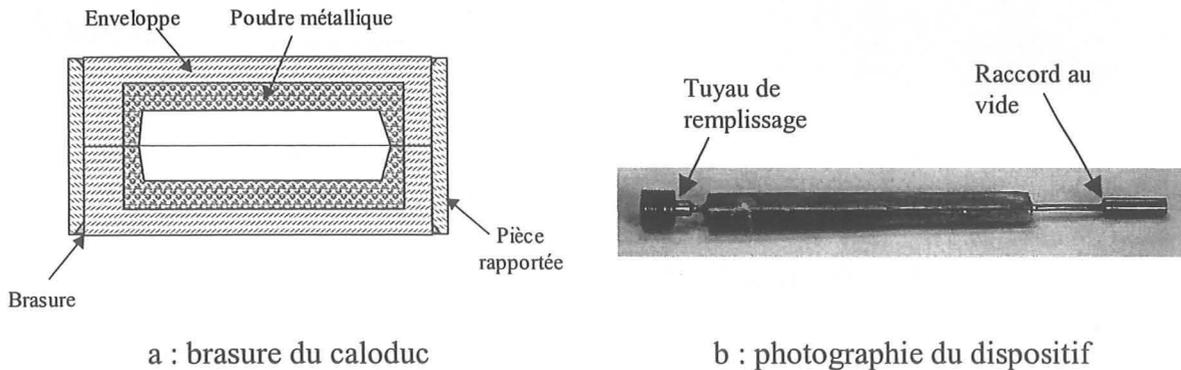


Figure 4.21 : Fermeture du caloduc à poudre métallique frittée

4.5.2 Dispositif de test

Le dispositif d'études thermiques est représenté sur la Figure 4.22.a. Une des extrémités du caloduc est fixée sur une plaque à eau par l'intermédiaire d'une vis. Cette plaque à eau est alimentée par un bain thermostaté muni d'une pompe. Elle constitue ainsi un refroidisseur à température variable ce qui permet de tester le caloduc à plusieurs températures de fonctionnement. A l'autre extrémité, nous retrouvons une source de chaleur qui est constituée par un composant IGBT en boîtier commandé dans sa zone linéaire afin qu'il puisse dissiper de grandes densités flux de chaleur sous un faible courant. Les contacts thermiques entre l'IGBT, le caloduc et la plaque à eau sont réalisés par pressage avec de la graisse thermique. Les mesures thermiques sont obtenues par thermographie infrarouge et par l'intermédiaire de trois thermocouples de type E. Le rôle de ces différents capteurs n'est pas le même. En effet, la caméra thermique nous permet de visualiser le caloduc dans son ensemble et ainsi d'observer s'il fonctionne correctement ou pas. Les thermocouples sont utilisés pour faire des mesures en s'affranchissant des interfaces thermiques telles que la graisse car ils sont collés dans des rainures usinées à la surface du caloduc. Ils sont disposés aux trois endroits clés que sont le centre de l'évaporateur, le centre de la zone adiabatique et le centre du condenseur (Figure 4.22.b).

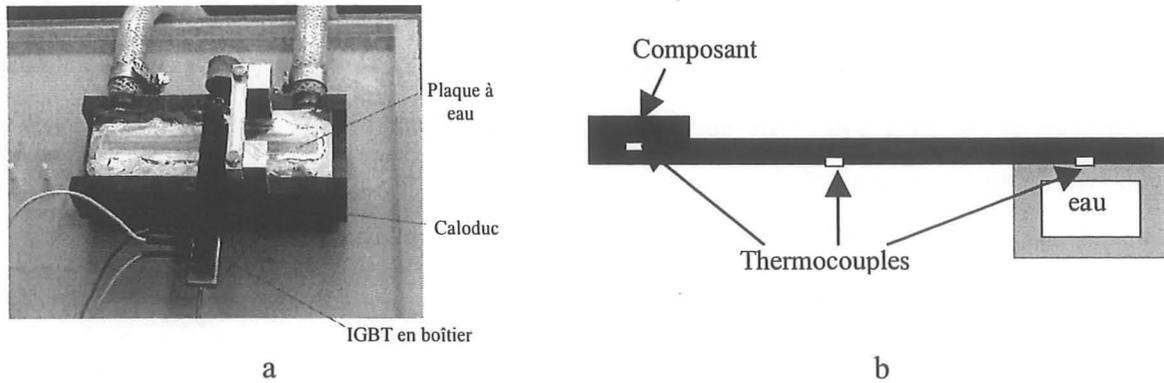


Figure 4.22 : Le dispositif de test

4.5.3 Modélisation thermohydraulique

La modélisation thermohydraulique a été effectuée, pour la phase liquide, avec le logiciel Flux2D avec la méthode présentée dans le paragraphe 4.3.1.4. La géométrie que nous avons simulée est représentée sur la Figure 4.23.a. Il s'agit, comme sur l'exemple du répartiteur, d'une boîte développée pour la rendre plan ce qui rend possible une étude 2D. Nous retrouvons l'évaporateur et le condenseur qui sont remplacés par des zones à densité de charge variable pour pouvoir modifier la puissance imposée au système. Nous retrouvons également les armatures chargées qui permettent de calculer les pertes de charge dues à l'effet de la pesanteur. Des conditions cycliques ont été imposées sur les frontières de gauche et de droite afin de fermer le domaine d'étude. Sur les extrémités hautes et basses du réseau capillaire, il aurait fallu faire de même mais une étude préalable a montré que le potentiel sur ces lignes variait très peu. Nous avons donc imposé des potentiels fixes sur chacune d'elles.

Pour le calcul de la perte de pression vapeur, nous avons considéré que l'espace vapeur avait une section rectangulaire de 2 mm sur 10 mm. L'utilisation de la méthode de Chi [CHI] montre que la valeur n'excède pas 5% de la valeur de la pression capillaire maximale pour des puissances inférieures à 100 W. Nous négligerons donc la perte de pression vapeur dans la suite de notre étude en prenant seulement en compte la perte de pression de la phase liquide pour le calcul de la limite capillaire.

Cette dernière est déterminée en calculant dans un premier temps la pression capillaire au niveau de l'évaporateur. Ensuite, nous faisons varier la puissance injectée dans le caloduc et, lorsque la différence de pression devient égale à la pression capillaire, nous considérons avoir atteint la limite capillaire (équation 2.22). L'évolution de cette limite pour un angle de contact de 30° et pour une porosité de 0.4 est représentée sur la Figure 4.23.b pour les positions horizontale et verticale contre la gravité. L'introduction de la gravité provoque une chute de

cette limite d'environ 15%, le fonctionnement du système paraît donc assez peu perturbé par le champ de gravitation terrestre.

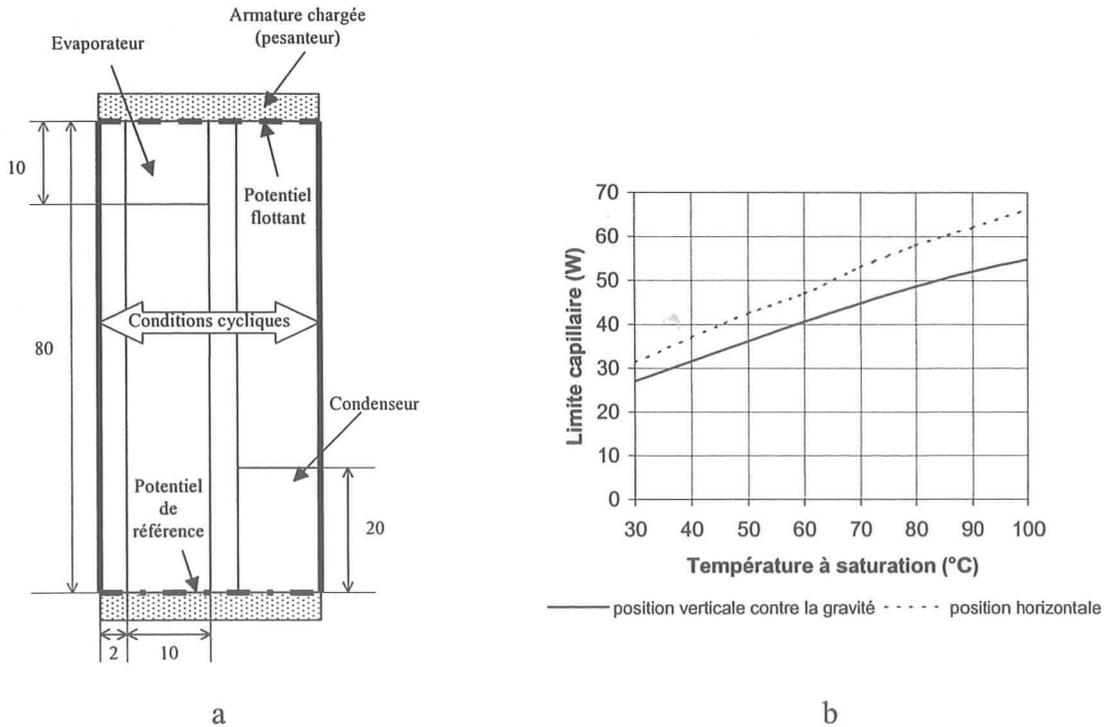


Figure 4.23 : Valeur de la limite capillaire

4.5.4 Modélisation thermique

Comme dans le cas du caloduc à rainures, nous avons représenté ce caloduc par un ensemble de parallélépipèdes de conductivités thermiques différentes imbriqués les uns dans les autres. Cette méthode est néanmoins imprécise. En effet, de par la construction du caloduc (Figure 4.21.a), il est difficile de savoir jusqu'où va la brasure et en conséquence de connaître avec précision la qualité des contacts entre les différentes parties de l'enveloppe. De plus, comme nous l'avons vu dans le paragraphe 4.4.1, la valeur de la conductivité équivalente du réseau capillaire est très difficile à connaître quand son épaisseur est faible (ici 400 μm). Or Maziuk et coll. [MAZ] annoncent que pour des épaisseurs de quelques centaines de microns, cette conductivité peut atteindre des valeurs proches de 40 $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ et est fortement dépendante de la puissance injectée. Nous avons donc arbitrairement choisi cette valeur maximale afin de voir si elle convient ou non à notre problème. Les autres conductivités thermiques sont 400 $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ pour le cuivre et 50000 $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ pour l'espace vapeur.

La Figure 4.24 montre l'évolution de la température le long du centre des surfaces contenant d'une part l'évaporateur et d'autre part le condenseur. La puissance injectée par la source de chaleur est de 1 W et est uniforme. Pour représenter la source froide, nous avons rajouté au

niveau du condenseur une plaque de cuivre de même épaisseur que celle de la plaque à eau avec, entre elle et le caloduc, une résistance thermique de contact pour prendre en compte l'effet de la graisse thermique. Nous supposons que l'échange avec l'eau est assez bon pour considérer que la température est uniforme au niveau du condenseur. Cette température est choisie égale à 0°C (cette valeur n'est pas réalisable mais constitue simplement une référence de température). Nous définissons la résistance thermique comme la différence de température entre le maximum de température à l'évaporateur et le minimum de température au niveau du condenseur divisée par la puissance totale injectée. Dans notre cas, cette résistance thermique est proche de 0.25 K/W (Figure 4.24).

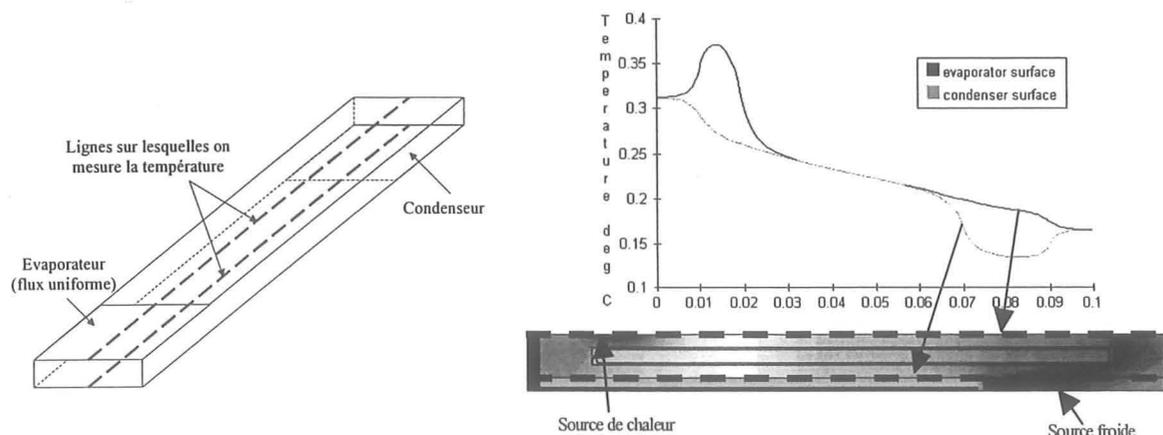


Figure 4.24 : Simulation thermique du caloduc grâce au logiciel Flotherm

4.5.5 Résultats

4.5.5.1 Mesures par thermographie infrarouge

La caméra infrarouge a été un outil essentiel pour vérifier le fonctionnement du caloduc. En effet, avec ce moyen de mesure, nous constatons rapidement l'apparition d'une température uniforme le long de la zone adiabatique lorsque celui-ci fonctionne. La Figure 4.25 montre le profil de température obtenu pour une puissance de 30 W le long de la ligne de mesure se trouvant sur la photographie de gauche pour les cas suivants :

- le caloduc fonctionne normalement : température quasi constante sur toute la zone non chauffée),
- il est vide : transferts thermiques par conduction dans les parois plus pertes par convection et par rayonnement,
- il y a présence de gaz incondensables au condenseur : palier à température constante sur la zone de fonctionnement du caloduc.

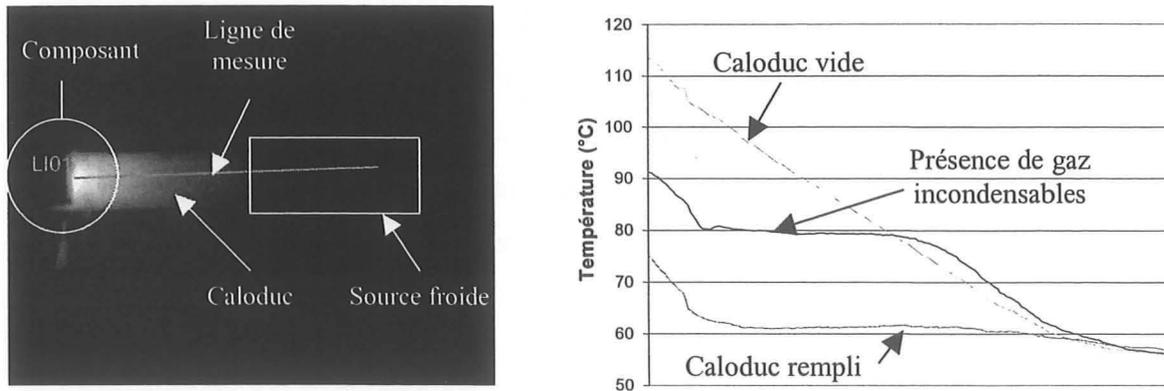


Figure 4.25 : Mesure par thermographie infrarouge (30 W)

Cette image nous montre que, lorsque le caloduc est rempli, la différence de température entre la source chaude et la source froide est trois fois plus petite que celle mesurée lorsque le caloduc est vide. Nous remarquons également que la principale cause du gradient de température se trouve au niveau du composant puisque, sur le reste du caloduc, la température est quasiment constante. Ce fort gradient est dû à l'échange à l'évaporateur mais aussi à l'interface thermique entre la jonction du composant et la paroi du caloduc (boîtier plus couche de graisse). En conséquence, la mesure directe des échanges qui ont lieu à l'intérieur du caloduc est difficile à faire par cette méthode parce que la résistance thermique ramenée par le boîtier du composant et la graisse est inconnue. D'autre part, nous ne pouvons pas connaître les échanges au niveau du condenseur car ce dernier est invisible sur cette image. C'est pourquoi les mesures de température de paroi effectuées avec les thermocouples sont nécessaires (Figure 4.22.b).

4.5.5.2 Etude thermohydraulique

Détermination de la quantité optimale de fluide

Le volume de fluide à injecter dans un caloduc est généralement proche du volume requis pour saturer le réseau capillaire de liquide et les différents volumes morts. Si nous supposons que la porosité du réseau capillaire est 0.4, la quantité d'eau à injecter pour saturer le réseau capillaire et les tuyaux de remplissage et de mise sous vide est de l'ordre de 410 μl . Nous avons donc procédé à plusieurs essais de remplissage avec des volumes proches de celui-ci et nous avons ainsi déterminé quelle quantité était optimale pour travailler vers des puissances de l'ordre de la limite capillaire prévue. La quantité ainsi déterminée a été de 400 μl .

Estimation des pertes du dispositif

Pour effectuer des mesures infrarouges de notre dispositif, nous avons choisi de ne pas l'isoler par rapport à l'ambient. Ce choix nécessite que nous quantifions les pertes par échange

convectif et par rayonnement qui s'effectuent sur la surface du caloduc. Lorsque celui-ci fonctionne correctement, une grande partie de ses surfaces est isotherme. Afin d'estimer le flux de fuite maximum généré par ces échanges, nous avons considéré que toute la surface du caloduc se trouvait à 100°C . Les pertes par rayonnement (éq. 1.5), calculées avec une émissivité de 0.95, sont de l'ordre de 1.5 W et les pertes par convection, calculées à l'aide de corrélations sur des plaques en convection libre [EYG], sont de l'ordre de 1.5 W. En conséquence les pertes maximales sur la structure sont de l'ordre de 3 W.

Mise en évidence des limites de fonctionnement

Une fois la quantité de fluide optimisée, nous avons procédé à plusieurs essais afin de déterminer l'ordre de grandeur de la limite capillaire à partir de la mesure de la résistance thermique du caloduc pour différentes puissances et différentes températures de l'eau de refroidissement. La Figure 4.26 représente l'évolution de cette résistance thermique. Nous voyons que, pour toutes les températures de l'eau de refroidissement, les courbes décroissent lorsque la puissance augmente puis, lorsque la puissance dépasse une certaine valeur, elles remontent assez rapidement. La décroissance s'explique surtout par une amélioration des transferts thermiques au niveau de l'évaporateur alors que la phase de croissance correspond au dépassement d'une limite de fonctionnement. Cette limite se situe dans notre cas entre 40 et 50 Watts ce qui est assez proche de la limite capillaire déterminée théoriquement (Figure 4.23.b). Nous remarquons également que, plus la température du puits froid est forte, plus la résistance thermique est faible. Ceci est dû aux propriétés physiques de l'eau et principalement aux pertes de pression dans la phase vapeur.

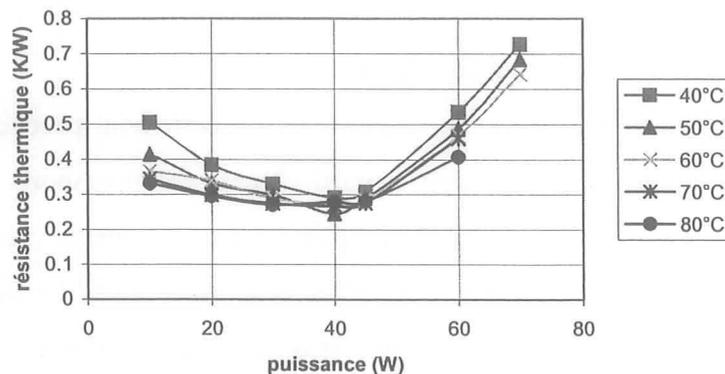


Figure 4.26 : Résistance thermique du caloduc en fonction de la puissance injectée

Néanmoins, cette détermination est très approximative puisque le pas de mesure de puissance était trop élevé pour pouvoir déterminer la limite assez précisément. Nous avons donc refait des essais en faisant varier la puissance entre 30 et 50 W avec un pas de 1 W. Nous avons

alors déterminé la limite de fonctionnement en repérant la puissance à partir de laquelle la résistance thermique augmentait brutalement. La valeur de cette puissance diminuée de celle des pertes correspond à la limite inférieure de la limite de fonctionnement. Les résultats de cette étude sont indiqués sur la Figure 4.27 dans le cas où le caloduc est en position horizontale et celui où il est en position verticale contre la gravité. Comme nous pouvons le voir, les résultats pratiques sont inférieurs à la théorie avec une erreur inférieure à 20%.

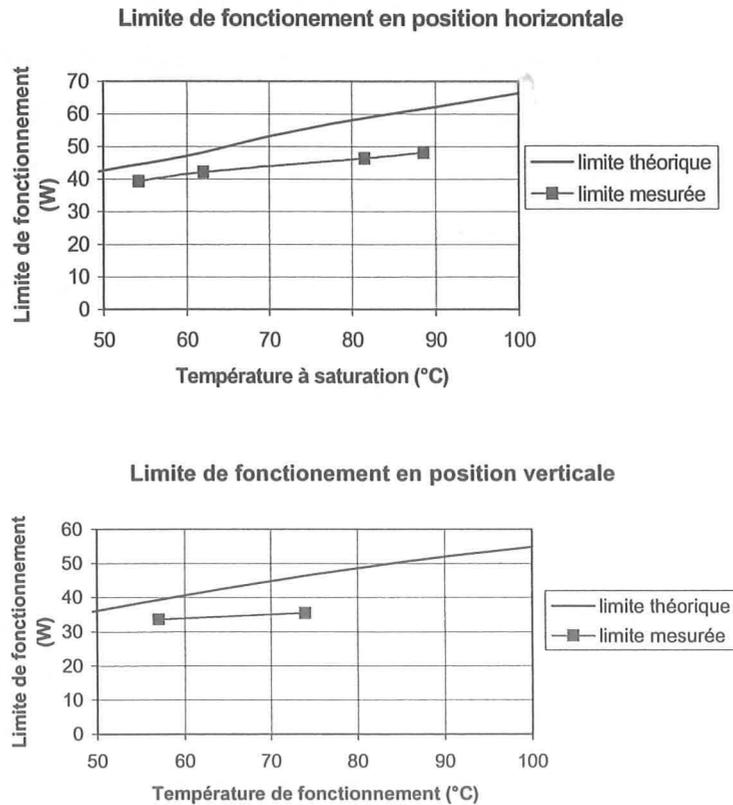


Figure 4.27 : Comparaison entre la limite de fonctionnement mesurée et la limite capillaire estimée

Les raisons de cet écart entre valeurs expérimentales et estimées sont multiples. En effet, nous ne connaissons tout d'abord que très approximativement certains paramètres tels que la porosité, la perméabilité, le rayon effectif de pore et l'angle de contact, et nous avons admis un certain nombre d'hypothèses simplificatrices dans notre modélisation. De plus, après avoir ouvert le caloduc, nous avons pu remarquer que, sur les zones d'évaporation, du vert de gris (CuO_2) était apparu. Ce phénomène peut peut-être expliquer une baisse d'efficacité du caloduc due à une diminution de la mouillabilité dans cette zone. De même une observation des zones de contact entre les réseaux capillaires de chaque demi caloduc montre que celui-ci n'est pas jointif partout ce qui a pour effet de modifier le chemin parcouru par le liquide.

Les échanges de chaleur

La description des échanges thermiques aux niveaux du condenseur et de l'évaporateur est réalisée en décomposant la résistance thermique totale en deux résistances thermiques notées $R_{th_évaporateur}$ et $R_{th_condenseur}$. La première est calculée à partir de la différence de température entre le centre de l'évaporateur et le centre de la zone adiabatique, et la deuxième l'est grâce à la différence de température entre le centre de la zone adiabatique et le centre du condenseur. La Figure 4.28 montre leur évolution en fonction de la puissance pour une température d'eau de refroidissement de 60°C. Pour des puissances inférieures à 45 W (inférieures à la limite de fonctionnement), nous voyons que la résistance thermique au condenseur est presque trois fois plus faible que celle à l'évaporateur alors que sa surface est seulement deux fois plus grande. Les échanges au niveau de l'évaporateur sont donc moins bons probablement à cause d'un film liquide au niveau du ménisque d'accrochage (cf § 3.4.3). Si nous comparons ces résultats avec ceux prévus dans notre modélisation thermique (Figure 4.24), nous voyons que nous avons surestimé l'échange à l'évaporateur alors que celui au condenseur est du bon ordre de grandeur. Dans notre simulation, nous avons utilisé une conductivité thermique de $40 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$. Cette valeur paraît donc assez adaptée pour le condenseur alors qu'au niveau de l'évaporateur, la conductivité thermique équivalente est plutôt comprise entre 20 et $30 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$. Cela montre bien que les effets dus à l'interface réseau capillaire-vapeur ne sont pas négligeables. La Figure 4.28 montre également que l'apparition de la limite de fonctionnement se traduit bien par une altération de l'échange à l'évaporateur ce qui est caractéristique d'un assèchement de cette zone.

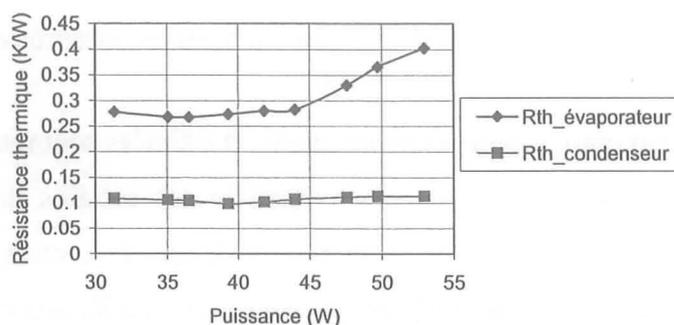


Figure 4.28 : Visualisation des échanges au condenseur et à l'évaporateur

4.6 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté différentes géométries de caloducs à poudres métalliques frittées. Nous avons pu remarquer, en particulier, que les chercheurs et les industriels étudiaient de plus en plus ce type de structures pour réaliser des répartiteurs de

chaleur. Cela est principalement dû à la bonne conductivité thermique équivalente de ce réseau capillaire au niveau de l'évaporateur. En effet, notre étude expérimentale a montré que cette conductivité valait entre 20 et 30 $\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ alors que, dans le cas du caloduc à rainures rectangulaires utilisé comme répartiteur de chaleur du chapitre précédent, nous avons vu que, pour une même épaisseur de réseau capillaire, cette conductivité valait moins de 4 $\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ avec une puissance supérieure..

D'autre part, un modèle hydraulique basé sur la loi de Darcy a été présenté. Celui-ci a ensuite été transposé par analogie à un modèle faisant appel aux équations de l'électrostatique afin de pouvoir être utilisé avec le logiciel Flux2D. Des résultats issus de ce modèle ont ensuite été comparés à des mesures expérimentales, l'écart maximal a été estimé à 20%.

Nous avons également présenté, dans notre partie expérimentale, une méthode de fabrication de ce type de caloduc. Le prototype que nous avons réalisé a une forme allongée à cause des dimensions du four. Mais nous pouvons tout de même dire que cette méthode pourrait permettre de réaliser des caloducs de formes plus complexes pouvant se rapprocher, par exemple, de celles du « Thermabase » qui est un produit industrialisé par la société Thermacore. Pour cela, il suffirait d'avoir une demi-enveloppe et une contre forme appropriées. Nous aurions également pu, en infiltrant la poudre en plusieurs étapes, introduire différentes tailles de sphères et ainsi réaliser un réseau capillaire avec gradient de rayon de pores afin d'augmenter la limite capillaire (§ 4.3.1.3).

Ce chapitre montre que les réseaux capillaires à poudres métalliques frittés ont de nombreux atouts par rapport aux réseaux capillaires à rainures axiales. En effet, d'une part ils sont meilleurs sur le plan thermique et peuvent être utilisés pour les répartiteurs de chaleur. D'autre part, ils permettent un meilleur fonctionnement contre la gravité. Et enfin, des géométries très variées pouvant s'adapter plus facilement dans une application donnée peuvent être réalisées. Nous verrons dans le prochain chapitre que les réseaux capillaires à rainures peuvent tout de même être améliorés grâce aux nouvelles technologies de fabrication. Nous verrons en particulier que les technologies de la microélectronique permettent de réaliser des dispositifs beaucoup plus légers et beaucoup plus compacts que ceux présentés dans les deux derniers chapitres et donc beaucoup plus facilement intégrables à un dispositif électronique.

Chapitre V : Les nouvelles technologies pour l'intégration

5.1 Introduction

Les caloducs présentés dans les chapitres précédents sont réalisés, au moins en partie, par les techniques classiques d'usinage des métaux. Mais la plupart du temps, le cahier des charges fixé au concepteur du système de refroidissement ne contient pas seulement des critères thermiques mais aussi des contraintes de volume, de poids et d'isolation électrique. Pour répondre à ces besoins multiples, la littérature scientifique montre que l'utilisation de nouvelles technologies et de nouveaux matériaux permet de réaliser des caloducs plus légers, plus compacts et quelquefois plus performants.

Nous allons donc, dans la suite de ce travail, montrer que, grâce aux techniques de la microélectronique, le silicium peut être un bon candidat pour la réalisation de systèmes thermiques répondant à ces critères. Nous verrons également, grâce à des études théoriques et expérimentales, que ce matériau permet d'avoir, dans certaines applications, des performances meilleures que celles obtenues avec les techniques classiques d'usinage des métaux. Puis, afin de montrer que l'évolution des systèmes de refroidissement à caloduc passe par une meilleure connaissance de ces nouvelles technologies, la dernière partie de ce chapitre sera consacrée à la présentation de matériaux tels que les céramiques et de la technologie LIGA dont l'utilisation paraît très prometteuse en électronique de puissance.

5.2 Les caloducs en silicium

5.2.1 Intérêt du silicium

Ces dix dernières années, grâce aux progrès des technologies de fabrication en microélectronique, l'utilisation du silicium pour la réalisation de caloducs voués au refroidissement des composants électroniques a pris une grande part dans la littérature scientifique. En effet, ce matériau a des propriétés physiques intéressantes car, avec une conductivité thermique comprise entre 100 et 150 $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ et une masse volumique de 2300 $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$, il est à la fois très bon conducteur de la chaleur et très léger, le critère poids étant très souvent essentiel pour les systèmes embarqués. Le silicium pourrait même, à terme, permettre de réaliser le composant et le caloduc dans le même matériau ce qui aurait pour intérêt d'éliminer la

résistance thermique de contact (§ 1.2.2) ainsi que les dégradations dues à la dilatation thermique entre matériaux de différentes natures.

Afin de montrer l'intérêt du silicium pour la réalisation de caloducs, nous allons commencer par faire un tour d'horizon de la littérature traitant ce thème. Puis, grâce à l'exemple des caloducs à rainures axiales rectangulaires, nous montrerons les avantages que peut apporter cette technologie tant au niveau thermique qu'au niveau hydraulique. Ensuite, une étude expérimentale portant sur ces mêmes caloducs à rainures permettra de voir comment les réaliser et observer leur comportement thermique. Enfin, nous terminerons par la présentation et l'étude de structures capillaires plus complexes pouvant être obtenues grâce à cette technologie.

5.2.2 Bibliographie

Lors de notre étude bibliographique sur la réalisation de caloducs en silicium, nous avons pu observer que les structures les plus étudiées sur ce thème étaient, d'une part, les microcaloducs et, d'autre part, les caloducs utilisés comme répartiteurs de chaleur. Nous allons donc concentrer notre présentation sur ces deux points.

5.2.2.1 Microcaloducs

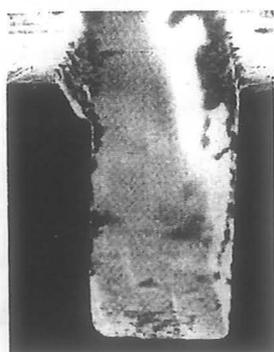
Comme nous l'avons vu dans le premier chapitre (§ 1.4.4.1), un microcaloduc est caractérisé par un rayon de courbure de l'interface liquide-vapeur du même ordre que le diamètre hydraulique du tube. Il est généralement constitué d'un tube comportant une section angulaire de 10 à 500 μm de diamètre et de 10 à 20 mm de longueur. Les angles permettent le retour du liquide vers l'évaporateur.

Au début des années 90, les chercheurs de l'université Texas A&M ont montré qu'il était possible de réaliser ce type de caloduc dans un substrat silicium. Une de leurs premières études [PET2] traite de la réalisation d'un réseau de microcaloducs (Figure 1.22) de section rectangulaire (Figure 5.1.a) obtenu par sciage du substrat. La fermeture du réseau s'effectue ensuite grâce à une plaque en verre. Ce réseau comporte 39 microcaloducs en parallèle de largeur 45 μm , de hauteur 80 μm , de longueur 19.7 mm et espacés entre eux de 500 μm . Le fluide caloporteur est le méthanol. Une deuxième étude [PET3] propose de réaliser un réseau de microcaloducs de section triangulaire par un procédé de gravure anisotrope (Figure 5.1.b), la fermeture s'effectuant elle aussi par une plaque en verre. Les tubes font, dans ce cas, 120 μm de large au niveau de l'ouverture de la rainure, 80 μm de profondeur, 19.7 mm de long et sont aussi remplis de méthanol. Cette étude propose également une comparaison entre ces

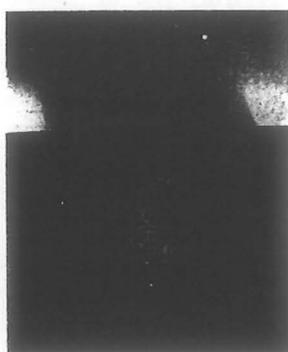
deux réseaux et un substrat de silicium massif. Elle montre que la conductivité équivalente des réseaux est supérieure à celle du silicium massif de 30% dans le cas des caloducs à section rectangulaire et de 80% dans le cas des caloducs à section triangulaire. Les auteurs expliquent la différence entre les deux réseaux par le fait que les angles du réseau rectangulaire sont arrondis et que les parois sont rugueuses, ces phénomènes réduisant la pression capillaire et augmentant la chute de pression dans l'écoulement liquide. Dans cette étude, la densité de flux de chaleur maximale imposée au niveau de la source dissipatrice est de l'ordre de 4 W.cm^{-2} .

Une autre méthode de réalisation est proposée par Mallik et coll. [MAL]. Ils présentent un réseau de microcaloducs à section triangulaire réalisé à partir d'un réseau à section rectangulaire sur lequel un dépôt en phase vapeur de cuivre est effectué. Ce dépôt permet de fermer les caloducs (Figure 5.1.c). Leurs résultats expérimentaux montrent une amélioration de la conductivité thermique par rapport au silicium massif de 50%.

Gerner et coll. [GER] ont également réalisé un réseau de microcaloducs à section triangulaire par gravure anisotropique. Il comporte 125 caloducs de largeur $100 \mu\text{m}$, de profondeur $70.7 \mu\text{m}$ et de longueur 25.4 mm . Le liquide est l'eau. Les auteurs montrent une meilleure efficacité que dans les études précédentes car la conductivité thermique équivalente paraît être jusqu'à quatre fois supérieure à celle du silicium. La puissance maximale des essais est de 5 W .



a : conduit rectangulaire



b : conduit triangulaire 1



c : conduit triangulaire 2

Figure 5.1 : Réalisation des micro caloducs en silicium

Plus récemment, Launay [LAU] a étudié un réseau de 55 microcaloducs à section triangulaire de largeur $220 \mu\text{m}$, de profondeur $140 \mu\text{m}$ et espacés entre eux de $140 \mu\text{m}$. La fermeture des canaux est faite par une plaque de silicium. Ses études expérimentales, réalisées en utilisant de l'éthanol et du méthanol comme fluide caloporteur, ne montrent pratiquement pas d'amélioration de la conductivité thermique par rapport au silicium massif. Par contre, l'auteur propose d'autres géométries se basant sur la même technique de réalisation. Il a

réalisé, en particulier, un réseau de microcaloducs à artère (Figure 5.2). Ce dispositif comporte trois plaques de silicium collées entre elles. La plaque 2 subit une gravure anisotrope sur toute sa hauteur. Celle-ci est collée à la plaque 3 ayant, elle aussi, subi une gravure anisotrope mais de profondeur moins importante. La géométrie obtenue permet, lorsque le caloduc fonctionne, de ramener le liquide sur une section de passage plus importante ce qui a pour effet de réduire les chutes de pression de la phase liquide. La plaque 1 sert à refermer les microcaloducs. Les résultats expérimentaux montrent une augmentation de la conductivité thermique par rapport au silicium massif de 320 % pour une puissance injectée de 2 W.

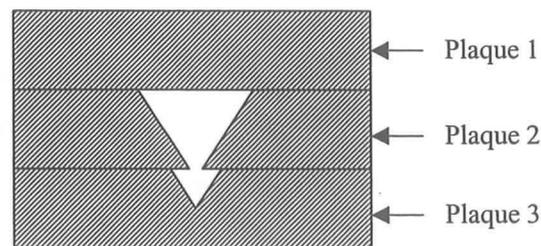


Figure 5.2 : Coupe d'un micro caloduc à artère

La revue bibliographique que nous venons d'exposer montre que l'utilisation de microcaloducs en silicium permet d'obtenir des conductivités thermiques supérieures à celles du cuivre. Par contre, les densités flux de chaleur dissipées, inférieures à 5 W.cm^{-2} , sont très inférieures à celles demandées en électronique de puissance. Nous avons donc approfondi notre recherche sur des dispositifs fonctionnant pour des densités flux de chaleur plus fortes. C'est le cas des répartiteurs de chaleur réalisés à partir de caloducs en silicium.

5.2.2.2 Répartiteurs de chaleur

Les travaux sur ce thème ont été principalement publiés par les chercheurs de Sandia National Laboratory. Dans un premier article, Adkins et coll. [ADK] montrent d'une manière qualitative qu'un caloduc comportant un espace vapeur important permet d'avoir une meilleure conductivité thermique qu'un caloduc composé de plusieurs cavités (comme par exemple les réseaux de microcaloducs). En effet, une augmentation de la section de passage de la vapeur implique une réduction des chutes de pression dans cette phase et donc une réduction du gradient de température le long du caloduc. Les auteurs proposent également une géométrie pour un caloduc pouvant être utilisé comme répartiteur de chaleur (Figure 5.3). Celui-ci est réalisé par collage de deux plaques dont la première comporte des passages permettant la circulation de la vapeur et dont la deuxième est gravée afin d'obtenir un réseau capillaire à picots carrés. Ces picots, réalisés par sciage, font $50 \mu\text{m}$ de large, $75 \mu\text{m}$ de haut et

sont espacés de 63 μm . Un des inconvénients de cette structure est qu'elle ne peut pas fonctionner dans toutes les positions. En effet, il faut que le refroidisseur soit au-dessus de la source chaude car la vapeur se condense sur la plaque comportant les passages vapeur et le liquide revient dans le réseau capillaire grâce à la gravité. Une étude expérimentale faite par Shen et coll. [SHE] montre que la conductivité thermique équivalente de ce prototype est trois fois celle du silicium pour une puissance maximale de 8 W.

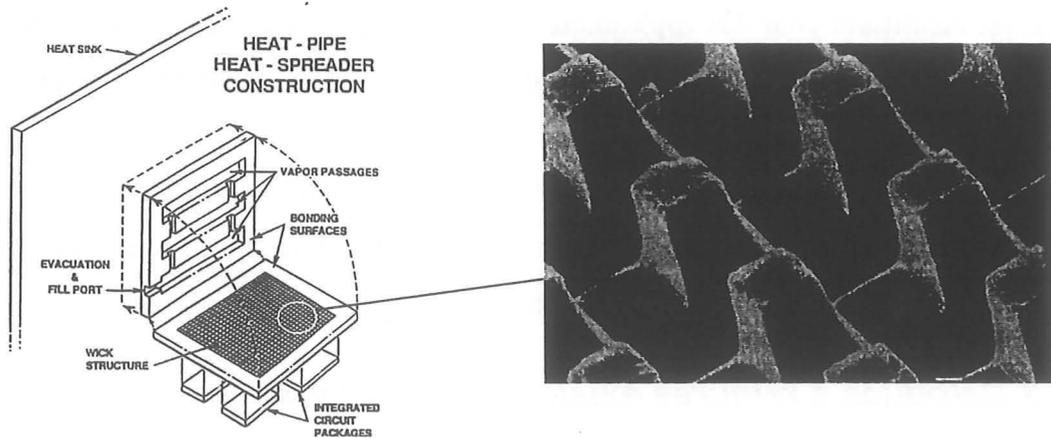


Figure 5.3 : Réalisation d'un répartiteur de chaleur à partir d'un caloduc en silicium

Un brevet de Adkins et coll. [ADK2] montre que les picots carrés peuvent être remplacés par des picots de formes différentes (Figure 5.4). Une étude expérimentale de la structure à étoile, obtenue par gravure sèche, a été réalisée par Benson et coll. [BEN]. Elle montre que la conductivité équivalente obtenue par ce prototype est de l'ordre de $800 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ (deux fois celle du cuivre) pour une puissance de quelques dizaines de Watts. Un article de la même équipe [BEN2] montre que ce type de caloduc pourrait, à terme, avoir une conductivité thermique proche de celle du diamant (entre 1000 et $2000 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$) avec un prix trois cent fois moins important que celui de ce dernier en utilisant les technologies actuelles.

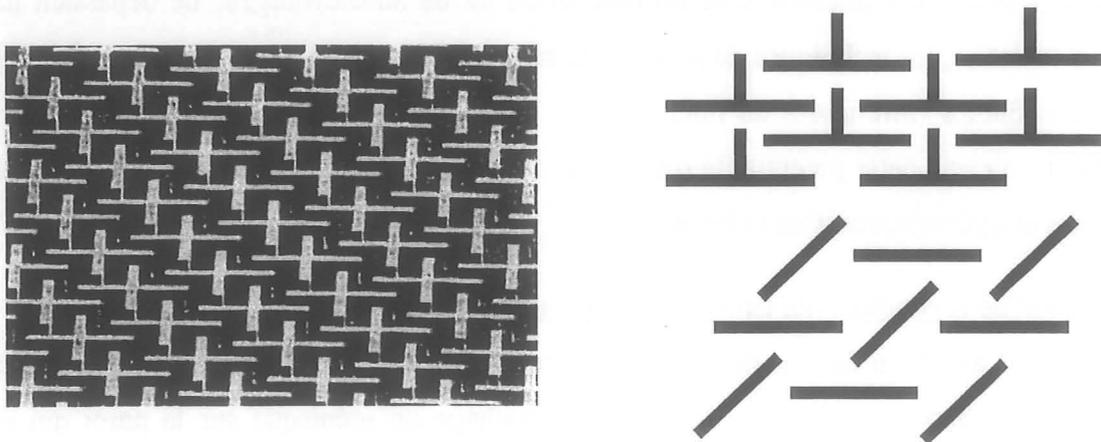


Figure 5.4 : Différents motifs permettant de réaliser le réseau capillaire

Grâce à cette étude bibliographique, nous avons pu constater que les potentialités du silicium pour les applications électroniques sont énormes, puisque ce matériau permet de réaliser des caloducs ayant des conductivités thermiques équivalentes plus importantes que celle du cuivre massif tout en gardant le même coefficient de dilatation que la source dissipatrice dans le cas de composants électroniques. Par contre, les études expérimentales sur les réseaux de microcaloducs ne font pas état de densités flux de chaleur d'utilisation supérieures à 5 W.cm^{-2} ce qui est insuffisant pour des applications comme l'électronique de puissance. Nous avons donc porté nos efforts sur les structures comportant des espaces vapeur continus qui paraissent être plus efficaces.

Nous allons, dans un premier temps, étudier les caloducs à rainures axiales en silicium et voir quels sont leurs potentiels par rapport aux caloducs en cuivre. Puis, nous entamerons une réflexion sur les structures capillaires à picots.

5.2.3 Caloducs à rainures axiales rectangulaires

5.2.3.1 Comparaison avec les techniques métalliques

Du point de vue technologie, la plus grande différence que l'on peut trouver entre un réseau capillaire à rainures en cuivre réalisé avec une des techniques classiques d'usinage et un réseau capillaire à rainures en silicium est la dimension minimale envisageable des rainures. En effet, comme nous avons pu le voir dans le troisième chapitre, la réalisation des rainures dans un métal peut se faire par extrusion, par brochage, par fraisage ou par électroérosion. De plus, si on veut que le produit soit industrialisable, seules les deux premières méthodes peuvent être utilisées. Or, d'après les données que nous avons trouvées dans la littérature [HOP][CAO], ces types d'usinage ne permettent pas d'obtenir des largeurs de rainure inférieures à deux cent microns avec un rapport de forme hauteur/largeur ne dépassant pas trois. Au contraire, les techniques de gravure du silicium permettent d'obtenir des largeurs de rainure très faibles (inférieures au micron) avec des facteurs de forme de dix. Nous allons maintenant voir que cette potentialité offerte par le silicium peut améliorer les performances thermiques et hydrauliques d'un caloduc.

Amélioration de la conductivité équivalente du réseau capillaire à l'évaporateur :

Comme nous l'avons vu dans le troisième chapitre (§ 3.4), l'échange thermique au niveau de l'évaporateur dépend fortement de la zone d'accrochage du ménisque sur la paroi qui est beaucoup moins conductrice que la paroi elle-même. Cela veut dire qu'une augmentation du nombre de zones d'accrochage entraîne une croissance de la conductivité thermique

équivalente du réseau capillaire. Or, pour une surface donnée, cette évolution implique une augmentation du nombre de rainures et, en conséquence, une diminution de leur taille.

Pour illustrer ce propos, nous présentons les valeurs de conductivités équivalentes obtenues par la méthode de Chi [CHI] (§ 3.4.2.2) pour deux types de réseaux capillaires à rainures au niveau de l'évaporateur. Dans les deux cas, le liquide caloporteur est l'eau. Le premier est en cuivre et a pour dimensions $W=L_I=100 \mu\text{m}$ et $t_g=200 \mu\text{m}$ (W est la largeur de la rainure, L_I la largeur de l'ailette et t_g la profondeur de la rainure). La conductivité équivalente obtenue est proche $2.25 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$. Le deuxième réseau capillaire est, quant à lui, en silicium et ses dimensions sont les suivantes : $W=L_I=40 \mu\text{m}$ et $t_g=200 \mu\text{m}$. La conductivité équivalente a alors pour valeur $8.75 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ce qui est près de quatre fois supérieur à la valeur obtenue avec le cuivre.

En conclusion, nous pouvons dire que, même si le cuivre est meilleur conducteur de la chaleur que le silicium, les échanges thermiques au niveau de l'évaporateur peuvent être meilleurs dans un caloduc en silicium que dans un caloduc en cuivre, en jouant sur la géométrie.

Amélioration des performances hydrauliques :

Comme indiqué dans le troisième chapitre (§ 3.5), les caloducs à rainures fonctionnent mal lorsqu'ils sont inclinés car leur pression capillaire est trop faible pour permettre la remontée du liquide sur des hauteurs très importantes. Pour améliorer le comportement du caloduc contre la gravité, il paraît nécessaire d'augmenter la pression capillaire et en conséquence de réduire la largeur des rainures. A contrario, la diminution de la largeur des rainures entraîne une augmentation des chutes de pression de la phase liquide ce qui implique une diminution de la puissance maximale transférable. Il y a donc une largeur optimale à trouver suivant le mode de fonctionnement du caloduc (incliné ou pas).

Afin d'illustrer ce propos, nous allons présenter une étude paramétrique d'un caloduc à rainures rectangulaires en nous basant sur la méthode décrite au paragraphe 3.3.2. Les dimensions de notre exemple sont : $t_v=1 \text{ mm}$, $t_g=200 \mu\text{m}$, $\theta_0=30^\circ$, $l_v=1 \text{ cm}$, $L_{eff}=9.5 \text{ cm}$ et une longueur totale de 11 cm. Le paramètre variable est la largeur de rainure W qui est choisie égale à L_I . La Figure 5.5 représente l'évolution de la limite capillaire de cet exemple en fonction de la largeur des rainures pour une température de 90°C et deux inclinaisons du caloduc. Pour une inclinaison de 90° contre la gravité (caloduc vertical avec la source chaude au dessus de la source froide), nous retrouvons le problème mis en exergue précédemment, c'est-à-dire le fait que, lorsque la largeur de rainure est trop importante, le caloduc ne fonctionne plus. Nous pouvons également observer que, dans ces conditions de

fonctionnement, la largeur optimale de rainure se situe autour de 40 μm , valeur qui est impossible à atteindre avec les techniques classiques d'usinage des caloducs métalliques. Nous remarquons aussi qu'il y a un optimum de fonctionnement qui est différent suivant l'angle d'inclinaison du caloduc. En effet, en position horizontale, cet optimum se situe pour une largeur proche de 70 μm . Le dimensionnement optimal du réseau capillaire dépend donc des conditions spatiales d'utilisation du caloduc.

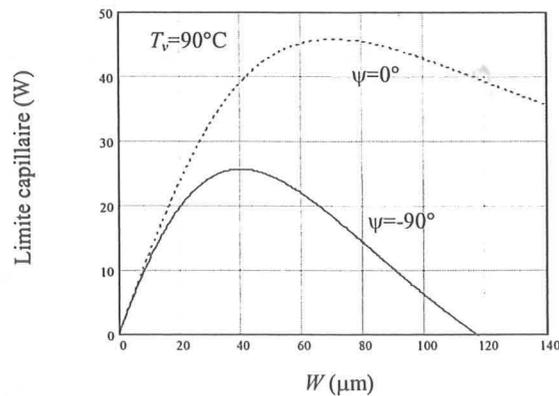


Figure 5.5 : Evolution de la limite capillaire à 90°C en fonction de la largeur des rainures

Ces études thermiques et hydrauliques montrent tout l'intérêt de réduire les dimensions des rainures. Dans cette optique, le silicium semble être intéressant car des caloducs à rainures très fines peuvent être fabriqués avec les technologies de la micro-électronique en production de masse. Nous allons donc, maintenant, montrer les potentialités de cette filière.

5.2.3.2 Réalisation de prototypes

Des prototypes de caloducs à rainures en silicium ont été développés dans le cadre d'un contrat CNES auquel ont participé le CEA/LETI pour la réalisation et l'expérimentation, le LEG pour l'expérimentation et la modélisation et le CETHIL pour la modélisation. Le travail de réalisation s'est effectué en trois étapes : une première phase de conception de la géométrie faite par le LEG et le CEA/LETI, une seconde phase d'étude des étapes technologiques et, enfin, une troisième de réalisation à proprement parler. Les deux dernières étapes ont été effectuées au CEA/LETI.

Choix de la géométrie :

Le caloduc doit pouvoir être utilisé aussi bien comme répartiteur que de manière classique (source chaude et source froide aux deux extrémités). Compte tenu des résultats précédents et des conclusions de l'étude bibliographique, nous avons décidé de réaliser une structure capillaire à rainures. Nous avons choisi de réaliser le caloduc par collage de trois plaques de

silicium entre elles (Figure 5.6). Les rainures sont gravées dans la plaque A et la plaque C. L'espace vapeur est réalisé par une cavité dans la plaque B. Nous avons également décidé de faire des encoches aux extrémités de cette cavité permettant de relier hydrauliquement les rainures de la plaque A aux rainures de la plaque C (elles ont le même rôle que la toile métallique du caloduc à rainures présenté au paragraphe 3.6).

Pour cette réalisation, nous avons utilisé la ligne 100 mm (4 pouces) du CEA/LETI. Les plaques de silicium sont d'épaisseur standard 500 μm . La longueur des rainures est de 5 cm et la largeur de l'espace vapeur est 1 cm. Cette dernière dimension a été choisie car elle est adaptée à la taille des composants en boîtier. Nous avons laissé un espace de 5 mm autour de l'espace vapeur pour être sûr que le collage effectué entre les différentes plaques ne fuit pas. Enfin, les largeurs des rainures et des ailettes sont respectivement 90 μm et 70 μm . Leur hauteur est 300 μm .

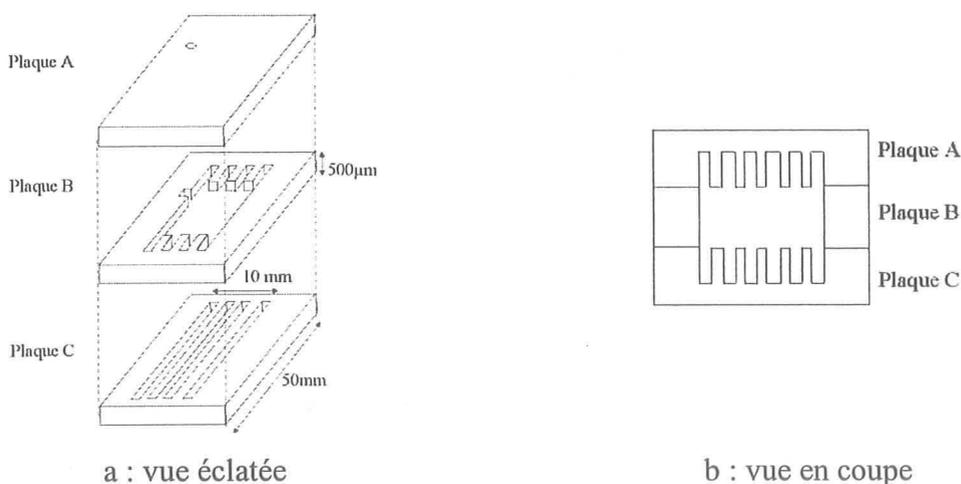


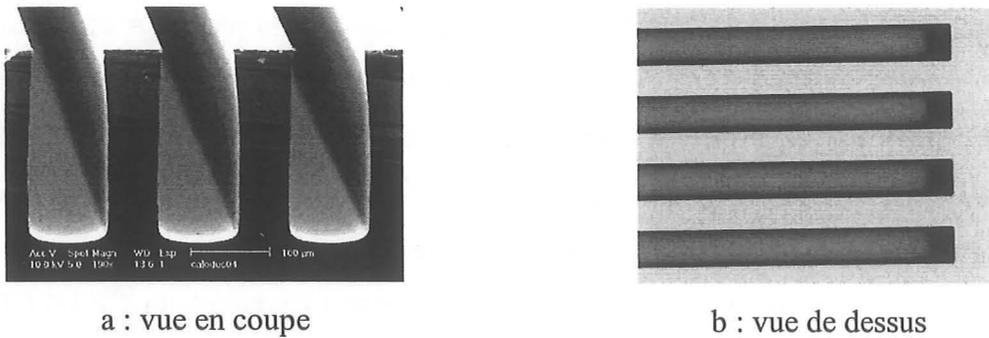
Figure 5.6 : Principe de réalisation du caloduc à rainures en silicium

Réalisation du caloduc :

Le diagramme de cheminement technologique, qui a permis de réaliser les caloducs en silicium, nécessite le développement de trois étapes primordiales qui sont :

- la réalisation des plaques de type A, B et C,
- le scellement des plaques,
- le lien avec le système de remplissage.

Les rainures sont réalisées par gravure du silicium. La méthode utilisée est une gravure sèche par plasma [PER]. Cette technique présente de nombreux avantages comme la rapidité et la précision de gravure. Elle a été mise au point pour la microélectronique et les microsystèmes. Elle permet de réaliser un transfert de dimensions extrêmement précis. Dans notre cas, elle nous permet de réaliser des tranchées à section rectangulaire (Figure 5.7).



a : vue en coupe

b : vue de dessus

Figure 5.7 : Photographies des rainures

Des trous pour le remplissage sont ensuite réalisés dans la plaque A à l'aide d'un laser. Des cavités ayant des encoches sur chaque extrémité (Figure 5.8) sont réalisées sur la plaque intermédiaire (plaque B). Ces événements, qui permettent le passage de la vapeur, sont également découpés au laser.

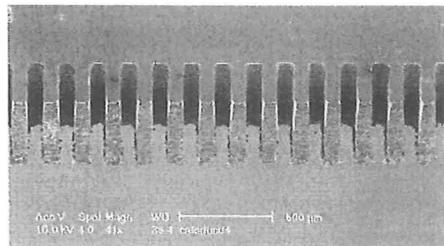


Figure 5.8 : Photographie des encoches de la plaque B

Le collage des plaques entre elles est réalisé grâce à un scellement direct silicium/silicium (SDB : Silicon Direct Bonding) [PER]. Nous commençons par sceller la plaque B et la plaque C puis la plaque A à l'ensemble B/C. L'étape de scellement se divise en trois étapes :

- nettoyage chimique des plaques, permettant d'enlever les contaminants et de rendre les surfaces hydrophiles.
- alignement et mise en contact des plaques. Ce contact permet la formation de liaisons d'hydrogène. Les plaques sont alors scellées. Le procédé est encore réversible.
- recuit à haute température permettant de rendre irréversible le scellement par la création de liaisons Si-Si.

Le contrôle de la qualité du scellement s'effectue, après recuit, avec une caméra infra rouge (Figure 5.9). L'alignement des rainures avec les encoches est vérifié aux Rayons X (Figure 5.10). Nous pouvons observer à la caméra infra rouge une très bonne qualité de collage, puisque les seuls défauts qui apparaissent sont minimes, localisés sur la périphérie des plaquettes c'est à dire loin des lignes de découpes. Cela n'est donc pas gênant pour l'étanchéité du système. Nous pouvons également observer un très bon alignement (RX).

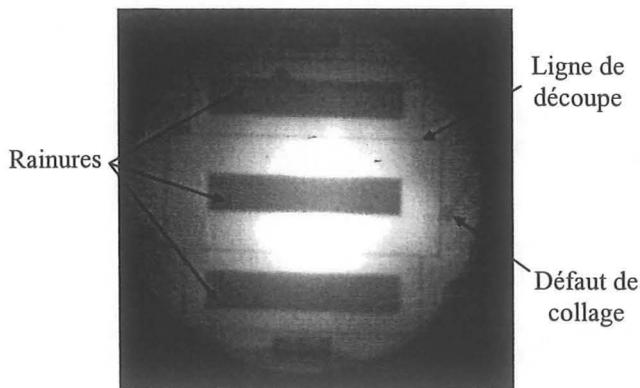


Figure 5.9 : Contrôle de la qualité du scellement

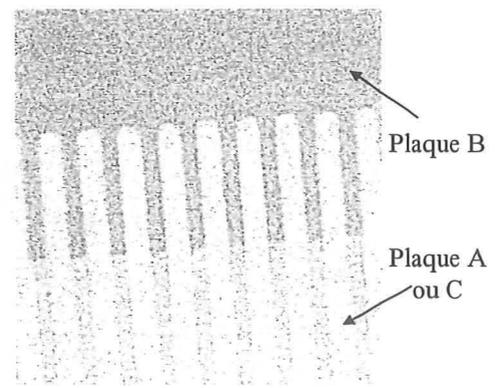


Figure 5.10 : Contrôle de l'alignement des rainures et des encoches

Une fois les deux scellements effectués, les plaques sont métallisées autour du trou (afin de pouvoir braser un tuyau de remplissage) et sur la surface du caloduc contenant ce trou (pour pouvoir braser un composant). La grande surface de métallisation permet de placer le composant soit au milieu, si nous désirons utiliser le caloduc comme répartiteur, soit à une extrémité, si nous voulons l'utiliser de manière classique. La Figure 5.11 représente le caloduc métallisé avec son tuyau de remplissage.

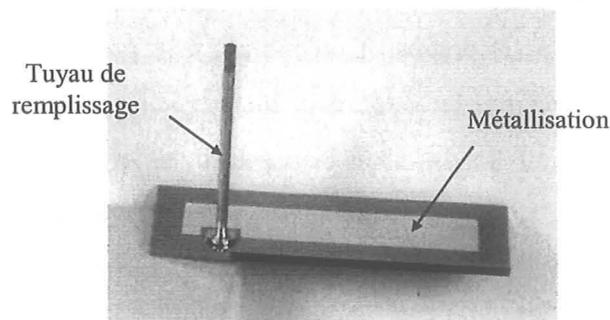


Figure 5.11 : Photographie du caloduc avec son tuyau de remplissage

5.2.3.3 Le remplissage

Une fois le caloduc terminé, il faut le remplir afin qu'il puisse fonctionner. La méthode de remplissage choisie est, comme pour tous les autres prototypes précédemment présentés, un remplissage par microseringue (§ 2.4.4). Par contre, comme la technologie utilisée pour réaliser ce caloduc s'adapte mieux à une production de masse, il est beaucoup plus facile d'en réaliser de nombreux exemplaires. Nous avons donc décidé de ne pas laisser le caloduc relié au système de remplissage lors des différents tests thermiques. Pour cela, le prototype est queusoté (§ 2.4.5) après remplissage ce qui implique qu'il ne peut être rempli qu'une seule fois. Le principe de fonctionnement de notre dispositif de remplissage est représenté sur la Figure 5.12.

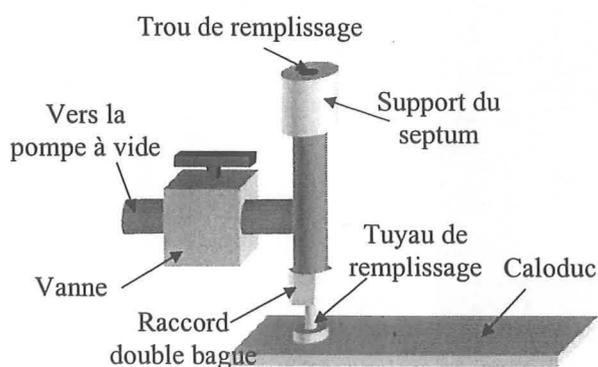


Figure 5.12 : Schéma du dispositif de remplissage

La procédure de remplissage que nous avons mise en place s'effectue en cinq étapes et permet de vérifier la quantité de fluide qui a été injectée dans le caloduc. Afin de décrire cette procédure et de pouvoir avoir un ordre d'idée de la précision sur la quantité de fluide injectée, nous allons décrire le déroulement de notre premier remplissage.

Etape 1 : pesée du caloduc vide

Lors du queusotage, le tuyau de remplissage se divise en deux parties, une restant accrochée au caloduc et l'autre restant sur le dispositif de remplissage par l'intermédiaire du raccord double bague. Or, lorsque ce type de raccord a été serré une fois, il n'est plus possible d'enlever les deux bagues du tuyau. Lors de la pesée du caloduc, nous mettons donc non seulement le caloduc sur la balance mais aussi les deux bagues ainsi que l'écrou du raccord double bague. Lors du premier remplissage, la masse mesurée de cet ensemble était de 12.8601 g.

Etape 2 : dégazage et chauffage du caloduc

Lors de cette étape la vanne est ouverte ce qui permet de relier l'intérieur du caloduc à la pompe à vide et ainsi de dégazer ses parois.

Etape 3 : injection du fluide

Une fois que nous estimons que le dégazage de la paroi est suffisant, nous fermons la vanne puis nous injectons de l'eau dégazée grâce à une micro seringue. Lors de notre essai, nous avons tenté d'injecter 150 μl , volume correspondant au volume des rainures augmenté de celui des volumes morts. Pour cela nous avons utilisé une microseringue de capacité 250 μl ayant une précision de 5 μl .

Etape 4 : queusotage

Lorsque le volume d'eau requis est injecté, il faut queusoter le tuyau afin de séparer le caloduc du dispositif de remplissage. Il faut tout de même, avant cela, nous assurer que toute l'eau soit bien dans le caloduc et qu'il n'en reste pas dans le reste du dispositif. Pour cela, nous chauffons le dispositif de remplissage avec un pistolet thermique tout en refroidissant la zone silicium afin que l'eau présente dans le dispositif s'évapore et vienne se condenser dans le caloduc.

Etape 5 : pesée du caloduc prêt à fonctionner

Une pesée de l'ensemble caloduc-tuyau-raccord permet ensuite de connaître la masse d'eau qui a été injectée lors des étapes précédentes. Lors de notre premier remplissage, la masse mesurée lors de cette étape était de 13.01 g ce qui correspond à une masse d'eau de 0.1522 g au lieu des 0.1495 g escomptés (masse de 150 μl à 20°C). L'erreur est de l'ordre de 2 %.

Outre la mesure de l'erreur sur la quantité de liquide injectée dans le caloduc, le premier remplissage nous a permis de faire quelques constatations supplémentaires. La première est que le caloduc seul, une fois queusoté, pèse seulement quatre grammes. Cela prouve que, hormis la possibilité de réaliser des rainures très fines, le silicium dispose d'un autre atout qui est sa faible masse volumique. Par contre, une observation de la surface du caloduc, montre que celle-ci n'est pas plane (Figure 5.13). En effet, une mesure par spectrométrie laser indique que la flèche engendrée par cette déformation est de l'ordre de 40 μm sur chaque face. Cette déformation importante est due au fait que l'épaisseur de la paroi est seulement de 200 μm car l'épaisseur de chaque plaque de silicium est 500 μm et la profondeur des rainures est 300 μm . Une telle déformation n'est pas acceptable car elle engendre une augmentation importante des interfaces thermiques dans le cas de composants rapportés. De plus, à cause des variations de température et donc des variations de pression, cette déformation évolue au cours du temps lorsque le caloduc fonctionne ce qui, lorsque les composants sont brasés, peut engendrer une dégradation de la brasure.

Cette déformation nous fait donc remettre en cause la profondeur de rainure choisie et surtout elle nous permet de conclure que la conception d'un caloduc de ce type dépend fortement de la valeur acceptable de la flèche. Une étude de résistance des matériaux est donc nécessaire pour valider ou non les dimensions choisies par le concepteur du caloduc. Pour constater l'effet de l'épaisseur de paroi, des dispositifs de profondeur de rainures 100 μm ont également été réalisés. La flèche n'a alors pas pu être mesurée car, étant trop petite (de l'ordre de quelques microns), le résultat était noyé dans le bruit de l'interféromètre laser utilisé.

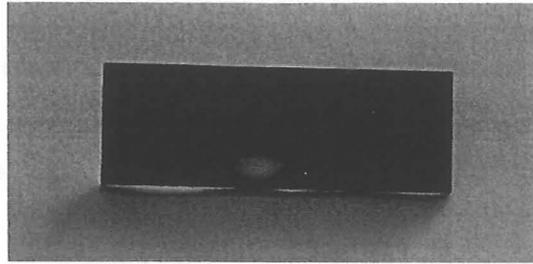


Figure 5.13 : Visualisation d'une déformation sur une face du caloduc

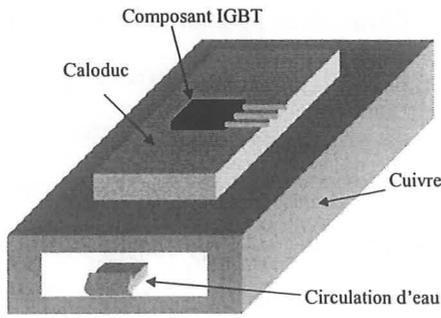
Maintenant que nous avons abordé les problèmes liés à la fabrication et au remplissage des prototypes, nous allons passer à la partie tests thermiques. Ceux-ci vont avoir pour objet l'étude de caloducs utilisés, d'une part, comme répartiteur et, d'autre part, avec les sources chaude et froide aux extrémités opposées.

5.2.3.4 Tests thermiques

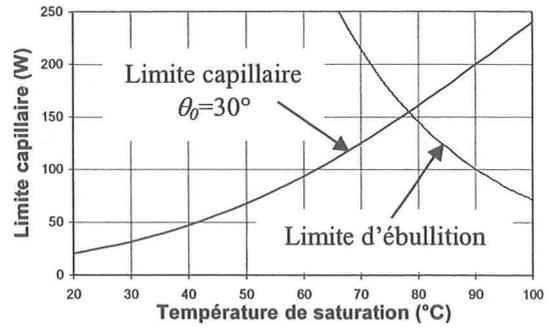
Etude en répartiteur de chaleur :

Le caloduc est rempli avec 150 μl d'eau. Une face entière est placée sur une plaque à eau en cuivre (Figure 5.14.a). La source de puissance, placée au centre de l'autre face est un composant IGBT en boîtier TO220. Les Figure 5.14.b et 5.14.c représentent les limites capillaires calculées par la méthode présentée au paragraphe 3.3.2.4 pour deux valeurs de profondeur de rainure (t_g) ainsi que les limites d'ébullition calculées en prenant un rayon de bulle de 1 μm . Nous voyons que, dans le cas où la profondeur de rainure est égale à 300 μm , il y a de fortes chances pour que la limite de fonctionnement pour les températures importantes soit la limite d'ébullition car la valeur de la limite capillaire, pour cette gamme de température, correspond à des densités flux de chaleur importantes ($> 200 \text{ W/cm}^2$).

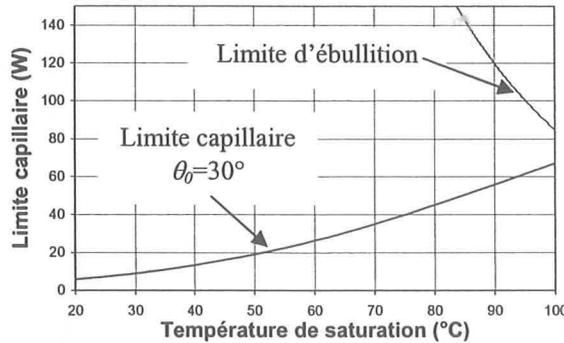
La liaison entre le caloduc et la plaque à eau est réalisée grâce à de la laque d'argent qui est une colle conductrice de la chaleur. Mais cette colle ne résistant pas assez aux contraintes mécaniques engendrées par les fils de connexion de l'IGBT au circuit électrique, nous avons été dans l'obligation de maintenir le composant à l'aide d'une vis de serrage. L'observation à la caméra est alors impossible. Un autre problème rencontré avec ce dispositif silicium est que, contrairement aux dispositifs métalliques, nous ne pouvons pas réaliser de rainures à la surface du caloduc et nous ne pouvons donc pas y insérer nos thermocouples cylindriques de diamètre 300 μm . Les mesures thermiques sont alors faites grâce à la température de jonction du composant calculée indirectement à partir d'un paramètre thermosensible [MEY].



a : schéma du dispositif de test



b : limites de fonctionnements ($t_g=300 \mu\text{m}$)



c : limites de fonctionnements ($t_g=100 \mu\text{m}$)

Figure 5.14 : Utilisation du caloduc comme répartiteur de chaleur

La Figure 5.15 représente l'évolution de la résistance thermique calculée à partir de la différence entre la température de jonction et la température de l'eau de refroidissement (fixée à 50°C) en fonction de la puissance dissipée par le composant. Le caloduc testé a une profondeur de rainures de 300 μm . Nous voyons que, lorsque le caloduc est vide, la résistance thermique est de l'ordre de 4 $\text{K}\cdot\text{W}^{-1}$ alors que, quand il est rempli avec 150 μl , la résistance thermique chute vers 3 $\text{K}\cdot\text{W}^{-1}$. Nous observons donc bien une amélioration des échanges thermiques par rapport au caloduc vide mais elle n'est pas très importante puisque la résistance thermique diminue seulement de 25%.

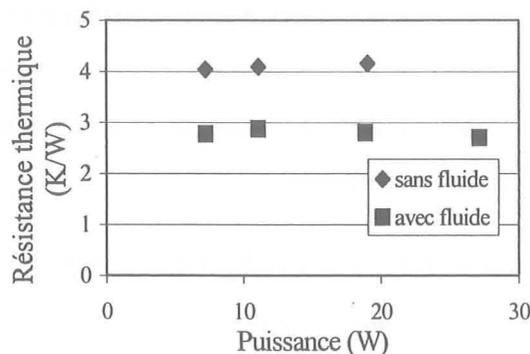


Figure 5.15 : Résultats des tests en répartiteur (température d'eau 50°C)

Pour tenter d'expliquer pourquoi la résistance thermique diminue si peu lorsque le caloduc est rempli, nous avons mesuré la résistance thermique de l'ensemble composant plus laque d'argent (Figure 5.16.a). La valeur déterminée était proche de 1.2 K.W^{-1} . Nous avons ensuite mesuré la résistance thermique du dispositif complet (Figure 5.16.b). Mais pour connaître l'influence des interfaces, il ne faut pas oublier de prendre en compte le phénomène de déformation qui, comme nous l'avons déjà dit, augmente fortement la résistance d'interface au niveau du condenseur et surtout au niveau de l'évaporateur car sa surface est la plus petite. La résistance thermique des interfaces est donc supérieure à 1.2 K/W à cause de cette déformation. N'ayant pas trouvé de moyen pour mesurer précisément cette résistance thermique, nous n'avons pas pu connaître l'amélioration effective apportée par le caloduc par rapport au même dispositif vide.

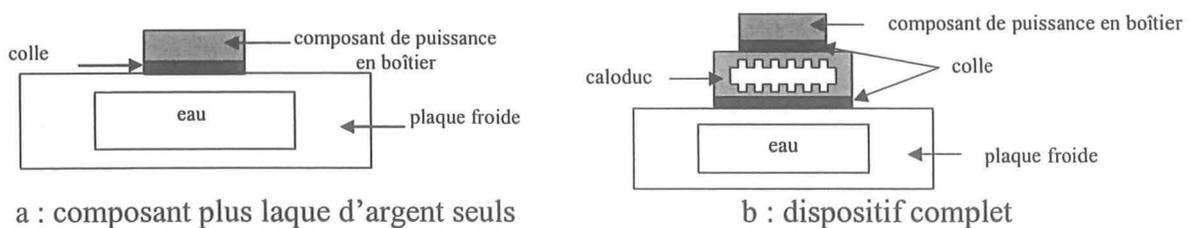


Figure 5.16 : Mesures effectuées dans le cadre de l'étude en répartiteur de chaleur

Le test nous permet tout de même de conclure que le caloduc fonctionne et que sa procédure doit être modifiée. La première chose à changer est le système de fixation de la source chaude sur le caloduc car, d'une part, leur interface n'est pas très bonne conductrice de la chaleur et, d'autre part, ce système de fixation ne permet pas de visualisation à la caméra infrarouge. Les sources chaudes des prochains prototypes seront donc brasées. Nous décidons également de ne plus tester les caloducs comme répartiteurs de chaleur car, comme la source chaude est très proche de la source froide, les résistances thermiques du caloduc vide et du caloduc rempli sont assez proches et de faibles valeurs. Ceci a pour conséquence de rendre les résistances dues aux interfaces très gênantes pour les mesures. Nous choisissons alors d'éloigner les sources chaude et froide et, ainsi, de revenir à une utilisation classique du caloduc avec les deux sources situées aux extrémités opposées.

Etude avec les sources chaude et froide aux extrémités opposées :

Les sources sont situées comme dans l'exemple du paragraphe 4.5, c'est-à-dire que le composant est placé sur la surface visible du caloduc et que le refroidisseur, réalisé grâce à une plaque à eau, est placé au dessous (Figure 5.17). Le composant est brasé directement sur

la métallisation du caloduc. Ceci permet d'observer la température à la surface du caloduc avec la caméra infrarouge.

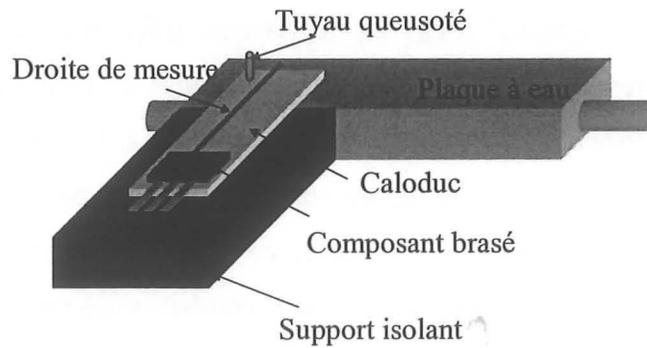
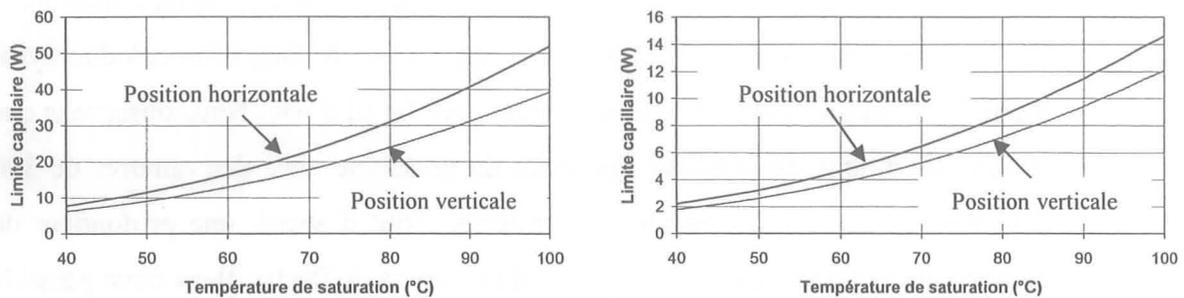


Figure 5.17 : Schéma du dispositif de test

Pour ce type de fonctionnement, la limite capillaire est fortement modifiée puisque les écoulements liquide et vapeur sont quasiment tout le temps à contre courant et la longueur efficace est plus importante. Ceci implique une augmentation des chutes de pression par rapport à un fonctionnement en répartiteur de chaleur et, en conséquence, une chute des performances hydrauliques. La Figure 5.18, qui représente la limite capillaire calculée avec le modèle du paragraphe 3.3.2.4 en ayant modifié l'emplacement des sources par rapport au fonctionnement en répartiteur de chaleur, montre que les performances attendues pour les deux types de prototype en position horizontale sont effectivement largement inférieures à celles présentées sur les Figure 5.14.b et 5.14.c. Nous voyons également sur ces figures que les prototypes devraient pouvoir fonctionner contre la gravité avec des performances hydrauliques légèrement inférieures à celles estimées en position horizontale.



a : profondeur de rainure 300 µm

b : profondeur de rainure 100 µm

Figure 5.18 : Estimation de la limite capillaire pour un angle d'accrochage $\theta_0=30^\circ$

Les prototypes testés sont au nombre de six. Nous n'allons donc pas exposer tous les résultats obtenus mais simplement faire un bilan des principales observations faites lors des différentes mesures.

Le premier prototype étudié a des rainures de profondeur 300 μm . La Figure 5.19.a compare l'évolution de la température le long du caloduc vide ainsi que celle du même caloduc rempli avec 140 μl d'eau. Cette quantité d'eau est légèrement inférieure au volume des rainures augmenté de celui du tuyau de remplissage. La température de l'eau de refroidissement est proche de 50°C. La forme de la courbe de température à l'extrémité du caloduc côté évaporateur est due à la présence des fils de connexion du composant IGBT qui chauffent également. Dans le cas du caloduc vide, la puissance injectée est de 5 W et dans l'autre cas, elle est de 10 W. Afin de pouvoir comparer ces deux courbes, nous représentons, sur la Figure 5.19.b, cette même évolution en soustrayant la température de l'extrémité côté condenseur à la température mesurée localement puis en divisant par la puissance injectée dans le système, le résultat étant homogène à une résistance thermique. Nous voyons alors que, dans ces conditions de puissance et de température, la différence entre la température maximale au niveau de l'évaporateur et la température du puits froid est divisée par trois lorsque le caloduc fonctionne. Ce rapport est tout de même à prendre avec précaution car le caloduc n'est pas isolé et un calcul rapide des chutes par convection et rayonnement montre qu'elles sont de l'ordre de 2 watts ce qui est loin d'être négligeable par rapport aux 5 watts injectés dans le cas du dispositif vide. Ces figures montrent également une forte chute de température au niveau du condenseur. La longueur de cette zone de chute variant avec la puissance injectée dans le système, nous pensons qu'il s'agit là d'un bouchon dû à la présence de gaz incondensables. Il est d'ailleurs à noter que ce prototype, testé à nouveau une semaine après son remplissage avait un fonctionnement défectueux. Cela est sûrement dû à un mauvais dégazage du fluide ou de l'enveloppe (temps de dégazage ou/et température lors de la mise sous vide insuffisants).

La Figure 5.19 présente également l'évolution de la température le long d'un caloduc ayant comme profondeur de rainures 100 μm et fonctionnant avec 60 μl d'eau. Nous observons que son comportement thermique est meilleur que celui du prototype avec des rainures de 300 μm . Cette différence peut provenir de plusieurs raisons. Tout d'abord, une profondeur de rainures plus faible implique une paroi plus épaisse donc moins de flèche. Il est donc possible que la brasure de l'autre caloduc soit dégradée par cette déformation. De plus, cette épaisseur de paroi plus importante permet également d'améliorer les échanges conductifs dans le sens de l'axe du caloduc. Enfin, il est possible que la quantité d'eau injectée dans le prototype 300 μm soit insuffisante ce qui empêche le liquide de revenir jusqu'à l'extrémité de l'évaporateur. Nous remarquons également que la puissance injectée est de 10 W pour une température de vapeur sur la zone adiabatique (température du plateau) entre 50 et 60°C ce qui est beaucoup plus important que la limite capillaire prévue. Toutefois, la présence du bouchon

d'incondensables et des pertes par convection et par rayonnement dans le système empêchent de conclure quant à la valeur réelle de la limite capillaire.

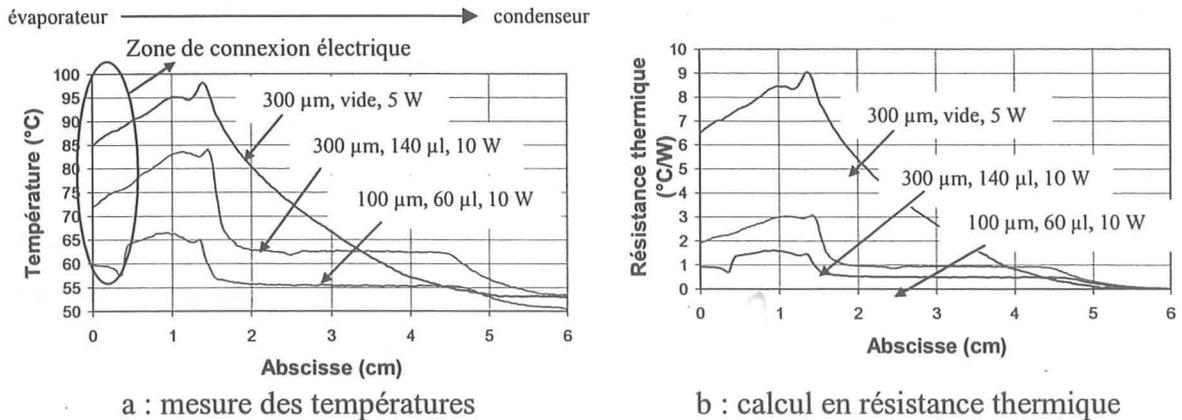


Figure 5.19 : Mesures infrarouges sur trois types de prototypes

Un autre prototype, de profondeur de rainure 300 µm, permet d'observer l'influence de la pesanteur et du temps de fonctionnement sur les performances thermiques. La Figure 5.20.a présente l'évolution de la température à la surface d'un caloduc rempli avec 125 µl d'eau juste après remplissage pour un fonctionnement en position horizontale et en position verticale avec l'évaporateur au dessus du condenseur. Nous pouvons remarquer que la pesanteur a très peu d'influence sur le profil thermique. La Figure 5.20.b montre l'évolution de la température à la surface du même caloduc à deux mois et demi d'intervalle. Nous observons que le bouchon dû aux gaz incondensables s'est accentué ce qui se traduit par une dégradation non négligeable des performances thermiques ; ceci peut être dû à plusieurs phénomènes qui sont le dégazage du fluide ou des parois, ou une fuite de l'enveloppe. Dans ce cadre, nous avons fait des essais avec plusieurs durées et plusieurs températures de mise sous vide du caloduc avant remplissage. Il apparaît que la durée de vie s'améliore en augmentant ces deux paramètres.

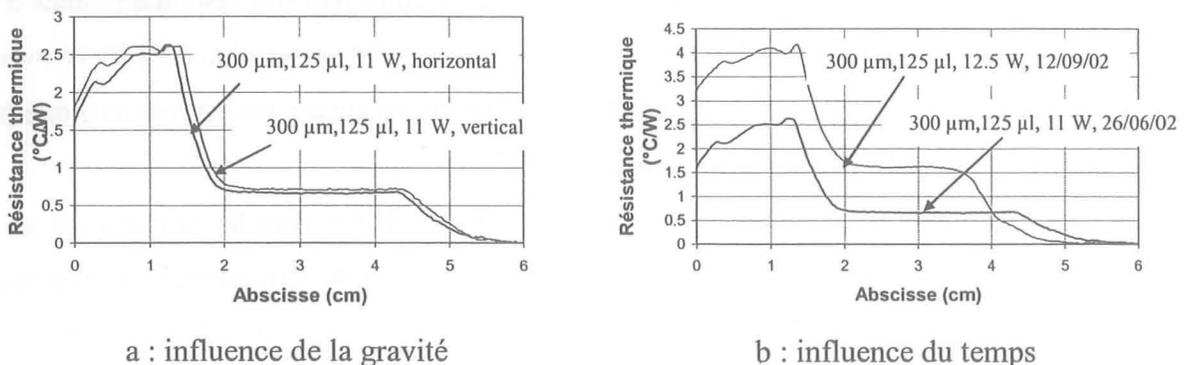


Figure 5.20 : Influence de la pesanteur et du temps

La Figure 5.19 montre la présence d'un saut de température assez raide entre la zone évaporateur et la zone adiabatique lorsque le caloduc fonctionne. Ceci est une conséquence de l'interface thermique très importante qui existe entre le composant IGBT et la paroi du caloduc. Celle-ci est en majeure partie due au boîtier TO220. Il est donc très difficile de connaître les échanges thermiques au niveau de l'évaporateur. Pour contourner ce problème, nous avons décidé de fabriquer nous mêmes des sources de chaleur de surface 1 cm^2 ayant une faible résistance thermique. Pour cela, des résistances obtenues par dépôt de cuivre sur un substrat silicium (Figure 5.21.a) ont été réalisées au CEA LETI. Le motif déposé est constitué d'un serpentín en cuivre, dont les dimensions déterminent la valeur de la résistance ohmique, et des plots servant à braser des fils d'alimentation (Figure 5.21.b). Des résistances de valeur 10, 60 et 100Ω ont été réalisées. La résistance thermique entre le cuivre et la face inférieure des résistances est inférieure à 0.1 K/W .

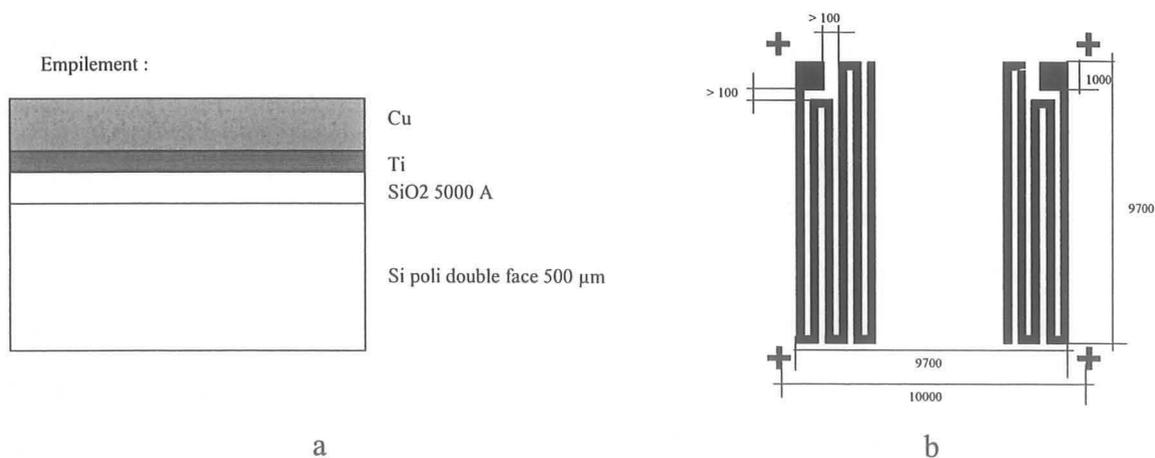


Figure 5.21 : Réalisation d'une résistance par dépôt de cuivre sur un substrat silicium

Cette source chauffante dispose d'autres avantages. D'une part, la résistivité électrique du cuivre dépend fortement de la température ce qui permet de connaître la température moyenne de la source en faisant une simple mesure de résistance. D'autre part des tests thermiques de ces résistances seules ont permis de montrer qu'elle pouvaient dissiper plus de 100 W avec des températures d'utilisation de l'ordre de 200°C ce qui est beaucoup moins restrictif que la température maximale de 125°C des composants IGBT.

La Figure 5.22 montre l'évolution de la température sur un caloduc dont les rainures ont une profondeur de $300 \mu\text{m}$ et qui est chauffé par une puissance de 20 W. Compte tenu de la pente observée en début de zone adiabatique, nous pouvons penser que la quantité de fluide injectée était insuffisante. Il est tout de même possible de remarquer qu'il n'y a plus d'échelon dû aux interfaces thermiques entre le composant et la paroi du caloduc, ce qui permet de connaître plus facilement les échanges thermiques au niveau de l'évaporateur.

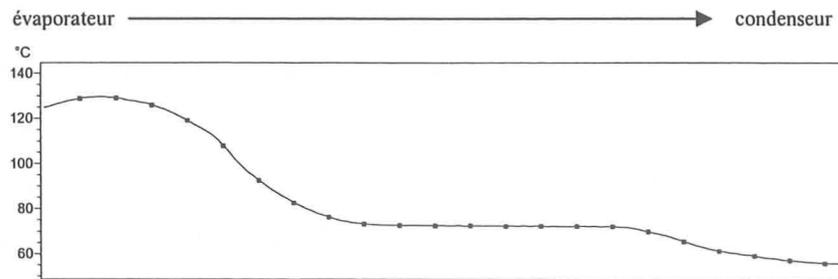


Figure 5.22 : Evolution de la température sur un caloduc chauffé avec une résistance.

En conclusion de cette étude expérimentale, nous pouvons dire que les prototypes se dégradent très rapidement et que les mesures, lorsque le système est non isolé thermiquement, ne permettent pas de connaître la valeur réelle des limites de fonctionnement. Le principal apport de ce travail est la mise en place d'une méthode de réalisation de caloducs plats à rainures en silicium. Cette étude montre également que ces caloducs fonctionnent aussi bien en position verticale qu'en position horizontale.

Il reste tout de même de nombreux travaux à faire afin d'expliquer l'origine des dégradations dans le temps des différents prototypes. Pour cela, des études sur les méthodes et les temps de dégazage des parois et du fluide seront nécessaires. Un second travail consistera ensuite à réaliser un banc de test permettant d'isoler le caloduc de l'ambient et ainsi de mieux définir ses limites réelles de fonctionnement. Ce travail permettra de vérifier les modèles hydrauliques qui ont été réalisés à la fois au CETHIL et au LEG.

Ce travail sur les caloducs à rainures axiales nous a montré que nous savions réaliser des dispositifs en silicium, mais ce type de réseau capillaire ne permet pas d'exploiter pleinement tous les avantages du silicium. En effet, nous avons vu dans l'étude bibliographique que certains auteurs présentent des structures plus complexes comme les picots permettant au fluide de ne plus seulement s'écouler dans une seule direction (celle des rainures) mais dans deux. Ceci permet, entre autre, comme nous allons le voir dans la prochaine partie, de pouvoir augmenter les surfaces de condensation sans trop allonger le parcours du fluide et ainsi de limiter les chutes de pression. C'est dans cette perspective que nous avons mené une étude sur ce type de structure que nous appellerons par la suite réseaux capillaires 2D.

5.2.4 Réseaux capillaires 2D

5.2.4.1 Avantage des structures 2D

Comme nous l'avons précédemment évoqué, un des avantages du silicium est qu'il permet de réaliser des structures capillaires plus complexes que celles obtenues avec les moyens

d'usinage classiques des métaux. L'objectif visé à travers la réalisation de réseaux capillaires 2D est de rendre possible la circulation du fluide suivant deux directions. Cette circulation plan doit se traduire par une augmentation des surfaces d'échange au condenseur tout en limitant la longueur de parcours du fluide. Cette stratégie de transfert d'énergie fournit une solution élégante de refroidissement des cartes électroniques pour les systèmes embarqués.

Afin d'illustrer l'avantage en terme de surface de condensation, nous allons prendre l'exemple d'un caloduc utilisé comme répartiteur de chaleur (Figure 5.23). Sa surface de condensation est alors celle de la face opposée au composant électronique. Lorsque ce dernier a, par exemple, une taille de $1 \times 1 \text{ cm}^2$ et que nous voulons que la surface de condensation soit 16 fois plus grande que celle de la source chaude, il faut, dans le cas d'un répartiteur réalisé avec un réseau capillaire à rainures axiales, que la longueur du caloduc soit de 16 cm. Alors que si la surface de condensation est carrée, ce qui ne peut être obtenu qu'avec une structure 2D, le réseau capillaire a pour côté 4 cm. Ceci représente un gain non négligeable en terme de distance à parcourir par le fluide et engendre donc des chutes de pression visqueuses moins importantes. De même, le caloduc est beaucoup moins influencé par la pesanteur car la hauteur que le liquide doit remonter est beaucoup plus petite.

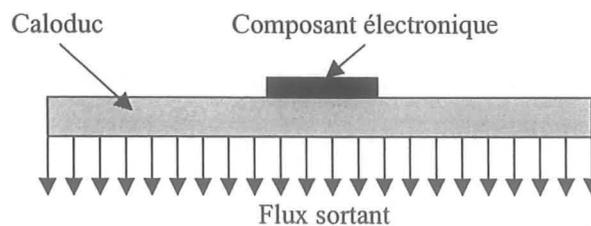


Figure 5.23 : Cas d'un répartiteur

Des caloducs réalisés à partir de ce type de réseau capillaire peuvent également être utilisés comme extracteurs de chaleur pour le refroidissement de l'électronique embarquée. En effet, dans ce type de dispositif, les cartes électroniques sont fixées entre deux armatures métalliques qui servent à évacuer le flux de chaleur créé par les composants (Figure 5.24.a). Il est alors possible d'améliorer l'échange thermique en insérant un caloduc directement dans la carte électronique ce qui peut diminuer fortement les gradients thermiques entre les composants et les armatures métalliques (Figure 5.25.b). Une structure capillaire 2D est alors nécessaire pour pouvoir ramener le liquide vers chaque composant électronique.

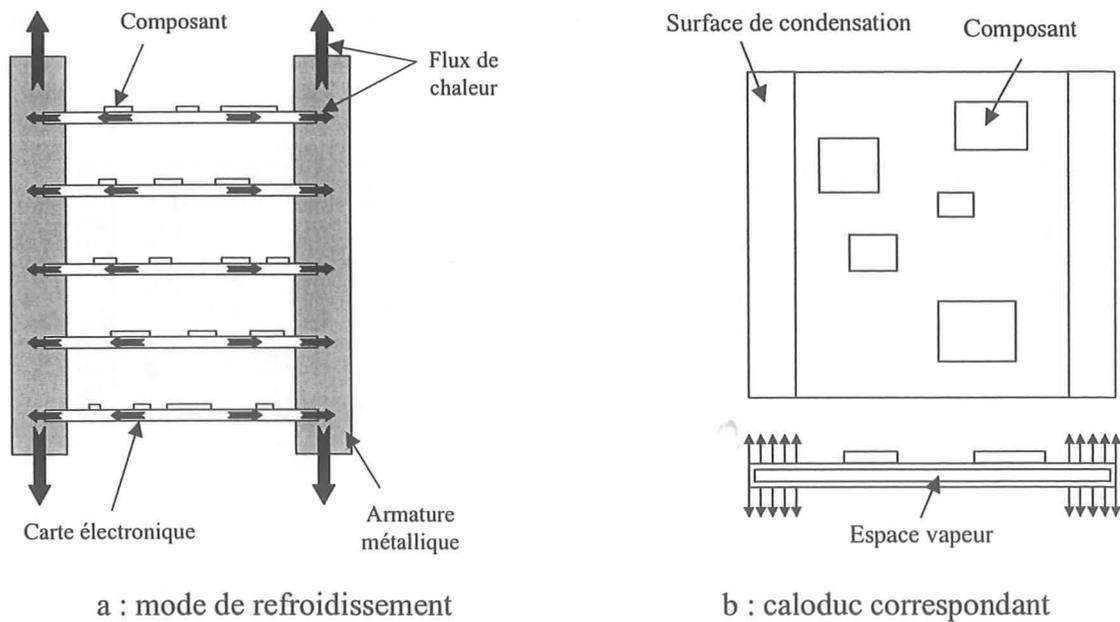


Figure 5.25 : Utilisation de caloducs pour refroidir l'électronique embarquée

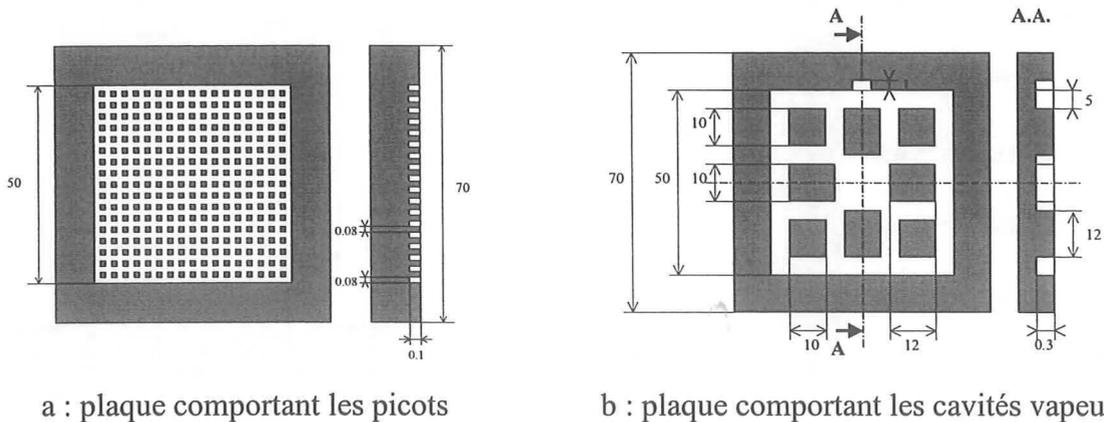
Des résultats expérimentaux sont déjà publiés sur les caloducs ayant un réseau capillaire à picots et étant utilisés comme répartiteurs de chaleur. Nous avons donc choisi d'étudier ce genre de structures mais avec une utilisation pour le refroidissement de l'électronique embarquée. Le prochain paragraphe présente la réalisation et l'étude expérimentale de ce type de caloduc.

5.2.4.2 Réalisation d'un prototype

Structure étudiée :

N'ayant pas réalisé de modèle des écoulements pour les structures capillaires 2D, nous n'effectuerons dans cette partie que des essais expérimentaux. Pour ne pas avoir de surprise, nous avons donc réalisé un réseau capillaire comparable à ceux trouvés dans la littérature. Celui que nous avons choisi est constitué de picots carrés [ADK]. Le caloduc est constitué de deux plaques collées entre elles dont l'une comporte le réseau capillaire et l'autre des passages vapeur (Figure 5.26). Les picots font $80\ \mu\text{m}$ de côté sur $100\ \mu\text{m}$ de hauteur et sont espacés de $80\ \mu\text{m}$. Le réseau capillaire mesure $5\ \text{cm}$ de côté et nous avons laissé un espace de $1\ \text{cm}$ aux extrémités du caloduc pour assurer une bonne étanchéité après collage des plaques. Le prototype mesure donc au total $7\text{cm} \times 7\text{cm}$. L'épaisseur de la plaque comportant les picots est d'épaisseur standard c'est-à-dire $500\ \mu\text{m}$. L'autre plaque, comportant le passage vapeur, est constituée de renforts dont les dimensions ont été choisies pour que la flèche, due à la déformation de la paroi lorsque le caloduc est rempli ne soit pas trop importante. La hauteur de ces renforts est $300\ \mu\text{m}$. Nous avons donc choisi une épaisseur de la plaque de $600\ \mu\text{m}$

pour éviter d'avoir une épaisseur de paroi trop réduite. Le liquide caloporteur est toujours l'eau.



a : plaque comportant les picots

b : plaque comportant les cavités vapeur

Figure 5.26 : Dimensions du prototype étudié

Performances thermiques attendues :

L'estimation des performances thermiques peut être faite grâce aux méthodes présentées dans le paragraphe 3.4. Comme nous n'avons pas pu résoudre le problème de la micro région pour l'eau, nous avons utilisé une méthode macroscopique afin d'estimer la conductivité thermique équivalente à l'évaporateur. D'après Pandraud et coll. [PAN], cette modélisation peut être faite à partir du modèle de Chi [CHI]. Les paramètres géométriques du réseau capillaire sont décrits sur la Figure 5.27.

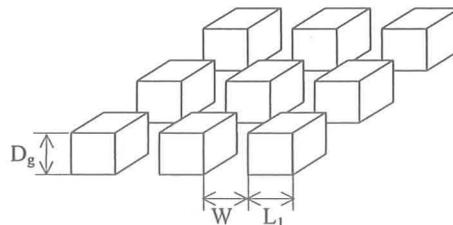


Figure 5.27 : Paramètres géométriques du réseau capillaire

En effet, Chi propose une valeur du coefficient d'échange dû à la zone d'accrochage du ménisque valant $k_l/0.185L_l$ dans le cas d'une ailette de rainure rectangulaire de largeur L_l . La résistance thermique d'une ailette de longueur L_l vaut donc $0.185/(k_lL_l)$. Or cette valeur surestime la valeur de la résistance thermique d'un picot car, dans ce cas, le ménisque d'accrochage entoure complètement celui-ci et est donc deux fois plus long que le ménisque accroché sur une rainure de longueur L_l . La résistance thermique de la zone d'accrochage du ménisque autour d'un picot vaut donc $0.185/(2k_lL_l)$. Pour trouver la résistance thermique totale du picot, il suffit alors d'ajouter à cette dernière la résistance thermique due à la conduction qui a pour valeur $t_g/(k_pL_l^2)$ si on suppose que le flux de chaleur est uniforme sur

toute la surface du picot. Cela nous permet ensuite de calculer la résistance thermique totale du picot qui est alors $0.185/(2k_l L_1) + t_g/(k_p L_1^2)$.

Comme dans le cas des rainures axiales, le flux de chaleur passe également par le liquide. Pour le calcul de la résistance thermique de cette zone, nous supposons que le flux de chaleur est uniforme sur toute la surface de liquide. La résistance thermique due au liquide est, dans ce cas, $t_g/(k_l W(W+2L_1))$. Après avoir mis en parallèle les résistances thermiques dues au passage du flux dans les picots et dans l'eau, nous trouvons une conductivité équivalente du réseau capillaire à l'évaporateur ayant pour expression :

$$k_{eff,e} = k_l \frac{10.8L_1 t_g + W(W+2L_1)}{(L_1 + W)^2} \quad \text{éq. 5.1}$$

Pour le calcul de la conductivité équivalente au condenseur, nous reprenons également la méthode de Chi [CHI]. Pour rappel, ce calcul consiste simplement à mettre en parallèle la résistance thermique des picots (sans zone d'accrochage) et celle de l'eau. L'expression obtenue est alors :

$$k_{eff,c} = \frac{(W^2 + 2WL_1)k_p + L_1^2 k_p}{(L_1 + W)^2} \quad \text{éq. 5.2}$$

La connaissance des conductivités équivalentes au condenseur et à l'évaporateur nous permet d'estimer les performances thermiques du caloduc. Nous avons, pour cela, fait des simulations avec le logiciel Flotherm©. Comme nous allons le voir dans la partie test, la zone d'évaporation se trouve au centre du caloduc côté picots et les zones de condensation sont imposées sur deux extrémités opposées du caloduc également côté picots (Figure 5.28). Cette configuration permet d'utiliser le caloduc dans toutes les positions. Les dimensions de la source chaude sont 1cm*1cm et celles des deux sources froides sont 1.5cm*7cm.

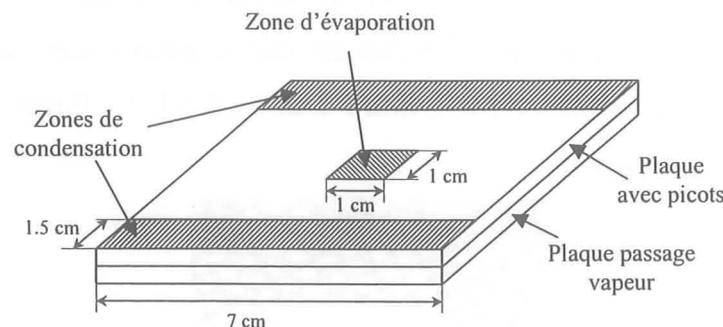
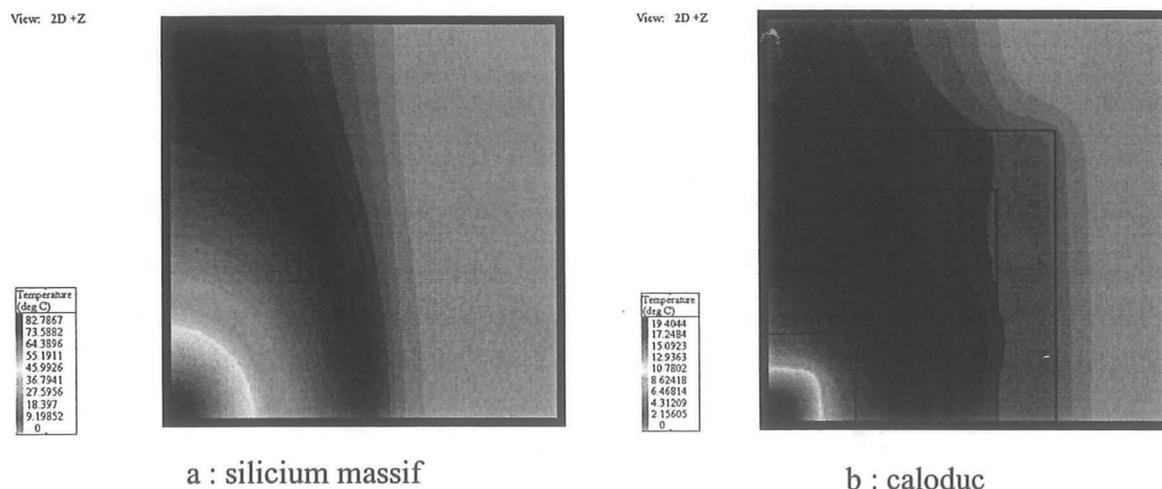


Figure 5.28 : Zones d'évaporation et de condensation

La Figure 5.29 compare les résultats de simulation, dans cette configuration de chauffage et de refroidissement, du prototype et ceux du silicium massif ayant les mêmes dimensions

extérieures. Cette figure représente la carte de température d'un quart de la face du caloduc comprenant la source chaude et la source froide. La puissance injectée est 10 W et la température de la source froide est 0°C. Nous voyons que, grâce à l'introduction du caloduc, la différence entre température maximale au niveau de la source chaude et la température du puits froid est quasiment divisée par 4. Une série de simulations a montré que le caloduc a les mêmes performances thermiques qu'un matériau massif de conductivité thermique proche de $750 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$.



a : silicium massif

b : caloduc

Figure 5.29 : Comparaison entre le silicium massif et le caloduc

Grâce à cette étude thermique, nous venons de montrer que ce caloduc peut être très performant. Nous allons maintenant voir comment le réaliser.

Fabrication du caloduc :

La première étape de réalisation consiste à graver les plaques comprenant les picots et les passages vapeur. Cette étape technologique a été effectuée au LAAS dans le cadre du Groupement De Recherche « Intégration des Systèmes de Puissance ». Compte tenu des dimensions requises, la plaque avec les picots est usinée grâce à une technique de gravure sèche par plasma et l'autre plaque par gravure humide KOH. La Figure 5.30 représente le réseau capillaire obtenu après gravure.

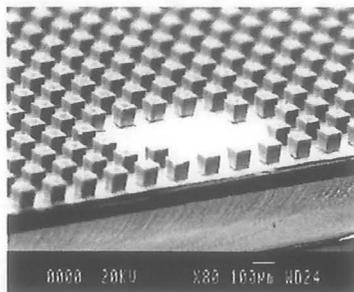


Figure 5.30 : Le réseau capillaire du prototype à picots

Après cette étape de gravure, il faut réaliser le trou de remplissage puis coller les deux plaques entre elles. Ces deux étapes ont été faites au CEA/LETI grâce aux mêmes techniques que celles employées pour réaliser les caloducs à rainures, c'est-à-dire découpe laser pour le trou et Silicon Direct Bonding pour le collage. La fabrication du trou n'a pas posé de problèmes mais, comme nous pouvons le voir sur la Figure 5.31, le collage n'a pas été satisfaisant. En effet, les zones où le collage a été bien effectué (zones gris clair) ne représentent qu'une très faible partie de la surface totale. Nous avons donc décidé, la photographie ayant été faite avant le recuit, de décoller les deux plaques et d'utiliser de la colle. Ces problèmes de collage sont principalement dus à la présence de défauts d'état de surface sur la plaque comportant les cavités vapeur.

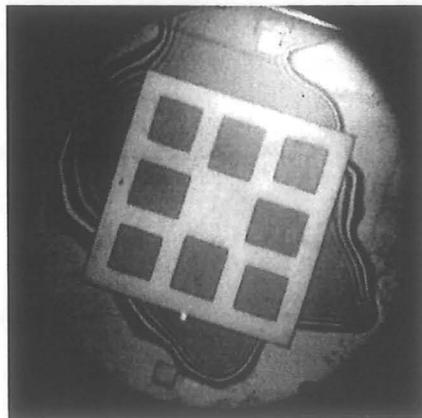


Figure 5.31 : Résultat du collage des plaques (infra rouge)

Comme le collage des plaques n'a pas été réalisé par Silicon Direct Bonding, nous avons stoppé là les manipulations faites en salle blanche. En conséquence, les métallisations destinées au brasage du tuyau de remplissage et du composant de chauffage n'ont pas été réalisées. Ces derniers ont donc été collés directement sur le caloduc.

La fabrication du prototype étant présentée, nous allons, dans le prochain paragraphe, décrire le banc de test utilisé pour vérifier son bon fonctionnement.

5.2.4.3 Tests thermiques

Le dispositif de tests thermiques est représenté sur la Figure 5.32. La source chaude est constituée par une résistance du type de celle que nous avons présentée Figure 5.21. La source froide est, elle, réalisée par une plaque à eau usinée de telle sorte que les zones de condensation soient les mêmes que celles décrites Figure 5.28. Le remplissage est effectué par la méthode de la micro seringue. Nous avons prévu, contrairement aux expériences faites sur les caloducs à rainures en silicium, de réaliser un banc permettant de vider et de remplir le

caloduc afin de pouvoir injecter différentes quantités d'eau et également de pouvoir remettre le caloduc en route lorsqu'il est pollué par des gaz incondensables.

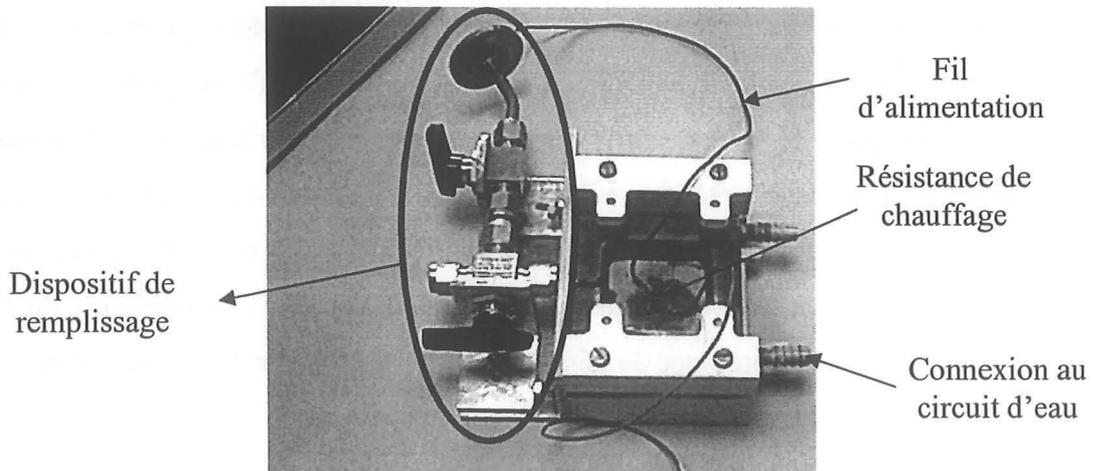


Figure 5.32 : Dispositif de test du caloduc à picots carrés

Avant de remplir le caloduc et de faire les tests thermiques, nous avons fait le vide à l'intérieur du caloduc afin de visualiser les éventuelles déformations de paroi. Rappelons que la paroi côté picots a $400\ \mu\text{m}$ d'épaisseur et que celle côté cavité a $300\ \mu\text{m}$ d'épaisseur. Aucune déformation n'est visible à l'œil nu côté picots (donc côté résistance). Par contre, nous observons une déformation très importante sur la face opposée (Figure 5.33). Nous n'avons pas pu la mesurer car le dispositif était trop volumineux pour pouvoir utiliser l'interféromètre laser. Nous avons tout de même estimé que cette déformation avait une flèche de l'ordre de $100\ \mu\text{m}$. Cela confirme donc que la conception d'un caloduc de ce type doit comporter une étude de résistance des matériaux afin de valider la faisabilité du produit.

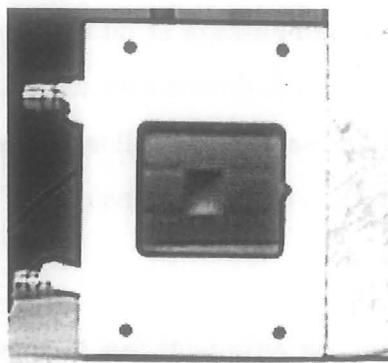
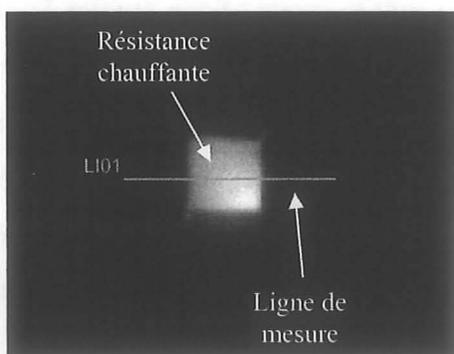


Figure 5.33 : Vue de dessous du caloduc vide - visualisation d'une déformation

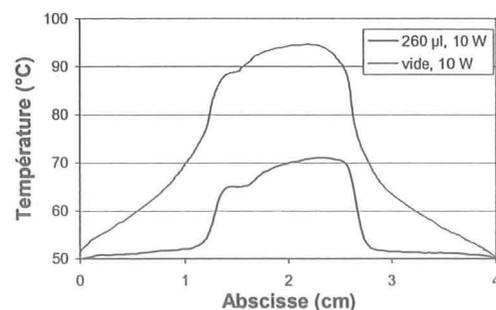
Les mesures de température ont, comme pour le cas des caloducs à rainures en silicium, été réalisées par thermographie infrarouge. Cette méthode comporte, comme nous l'avons déjà vu, de nombreux défauts. En particulier, le système n'est pas isolé ce qui fausse fortement les mesures lorsque la puissance injectée dans le caloduc n'est pas très importante. A contrario,

elle est très pratique puisqu'elle nous permet de voir de manière assez rapide si le caloduc fonctionne ou pas.

La Figure 5.34 représente une image infrarouge de la face du caloduc contenant la résistance de chauffage ainsi que l'évolution de la température le long de la ligne de mesure dans le cas où le caloduc est vide et dans le cas où nous avons injecté une quantité d'eau de 260 μl à l'intérieur. Le caloduc est en position horizontale avec la source chaude se trouvant sur la surface supérieure. La puissance dans les deux cas est de 10 W et la température de l'eau de refroidissement est de 50°C. Nous pouvons remarquer grâce à ces deux images que la colle est mal répartie sous la source chaude car la température maximale ne se trouve pas en son centre. D'autre part, nous pouvons également constater que la résistance thermique ramenée par cette colle est loin d'être négligeable. Nous ne pouvons donc pas conclure sur la valeur du coefficient d'échange à l'évaporateur. Par contre, l'observation de la température en dehors de la zone comprenant la source chaude montre que la pente de la courbe correspondant au caloduc rempli est largement inférieure à l'autre ce qui montre que le caloduc fonctionne bien. Des tests sur l'influence de la gravité ont également été menés. Dans ce cadre, nous avons pu voir que le caloduc fonctionnait correctement dans toutes les positions sans variation notable du champ de température sur ses faces.



a : image infrarouge



b : comparaison caloduc vide et rempli

Figure 5.34 : Mesures de température à la caméra infrarouge sur le caloducs à picots (température d'eau : 50°C)

Grâce aux études théoriques menées au paragraphe 5.2.4.1, nous avons pu montrer que les réseaux capillaires à picots carrés pouvaient être intéressants en particulier pour le refroidissement des systèmes électroniques embarqués. Ensuite, nous avons montré comment les réaliser et que leur fonctionnement ne posait pas de problèmes. Nous allons dans le prochain paragraphe montrer que la forme des picots peut avoir des conséquences non négligeables sur les performances du caloduc.

5.2.4.4 Influence de la forme des picots sur l'échange thermique à l'évaporateur

Lors de notre étude bibliographique, nous avons pu constater que Adkins et coll. [ADK2] proposaient plusieurs géométries pour la réalisation des picots. Nous avons pu également remarquer que la géométrie à picots en croix, plus particulièrement étudiée par Benson et coll. [BEN], paraissait être plus performante thermiquement et hydrauliquement que celle à picots carrés présentée par Shen et coll. [SHE]. Afin d'expliquer la différence entre les deux structures, nous allons réaliser une étude qualitative reposant sur le fait que l'échange à l'évaporateur est fortement affecté par la zone d'accrochage du ménisque. En effet, les performances thermiques sont intimement liées à cette région qui présente les performances thermiques les plus faibles. Plus particulièrement, nous pouvons dire que, plus la zone d'accrochage du ménisque est grande pour une même surface du réseau capillaire, plus l'échange est bon. Pour cela, nous allons définir et présenter un paramètre noté M qui représente le facteur de mérite thermique du réseau capillaire. Grâce à lui, nous allons montrer les limites des picots carrés et nous verrons pourquoi d'autres types de structures peuvent être utilisés afin d'obtenir des performances thermiques et hydrauliques meilleures.

Détermination du facteur de mérite thermique M :

Afin de déterminer une expression de ce facteur de mérite, nous allons étudier le cas des rainures axiales. Pour ce type de réseau capillaire, si la somme de la largeur de rainure plus celle d'ailette reste constante, l'échange thermique à l'évaporateur reste quasiment constant. En effet, si nous prenons cette somme égale à $160 \mu\text{m}$ et une profondeur de rainure égale à $300 \mu\text{m}$, le calcul, réalisé avec la méthode Chi [CHI] (§ 3.4.2.2), donne une valeur de conductivité thermique équivalente égale à $6.4 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ si $L_I=W$ (Figure 5.35.a) et $6.25 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ si $L_I=W/2$ (Figure 5.35.b). Ces résultats, très proches, s'expliquent par le fait que, si la surface engendrée par une rainure et une ailette reste constante, le rapport entre la longueur du ménisque d'accrochage et cette surface n'est pas modifié lorsque la largeur de l'ailette varie. Notre facteur de mérite doit donc prendre en considération ce rapport. Si nous laissons ce facteur tel quel, il varie en fonction des dimensions du réseau capillaire. Pour cette raison, nous multiplions ce rapport par la somme de la largeur d'ailette et de la largeur de rainure. Nous obtenons alors un nombre sans dimension qui est égal à 2 dans le cas des rainures axiales. Ce type de réseau capillaire constituera dans la suite une référence, nous divisons donc le résultat obtenu précédemment par deux afin que la valeur de son facteur de mérite soit égal à un. Celui-ci s'exprime alors de la manière suivante :

$$M = \frac{\text{longueur ménisque}}{\text{surface évaporateur}} \frac{W + L_1}{2} \quad \text{éq. 5.3}$$

Amélioration des performances hydrauliques :

Pour diminuer les frottements visqueux, il est intéressant d'avoir une section de passage du fluide qui soit la plus grande possible ce qui veut dire que la largeur de l'ailette doit être, si possible, inférieure à celle de la rainure. La particularité du réseau capillaire à rainures est que M reste égal à un lorsque le rapport de ces deux largeurs varie. En conséquence, l'amélioration des performances hydrauliques de ce type de réseau capillaire introduit très peu de changements sur les performances thermiques à l'évaporateur. Nous allons voir maintenant ce qu'il en est des réseaux capillaires à picots carrés.

Facteur de mérite du réseau capillaire à picots carrés :

Le facteur de mérite du réseau capillaire à picots carrés s'exprime de la manière suivante :

$$M = \frac{4L_1}{(L_1 + W)^2} \frac{(L_1 + W)}{2} = \frac{2L_1}{L_1 + W} \quad \text{éq. 5.4}$$

Prenons maintenant le cas d'un réseau capillaire à picots carrés avec également une somme $L_1 + W$ égale à 160 μm . Lorsque $W = L_1$ (Figure 5.35.c), le facteur de mérite est égal à 1 et la valeur de la conductivité équivalente, calculée avec la méthode présentée au paragraphe 5.2.4.2, est égale à 7 $\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$. Cette valeur est proche des 6.4 $\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ du réseau capillaire à rainures axiales qui a lui aussi un facteur de mérite égal à un. Par contre, si nous désirons augmenter les performances hydrauliques en prenant $L_1 = W/2$ (Figure 5.35.d), la valeur de la conductivité thermique équivalente devient 4.9 $\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$. Cette diminution est confirmée par le calcul du nombre de mérite qui vaut, dans ce cas, 2/3 et qui montre ainsi que les performances thermiques sont amoindries lorsque nous voulons augmenter les performances hydrauliques.

En conclusion, nous pouvons dire que le plus gros inconvénient du réseau capillaire à picots carrés est qu'il ne permet pas d'augmenter la section de passage du liquide (donc les performances hydrauliques) sans diminuer l'échange thermique à l'évaporateur. Ceci explique pourquoi Adkins et coll. [ADK2] proposent d'autres géométries de picots permettant d'augmenter les performances hydrauliques sans altérer les performances thermiques. Pour montrer cela, nous allons étudier le réseau capillaire à picots en croix.

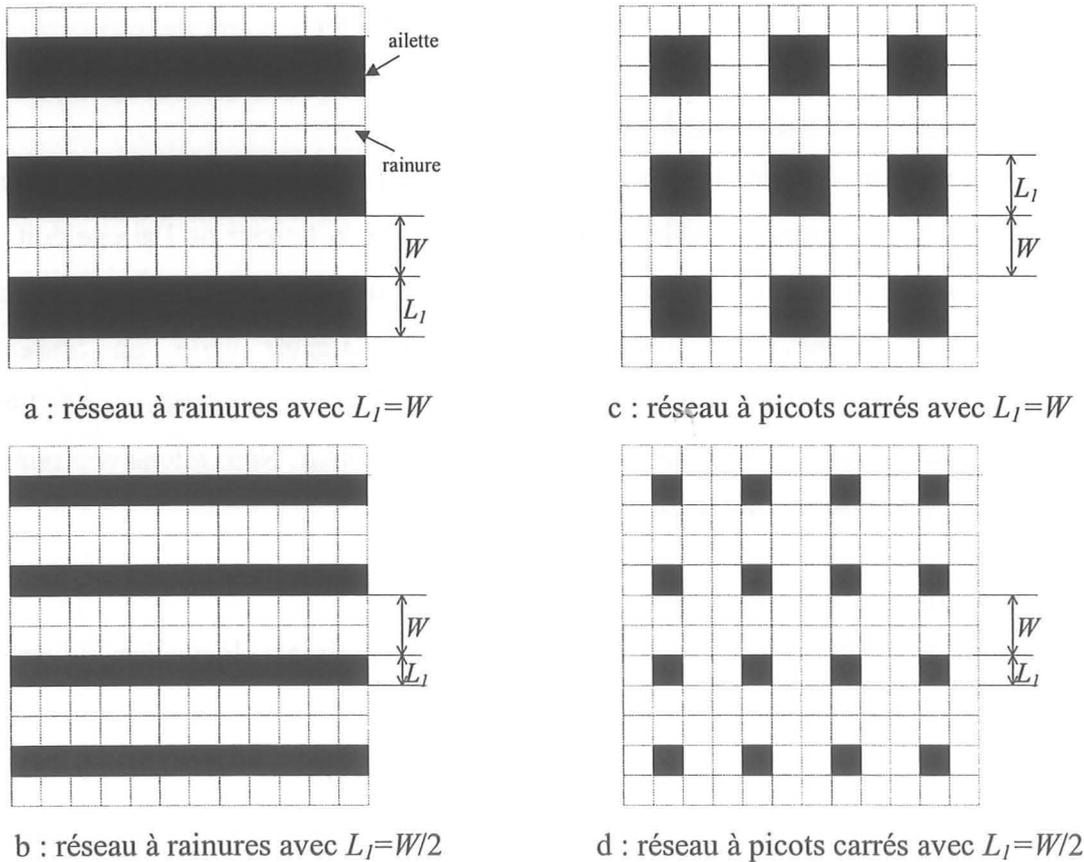


Figure 5.35 : Vue de dessus des rainures axiales et des picots carrés

Cas du réseau capillaire en croix :

La Figure 5.36 représente ce type de réseau capillaire en vue de dessus. Nous pouvons remarquer que la largeur d'ailette est deux fois plus petite que celle des rainures ce qui nous place dans un cas défavorable du réseau capillaire à picots carrés qui a alors un facteur de mérite égal à $2/3$. Le rapport longueur de ménisque/surface de l'évaporateur, déterminé de manière géométrique grâce au motif de base, est égal, ici, à $36/(58L_f)$. Le facteur de mérite de ce réseau capillaire vaut donc 0.93. Cette valeur qui est proche de un montre que, même si nous augmentons la largeur de la rainure par rapport à celle de l'ailette, il est possible d'avoir un échange thermique à l'évaporateur du même ordre de grandeur que celui obtenu avec des rainures axiales. Néanmoins, pour comparer totalement les réseaux capillaires, il faudrait réaliser une étude des chutes de pression visqueuses car il est fortement probable que les chutes de pression dans le réseau capillaire à picots en croix soient supérieures à celles obtenues avec les picots carrés, les zones de contact entre la paroi et le fluide étant plus importantes.

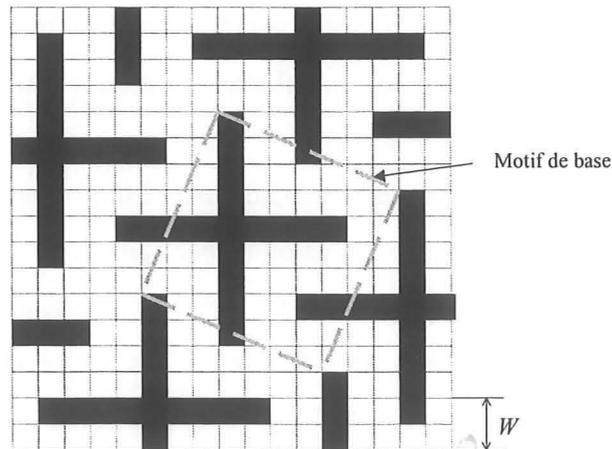


Figure 5.36 : Vue de dessus du réseau capillaire à picots en croix

5.2.5 Bilan

Grâce aux études expérimentales menées sur les caloducs à rainures axiales et à réseau capillaire 2D, nous avons montré quels moyens technologiques pouvaient être utilisés pour réaliser des caloducs plats en silicium avec un espace vapeur continu. Des tests thermiques ont montré que les dispositifs réalisés fonctionnaient bien même si nous n'avons pas pu confirmer les résultats théoriques sur les limites de fonctionnement et les échanges thermiques au condenseur et à l'évaporateur. Nous avons également vu que, grâce aux moyens de gravure utilisés en microélectronique, il était possible de réaliser des réseaux capillaires ne pouvant pas l'être par les moyens classiques d'usinage des rainures dans le métal. Les exemples décrits traitaient en particulier des picots carrés et des picots en croix.

Nous allons voir dans la dernière partie de ce chapitre que l'utilisation d'autres matériaux tels que les céramiques peut s'avérer intéressante en vue d'une intégration des caloducs dans les systèmes de puissance. Nous verrons ensuite que la technologie LIGA permet de réaliser des réseaux capillaires encore plus complexes que ceux présentés dans le cadre du silicium. Ceux-ci semblent même encore plus prometteurs en terme de performances hydrauliques.

5.3 Utilisation d'autres matériaux et d'autres technologies

5.3.1 Les céramiques

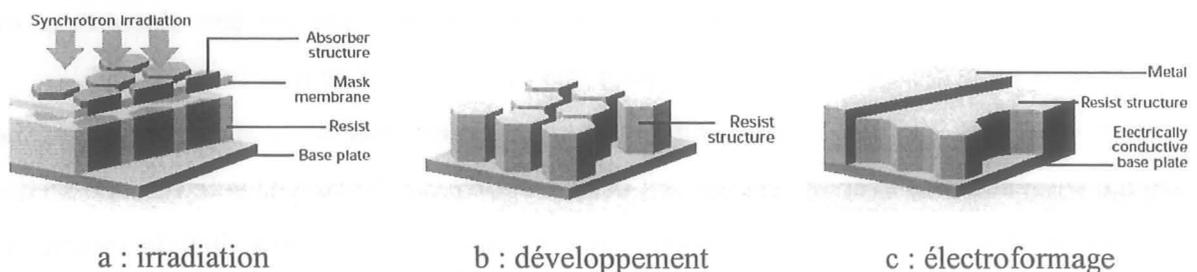
Les composants d'électronique de puissance ont pour particularité d'avoir une structure verticale ce qui signifie que le courant entre par une de leurs faces et sort par l'autre. En conséquence, si on veut reporter des composants sur un même caloduc, il faut qu'ils soient électriquement isolés entre eux. Pour répondre à cette contrainte, la première solution consiste à rajouter une interface isolante entre le caloduc et les composants mais celle-ci est très

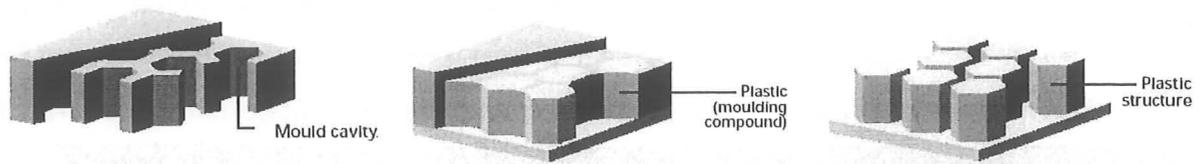
Des caloducs peuvent donc être réalisés à partir de matériaux isolants électriques et très peu conducteurs de la chaleur. Notre étude bibliographique montre que leur réalisation peut être beaucoup plus complexe et que le coût de réalisation peut rapidement devenir élevé. Dans la prochaine partie, nous allons voir que, lorsque le facteur isolation n'est pas important, il est possible d'utiliser des techniques basées sur le procédé LIGA permettant de réaliser des dispositifs métalliques performants pouvant être produits à coût réduit.

5.3.2 La technologie LIGA

5.3.2.1 Description

Le procédé LIGA est une technique de fabrication de micro composants. Elle se décompose en 3 étapes : lithographie, électroformage et réplique. Le but des étapes de lithographie et d'électroformage est de créer des parties de moules dont la forme sera répliquée par des polymères, des céramiques ou des métaux. A partir d'un moule réalisé par la technologie LIGA, il est possible de fabriquer de nombreuses répliques pour une production de masse. Le terme LIGA vient de l'acronyme allemand Lithographie, Galvanoformung (électroformage), Abformung (moulage). Il repose sur le principe de l'exposition d'un matériau de type résine photosensible à des radiations (X ou Ultra Violet par exemple) à travers un masque représentant le motif à répliquer (Figure 5.39.a). Une fois le motif en résine obtenu (Figure 5.39.b), la structure est réalisée par électroformage (Figure 5.39.c). Cette étape technologique consiste à reproduire le négatif de la structure en résine obtenue précédemment. Cet électroformage peut se faire avec différents matériaux : Nickel (le plus courant), Cuivre, Or, alliage Fer – Nickel. La résine est ensuite éliminée et nous nous retrouvons la pièce avec le motif souhaité avec une excellente précision (Figure 5.39.d). Cette pièce de moule peut servir telle quelle ou par exemple pour un moulage par injection de polymère (Figure 5.39.e et f).





d : moule métallique

e : remplissage du moule

f : structure polymère

Figure 5.39 : Les principales étapes technologiques du procédé LIGA
(<http://imm.mediadialog24.de>)

Un des avantages de cette technologie est qu'elle permet d'obtenir des pièces pouvant avoir des parties dont les tailles latérales sont de l'ordre de 1 à 10 microns, sur des hauteurs de plusieurs centaines de microns, voire de quelques millimètres. Les rapports hauteur / largeur peuvent donc être importants. Ils dépendent en partie de la puissance de l'irradiation. Le rayonnement X ou synchrotron est celui qui permet d'obtenir les rapports les plus importants. Un autre avantage est la possibilité de soumettre la pièce à plusieurs irradiations ce qui permet de réaliser des structures métalliques beaucoup plus complexes que celles pouvant être obtenues avec les techniques de la microélectronique.

Toute cette partie montre que cette technologie peut servir pour réaliser des structures en polymères mais, si on s'arrête à l'étape d'obtention du moule, nous voyons qu'il est également possible de réaliser des structures métalliques de formes très variées. Nous verrons dans le prochain paragraphe que ces structures ont un intérêt certain pour les applications caloducs.

5.3.2.2 Application du LIGA aux caloducs

Comme nous l'avons déjà dit, la technologie LIGA permet d'avoir des rapports de forme très élevés et même bien plus élevés que ceux que l'on peut obtenir avec la gravure sèche par plasma du silicium. En conséquence, les performances hydrauliques de la phase liquide peuvent être améliorées car des largeurs d'ailette plus faibles peuvent être obtenues ce qui augmente la section de passage du fluide pour une même largeur de rainure.

D'autre part, les technologies du silicium ne permettent pas d'obtenir certaines formes facilement réalisables avec le LIGA. C'est cette propriété que Benson et coll. [BEN3] mettent en exergue. En effet, ils présentent une structure capillaire à rainures dont le sommet est partiellement bouché par des « champignons ». Ceux-ci sont obtenus par électroformage dont le dépôt électrolytique en or ou en nickel dépasse de la résine. Ils permettent ainsi de réduire l'interaction entre la phase liquide et la phase vapeur qui est, comme nous l'avons déjà vu, très pénalisante pour les performances hydrauliques du caloduc. Le matériau support utilisé

est du Kovar qui est un alliage Ni-Co-Fe-Si-Mn-C. Benson et coll.[BEN2] montrent que ce caloduc a un coût de production 30 fois plus faible que celui du silicium pour des performances thermiques équivalentes.

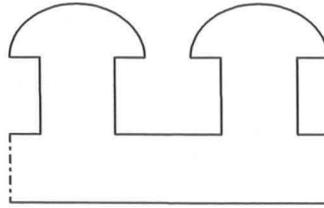


Figure 5.40 : Rainure réalisée par le procédé LIGA

Cette technique pourrait également permettre de réaliser des caloducs partiellement ou totalement en polymère. Ces matériaux, dont la masse volumique est proche de celle de l'eau, ouvrent la voie vers la réalisation de dispositifs plus légers et moins chers que ceux obtenus avec la solution silicium qui est actuellement la plus avantageuse en terme de poids [TAN].

5.4 Conclusion

Ce chapitre était consacré à l'utilisation des nouvelles technologies pour l'intégration de caloducs en électronique de puissance. Nous avons axé notre présentation sur l'utilisation du silicium car ce matériau présente simultanément une bonne conductivité thermique et une faible masse volumique, ce qui permet de réaliser des dispositifs performants et de faible poids. De plus, les contraintes de dilatation thermique entre matériaux de différentes natures sont éliminées car le caloduc est réalisé avec le même matériau que le composant de puissance. Dans un premier temps, nous avons présenté une étude bibliographique qui a montré que les caloducs à espace vapeur continu paraissaient être plus intéressants que les microcaloducs en termes de puissance transférable et d'amélioration de la conductivité équivalente. En effet, les références traitant de ces derniers annonçaient des puissances maximales de l'ordre de 5 W sur des distances de transport du fluide inférieures à 3 cm ce qui est insuffisant pour des applications comme l'électronique de puissance.

Nous avons donc, dans un deuxième temps, présenté la réalisation et l'étude expérimentale de caloducs à rainures axiales de longueur 5 cm en silicium. Les tests thermiques montrent que les caloducs fonctionnent pour des puissances supérieures à 10 W. Si les résultats de modélisation sont confirmés, ce type de caloduc pourrait même pouvoir faire transiter des puissances supérieures à 40 W s'il est utilisé avec les sources aux extrémités opposées et, supérieures à 100 W s'il est utilisé comme répartiteur de chaleur. Un autre atout de ces prototypes est leur poids puisqu'ils pèsent moins de 4 g.

Nous avons ensuite montré, grâce à une étude théorique et expérimentale, que l'utilisation du silicium avait pour avantage de permettre la réalisation de réseaux capillaires 2D pouvant être très intéressants dans des applications comme l'électronique embarquée.

Les prototypes testés ont montré qu'une étude de résistance des matériaux était nécessaire lors du dimensionnement des caloducs en silicium. En effet, des déformations de la paroi de plusieurs dizaines de microns ont été constatées. Celles-ci impliquent une forte dégradation des propriétés thermiques des interfaces entre les sources chaude et froide et le caloduc.

Enfin, des références traitant de l'utilisation des céramiques ont été présentées. L'intérêt de ce type de matériau est qu'il permet, de par ses propriétés d'isolation électrique, de rapporter des composants de puissance portés à des potentiels électriques différents sur le même caloduc. Nous avons également présenté la technologie LIGA qui permet de réaliser des caloducs métalliques avec des réseaux capillaires de même type et même plus performants que ceux en silicium.

En conséquence, les matériaux et donc les procédés pour réaliser les caloducs sont très nombreux puisque, en plus des méthodes d'usinage classiques, il est possible d'utiliser les nouvelles technologies telles que les techniques de gravure du silicium et le procédé LIGA. Ces dernières permettent de réaliser des structures capillaires plus complexes utilisant des matériaux qui n'étaient pas encore envisagés il y a encore quelques années et, ainsi, de trouver de nouvelles applications aux caloducs.

Conclusions et perspectives

A cause de l'augmentation des densités flux de chaleur dissipées par les composants semiconducteurs, la conception d'un dispositif électronique doit être accompagnée d'une étude de thermique. Ainsi, suivant les densités flux de chaleur dissipées par les composants d'une application, il faut choisir le type de refroidisseur adapté. Il apparaît que pour les densités flux de chaleur inférieures à la centaine de Watts par centimètre carré, l'utilisation de caloducs peut s'avérer intéressante lorsque les critères poids, encombrement, consommation, maintenance et/ou isolation de l'environnement extérieur sont importants.

C'est pourquoi, après avoir décrit les principaux types de refroidisseurs utilisés actuellement en électronique et en électronique de puissance et, après les avoir comparé en terme de performances, nous avons présenté différentes corrélations de caloducs permettant de prévoir les limites de fonctionnement ainsi que leur comportement thermique. Un bilan des principales étapes de réalisation de ces structures a également été exposé. Mais, de par la grande variété des caloducs, cette partie du mémoire reste très générale et ne suffit généralement pas pour connaître les performances d'un dispositif particulier.

Nous avons alors limité notre étude aux caloducs miniatures plats facilement intégrables dans des dispositifs électroniques. Dans ce cadre, nous avons commencé par nous intéresser aux caloducs à rainures axiales car, grâce à une étude bibliographique, nous avons pu constater que les flux échangés pouvaient atteindre des valeurs supérieures à 100 W sur des distances supérieures à 10 cm en position horizontale avec des surfaces de dissipation inférieures à 1 cm². Néanmoins, leur principal défaut est que leur fonctionnement est fortement influencé par les forces de volumes telles que la pesanteur. Ceci a été confirmé par une étude expérimentale sur un caloduc du commerce montrant que les échanges dans le caloduc étaient modifiés lorsqu'il fonctionnait en mode thermosiphon et que celui ci ne fonctionnait plus lorsque l'évaporateur se trouvait en dessus du condenseur même avec de faibles angles d'inclinaison. Cette partie a également montré l'importance du dégazage du fluide et de l'enveloppe pour limiter au maximum la présence de gaz incondensables. Enfin, une autre étude expérimentale sur un prototype entièrement réalisé au laboratoire a montré que les caloducs à rainures pouvaient être utilisés comme répartiteurs de chaleur. La puissance transférée dans ce cas là était de 110 W en position horizontale et verticale. Le principal défaut de ce prototype était que le coefficient d'échange à l'évaporateur était trop faible pour que son utilisation comme

répartiteur de chaleur puisse être intéressante. De plus, son mode de réalisation ne permettait pas une fabrication de masse puisqu'il était usiné à la fraise.

Nous avons donc, dans un deuxième temps, présenté des structures dont le réseau capillaire était constitué de poudres métalliques frittées. Celles-ci permettent à la fois une réalisation de masse et un fonctionnement qui n'est pas trop affecté par la pesanteur. Un principe de modélisation hydraulique reposant sur une analogie avec l'électrostatique a été présenté et a également été vérifié par une étude expérimentale menée en collaboration avec le laboratoire GPM2. Cette même étude a montré que, dans le cas où le caloduc est utilisé avec les sources chaude et froide aux extrémités opposées, les puissances transférées restent inférieures à 50 W pour une distance de transport proche de 10 cm et que l'influence de la gravité n'est pas très importante (diminution de la limite capillaire de l'ordre de 10 W). Cette partie a également montré, lors d'une étude thermique sur un produit du marché, que l'utilisation de ce genre de caloduc comme répartiteur de chaleur pouvait s'avérer très intéressante.

Enfin, la dernière partie de ce mémoire était consacrée à l'apport des nouvelles technologies pour l'intégration de caloducs dans des dispositifs électroniques. La réalisation de caloducs en silicium a été plus particulièrement abordée. Nous avons pu ainsi montrer que, grâce aux technologies de la micro électronique, il était possible de réaliser des caloducs à rainures très fines permettant de limiter l'influence des forces de volume. Nous avons également présenté des structures capillaires à picots. Celles-ci permettent d'augmenter l'étendue des applications des caloducs à rainures. Dans ce cadre, une étude expérimentale sur un caloduc à rainures axiales rectangulaires a été menée dans le cadre d'une collaboration avec le CNES, le CEA/LETI et le CETHIL. Elle permet d'exposer une méthode de réalisation de ce type de caloducs ainsi que les problèmes rencontrés lors des tests thermiques. Un prototype à picots carrés a également été réalisé et testé ; il a été développé dans le cadre du Groupement de Recherche « Intégration des systèmes de Puissance ». Puis, à partir de l'exemple des céramiques et de la technologie LIGA, des pistes de recherche sur les matériaux et technologies pouvant servir au développement de caloducs ont été proposées.

Grâce à ce travail, nous disposons maintenant au laboratoire de modèles thermohydrauliques permettant de prévoir les limites de fonctionnement des caloducs plats à rainures et à poudres frittées. Nous avons également acquis un savoir faire sur la réalisation et notamment sur le remplissage de ces dispositifs. Pour ce faire, les techniques de dégazage du fluide et de la paroi, et, en général, les techniques du vide, doivent être maîtrisés. Du travail reste à faire dans ce domaine car la durée de vie de nos prototypes n'est pas assez longue pour qu'ils

puissent être utilisés tels quels. Enfin, la partie expérimentale de ce travail a permis de valider d'une part les procédés de réalisation de caloducs miniatures métalliques plats à rainures et à poudres frittées utilisés comme répartiteurs de chaleur ainsi que les différentes étapes de fabrication des caloducs en silicium, et d'autre part, les modèles thermiques et hydrauliques dans le cas des prototypes en cuivre. Les résultats sur les caloducs en silicium sont très encourageants car tous les prototypes testés ont fonctionné mais il reste un travail important d'instrumentation à réaliser afin de valider tous les modèles présentés.

La partie fiabilité du remplissage et amélioration de l'instrumentation fait l'objet de la thèse de Mariya Ivanova. Elle devrait permettre de valider ou de mettre à défaut les différents modèles présentés lors de cette étude en vue d'améliorer nos connaissances en matière de conception de caloducs en silicium.

Une autre action est actuellement en cours de démarrage dans le cadre d'un RTP qui vise à regrouper des spécialistes de l'électronique de puissance et de la thermique pour mettre au point des techniques de mesure permettant de mieux caractériser les résistances thermiques aux interfaces cachées. Nous espérons ainsi remonter aux valeurs des conductivités thermiques au niveau de réseau capillaire et ainsi améliorer nos connaissances des échanges thermiques au niveau de l'évaporateur et du condenseur.

Bibliographie

- [ADK] **Adkins D.R., Shen D.S., Palmer D.W., Tuck M.R.**, "Silicon heat pipes for cooling electronics", 1st Annual Spacecraft Thermal Control Symposium, 1994.
- [ADK2] **Adkins D.R., Shen D.S., Palmer D.W., Tuck M.R., Grafe G.**, "Heat pipe with embedded wick structure", Sandia Corporation, US Patent, n° 5 947 193, 1999.
- [ALE] **Alexandre A.**, "Etude fine des caloducs rainurés en vue d'une intégration système", Journées d'étude SFT-GUT, 1996.
- [ALE2] **Alexander E.G.Jr.**, "Structure-property relationships in heat pipe wicking materials", Ph.D. Thesis, North Carolina State University, Dept. of Chemical Engineering, 1972.
- [ALI] **Aligoodarz M.R., Kenning D.B.R.**, "Flow boiling in narrow channels", Proc. Eng. Fondation Conference, Convective flow boiling, Taylor and Francis, 1995.
- [AVE] **Avenas Y., Gillot C., Bricard A., Schaeffer C.**, "On the Use of Flat Heat Pipes as Thermal Spreaders in Power Electronics Cooling", 33rd Power Electronics Specialists Conference, Cairns, Australia, June 23-27, 2002.
- [AVE2] **Avenas Y., Ivanova M., Popova N., Schaeffer C., Bricard A.**, "Thermal analysis of thermal spreaders used in power electronics cooling", 37th annual Industry Applications Society Meeting and Conference, Pittsburgh, USA, Oct. 13-17, 2002.
- [AVE3] **Avenas Y., Mallet B., Gillot C., Bricard A., Schaeffer C., Poupon G., Fournier E.**, "Thermal Spreaders for High Heat Flux Power Devices", 7th Thermic Workshop, Paris, France, Sept. 24-27, pp. 59-63, 2001.
- [AVE4] **Avenas Y., Tzanova S., Cezac N., Gillot C., Schaeffer C., Bricard A., Poupon G., Fournier E.**, "Development of a Silicon Micro Heat Spreader for Cooling of Electronic Components", 25th International Spring Seminar on Electronics Technology, pp. 36-40, Prague, Czech. Rep., May 11-14, 2002.
- [AVE5] **Avenas Y., Cézac N., Gillot C., Schaeffer C., Bricard A., Poupon G., Fournier E.**, "Etude et réalisation d'un caloduc plat à rainures en silicium utilisé comme répartiteur de chaleur pour le refroidissement de composants électroniques", Congrès Français de Thermique, pp.733-738, Vittel, 3-6 juin, 2002.
- [AVE6] **Avenas Y., Cézac N., Ivanova M., Gillot C., Schaeffer C., Sanchez J.L.**, "Etude et réalisation de caloducs utilisés comme répartiteurs de chaleur", 9^{ème} colloque Electronique de Puissance du Futur, pp. 7-12, Montpellier, 13-15 novembre, 2002.

- [BAD] **Badran B., Gerner F.M., Ramadas P., Henderson T., Baker K.W.**, "Experimental results for low-temperature silicon micromachined micro heat pipe arrays using water and methanol as working fluid", *Experimental heat transfer*, n° 10, pp. 253-272, 1997.
- [BEJ] **Bejean A.**, "Convection heat transfer", Wiley, pp. 75-82, 1984.
- [BEN] **Benson D.A., Mitchell R.T., Tuck M.R., Adkins D.R., Palmer D.W.**, "Micro-machined heat pipes in silicon MCM substrates", *IEEE MCMC'96 Conference*, pp. 127-129, 1996.
- [BEN2] **Benson D.A., Mitchell R.T., Tuck M.R., Palmer D.W., Peterson G.P.** "Ultrahigh-capacity micromachined heat spreaders" *Microscale Thermophysical Engineering* 2, pp. 21-30, 1998.
- [BEN3] **Benson DA. et coll.**, "Heat pipe with improved wick structure", Sandia Corporation, US Patent, n° 6 056 044, 2000.
- [BRI] **Bricard A., Chaudourne S.**, "Caloducs", *Techniques de l'ingénieur, traité Génie énergétique*, B 9 54 -1 à 24, B9 54 -1 à 2.
- [CAO] **Cao Y., Gao M., Beam J.E., Donovan B.**, "Experiments and Analyses of Flat Miniature Heat Pipes", *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol. 11, Apr-Jun 1997, pp. 158-164.
- [CAR] **Carey V.P.**, "Liquid-vapor phase change phenomena", Taylor & Francis, 1992.
- [COL] **Collier J.P.**, "Convective boiling and condensation", Second Edition, McGraw-Hill, 1972.
- [COT] **Cotter T.P.**, "Principles and Prospects of Micro Heat Pipes", *Proc. 5th International Heat Pipe Conf.*, Tsukuba, Japan, pp 328-335, 1984.
- [CHI] **Chi S.W.**, "Heat Pipe Theory and Practice", McGraw-Hill, 1976.
- [DUN] **Dunn P.D., Reay D.A.**, "Heat pipes", Pergamon, 1994.
- [DUL] **Dul'nev G.N.**, "Heat transfer through solid disperse systems", *Inzhenero-Firichweski Zhurnal*, vol. 9, no. 3, pp. 399-404, 1965.
- [EYG] **Eyglunent B.**, "Manuel de thermique : théorie et pratique", Hermès, 1997.
- [FAG] **Faghri A.**, "Heat Pipe Science and Technology", Taylor and Francis, 1995.
- [GAO] **Gao M., Cao Y., Kinzi Jones W., Zampino M.A.**, "Ceramic miniature heat pipes and liquid charging methods", *HTD-Vol. 366-4, Proceedings of the ASME Heat Transfer Division*, pp. 429-434, 2000.
- [GAO2] **Gao M., Cao Y., Beam J.E., Donovan B.**, "Structural optimization of axially grooved flat miniature heat pipes", *AIChE Symposium*, pp. 153-157, 1997.

- [GIL] **Gillot C.**, "Étude et réalisation d'une fonction interrupteur en technologie hybride à haute intégration", Thèse de doctorat de l'INPG, septembre 2000.
- [HOL] **Holm F.W., Goplen S.P.**, "Heat transfer in the meniscus thin-film transition region", *Journal of Heat Transfer*, vol. 101, pp. 543-547, august 1979.
- [HOP] **Hopkins R., Faghri A., Khrustalev D.**, "Flat miniature heat pipes with micro capillary grooves", *Journal of Heat Transfers*, vol. 121, pp. 102-109, February 1999.
- [HUA] **Huang X.Y., Liu C.Y.**, "The pressure and velocity field in the wick of a localized heated flat heat pipe", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 39, no. 6, pp. 1325-1330, 1996.
- [IVA] **Ivanovskii M.N., Privezentsev V.V., Il'in Y.A., Sidorenko E.M.**, "Experimental investigation of heat transfer with evaporation of the agent from a corrugated capillary structure", *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, Vol. 46, pp. 377-381, 1984.
- [IVA2] **Ivanova M., Avenas Y., Karim O., Kapelski K., Schaeffer C.**, "Application of sintered metal powder in power electronics cooling", 8th Thermionic Workshop, Madrid, Spain, Oct. 1-4, 2002.
- [KAR] **Karim O.**, " Etude des stratégies de refroidissement pour convertisseurs électroniques dans des véhicules automobiles hybrides ", Thèse de doctorat de l'INPG, octobre 2002.
- [KAM] **Kamotani Y.** "Thermal analysis of axially grooved heat pipes", 2^d International Heat Pipe Conference, Bologna, Italy, 1976
- [KHR] **Khrustalev D., Faghri A.**, "Heat transfer during evaporation and condensation on capillary-grooved structures of heat pipes", *HTD-Vol. 287, Advances in Enhanced Heat Transfer*, ASME, 1994.
- [KHR2] **Khrustalev D., Faghri A.**, "Thermal characteristics of conventional and flat miniature axially grooved heat pipes", *Journal of Heat Transfer*, vol. 117, pp. 1048-1054, 1995.
- [KIN] **Kinzy Jones W., Liu Y., Gao M.**, "Micro heat pipe in low temperature cofire ceramic (LTCC) substrates", *Inter Society Conference on Thermal Phenomena*, pp. 230-235, 2002.
- [LAU] **Launay S.**, " Performances thermiques de microcaloducs usinés dans du silicium. Modélisation et étude expérimentale", Thèse de doctorat de l'INSA Lyon, janvier 2002.
- [LIN] **Lin L., Ponnappan R., Leland J.**, "High performance miniature heat pipe", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 45, pp. 3131-3142, 2002.

- [LON] **Longtin J.P., Badran B., Gerner F.M.**, "A one-dimensional model of a micro heat pipe during steady-state operation", *Journal of Heat Transfer*, vol. 116, pp. 709-715, August 1994.
- [MA] **Ma H.B., Peterson G.P.**, "Temperature variation and heat transfer in triangular grooves with an evaporating film", *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, vol. 11, n° 1, 1997.
- [MAL] **Mallik A.K., Peterson G.P., Weichold M.H.**, "Fabrication of vapor-deposited micro heat pipe arrays as an integral part of semiconductor devices", *Journal of Microelectromechanical Systems*, vol. 4, n° 3, 1995.
- [MAZ] **Maziuk V., Kulakov A., Rabetsky M., Vasiliev L., Vukovic M.**, "Miniature heat-pipe thermal performance prediction tool software development", *Applied Thermal Engineering*, vol. 21, pp. 559-571, 2001.
- [MEY] **Meysenc L.**, "Etude des micro-echangeurs intégrés pour le refroidissement des semi-conducteurs de puissance", Thèse de doctorat de l'INPG, février 1998.
- [MEH] **Mehl D., Dussinger P., Grubb K.**, "Use of vapor chambers for thermal management", www.Thermacore.com.
- [PAN] **Pandraud G., Sartre V., Michard F., Lallemand M.**, "Modelling of heat spreaders micromachined in silicon substrates for electronic cooling", 7th THERMINIC Workshop, pp. 130-135, 2001.
- [PER] **Perret C.**, "Réalisation et optimisation de refroidisseurs à microcanaux en technologie silicium", Thèse de doctorat de l'INPG, mai 2001.
- [PER2] **Perret C., Avenas Y., Gillot C., Boussey J., Schaeffer C.**, "Integrated cooling devices in silicon technology", *The European Physical Journal Applied Physics* 18, pp. 115-123, 2002.
- [PET] **Peterson G.P., Fletcher L.S.**, "Effective thermal conductivity of sintered heat pipe wicks", *Journal of Thermophysics*, vol. 1, no 4, pp. 343-347, octobre 1987.
- [PET2] **Peterson G.P., Duncan A.B., Ahmed A.S., Mallik A.K., Weichold M.H.**, "Experimental investigations of micro heat pipes in silicon wafers", *Micromechanical Sensors, Actuators and Systems, ASME-DSC*, vol. 32, pp. 341-348, 1991.
- [PET3] **Peterson G.P., Duncan A.B., Weichold M.H.**, "Experimental investigation of micro heat pipes fabricated in silicon wafers", *Journal of Heat Transfer*, vol. 115, pp. 751-756, 1993.
- [POL] **Polasek F., Stulc P.**, "Cooling of electronic elements by miniature and medium-sized heat pipes", 14th UIT National Heat Transfer Conference, Rome, 1996.
- [PON] **Ponnapan R.**, "A novel micro-capillary groove-wick miniature heat pipe", *AIAA* 2947, pp. 818-826, 2000.

- [POT] **Potash Jr.M., Wayner Jr.M.C.**, "Evaporation from a two-dimensional extended meniscus", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 15, pp. 1851-1863, 1972.
- [ROM] **Romestant C.**, "Etudes théoriques et expérimentales de caloducs et de thermosiphons soumis à de fortes accélérations", Thèse de doctorat de l'ENSMA, novembre 2000.
- [ROS] **Rosenfeld J.H.**, "Porous Media Heat Exchangers for High Heat Flux Applications", *High Heat Flux Engineering*, SPIE vol. 1739, pp. 41-50, 1992.
- [SAC] **Sacadura J.F.**, "Initiation aux transferts thermiques", Tech. et doc., 1993.
- [SAR] **Sartre V., Zaghoudi M.C., Lallemand M.**, "Effect of interfacial phenomena on evaporative heat transfer in micro feat pipes", *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 39, pp. 498-504, 2000.
- [SCH] **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.
- [SCH2] **Schneider G.E., Yovanovich M.M., Wehrle V.A.**, "Thermal analysis of trapezoidal grooved heat pipe evaporator walls", *AIAA paper n° 76-481*, 11th thermophysics conference, Vol. 56, pp. 69-83, 1977.
- [SCH3] **Schneider H., Yoshida M., Groll M.**, "Investigation of intercinneted mini heat pipe arrays for micro electronics cooling", 11th *International Heat Pipe Conference*, vol. 1, pp. 1-6, 1999.
- [SHE] **Shekriladze I.G., Rusishvili D.G.**, "Evaporation and condensation on grooved capillary surfaces", 6th *International Heat Pipe Conference*, pp. 248-251, 1987.
- [SHE2] **Shen D.S., Mitchell R.T., Dobranich D., Adkins D.R., Tuck M.R.**, "Micro heat spreader enhanced heat transfer in MCMs", *IEEE MCMC'95 Conference*, 1995, pp. 189-194.
- [SHA] **Shah R.K., Bhatti M.S.**, "Laminar convective heat transfer in ducts", *Handbook of single-phase convective heat transfer*, Wiley, 1987.
- [SHI] **Shih F.S.**, "Laminar flow in axisymmetric conduits bya rationnal approach", *Canadian Journal of Chemical Engineering*, Vol. 145, pp. 285-845, 1967.
- [STE] **Stephan P.C., BUSSE C.A.**, "Analysis of the heat transfer coefficient of grooved heat pipe evaporator walls", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 35, n° 2, pp. 383-391, 1992.
- [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.

- [TAN] **Tantakom P., Buddajun K., Terdtoon P.**, "Heat Transfer Characteristics of Plastic Heat Pipe", Proc. of the 11 International Heat Pipe Conference, Septembre 1999.
- [TUC] **Tuckerman D.B., Pease R.F.W.**, "High-Performance Heat Sinking for VLSI," IEEE Electron Devices Letters, Vol. EDL-2, pp. 126-129, 1981.
- [WAN] **Wang Y., Vafai K.**, "An experimental investigation of the transient characteristics on a flat-plate heat pipe during startup and shutdown operations", Journal of Heat Transfer", vol. 122, pp. 525-535, 2000.
- [WAN2] **Wang J, Catton I**, "Biporous heat pipes for high power electronic device cooling", 17th IEEE SEMI-THERM Symposium, pp. 211-218, 2001.
- [WAN3] **Wang C.Y., Groll M., Rösler S., Tu C.J.**, "Porous medium model for two-phase flow in mini channels with applications to micro heat pipes", Heat Recovery System & CHP, vol. 14, no. 4, pp. 177-389, 1994.
- [XU] **Xu X., Carey V.P.**, "Film evaporation from a micro-grooved surface – an approximate heat transfer model and its comparison with experimental data", Journal of Thermophysics, vol. 4, n° 4, pp. 512-520, 1990.
- [ZAM] **Zampino, M.A., Kinzy Jones W.**, "Substrate embedded heat pipe compatible with cofire processing", Proc. Int. Symp. Of Microelectronics, IMAPS, 1997.
- [ZUO] **Zuo Z.J., Dussinger P.M.**, "Heat pipe vapor chamber cold plate modeling, fabrication and testing", HTD-Vol 361-3/PID-Vol. 3, Proceedings of the ASME Heat Transfer Division, pp. 281-282, 1998.
- [ZUO2] **Zuo Z.J., North M.T., Ernst D.M.**, "Improved heat pipe performance using graded wick structures", www.Thermacore.com.

Annexe 1 : Propriétés physiques de l'eau à saturation

Pression de saturation (bar) :

$$P_{sat}(T) = 10^{-12.4875 + 0.090501T - 1.5078 \cdot 10^{-4}T^2 + 9.077 \cdot 10^{-8}T^3}$$

Chaleur latente de vaporisation (J.kg⁻¹) :

$$h_{fg}(T) = 3858383 - 8958.3T + 20.495T^2 - 0.02141T^3$$

Masses volumiques (kg.m⁻³) :

$$\rho_l = 870.105 + 1.165T - 0.002488T^2$$

$$\rho_v = 10^{-17.130127 + 0.088996T - 1.5262 \cdot 10^{-4}T^2 + 9.521 \cdot 10^{-8}T^3}$$

Viscosités dynamiques (kg.m⁻¹.s⁻¹) :

$$\mu_l = 2.414 \cdot 10^{-5} * 10^{\frac{247.8}{T-140}}$$

$$\mu_v = -2.366 \cdot 10^{-6} + 3.858 \cdot 10^{-8}T$$

Conductivités thermiques (W.m⁻¹.K⁻¹) :

$$k_l = -0.843 + 0.008789T - 1.5358 \cdot 10^{-5}T^2 + 7.367 \cdot 10^{-9}T^3$$

$$k_v = 0.0215 * 1.16$$

Tension de surface (N.m⁻¹) :

$$\sigma = 0.108 - 7.383 \cdot 10^{-5}T - 1.5776 \cdot 10^{-7}T^2$$

Annexe 2 : Amélioration de la mouillabilité du cuivre

Le mouillage de la paroi est un paramètre important car les limites de fonctionnement d'un caloduc en dépendent fortement. Le problème du cuivre est que son angle de mouillage peut varier de façon importante suivant les conditions expérimentales. Afin de le stabiliser, il est possible d'oxyder la surface. Nous présentons ici une méthode d'oxydation chimique qu'utilisent les ingénieurs du GRETh.

Les composants de base de la solution oxydante sont :

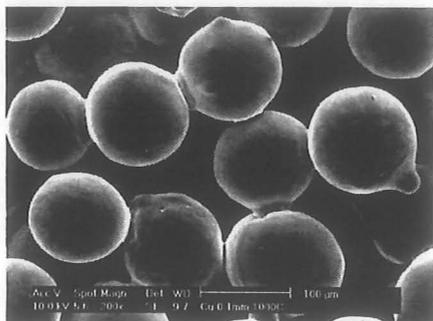
- 12 g de peroxydisulfate de potassium,
- 60 g de soude caustique,
- 1000 g d'eau permutée de résistivité électrique supérieure à 5 M Ω .

La réaction est faite à une température proche de 40°C avec agitation.

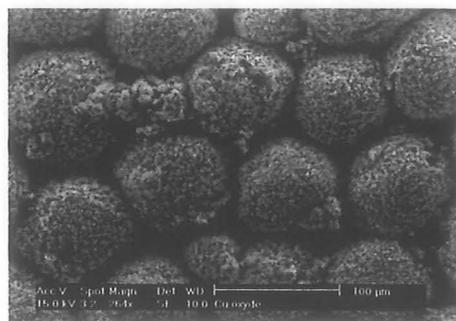
Avant d'être introduite dans la solution, la pièce doit être dégraissée et décapée :

- dégraissage dans une solution aqueuse à 30% de Finox à 20°C pendant 30 mn avec agitation,
- rinçage sous jet d'eau,
- immersion dans l'alcool éthylique dénaturé,
- rinçage dans l'eau déminéralisée avec agitation,
- décapage 1 mn dans un mélange à 15 g de dichromate de sodium et 27 cm³ d'acide sulfurique pur (d=1.83) pour un litre d'eau déminéralisée,
- rinçage dans l'eau pendant 15 mn avec agitation,
- rinçage dans l'eau déminéralisée pendant 5 mn avec agitation,
- immersion dans l'alcool éthylique.

Afin de montrer l'aspect de l'oxyde, nous présentons ci dessous un réseau capillaire à poudre de cuivre frittée avec et sans oxydation.



Poudre non oxydée



Poudre oxydée

Annexe 3 : Exemple de calcul du transfert de chaleur dans la microrégion

De nombreux modèles de la microrégion peuvent être trouvés dans la littérature scientifique. Dans cette étude, nous allons présenter le modèle de Stephan et Busse [STE] qui a été repris par quelques auteurs [SAR][ROM]. Celui-ci s'applique aux caloducs ayant des surfaces de paroi lisses et dont le liquide caloporteur n'est pas polaire. Les principales hypothèses sont les suivantes :

- l'écoulement de liquide est laminaire incompressible,
- l'influence de la gravité est négligée,
- l'écoulement de liquide est parallèle à la paroi,
- la pression et la température de la vapeur sont uniformes,
- les lignes de flux de chaleur à l'intérieur du liquide sont perpendiculaires à la paroi.

Ce modèle permet de prendre en compte la variation de température de l'interface liquide-vapeur ($T_{int,v}$). Cette température est égale à la température de paroi (T_p) au niveau du film d'épaisseur constante et diminue jusqu'à atteindre la température de la vapeur (T_v) au niveau du ménisque intrinsèque. Cette différence de température est due au fait que les forces d'adhésion à la paroi sont très fortes lorsque le film liquide est très fin ce qui réduit l'évaporation du liquide. Elle peut être calculée par l'équation de Clausius-Clapeyron :

$$T_{int,v} = T_v \left(1 + \frac{P_{cap}}{h_{fg} \rho_l} \right) \quad \text{éq. A3.1}$$

En connaissant cette température, nous pouvons en déduire la densité de flux de chaleur transférée prenant en compte la résistance thermique du film liquide plus la résistance thermique due au changement d'état. Pour cela, on suppose que la direction du flux de chaleur est perpendiculaire à la paroi. Cette densité de flux s'écrit alors de la manière suivante :

$$q = \frac{T_p - T_{int,v}}{\frac{\delta}{k_l} + \frac{T_v \sqrt{2\pi R_v T_v}}{h_{fg}^2 \rho_v} \frac{2 - \alpha}{2\alpha}} \quad \text{éq. A3.2}$$

où α est le coefficient d'accommodation (§ 2.3.2).

Il est possible d'exprimer la courbure de l'interface en fonction de l'épaisseur du film par :

$$K_m = \frac{\delta''}{(1 + (\delta')^2)^{3/2}} \quad \text{éq. A3.3}$$

L'écoulement du liquide est supposé laminaire et monodimensionnel dans la microrégion. Nous pouvons alors écrire le flux massique par unité de surface du fluide qui est évaporé à partir des équations de conservation de la masse et de conservation de la quantité de mouvement :

$$\dot{m} = \frac{q}{h_{fg}} = -\frac{1}{3\nu_l} \frac{d}{d\xi} \left(\delta^3 \frac{dP_{cap}}{d\xi} \right) \quad \text{éq. A3.4}$$

En combinant les équations A3.1, A3.2, A3.3, et A3.4, nous pouvons écrire le système différentiel suivant :

$$\begin{aligned} \frac{d\delta}{d\xi} &= \delta' \\ \frac{d\delta'}{d\xi} &= \frac{(1+(\delta')^2)^{1.5}}{\sigma} \left(P_{cap} - \frac{A_\delta}{\delta^3} \right) \\ \frac{dP_{cap}}{d\xi} &= -\frac{3\mu_l Q_{mic}}{h_{fg} \rho_l \delta^3} \\ \frac{dQ_{mic}}{d\xi} &= \left(T_w - T_v \left(1 + \frac{P_{cap}}{h_{fg} \rho_l} \right) \right) \left(\frac{\delta}{k_l} + \frac{T_v \sqrt{2\pi R_v T_v}}{h_{fg}^2 \rho_v} \frac{2-\alpha}{2\alpha} \right) \end{aligned} \quad \text{éq. A3.5}$$

avec $Q_{mic} = \int_0^\xi q d\xi$ le flux de chaleur par unité de longueur du caloduc en $W.m^{-1}$.

Ce système de quatre équations différentielles du premier ordre peut être résolu par une méthode de Runge-Kutta du quatrième ordre. Cette résolution implique néanmoins la connaissance des conditions initiales du problème.

Pour cela, nous fixons l'abscisse $\xi=0$ à la limite entre la zone où le film liquide est d'épaisseur constante et la microrégion. A cet endroit, la courbure de l'interface est nulle ce qui implique que la dérivée seconde de l'épaisseur de liquide est nulle (éq. A3.3) donc $\delta''_0=0$. En combinant les équations 3.21, 3.22 et A3.1, nous pouvons aussi déterminer l'épaisseur du film liquide ainsi que la pression capillaire à cette abscisse :

$$\delta_0 = \sqrt[3]{\frac{A_\delta}{\rho_l h_{fg}} \frac{T_v}{T_w - T_v}} \quad \text{éq. A3.6}$$

$$P_{cap,0} = \frac{A_\delta}{\delta_0^3} \quad \text{éq. A3.7}$$

De plus, comme il n'y a pas d'échange dans la zone où le film est d'épaisseur constante, il paraît logique de prendre $Q_{mic,0}=0$.

Mais si nous gardons ces conditions initiales, le problème converge vers une unique solution qui donne une épaisseur constante de film liquide. Nous ne voyons alors pas apparaître de microrégion. Pour remédier à ce problème, Romestant [ROM] propose de donner des valeurs initiales non nulles à Q_{mic} et à δ' afin de provoquer l'augmentation de δ .

Dans leur article, Stephan et Busse [STE] traitent l'exemple d'un caloduc aluminium-ammoniac à rainures trapézoïdales. Mais ce fluide n'est pas très adapté aux problèmes de refroidissement de l'électronique car aux températures proches de la centaine de degrés, la pression interne vaut près de 60 bars ce qui est très contraignant pour la réalisation de l'enveloppe. Nous choisissons donc de traiter un fluide pouvant être utilisé dans la bonne gamme de températures.

Nous avons choisi le méthanol car sa phase liquide n'est pas polaire [XU]. Il peut donc être utilisé dans le modèle de Stephan et Busse [STE]. Le problème est alors de connaître la constante de Hamaker correspondant à ce fluide. En se reportant aux références bibliographiques fournies par Stephan et Busse [STE], nous constatons que l'ordre de grandeur de cette constante est généralement proche de 10^{-21} J. De plus, Romestant [ROM] présente une étude de l'influence de cette donnée sur le modèle du paragraphe précédent dans laquelle il montre qu'une variation d'un rapport 10 de la constante de Hamaker implique une variation de seulement 15% sur la valeur du flux transféré dans la microrégion et donc d'une variation plus petite du flux transféré dans tout le ménisque. La valeur de 10^{-21} J est donc utilisée pour nos calculs.

Dans notre exemple, nous choisissons une température de fonctionnement de 80°C et une température de paroi de 81°C . Les paramètres du modèle sont les suivants :

Propriété physique	Valeur	Unité
R_v : constante du gaz	261	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
ρ_v : masse volumique vapeur	2.08	kg.m^{-3}
α : coefficient d'accommodation	1	
h_{fg} : enthalpie de changement d'état	$1084 \cdot 10^3$	J.kg^{-1}
σ : tension de surface	0.0175	N.m^{-1}
ρ_l : masse volumique liquide	735.5	kg.m^{-3}
k_l : conductivité liquide	0.2	$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
μ_l : viscosité dynamique liquide	$2.71 \cdot 10^{-4}$	Pa.s

Tableau A3.1

Afin de faire converger le modèle, nous avons fixé une valeur pour $Q_{mic,0}$ puis nous avons cherché par dichotomie les valeurs de δ'_0 permettant au modèle d'avoir une solution sur tout le domaine de résolution. Les Figures A3.1, A3.2 et A3.3 représentent l'évolution de δ , P_{cap} et

Q_{mic} dans la microrégion et dans une partie du ménisque intrinsèque. L'évolution de l'épaisseur du film liquide (δ) a bien la forme attendue (Figure 3.16), la pente de la droite représentant l'angle d'accrochage du ménisque sur la paroi. La pression capillaire évolue elle aussi normalement car elle part d'une valeur importante due à la faible épaisseur du film liquide pour diminuer vers une valeur égale à σK_m sur la zone du ménisque intrinsèque. Enfin, l'observation de la pente de Q_{mic} montre que la zone où la densité de flux est la plus élevée se situe bien au niveau de la microrégion. Ensuite, la pente diminue à cause de l'augmentation de l'épaisseur du film liquide.

Pour pouvoir modéliser entièrement les échanges thermiques au niveau de la rainure, il faut ensuite relier ce modèle de la microrégion à un modèle macroscopique du ménisque. Ce modèle peut être obtenu par une simulation éléments finis [STE] ou un modèle analytique [KHR].

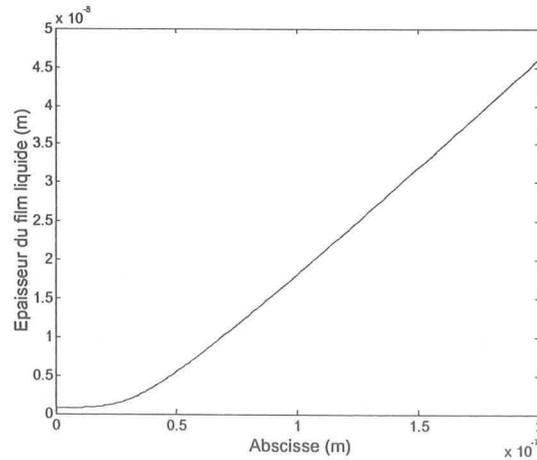


Figure A3.1 : Evolution de l'épaisseur du liquide dans la microrégion

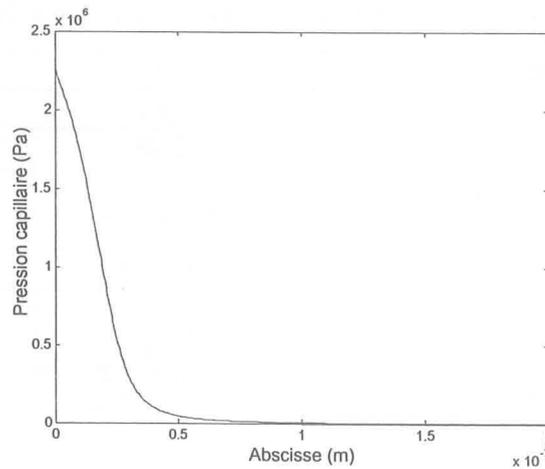


Figure A3.2 : Evolution de la pression capillaire dans la microrégion

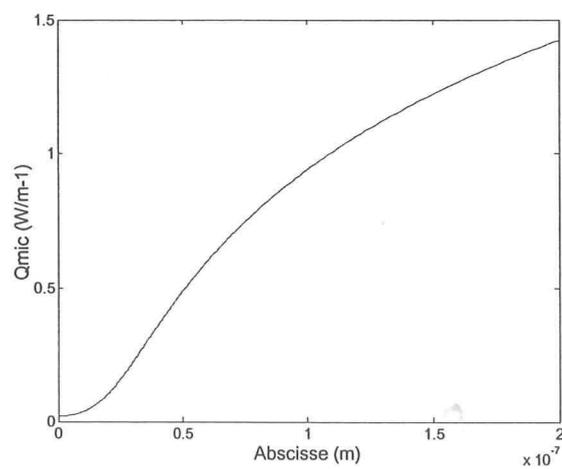


Figure A3.3 : Evolution de Q_{mic} dans la microrégion

