



HAL
open science

Conception et réalisation de caloducs silicium pour les applications spatiales

Aymeric Laiï

► **To cite this version:**

Aymeric Laiï. Conception et réalisation de caloducs silicium pour les applications spatiales. Energie électrique. Institut National Polytechnique de Grenoble - INPG, 2005. Français. NNT: . tel-00170346

HAL Id: tel-00170346

<https://theses.hal.science/tel-00170346>

Submitted on 7 Sep 2007

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 parla 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'Ecole Doctorale « **Electronique, Electrotechnique, Automatique
Télécommunication, Signal** »

présentée et soutenue publiquement
par

Aymeric LAI

le 15 novembre 2005

Titre :

Conception et réalisation de caloducs silicium pour les applications spatiales

**Directeur de thèse :
CHRISTIAN SCHAEFFER**

JURY

M. Yves BRUNET
M. Daniel ALQUIER
M. Jean Marie DORKEL
M. Christian SCHAEFFER
Mme. Charlotte GILLOT
Mme. Elise BELLOUARD

Président
Rapporteur
Rapporteur
Directeur de thèse
Co-encadrant
Examineur

Introduction	8
I Généralités sur le refroidissement de l'électronique et les systèmes caloducs	11
1. Principaux mécanismes de transfert de chaleur	12
1.1 Transfert par conduction	12
1.2 Transfert par convection.....	12
1.3 Transferts radiatifs.....	13
2. Notion de résistance thermique	13
3. Rappel sur les écoulements	14
3.1 Théorème de Bernoulli.....	14
3.2 Cas des fluides réels Newtoniens, notion de pertes de charge.....	15
3.3 Calculs des pertes de charge dans une conduite.....	16
3.3.1 Régimes d'écoulement	16
3.3.2 Expression des pertes de charge dans un écoulement permanent laminaire en conduite pour un fluide réel incompressible	16
4. Panorama des différentes solutions de refroidissement pour l'électronique.....	17
4.1 Radiateurs à air.....	17
4.2 Convection forcée liquide	17
4.3 Convection forcée avec changement de phase.....	18
5. Les caloducs, dispositifs passifs à changement de phase.....	19
5.1 Thermosiphons	20
5.2 Caloducs tournants	21
5.3 Caloducs pulsés	22
5.4 Caloducs à réseau capillaire	22
5.4.1 La capillarité, moteur des écoulements	22
5.4.2 Capillarité et mouillabilité.....	23
5.4.3 Les réseaux capillaires	24
6. Considérations pour la fabrication des caloducs	25
6.1 Choix du fluide.....	25
6.2 Choix de l'enveloppe	26
6.3 Remplissage des caloducs	26
6.3.1 Revue bibliographique sur la réalisation de caloducs pour le refroidissement de l'électronique.....	29
7. Conclusions	33
II Caloduc plat rainuré en silicium, structure 1D.....	35
1. Présentation de la structure 1D.....	36
1.1 Intérêts d'une structure sur substrat silicium.....	36
1.2 Géométrie de la structure 1D	37
2. Réalisation technologique	37
2.1 Gravure plasma	37
2.1.1 Définition d'un plasma : gaz et réacteur	37
2.1.2 Mécanismes de gravure plasma mis en jeu	42
2.2 Soudure directe silicium sur silicium (wafer bonding).....	47
2.2.1 Introduction	47
2.2.2 Mécanisme physico-chimique de la soudure directe de silicium.....	48
2.3 Réalisation des prototypes.....	52
2.3.1 Réalisation des plaques A,B et C	52
2.3.2 Scellement	54
2.3.3 Finition des prototypes	57
3. Modèles caloduc rainuré en régime permanent.....	58
3.1 Modélisation thermique.....	58
3.1.1 Résistance thermique du réseau capillaire à l'évaporateur	60
3.1.2 Résistance thermique du réseau capillaire au condenseur	62
3.2 Modèles pour la détermination des limites de fonctionnement.....	63

3.2.1	Limite capillaire	63
3.2.2	Limite d'entraînement	67
3.2.3	Limite sonique	68
3.2.4	Limite d'ébullition	70
4.	Expérience 1D	72
4.1	Remplissage	72
4.1.1	Importance du remplissage	72
4.1.2	Mise en œuvre du remplissage	74
4.2	Protocole de tests	75
4.2.1	Banc de tests thermiques	75
4.2.2	Détermination des limites de fonctionnement	76
4.2.3	Visualisation par caméra infrarouge	77
4.2.4	Observations expérimentales	77
5.	Confrontation expérimentation/modélisation	80
5.1	Modèles thermiques	80
5.1.1	Dispositif en mode extracteur de chaleur	81
5.1.2	Dispositif en mode répartiteur de chaleur	83
5.1.3	Discussion sur l'amélioration des performances thermiques des dispositifs	84
5.2	Modèle pour les limites de fonctionnement	87
5.3	Conclusions	89
III	Développement de la structure 2D	90
1.	Choix de la structure	91
1.1	Spécifications requises	91
1.2	Axes de réflexion	92
1.3	Bibliographie des structures bidimensionnelles	93
1.3.1	Exemples de structure de type picots	93
1.3.2	Exemples de structures sans réseau capillaire	94
1.3.3	Exemples de structures capillaires rainurées	96
1.3.4	Synthèse de la recherche bibliographique	98
1.4	Structure envisagée	99
1.4.1	Considérations liminaires	99
1.4.2	Description d'ensemble du dispositif	100
1.4.3	La zone adiabatique	101
1.4.4	L'évaporateur	102
1.4.5	Le condenseur	105
2.	Méthode de dimensionnement	106
2.1	Dimensionnement mécanique	106
2.2	Dimensionnement hydraulique	110
2.2.1	Rappel de la géométrie envisagée	110
2.2.2	Dimensionnement de la zone adiabatique à partir du modèle 1D	111
2.2.3	Résultats du dimensionnement des embouchures au condenseur du réseau capillaire et prévisions de la limite capillaire inhérente au réseau	113
2.2.4	Dimensionnement des picots hexagonaux de l'évaporateur	114
3.	Prévisions des performances thermiques	118
4.	Réalisation technologique	119
4.1	Description de la fabrication des prototypes	119
4.2	Développement de la gravure double niveau	120
4.2.1	Gravure du réseau rainuré avec masque résine	121
4.2.2	Deuxième gravure avec masque oxyde	121
4.3	Réalisation des prototypes	123
4.3.1	Réalisation des plaques	123
4.3.2	Réalisation du trou de remplissage	129
4.3.3	Présentation photographique de la structure des plaques	129

4.3.4	Scellement des plaques.....	132
4.3.5	Lien avec le système de remplissage.....	133
5.	Tests	134
5.1	Banc de test	134
5.2	Résultat des tests	134
5.2.1	Remplissage optimal du dispositif	134
5.2.2	Tests avec refroidissement au condenseur par convection forcée liquide .	135
5.2.3	Tests avec refroidissement pleine face avec échange à faible coefficient .	137
6.	Conclusions	138
IV	Développement d'une nouvelle méthode de fermeture.....	140
1.	Bibliographie	141
2.	Méthode envisagée	141
3.	Développement des briques élémentaires	142
4.	Synthèse des expériences de refonte par Laser	143
4.1	Bibliographie sur la refonte par LASER	143
4.2	Essais préliminaires	144
4.3	Recherche de paramètres pour la fusion	145
4.4	Premiers essais de bouchage	146
4.5	Procédé à pulses multiples	147
4.6	Herméticité des bouchons	148
5.	Conclusions	149
	Conclusions	151

Nomenclature

Hydraulique

A	section	$[m^2]$
f	coefficient de frottement	
D	diamètre	$[m]$
$h_{l \rightarrow v}$	enthalpie massique du changement de phase liquide-> vapeur	$[J.kg^{-1}]$
H	hauteur	$[m]$
L	longueur	$[m]$
m	débit massique	$[kg.s^{-1}]$
N	nombre de canaux	
P	pression	
Q	flux total injecté à l'évaporateur	$[W]$
r	rayon	$[m]$
Re	nombre de Reynolds	
R_v	constante du gaz	$[J.K^{-1}.kg^{-1}]$
V	vitesse	$[m.s^{-1}]$
W	largeur	$[m]$
α_0	angle sous lequel est vu l'embouchure du canal côté évaporateur	
α	angle sous lequel est vu l'embouchure du canal côté condenseur	
ρ	masse volumique	$[kg.m^{-3}]$
τ	forces visqueuses surfaciques	$[Pa.m^{-2}]$
μ	viscosité dynamique	$[Pa.s]$
σ	tension superficielle	$[N.m^{-1}]$
γ	facteur de forme des rainures	

Mécanique

μ	coefficient de Poisson	[sans dimension]
l	longueur de la membrane	$[m]$
E	module d'Young	$[Pa]$
h	épaisseur de la membrane enveloppe du dispositif	$[m]$
σ	contrainte	$[Pa]$
y	déformée de la membrane	$[m]$
M	moment de flexion	$[N.m]$
D	rigidité de flexion	$[Pa.m^3]$

Thermique

k	conductivité thermique	$[W.m^{-1}.K^{-1}]$
R_{th}	résistance thermique	$[K.W^{-1}]$
T	température	$[K]$
γ_v	rapport des chaleurs spécifiques de la vapeur	

Indices

b bulle

cap	capillaire
e	relatif à l'évaporateur
f	relatif à l'ailette
h	hydraulique
i	relatif à la i ^{ème} rainure
int	relatif à l'interface liquide-vapeur
l	relatif au canal liquide ou au liquide
m	ménisque
max	maximum
v	relatif au canal vapeur ou à la vapeur

Introduction

Depuis que Gordon Moore, co-fondateur d'Intel, prédit le doublement des performances des semi-conducteurs tous les 18 mois, son affirmation, requalifiée Loi de Moore, s'est avérée relativement exacte. En effet, entre 1971 et 2001, la densité des transistors dans les puces a doublé chaque 1.96 années.

Bien sûr, cette évolution exponentielle n'est pas sans conséquence au niveau de la hausse des densités de flux à gérer au niveau des composants. Parallèlement, l'augmentation des fréquences d'horloge, de la centaine de Hertz à aujourd'hui quelques GigaHertz, accentue encore les densités de puissance atteintes et donc les problèmes de contrôle thermique. Ainsi, le processeur Pentium 4, fort de 42 000 000 de transistors, atteint des densités de puissance de l'ordre de 50 W.cm^{-2} .

La problématique de contrôle thermique dans les systèmes électroniques rendue aiguë par les progrès technologiques le devient d'autant plus que les contraintes environnementales et de coûts sont fortes. Ainsi, dans le cas du contrôle thermique des engins spatiaux, l'utilisation classique de système de radiateurs est rendue impossible par l'absence d'atmosphère alors que l'utilisation de système de refroidissement par convection forcée est sujette à caution du fait la réduction souhaitée de la masse globale du système pour diminuer les coûts de satellisation. Tout l'enjeu du contrôle thermique spatial est alors d'intégrer des systèmes de refroidissement légers et compacts afin de drainer la puissance de la source jusqu'aux panneaux radiatifs en limitant les gradients thermiques. Historiquement les solutions adoptées ont été les suivantes : conduction pure dans les premiers satellites, caloducs, boucles monophasiques par exemple sur la navette américaine et le SPACELAB européen et enfin boucles diphasiques, dont le principe est proche des caloducs, avec les technologies américaine et russe respectivement les Capillary Pumped Loops et les Loop Heat Pipes.

Les premiers travaux d'envergure sur les caloducs sont le fait de George Grover [GROV] en 1963. Ses premières réalisations se présentaient sous forme d'un tube métallique de 90 cm de long, 1.9 cm de diamètre externe utilisant le sodium comme fluide interne. Ces caloducs permettaient le transit de 1000W autour de leur température de fonctionnement. Les résultats de Grover montrèrent la haute conductivité thermique équivalente des systèmes caloducs et donc leur intérêt pour le contrôle thermique spatial. Depuis lors, diverses architectures de caloducs utilisant un large éventail de matériaux enveloppes et de fluides ont été réalisées pour des applications, aussi bien spatiales que terrestres, nécessitant toutes sortes de températures de fonctionnement et de puissance à transférer.

L'objectif de cette thèse est de poursuivre l'évaluation de technologies de caloducs en silicium pour les applications spatiales initiée en 2001 avec la thèse de Yvan Avenas suivie des post-doctorats de Charlotte Gillot et Nathalie Cézac. Cette thèse accueillie par le Laboratoire d'Electrotechnique de Grenoble (LEG) et cofinancée par le Centre National d'Etudes Spatiales (CNES) et le Laboratoire d'électronique, de technologies et d'instrumentation du Commissariat à l' Energie Atomique (CEA-LETI) s'inscrit dans le cadre d'un projet supervisé par le CNES regroupant trois laboratoires : le CEA-LETI, le LEG et le Centre d'Etudes Thermiques de l'INSA de Lyon (CETHIL).

La conception et la réalisation des prototypes a été effectuée au CEA-LETI, leur mise en œuvre et leur caractérisation se sont déroulées au LEG avec notamment le travail de thèse de Mariya Ivanova. Les résultats de la caractérisation des prototypes dégagés ont pour vocation d'alimenter des modèles de modélisation fine des structures développés au CETHIL pour l'optimisation de futurs dispositifs.

Dans un premier temps nous allons présenter quelques généralités sur les principaux mécanismes de transfert thermique, sur la notion de résistance thermique, sur les écoulements en conduite et sur les techniques les plus courantes de refroidissement de l'électronique en

insistant plus particulièrement sur les dispositifs caloduc, leur principe de fonctionnement, leur fabrication et leur remplissage.

Puis, dans un deuxième temps nous présenterons un caloduc plat à structure capillaire rainurée réalisé en silicium. Nous aborderons alors les aspects réalisation technologique des dispositifs et la modélisation des limites de fonctionnement et de la thermique d'une telle structure par des solutions analytiques et discuterons après confrontation expérimentale de la validité des modèles dans l'optique du dimensionnement d'une nouvelle structure en silicium.

Dans un troisième chapitre, nous exposerons la conception d'un répartiteur de chaleur en silicium à partir d'un cahier de spécifications précises pour applications spatiales. Seront traités les aspects de réflexions sur le choix de la structure, de dimensionnements mécanique et hydraulique, de prévisions des performances thermiques et de réalisation technologique. Les résultats de caractérisation des performances de la structure réalisée seront également présentés.

Enfin, nous proposerons une nouvelle méthode de fermeture des dispositifs, permettant de remplacer la solution actuelle suffisante pour permettre la caractérisation des structures mais inenvisageable, pour des problèmes de compacité, dans le cadre d'une application. Le développement de premières briques nécessaires à cette solution y sera présenté.

I Généralités sur le refroidissement de l'électronique et les systèmes caloducs

Dans ce chapitre, nous présentons les notions fondamentales préliminaires à la compréhension des phénomènes de transfert de chaleur par effet caloduc. Un rappel sur les différents mécanismes de transfert de chaleur et leur efficacité relative sera effectué. La notion de résistance thermique applicable aux problèmes unidimensionnels sera alors introduite. Les caloducs étant des systèmes au sein desquels se produisent des écoulements de fluide, nous rappellerons ensuite des notions essentielles sur les écoulements et les notions de pertes de charge. Puis nous présenterons les différentes solutions de contrôle thermique de l'électronique dont nous discuterons en terme de performances. Enfin nous introduirons les dispositifs de transfert de chaleur passifs à changement de phase dont les caloducs, expliciterons leur principe de fonctionnement et présenterons les différents types de systèmes existants. Nous aborderons alors les aspects fondamentaux pour la fabrication d'un caloduc notamment en terme de choix du fluide, de choix du matériau enveloppe et de remplissage. Enfin, nous présenterons des exemples issus de la littérature de réalisations de caloducs spécifiquement dédiés au contrôle de l'électronique.

1. Principaux mécanismes de transfert de chaleur

1.1 Transfert par conduction

Le mécanisme de transfert de chaleur par conduction est régi par la loi de Fourier qui traduit la dépendance de la densité de flux de chaleur Φ en fonction de la conductivité thermique k du milieu et du gradient de température ∇T dans le milieu :

$$\phi = -k \cdot \nabla T \quad \text{Eq 1}$$

Le signe négatif de cette loi de Fourier dénote le transfert d'énergie des régions chaudes du milieu vers les régions froides.

L'efficacité de ce mode de transfert revêt toute son importance dans les matériaux solides caractérisés par des conductivités thermiques importantes variant généralement depuis la dizaine jusqu' aux centaines de $\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ (cuivre $\approx 400 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$).

La conductivité thermique varie fortement en fonction de l'état physique du matériau et de l'interaction entre les molécules le constituant. Ainsi, l'efficacité de la conduction thermique est fortement réduite dans les corps liquides où l'ordre de grandeur de k se situe principalement dans la fourchette de 0.1 à $1 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ et plus encore pour les corps gazeux caractérisés par des conductivités thermiques pratiquement nulles ($0.03 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ pour l'air).

1.2 Transfert par convection

La convection thermique est un transfert d'énergie par rapport à un repère donné consécutif à un transport macroscopique de masse dans ce repère.

Traditionnellement, trois types de convection sont distingués :

- convection naturelle,
- convection forcée,
- convection mixte.

La convection naturelle est un phénomène apparaissant spontanément dans un fluide au sein duquel un gradient de température est imposé par le milieu extérieur. Le phénomène de convection naturelle est grossièrement dû à la compétition entre la poussée d'Archimède, moteur de l'écoulement, et les forces visqueuses s'opposant à cet écoulement.

Le fluide au contact d'une zone chaude voit sa densité diminuer et subit une force d'Archimède de la part du fluide demeuré froid. L'écoulement résultant est contrebalancé par les forces de friction visqueuses.

Dans un phénomène de convection forcée, le mouvement du fluide est imposé par une cause externe tel un ventilateur ou une pompe.

Enfin, la convection mixte correspond au couplage des deux phénomènes précédents quand les vitesses des écoulements par convection naturelle et convection forcée considérés séparément sont du même ordre de grandeur.

L'étude rigoureuse des phénomènes de convection nécessite de déterminer conjointement les champs de vitesses et de température. Cependant, une approche plus empirique peut être effectuée en considérant un coefficient de convection thermique moyen h mettant en rapport l'écart de température, entre la surface de la source chaude et le fluide, et la densité de flux de chaleur dissipée :

$$\phi = h \cdot \Delta T \quad \text{Eq 2}$$

1.3 Transferts radiatifs

Tout corps, porté à une température non nulle, émet, quelque soit son état physique, un rayonnement électromagnétique. Supposant un corps rayonnant vers un milieu infini totalement enveloppant et ayant le comportement d'un corps noir à la température T_0 , la densité de flux de chaleur rayonnée peut s'écrire :

$$\phi = \sigma \left[\epsilon(T)T^4 - \epsilon(T_0)T_0^4 \right] \quad \text{Eq 3}$$

où σ représente la constante de Stefan-Boltzmann de valeur $5.67 \cdot 10^8 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-4}$, $\epsilon(T)$ et $\epsilon(T_0)$ les émissivités hémisphériques totales, comprises entre 0 et 1, d'un élément de surface du corps aux températures absolues T et T_0 .

2. Notion de résistance thermique

La notion de résistance thermique est fondée sur l'analogie formelle existant entre la conduction de la chaleur et notamment la loi de Fourier et la conduction électrique avec la loi d'Ohm. Dans le tableau 1 est présenté synthétiquement cette analogie.

Tableau 1 : Analogie entre formalismes électrique et thermique

électrique	thermique
$\frac{d^2i}{dS} [\text{A.m}^{-2}]$	$\Phi [\text{W.m}^{-2}]$
$V [\text{V}]$	$T [\text{K}]$
$\sigma [\text{A.m}^{-1}.\text{V}^{-1}]$ ou $[\Omega^{-1}.\text{m}^{-1}]$	$k [\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}]$
$I [\text{A}]$	$Q [\text{W}]$
$\frac{d^2i}{dS} = -\sigma \cdot \nabla V$	$\phi = -k \nabla T$
$R = \frac{\Delta V}{I} [\text{V.A}^{-1}]$ ou $[\Omega]$	$R_{th} = \frac{\Delta T}{Q} [\text{K.W}^{-1}]$

A partir de cette analogie, on peut définir la résistance thermique R_{th} exprimée en K.W^{-1} :

$$R_{th} = \frac{\Delta T}{Q} \quad \text{Eq 4}$$

Rigoureusement, la notion de résistance thermique n'est définie que pour un transfert de chaleur à flux constant, entre des surfaces isothermes, établi dans un milieu sans sources de chaleur et dont la conductivité thermique est indépendante de la température. La notion de

résistance thermique prend tout son intérêt dans le cas de problèmes unidimensionnels entre la source et le puits de chaleur.

3. Rappel sur les écoulements

3.1 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 frottements. Soit m une masse de fluide parfait (écoulement stationnaire isovolume, pas de frottement) entre les sections dS_1 et dS_2 à l'instant t (Figure 1); à l'instant $t + dt$, m se trouve entre dS_1' et dS_2' .

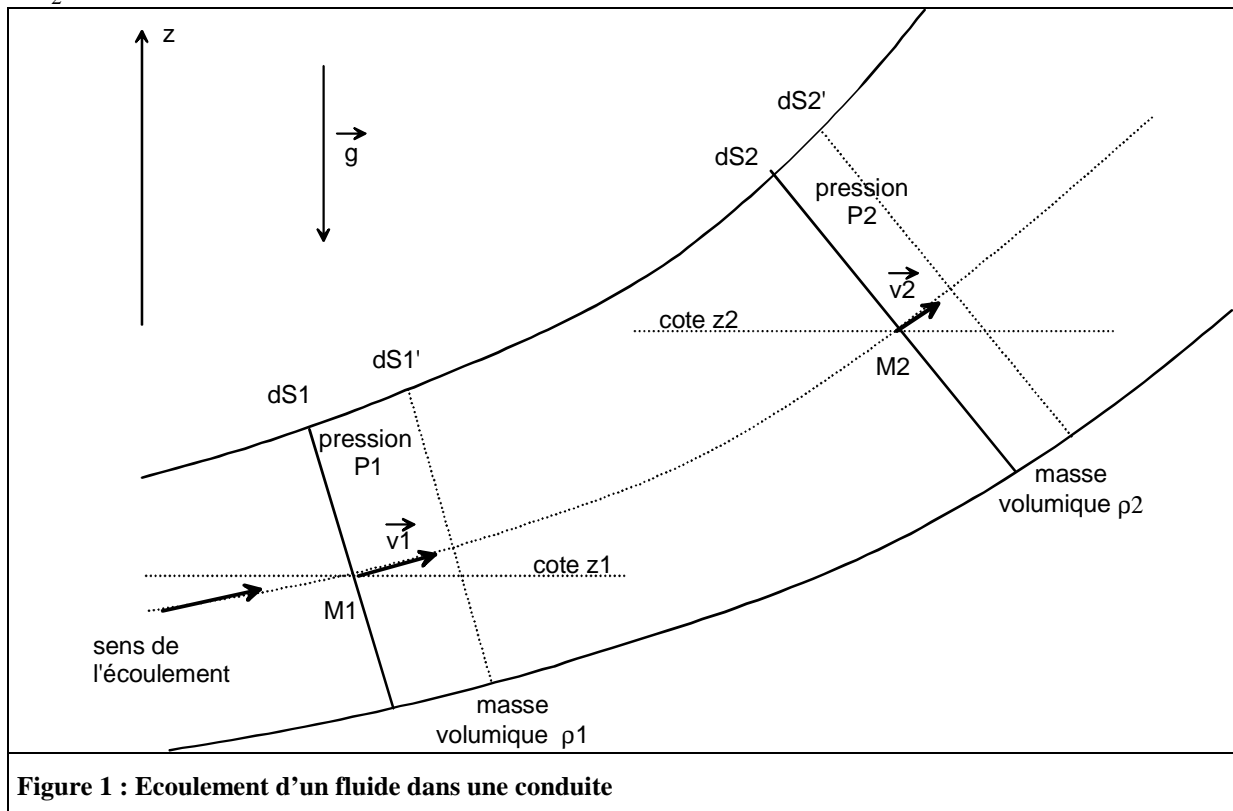


Figure 1 : Ecoulement d'un fluide dans une conduite

Par application de la conservation de l'énergie, appliquée à cette masse m entre les instants t et $t + dt$, on montre que l'on peut écrire :

$$\rho \frac{v_2^2}{2} + \rho g z_2 + p_2 = \rho \frac{v_1^2}{2} + \rho g z_1 + p_1 = Cste \quad \text{Eq 5}$$

soit encore :

$$\rho \frac{V^2}{2} + \rho g z + p = Cste \quad \text{Eq 6}$$

Dans cette équation, p est la pression statique, $\rho g z$ est la pression de pesanteur, $\rho \frac{v^2}{2}$ est la pression cinétique et la somme des trois termes est plus communément appelée charge totale de l'écoulement.

En pratique, il est rare de manipuler des fluides parfaits, nous allons donc nous intéresser maintenant au cas des fluides réels.

3.2 Cas des fluides réels Newtoniens, notion de pertes de charge

Considérons un fluide réel assujéti à un écoulement unidimensionnel sur une plaque plane infinie.

Sous l'effet des forces d'interaction entre les molécules de fluide et des forces d'interaction entre les molécules de fluide et celles de la paroi, chaque molécule de fluide d'une même section de l'écoulement n'a pas 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 (Figure 2).

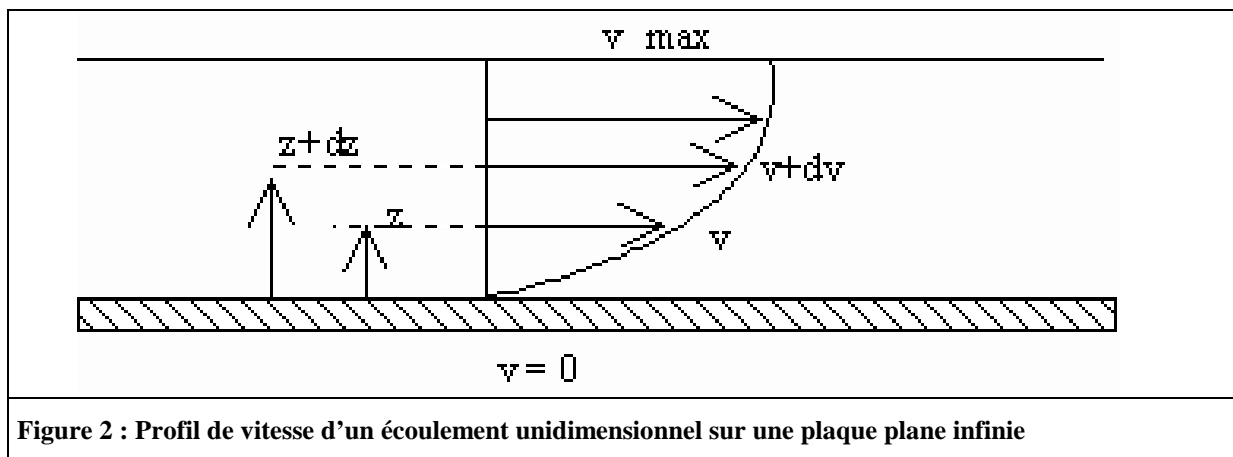


Figure 2 : Profil de vitesse d'un écoulement unidimensionnel sur une plaque plane infinie

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 z de cette couche au plan fixe : $v = v(z)$.

Considérons 2 couches contiguës distantes de dz . La force de frottement dF qui s'exerce à la séparation de ces deux couches sur un élément de surface dS s'oppose au glissement d'une couche sur l'autre. Dans le cas d'un fluide Newtonien, elle est proportionnelle à la différence de vitesse des couches soit dV , à leur surface S et inversement proportionnelle à dz :

$$dF = -\mu \cdot dS \cdot \frac{dV}{dz} \quad \text{Eq 7}$$

Le facteur de proportionnalité μ est le coefficient de viscosité dynamique du fluide.

Cette force qui s'oppose au glissement des couches l'une sur l'autre est une force dissipative qui induit la non conservation de la charge de l'écoulement par rapport au cas d'un fluide parfait. On peut tout de même généraliser la relation de Bernoulli au cas d'un fluide réel incompressible en introduisant la notion de pertes de charge ΔP qui représente l'énergie dissipée entre les sections 1 et 2 de l'écoulement moyenné. On a dès lors la relation suivante :

$$\left(\rho \frac{V_2^2}{2} + \rho g z_2 + p_2\right) - \left(\rho \frac{V_1^2}{2} + \rho g z_1 + p_1\right) = \Delta P \quad \text{Eq 8}$$

Les pertes de charge sont le fait des forces visqueuses (pertes de charge linéaires) mais également d'effets dissipatifs turbulents liés par exemple à l'élargissement ou au rétrécissement brusques de la section d'une conduite (pertes de charge singulières).

3.3 Calculs des pertes de charge dans une conduite

3.3.1 Régimes d'écoulement

Les expériences réalisées par Reynolds (1883) lors de l'écoulement d'un fluide dans une conduite cylindrique rectiligne, ont montré l'existence de deux régimes d'écoulement : laminaire et turbulent.

En utilisant des fluides divers (viscosité différente), en faisant varier le débit et le diamètre de la canalisation, Reynolds a montré que le paramètre qui permettait de déterminer si l'écoulement est laminaire ou turbulent est un nombre sans dimension appelé nombre de Reynolds et donné par :

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \quad \text{Eq 9}$$

Dans cette équation D représente le diamètre de la section circulaire. Dans le cas d'une conduite quelconque D est remplacé par le diamètre hydraulique D_h défini comme suit :

$$D_h = \frac{4 \cdot A}{p} \quad \text{Eq 10}$$

A représente la section de passage de fluide et p le périmètre mouillée par le fluide de la paroi.

L'expérience montre que si $Re < 2000$ le régime est laminaire, si $2000 < Re < 3000$ le régime est intermédiaire et enfin si $Re > 3000$ le régime est turbulent. Il existe différentes corrélations permettant de calculer les pertes de charge dans une conduite en fonction du régime d'écoulement. Par la suite nous rencontrerons surtout des régimes d'écoulement laminaire, nous allons donc restreindre la présentation des calculs de pertes de charge au cas des écoulements laminaires.

3.3.2 Expression des pertes de charge dans un écoulement permanent laminaire en conduite pour un fluide réel incompressible

Les contraintes pariétales de cisaillement peuvent être exprimées de la façon suivante :

$$\tau = f \cdot \frac{1}{2} \rho \cdot V^2 \quad \text{Eq 11}$$

Dans cette équation, f représente un coefficient de frottement dépendant des aspects géométriques de la conduite.

Soit une conduite rectiligne de section A constante, de périmètre p, de longueur L, un bilan mécanique permet dès lors d'exprimer les pertes de charges le long de la conduite :

$$\Delta P \cdot \pi \cdot A = \tau \cdot \pi \cdot p \cdot L \quad \text{Eq 12}$$

D'où en utilisant Eq 11 et Eq 12, l'expression de la perte de charge :

$$\Delta P = f \cdot \frac{1}{2} \rho \cdot V^2 \cdot \frac{p \cdot L}{A} \quad \text{Eq 13}$$

Introduisant dans Eq 13, le nombre de Reynolds défini dans Eq 9 et le diamètre hydraulique défini dans Eq 10, on obtient la formulation des pertes de charge suivante :

$$\Delta P = 2 \cdot (f \cdot \text{Re}) \cdot \mu \cdot V \cdot \frac{L}{D_h^2} \quad \text{Eq 14}$$

Dans cette équation $f \cdot \text{Re}$ est le nombre de Poiseuille. Ce nombre dépend uniquement de la géométrie de la conduite. Dans le cas d'une conduite cylindrique, ce nombre vaut 64.

Si l'on reformule cette expression en fonction du débit massique m que l'on souhaite faire transiter dans la conduite, on obtient la relation suivante :

$$\Delta P = 2 \cdot (f \cdot \text{Re}) \cdot \mu \cdot \frac{L \cdot m}{D_h^2 \cdot A \cdot \rho} \quad \text{Eq 15}$$

La perte de charge nécessaire au passage du fluide à un débit m est donc proportionnelle au nombre de Poiseuille, à la viscosité, au débit et à la longueur de la conduite et inversement proportionnelle au carré du diamètre hydraulique et à la section de la conduite. Pour limiter les pertes de charge et donc la puissance nécessaire des phénomènes moteurs pour faire transiter un fluide donné avec un débit m donné dans une conduite de longueur donnée, il est nécessaire de choisir une géométrie de conduite adaptée de par sa forme et possédant les plus grandes sections de passage et plus grands diamètres hydrauliques possibles.

4. Panorama des différentes solutions de refroidissement pour l'électronique

4.1 Radiateurs à air

Dans la plupart des applications terrestres, le milieu ambiant est constitué par l'air. La dissipation thermique est alors principalement régie par la convection naturelle et les transferts radiatifs. Or les coefficients thermiques équivalents de tels phénomènes sont faibles dans une fourchette de quelques unités à quelques dizaines de $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$. Dans ces conditions, une idée simple pour augmenter le flux dissipé vers le milieu ambiant consiste à augmenter artificiellement la surface d'échange entre ce dernier et la source de dissipation. La solution la plus fréquente est l'utilisation de radiateurs sur la surface desquels sont réalisées des ailettes. Toutefois, d'autres géométries de radiateurs ont été réalisées telles que des structures en nid d'abeilles. Les coefficients d'échange équivalents du point de vue de la surface dissipative sont alors fortement augmentés et peuvent atteindre des valeurs de quelques centaines de $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$.

Cette solution présente des avantages certains en termes de fiabilité car elle n'est pas tributaire de pannes mécaniques ou de fuites de liquide qui peuvent advenir dans des solutions de refroidissement par convection forcée. Elle présente également un intérêt économique évident vu le faible coût de revient des radiateurs usinés.

Néanmoins, elle ne saurait suffire au refroidissement de composants à fortes densités de flux dissipé. L'ajout d'un ventilateur pour générer un refroidissement par convection forcée permet toutefois de repousser les limites d'utilisation du radiateur à air en permettant d'atteindre des coefficients de l'ordre du millier de $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$.

4.2 Convection forcée liquide

Les limitations des radiateurs à air sont principalement dues à la faible conductivité thermique de l'air ($0.025 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ à 291 K). L'emploi de liquides tels que l'eau ($0.6 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ à 291K) permet de grandement améliorer les coefficients d'échange thermiques au niveau des composants et d'atteindre des valeurs supérieures à la dizaine de milliers de $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$.

Différentes études ont ainsi été menées au Laboratoire d'Electrotechnique de Grenoble sur l'utilisation de telles solutions de convection forcée liquide.

Ainsi, Meysenc [MEY] a étudié la réalisation d'un refroidisseur monophasique en cuivre à micro-canaux usinés dans la semelle du composant, ayant permis la dissipation de flux de chaleur de l'ordre de 400 W.cm^{-2} avec un gradient de température inférieur à 50°C .

Karim [KAR] a proposé d'usiner le refroidisseur dans la semelle de modules de puissance commerciaux afin de supprimer l'interface module-refroidisseur pénalisante thermiquement.

Gillot [GIL] a étudié une solution de refroidissement double-face pour des composants IGBT (Isolated Gate Bipolar Transistor) afin d'augmenter encore la surface d'échange.

Enfin, Perret [PER] s'est intéressée à la réalisation de micro-canaux dans le silicium pour le refroidissement.

4.3 Convection forcée avec changement de phase

La convection forcée liquide nécessite l'utilisation de pompes pour fournir le travail nécessaire à l'écoulement dans les micro-canaux. Lorsque les densités de flux augmentent, l'augmentation du débit de la pompe permet de maintenir des gradients de températures modérés. Toutefois, l'augmentation du débit accroît les pertes de pression dans les canaux et nécessite l'utilisation de pompes de plus en plus puissantes. Afin de limiter la puissance de ces dernières, il est possible de recourir à un système de convection forcée faisant intervenir un changement de phases.

Dans ce type de systèmes, la chaleur dissipée provoque le changement d'état du liquide pompé dans les micro-canaux et le transport d'énergie est assuré par le transport macroscopique de la vapeur dans les conduites. L'amélioration du coefficient d'échange est alors dû au bénéfice tiré de l'enthalpie d'évaporation et d'un phénomène de micro-convection induit par les bulles [SAC]. Aligoodarz et al. [ALI] ont montré que les coefficients d'échange obtenus dans de petits canaux sont très proches de ceux rencontrés dans le phénomène d'ébullition en vase.

Pour comprendre les phénomènes susceptibles d'advenir dans un tel type de refroidisseur, l'ébullition en vase se doit donc d'être décrite. La Figure 3 présente l'évolution du flux dissipé en fonction de la surchauffe ΔT_{sat} de la paroi.

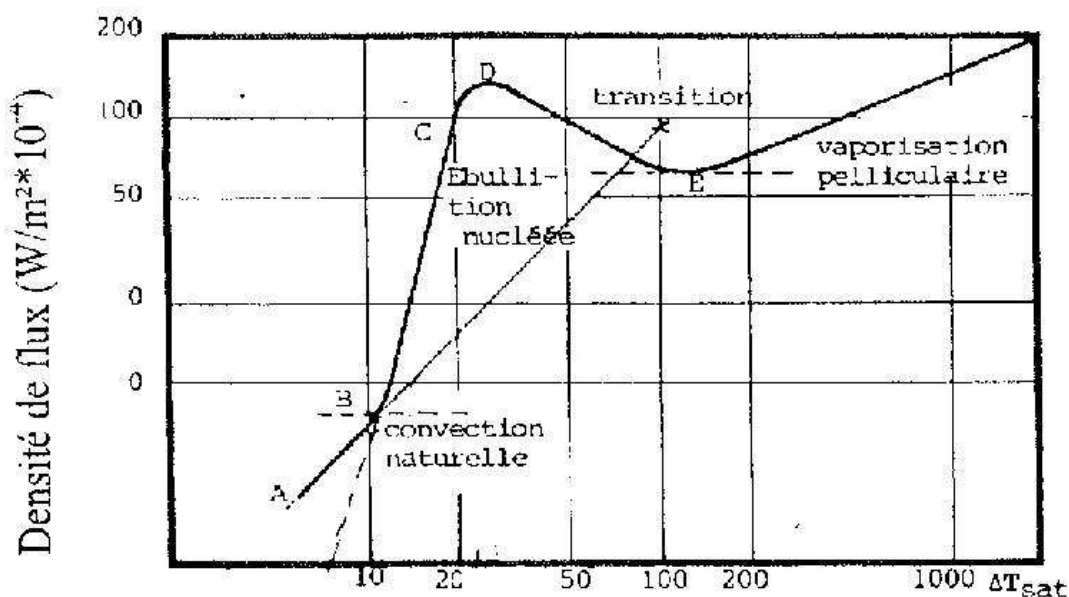


Figure 3 : Caractéristiques de l'ébullition en vase [SAC]

La première zone pour les faibles températures de surchauffe de paroi ΔT_{sat} , du point A au point B sur la courbe, correspond à un transfert par convection naturelle. A partir du

point B, le départ du phénomène d'ébullition intervient et un régime d'ébullition à bulles isolées se met en place. Cette zone correspond à la portion de la courbe entre les points B et C. La partie C à D, voit l'avènement d'un nouveau régime d'ébullition nucléée à poches qui correspond à une inflexion de la courbe et donc à une dégradation de l'échange du fait de la grande proportion de vapeur, peu conductrice, à proximité immédiate de la paroi. Du point D au point E, un régime d'ébullition de transition apparaît pour céder place, après le point E, à un régime d'ébullition thermique hautement défavorable en terme de transfert. Une représentation schématique des transferts sus-mentionnés est donnée Figure 4.

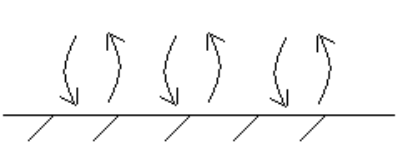
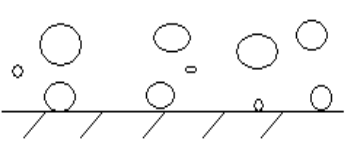


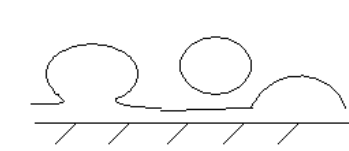
		
AB : Convection naturelle	BC : ébullition à bulles isolées	CD : ébullition nucléée à poches
		
DE : ébullition de transition	Après E : ébullition en film	

Figure 4 : Différents régimes de transfert lors de l'ébullition en vase

Le refroidissement par convection forcée avec changement de phase est très performant. Par contre il nécessite un dimensionnement très précis pour éviter toutes crise d'ébullition pouvant altérer de façon dramatique le transfert de chaleur et provoquer une forte augmentation de température pouvant engendrer la destruction du composant sus-jacent et la fonte du matériau constituant les parois.

5. Les caloducs, dispositifs passifs à changement de phase

Les solutions de refroidissement faisant intervenir la convection forcée, exposées précédemment, se révèlent très efficaces. Cependant, lorsque des considérations de masse et de miniaturisation, comme par exemple dans les systèmes embarqués pour l'aérospatiale, entrent en ligne de compte, la suppression de systèmes de pompage au profit de solutions totalement passives peut s'avérer nécessaire.

Pour obtenir des systèmes passifs efficaces d'un point de vue transfert thermique, le processus quasi isotherme de changement de phase est mis à profit pour des fluides à enthalpie de vaporisation élevée.

En effet, les coefficients thermiques caractéristiques des phénomènes d'évaporation et de condensation à l'interface des phases liquide et vapeur sont extrêmement importants.

La théorie cinétique permet d'estimer ce coefficient h , Dunn et Reay [DUN] proposent ainsi l'expression suivante :

$$h = \frac{P_v \cdot h_{l \rightarrow v}^2}{R_v \cdot T_v^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \pi \cdot R_v \cdot T_v}} \quad \text{Eq 16}$$

Dans cette expression, P_v désigne la pression de la vapeur, T_v sa température, R_v la constante du gaz et $h_{l \rightarrow v}$ l'enthalpie massique de vaporisation du fluide.

Dans le cas de l'eau, les valeurs de h sont au delà de $10^6 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$. Cela implique que pour des flux aussi élevés que 100 W.cm^{-2} la différence de température à l'interface liquide-vapeur lors du changement de phase est en dessous de 1 K.

Les caloducs sont des dispositifs passifs permettant, en utilisant ce phénomène de vaporisation, le transfert de chaleur sur des distances importantes avec de très faibles gradients thermiques.

Le fonctionnements des caloducs est schématisé Figure 5.

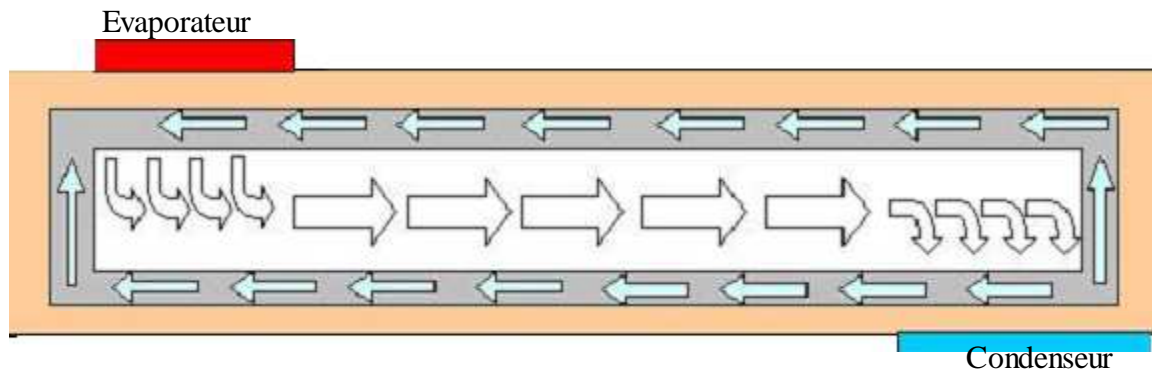


Figure 5 : Schéma de principe des dispositifs passifs à changement de phase

La chaleur dissipée par une source quelconque est conduite à travers les parois du dispositif jusqu'au liquide et provoque son évaporation. L'énergie communiquée au système est alors transportée par un transfert de masse de la vapeur, phase d'enthalpie la plus élevée, jusqu'aux zones froides du dispositif où elle est recédée du fait d'une condensation et évacuée, par conduction, dans le puits thermique. Du fait de l'équilibre entre phases, le système, dans les zones adiabatiques, demeure à proximité de la température de saturation imposée par l'échange avec la source froide. Il peut donc permettre à des flux importants de transiter dans les zones adiabatiques avec des gradients de température très faibles.

L'enjeu majeur dans ce genre de dispositif est donc d'amener le flux thermique de la source de chaleur jusqu'aux interfaces où se produit l'évaporation et des interfaces où a lieu la condensation vers le puits thermique, en limitant au maximum les gradients de température.

Le nécessaire retour du fluide au niveau des zones chaudes du dispositif depuis les zones de condensation est assuré par des forces tels que la gravité, les effets centrifuge et la capillarité dans les systèmes embarqués spatiaux où la gravité est inexistante, par exemple dans les satellites avec notamment l'utilisation de caloducs (heat pipes) ou de boucles à pompage capillaire (capillary pumped loops).

La suite se propose de présenter différentes structures à changement de phase reposant sur différents mécanismes de retour du fluide.

5.1 Thermosiphons

Les thermosiphons sont des systèmes utilisant les forces volumiques de gravité afin de permettre le transfert depuis un évaporateur en position basse vers un condenseur en position haute (Figure 6). Ainsi, la vapeur formée monte dans le dispositif jusqu'au condenseur où le retour du condensat vers l'évaporateur est alors assuré par la gravité. Ce type de dispositif du fait de sa très grande simplicité et de ses avantages économiques est très utilisé pour les applications terrestres mais ne peut convenir que pour les applications où la position de la source de dissipation est invariablement en dessous de la source froide.

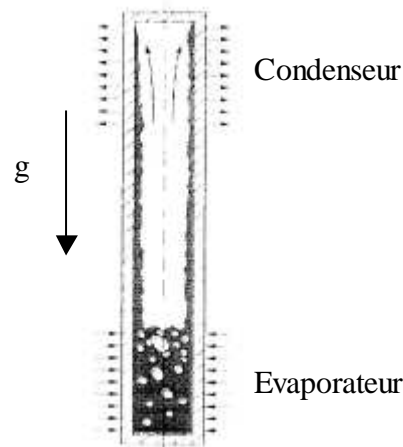


Figure 6 : Schéma d'un thermosiphon

5.2 Caloducs tournants

Pour les pièces en rotation, la gestion des flux de chaleur dus par exemple aux frottements entre pièces mécaniques peut être effectuée grâce à des caloducs tournants. Dans ces derniers le liquide est retourné vers l'évaporateur grâce à l'action de forces centrifuges. A cette fin, le diamètre de l'espace vapeur du caloduc augmente progressivement depuis le condenseur jusqu'à l'évaporateur (Figure 7). Ce genre de dispositif est utilisé principalement pour le refroidissement de pièces mécaniques en rotation.

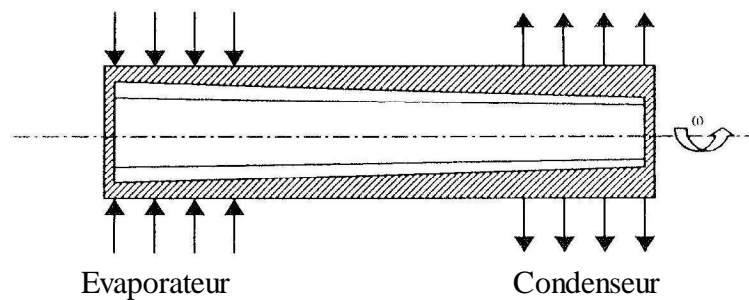


Figure 7 : Schéma d'un caloduc tournant

5.3 Caloducs pulsés

Ce type de caloduc (pulsation heat pipe) fonctionne grâce à un écoulement de liquide et de vapeur sous forme de bouchons dans un tube capillaire. Le tube constitue plusieurs boucles entre une zone d'évaporation et de condensation. La chaleur est alors transférée par les oscillations du fluide de travail dans la direction axiale. Ces oscillations sont créées par des fluctuations rapides de pression dues à la génération de bulles de vapeur dans la zone d'évaporation et à leur collapsus dans la zone de condensation.

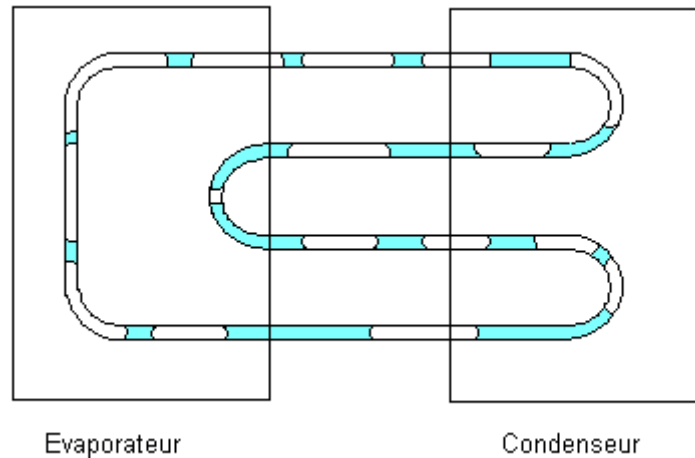


Figure 8 : Schéma d'un caloduc pulsé

5.4 Caloducs à réseau capillaire

Cette dernière solution est très utilisée dans la gestion thermique des systèmes spatiaux où les forces volumiques de gravitation sont inexistantes ou dans certains systèmes dont la configuration ne permet pas de placer la source chaude au dessous de la source froide. Les mouvements des phases liquide et vapeur sont alors permis par le phénomène de capillarité, développé dans des réseaux spécifiques, qui est explicité dans le paragraphe suivant.

5.4.1 La capillarité, moteur des écoulements

Le phénomène de capillarité est facilement observable expérimentalement. Ainsi, c'est lui qui assure dans un tube de faible dimension plongé dans un liquide la remontée de ce dernier dans le tube. Ce phénomène est lié à l'existence d'une tension interfaciale σ entre corps différents ou phases différentes d'un même corps en contact. Cette tension interfaciale, dite tension superficielle, naît des interactions moléculaires dans la zone de contact.

Ainsi, dans le cas d'une interface liquide vapeur courbe à l'équilibre mécanique, l'existence de la tension de surface induit une différence de pression entre phases liquide P_l et vapeur P_v . La différence $P_v - P_l$, appelée pression capillaire P_{cap} , est liée par la relation de Young-Laplace aux rayons de courbure principaux r_1 et r_2 de l'interface, positifs si le centre du cercle osculateur associé est dans la phase vapeur, négatif sinon :

$$P_{cap} = P_v - P_l = \sigma \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \quad \text{Eq 17}$$

où σ représente la tension superficielle
Dans le cas d'une bulle sphérique de rayon r cette relation devient :

$$P_{cap} = \frac{2 \cdot \sigma}{r}$$

Eq 18

Dès lors, il est possible d'imaginer une structure solide retenant, grâce à des forces d'adhésion, le liquide, en coexistence avec sa vapeur, et permettant la variation spatiale du rayon de courbure à l'interface liquide-vapeur. Une telle variation spatiale induit, d'après l'équation de Young-Laplace, un gradient de pression capillaire et donc des gradients de pressions liquide et vapeur. Ces derniers génèrent alors un écoulement susceptible de ramener le liquide jusqu'à une zone d'évaporation. C'est ce mécanisme qui est le moteur des caloducs à réseaux capillaires. Les réseaux capillaires peuvent être de divers types. Ces différents types seront évoqués ultérieurement.

5.4.2 Capillarité et mouillabilité

Nous avons énoncé précédemment que la montée d'un fluide dans un tube de faible dimension était liée au phénomène de capillarité. Or pour deux tubes de même dimensions réalisés dans des matériaux différents ou dans le même matériau mais avec des états de surface différents, les niveaux du liquide dans les tubes ne sont pas les mêmes (Figure 9).

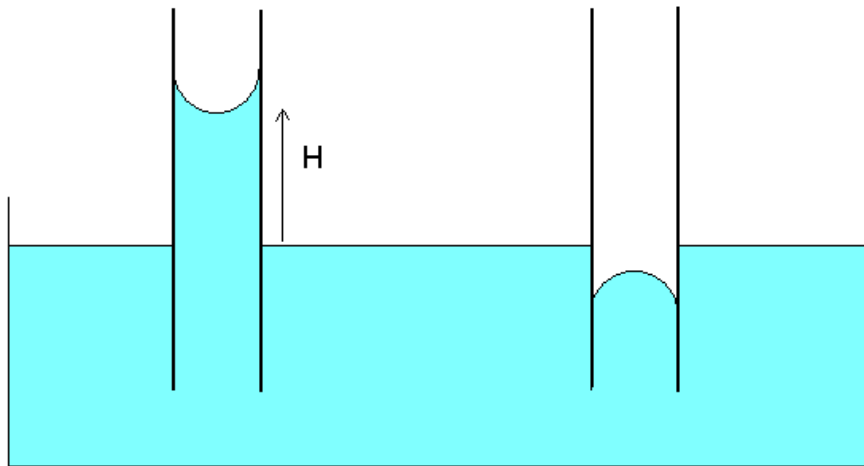


Figure 9 : Remontée d'un fluide dans deux capillaires de matériau différents

Ceci est dû à la mouillabilité du liquide par rapport aux différents tubes. La mouillabilité caractérise la propension qu'a une goutte de liquide à s'étaler sur une surface donnée. Elle est quantifiée par l'angle de contact θ (Figure 10). La mouillabilité résulte de phénomènes de tensions interfaciales entre la goutte et le solide, la goutte et le gaz susjacent, ce même gaz et le solide. Dans le cas de la Figure 10, le fluide à gauche est plus mouillant que le fluide à droite vis à vis de la surface du solide, ce qui se traduit par la moindre grandeur de θ_1 par rapport à θ_2 .



Figure 10 : Mouillage d'un fluide sur une paroi : à gauche, fluide mouillant et à droite fluide non mouillant

Dans un tube de rayon R, le rayon minimal que peut atteindre la courbure de l'interface n'est pas seulement limité par la géométrie du tube mais également par l'angle minimal possible entre les parois du tube et le ménisque qui n'est autre que l'angle de contact et la plus petite valeur du rayon de courbure alors accessible est $R/\cos(\theta)$.

De même, dans un réseau capillaire, la pression capillaire maximale développable ne dépend pas seulement de la géométrie du réseau mais aussi de la mouillabilité du liquide sur ce réseau. Elle s'exprime par la relation suivante :

$$P_{cap} = \sigma \cdot \cos(\theta) \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \quad \text{Eq 19}$$

Cette dépendance de la pression capillaire avec l'angle de mouillage fait ressortir l'importance primordiale du choix du couple liquide/matériau du réseau capillaire. Dans la pratique, pour exacerber la capillarité, il faut privilégier les couples pour lesquels l'angle de mouillage est le moins important.

5.4.3 Les réseaux capillaires

Les réseaux capillaires dans un caloduc ont deux fonctions principales :

- assurer le retour du fluide par capillarité
- transférer les flux thermiques par conduction jusqu'aux zones d'évaporation ou depuis les zones de condensation.

Diverses propositions de réseau capillaire ont été étudiées :

- réseaux rainurés [**KHR**]
- réseaux à coins liquides [**LAU**]
- réseaux à treillis métallique ou réseaux fibreux [**IVA**]
- réseaux à poudre métallique frittée [**DUN**]
- réseaux poreux à ménisque inversés [**KHR2**]

Un réseau capillaire adéquat doit permettre un compromis intéressant entre pression capillaire maximale développable (motrice), limitation des pertes de pression visqueuses opposées aux mouvements des fluides et limitation des gradients thermiques en son sein.

6. Considérations pour la fabrication des caloducs

6.1 Choix du fluide

La gamme de température de fonctionnement d'un caloduc est limitée par le fluide qu'il contient. En effet, un caloduc ne peut être employé que sur une gamme de température nécessairement comprise, du fait de la coexistence impérative des phases liquide et vapeur, entre la température de fusion du corps utilisé et sa température critique. De plus, étant donné les pressions importantes du fluide à proximité du point critique générant des problèmes d'éclatement potentiel de la structure, la température maximale d'utilisation du caloduc se situe en fait bien en deçà de la température critique du fluide. De même, la prédominance de limitations de type sonique ou visqueuse pour les basses pressions (et donc les basses températures), réhausse la température minimale d'utilisation du caloduc au dessus de la température du point de fusion. La gamme de température effective se trouve donc fortement réduite par rapport à celle séparant le point de fusion et le point critique.

D'un premier point de vue, celui du domaine de fonctionnement défini par l'application, il est donc nécessaire de choisir un fluide approprié.

Dans le Tableau 2, sont présentés les domaines de température usuels pour différents fluides.

Tableau 2 : Fluides pour caloducs et domaines usuels de température [BRI]

Fluide	Domaine de température (°C)	Fluide	Domaine de température (°C)
Hélium	-271 à -269	Eau	30 à 250
Azote	-203 à -160	Toluène	70 à 270
Ammoniac	-60 à -70	Naphtalène	150 à 430
R 11	-40 à 120	Mercure	220 à 600
Pentane	-20 à 120	Césium	430 à 800
R 113	-10 à 100	Potassium	500 à 850
Acétone	0 à 120	Sodium	550 à 1100
Méthanol	10 à 130	Lithium	1000 à 1700
Ethanol	0 à 130	Argent	1800 à 2300
Heptane	0 à 150		

D'un second point de vue, à savoir celui des performances souhaitées en terme de gradients thermiques et de puissance maximale transférable autour d'une température donnée, le fluide sera choisi en fonction de ses propriétés physiques mises en jeu dans le fonctionnement du dispositif.

Par exemple pour un dispositif à réseau capillaire rainuré, concernant la puissance maximale Q_{\max} transférable, ces dernières sont la masse volumique du liquide ρ_l , la tension interfaciale σ , la viscosité dynamique du liquide μ_l et l'enthalpie de d'évaporation $h_{l \rightarrow v}$.

En effet, comme il a été mentionné dans l'équation Eq 15 du paragraphe I.3.3.2, les pertes visqueuses liquides dans une conduite (et à fortiori dans une rainure) sont proportionnelles au facteur $[\mu_l m_l \rho_l^{-1}]$ du liquide où μ_l représente la viscosité dynamique du liquide, ρ_l sa masse volumique et m_l le débit massique de liquide transitant la conduite. Or le débit transitant dans l'une des N_l rainures du réseau capillaire est directement relié au flux Q injecté dans le système par la relation suivante :

$$Q = h_{l \rightarrow v} \cdot N_l \cdot m_l \quad \text{Eq 20}$$

où $h_{l \rightarrow v}$ est l'enthalpie massique de vaporisation. La perte visqueuse dans une rainure est donc proportionnelle au facteur $[\mu_l h_{l \rightarrow v}^{-1} \rho_l^{-1} Q]$.

D'autre part, la différence de pression motrice P_{cap} est proportionnelle à σ d'après Eq 19. Par conséquent, en considérant l'équilibre entre les effets moteurs et dissipatifs, le flux dissipé maximal possible, Q_{max} , est lié aux paramètres physiques du fluide par la relation de proportionnalité suivante :

$$Q_{max} \propto \frac{\sigma \cdot \rho_l \cdot h_{l \rightarrow v}}{\mu_l} \quad \text{Eq 21}$$

Il est ainsi possible de définir un facteur de mérite en fonctionnement capillaire M_c par :

$$M_c = \frac{\sigma \cdot \rho_l \cdot h_{l \rightarrow v}}{\mu_l} \quad \text{Eq 22}$$

De même, le facteur de mérite M_t peut-être défini pour un thermosiphon [BRI] :

$$M_t = \left(\frac{\rho_l^2 \cdot k_l^3 \cdot h_{l \rightarrow v}}{\mu_l} \right)^{\frac{1}{4}} \quad \text{Eq 23}$$

Concernant les performances thermiques, le fluide devra avoir la plus haute conductivité thermique k_l possible pour limiter les gradients à l'évaporateur et au condenseur.

A partir des considérations ci dessus, des candidats pour les applications électroniques peuvent être identifiés. L'eau présente, ainsi, un fort intérêt et est utilisée dans nombre de réalisations. D'autres fluides tels l'ammoniac et le méthanol sont également grandement utilisés.

6.2 Choix de l'enveloppe

Comme il a été énoncé précédemment, la mouillabilité joue un rôle majeur dans les systèmes capillaires. Le choix d'un couple fluide/paroi minimisant l'angle de contact est donc indispensable.

En outre, pour un fonctionnement pérenne du caloduc, il faut se soucier des phénomènes chimiques susceptibles de se produire entre le fluide et la paroi. Par exemple, l'apparition d'un phénomène de corrosion peut avoir des conséquences dramatiques, en terme de fiabilité, du fait de la formation de gaz incondensables susceptibles de bloquer l'échange thermique au niveau du condenseur et d'annihiler, ainsi, les performances du caloduc.

Un dernier paramètre d'importance est la résistance mécanique du matériau. L'enveloppe doit résister à la pression interne du caloduc, il est donc important de s'enquérir des propriétés mécaniques du matériau enveloppe.

Pour les considérations de réactions chimiques et de mouillabilité, il est possible d'utiliser un couple fluide/paroi à priori inopportun si un traitement de surface adéquat, par exemple un dépôt, est effectué, antérieurement à l'insertion du fluide, afin de passiver la surface et/ou d'augmenter sa mouillabilité par rapport au fluide. C'est par exemple le cas quand est utilisée l'association eau/silicium. L'oxydation préalable du silicium permet d'améliorer l'angle de contact eau/réseau capillaire.

6.3 Remplissage des caloducs

Le remplissage des caloducs est primordial pour leur bon fonctionnement. Ainsi, il faut veiller à ne pas surcharger ou sous-charger le système en fluide sous peine de dégrader les performances thermiques ou d'assister à un assèchement prématuré de l'évaporateur.

La procédure de remplissage du fluide comporte principalement quatre étapes :

- purification du fluide pour éviter toute espèce étrangère susceptible d'être un catalyseur de réactions de corrosion ou de décomposition ou de dégrader le fonctionnement thermique,
- dégazage de l'enveloppe et du fluide pour supprimer gaz dissous ou occlus dans les parois susceptibles de bloquer le transfert au niveau du condenseur,
- transfert du fluide dans l'enveloppe,
- fermeture hermétique du caloduc.

Nous reviendrons, plus tard, dans l'exemple concret de nos réalisations sur le remplissage des dispositifs. Dans cette partie, nous nous intéresserons plus spécialement aux différentes méthodes pour le transfert du fluide dans l'enveloppe. Jones et coll. [JON] ont recensé ces différentes méthodes.

Une première méthode consiste à introduire à l'aide d'une seringue micro-graduée le liquide dans l'enveloppe du caloduc, préalablement mise sous vide. Pour ce faire, un jeu de vannes, un septum ou un joint en Téflon et une jonction T sont utilisés.

Sur la Figure 11, se trouve une représentation schématisée du procédé de remplissage.

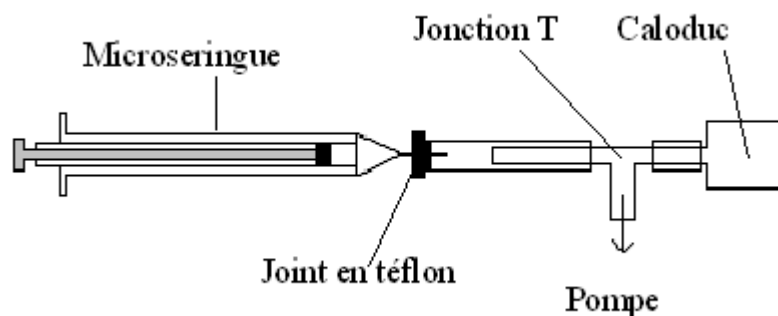


Figure 11 : Schématisation du dispositif de remplissage par la méthode de la seringue [JON]

Le liquide purifié et dégazé est prélevé dans la seringue. Le bras de la jonction T reliant le dispositif au système de pompage est fermé grâce à une vanne et le fluide est injecté à travers le septum grâce à l'aiguille de la seringue. Le caloduc est alors fermé hermétiquement par exemple en pinçant le tuyau de remplissage pour obtenir un queusot. Cette méthode est la plus simple à mettre en œuvre et la plus précise de celles exposées. Cependant, le liquide est en partie exposé à l'air ambiant durant son transfert.

Une seconde méthode dite d'équilibre thermodynamique est basé sur le principe éponyme. Le système de remplissage, représenté Figure 12, est composé de trois parties : un générateur de vapeur, un système de pompage et une chambre à vide.

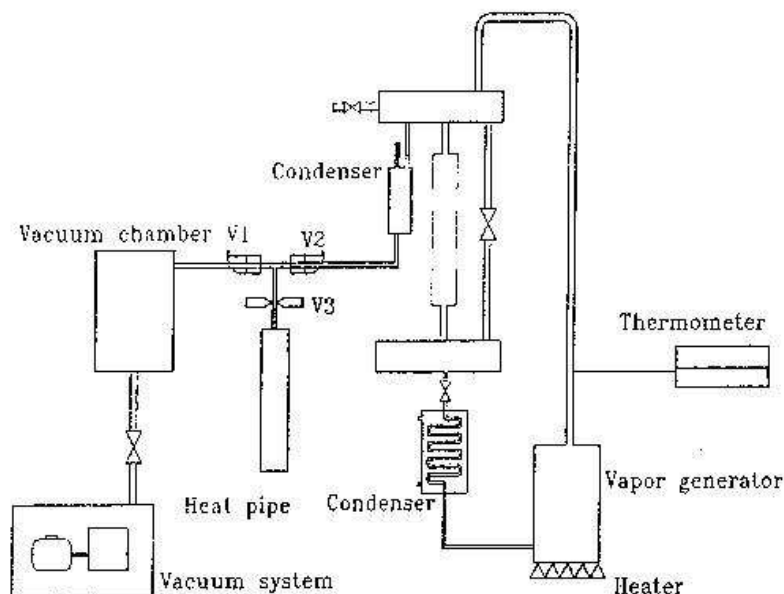


Figure 12 : Schématisation du dispositif de remplissage par la méthode d'équilibre thermodynamique [JON]

Dans le système présenté par Jones, le générateur est en fait un thermosiphon qui purifie le liquide en le distillant et maintient une pression nécessaire à l'évacuation de ce liquide vers le caloduc. Après que le caloduc ait atteint le niveau de vide souhaité, le condensat issu du condenseur du thermosiphon est introduit dans le caloduc via un tuyau de remplissage jusqu'à ce que ce dernier soit entièrement rempli. La vanne V2 est alors fermée afin d'isoler caloduc et chambre à vide du générateur de vapeur. Puis, la vanne V1 est ouverte mettant le caloduc rempli en contact avec le volume de la chambre à vide et produisant une forte évaporation du liquide dans le caloduc. La pression de la chambre à vide augmente alors jusqu'à la réalisation de l'équilibre thermodynamique. Le volume de liquide expulsé de l'enveloppe du caloduc par l'évaporation est alors fonction du volume de la chambre à vide. Le processus d'évaporation tendant à refroidir le caloduc, ce dernier est plongé dans un bain thermostaté. Cette méthode nécessite une calibration soignée et semble quelque peu imprécise. En effet des tests de reproductibilité font état, pour un même volume de chambre à vide, d'une variation de la quantité de liquide de +/- 10% autour de la valeur moyenne.

Une troisième méthode, déclinée de la méthode précédente consiste à utiliser des tubes capillaires à la place de la chambre à vide. L'idée de cette méthode repose sur les faits suivants. Le volume du liquide nécessaire dans le caloduc ne représente qu'une faible portion du volume interne total. La mesure de ce petit volume de remplissage à injecter est une tâche ardue mais la mesure du volume de liquide à retirer du caloduc totalement rempli est nettement plus aisée. Cette méthode utilise un tube capillaire de petit diamètre interne et de longueur donnée afin que le volume interne de ce tube corresponde au volume de liquide à soustraire du caloduc pleinement rempli. Le procédé de remplissage suit alors les étapes ci contre. Dans un premier temps, le dispositif est rempli de façon similaire à celle de la méthode d'équilibre thermodynamique. Puis, le tube capillaire est connecté au caloduc et est mis sous vide. Le vide recherché atteint, le caloduc est chauffé afin de repousser le liquide l'emplantant dans le tube. Une fois ce dernier totalement rempli, le caloduc est scellé. Cette méthode est grandement appréciable pour sa précision et sa fiabilité.

6.3.1 Etude bibliographique sur la réalisation de caloducs pour le refroidissement de l'électronique

6.3.1.1 Microcaloducs

Le concept de microcaloducs a été introduit par Cotter [COT] pour le refroidissement de composants électroniques. Il est défini comme un caloduc dont le rayon de courbure moyen de l'interface liquide – vapeur est du même ordre de grandeur que le rayon hydraulique du tube.

Dans ces microcaloducs, les coins de la section transversale permettent le retour du condensat par capillarité. Plusieurs géométries de canaux ont été étudiées tels des canaux triangulaires [MAL], rectangulaires [PET] ou en étoiles [KAN].

De nombreuses études bibliographiques traitant aussi bien des aspects modélisation, dimensionnement, réalisation technologique et tests sont disponibles par exemple [PET2], [PET4], [SAR] et [GRO].

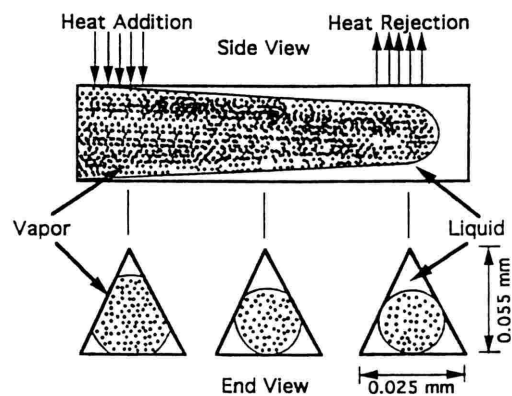


Figure 13 : exemple de microcaloduc [MAL]

Du fait de la petitesse des diamètres hydrauliques de l'ordre de plusieurs dizaines de microns, un microcaloduc ne permet généralement que le transfert de puissances de l'ordre du dixième de Watt et ceci sur des distances modérées, de l'ordre du centimètre. Les microcaloducs sont donc en général utilisés en rangées resserrées pour permettre de dissiper des flux significatifs. Ils sont, par contre, relativement peu coûteux et simples à réaliser et à intégrer dans un substrat silicium, ce qui a suscité leur étude pour le refroidissement en électronique. Leur réalisation sur substrats silicium relève principalement de techniques de gravure humide isotrope par solution de potasse pour former des tranchées et de techniques de scellements eutectique ou direct pour refermer les tranchées et obtenir les canaux.

Dans le tableau 3, sont présentées synthétiquement les réalisations de Mallik et coll [MAL], Peterson et coll [PET], [PET3] et Kang et coll [KAN] utilisant le couple enveloppe silicium/ fluide méthanol.

Tableau 3 : Microcaloducs silicium / méthanol

Réf.	Type de dispositif	Réalisation	Résultats expérimentaux
[MAL]	section triangulaire 34 ou 66 canaux largeur 25 μm hauteur 55 μm	à partir de canaux rectangulaires obtenus par gravure anisotrope, un dépôt CVD de cuivre (30 μm) vient boucher les canaux qui prennent une forme triangulaire	puce chauffante 8 mm x 8 mm conductivité thermique +42% (34 canaux) ; +47 % (66 canaux 4,7 W) par rapport au silicium
[PET1]	taille 2 cm x 2 cm section rectangulaire 39 canaux largeur 30 μm , hauteur 80 μm , longueur 19,75 mm	plaque épaisseur 378 μm , canaux obtenus par sciage pas entre canaux 500 μm , fermé par plaque de verre	puce chauffante 18,2 mm x 6 mm conductivité thermique +31 % à 4 W par rapport au silicium
[PET3]	taille 2 cm x 2 cm section triangulaire canaux largeur 120 μm , hauteur 80 μm	plaque épaisseur 500 μm , canaux obtenus par gravure anisotrope, fermés par plaque de verre	puce chauffante 18,2 mm x 6 mm conductivité thermique x 2,4 à 4 W par rapport au silicium
[KAN]	Taille 2,54 x 2,54 cm ² Section étoile ou Section rhombus 31 canaux	Dispositif à 3 plaques (étoiles) Ou 2 plaques (rhombus) Réalisation par gravure anisotropique et scellement eutectique	Puce chauffante : 25.4 mm x 6mm Refroidisseur : 25.4 mm x 6mm 20 W pour étoiles 14 W pour rhombus conductivité thermique x 2,4 par rapport au silicium

6.3.1.2 Caloducs plats

Le caloduc plat est une structure qui a été très souvent étudiée pour le refroidissement de systèmes électroniques à forte puissance. Il consiste en une enveloppe parallélépipédique délimitant un vaste espace prévu pour l'écoulement de la vapeur entouré par un réseau capillaire voué au retour du liquide (Figure 14). Par rapport aux réseaux de microcaloducs, l'importance du diamètre hydraulique de la phase vapeur permet de limiter l'interaction de la vapeur sur le liquide qui remonte à contre-sens par capillarité. Ce genre de structure permet donc le transfert de puissances plus élevées sur des distances plus importantes. La planéité de l'enveloppe externe facilite aussi le report des composants à refroidir sur cette dernière.

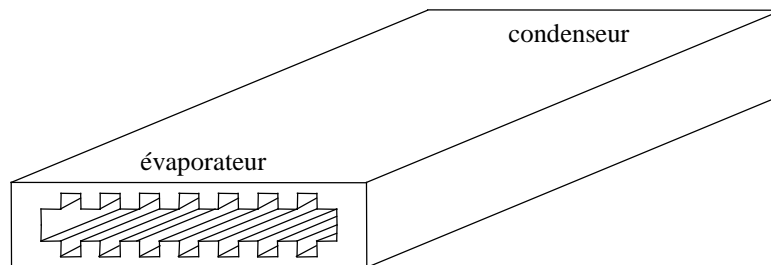


Figure 14 : Vue schématique de la section en coupe transversale d'un caloduc plat (ici à rainures)

De nombreuses études ont porté sur cette structure. Cao et coll [CAO], Gao et coll [GAO] Hopkins et coll [HOP], Ponnapan et coll [PON], Lin et coll [LIN] ont étudié la réalisation de structures en cuivre à réseau rainuré utilisant l'eau pour fluide. Diverses méthodes de réalisation de réseau à rainures rectangulaires ont été testées. Cao [CAO] et Gao [GAO] ont étudié une méthode par électroérosion, Lin [LIN] et Ponnapan [PON] ont eux

utilisé de fines feuilles de cuivre pliées et brasées à l'enveloppe pour constituer le réseau capillaire. En terme de performances, étant donné la grande diversité des dimensions des structures étudiées les comparaisons sont difficiles, nous nous contenterons juste d'énoncer que de tels dispositifs ont permis de transférer des puissances de plus de 100W avec des densités à l'évaporateur de 140 W.cm^{-2} sur des distances d'environ 8 cm et que les paramètres revêtant une importance particulière dans les performances de ce genre de structure sont l'épaisseur de la zone vapeur et le rapport de forme des rainures, à savoir le rapports largeur sur profondeur de ces dernières.

Des réalisations avec des céramiques à réseau rainuré utilisant de l'eau, ont également été étudiées par Zampino et coll [ZAM], Gao et coll [GAO2] et Jones et coll [JON1]. Le dispositif de Gao a ainsi permis la gestion de densités de puissance de l'ordre de 80 W.cm^{-2} . Il est cependant important de noter que de telles structures posent un problème thermique, au niveau des zones de condensation et évaporation, vu la faible conductivité de l'enveloppe en céramique (quelques $\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$) par laquelle le flux transite. Pour résoudre ce problème, Jones et coll [JON2] proposent d'intégrer des vias thermiques en argent dans la céramique. Ils arrivent ainsi à une conductivité thermique équivalente de l'enveloppe dans les zones d'intérêt de $250 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$.

Enfin, citons les travaux d'Ivanova [IVA] qui a étudié la réalisation de caloducs plats à réseau capillaire fibreux sur substrat DBC, alliant des aspects isolation électrique aux aspects purement thermiques, les travaux d'Avenas [AVE] sur la réalisation de caloducs à réseau capillaire à base de poudre frittée et ceux de Gillot [GIL2] et Cézac [CEZ], portant sur la réalisation de caloducs plats miniature en silicium. Dans le chapitre II, nous nous intéresserons aux performances de dispositifs en silicium résultant de ces derniers travaux et à la modélisation de leur comportement.

6.3.1.3 Boucles à pompage capillaire (capillary pumped loops)

Une boucle capillaire est un système diphasique utilisant la capillarité induite par un réseau poreux. Contrairement aux dispositifs exposés ci-avant, les phases liquides et vapeur ne sont pas en interaction et empruntent deux chemins distincts dans des canalisations différentes (Figure 15).

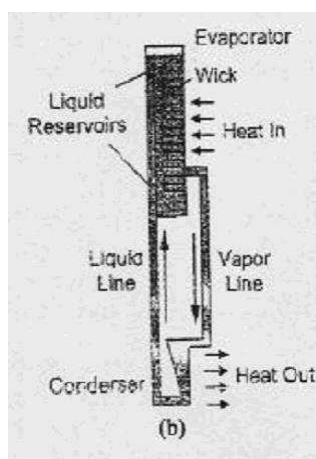


Figure 15 : Schéma de principe d'une boucle capillaire [CYT]

Les pertes dans chacun des écoulements sont alors principalement dues à la friction contre les parois et l'interaction entre phases liquide et vapeur à contre-courant, très pénalisante en terme de limite capillaire, est supprimée. Ces systèmes permettent alors de traiter des puissances supérieures sur une même distance de transport par rapport aux

caloducs miniatures ou de permettre un transport d'une même puissance sur des distances plus longues.

Une des caractéristiques principales de ces boucles est la présence d'une chambre de compensation (Liquid Reservoirs sur la Figure 15). Ces réservoirs ont pour but de compenser la variation du titre de liquide dans le système fermé conservatif de la boucle. En effet, quand la température de la boucle augmente, le titre massique de liquide diminue car de plus en plus de liquide passe sous phase vapeur. Afin de ne pas assécher les parties utiles du dispositif, à savoir la ligne liquide au condenseur et le réseau capillaire, la chambre de compensation fournit le liquide qui change de phase durant l'élévation de température.

Dans ce type de dispositif, le cœur du fonctionnement est le réseau capillaire. Sur la Figure 16 est représenté un réseau capillaire constitué de pores cylindriques de $300\mu\text{m}$ de profondeur pour $5\mu\text{m}$ de diamètre, au pas de $20\mu\text{m}$, réalisés par gravure photo-electrochimique dans un substrat silicium.

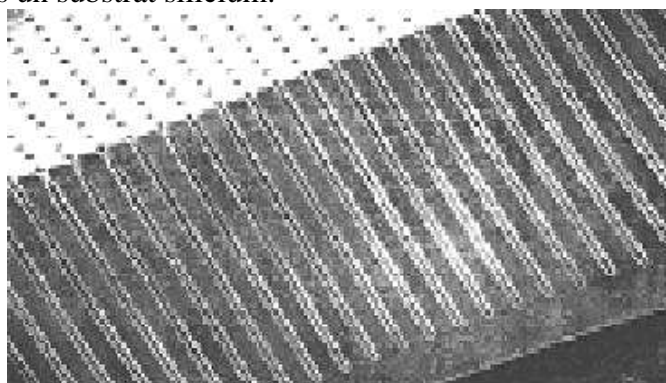


Figure 16 : Silicium poreux cohérent [CYT]

Ce type de réalisation pour utilisation dans les boucles fluides est étudiée par Cytrynowicz et al [CYT]. Elle permet d'obtenir un pompage capillaire très important grâce à la petitesse des pores réalisables et des pertes réduites dans le réseau grâce aux grandes porosités accessibles, au delà de 66%. L'auteur ne précise pas quelles densités de puissance dissipée peuvent être atteintes.

7. Conclusions

Le refroidissement de l'électronique est effectué dans la plupart des systèmes par l'utilisation de radiateurs à air. Toutefois, une telle solution peut s'avérer insuffisante pour conserver une température acceptable de fonctionnement lorsque les densités de puissances dissipées dans les composants s'accroissent. Dans ce cas, des solutions de refroidissement par convection forcée, avec ou sans changement de phase, caractérisées par des coefficients d'échange élevés au niveau des composants peuvent remédier au problème de contrôle thermique. Ces solutions font intervenir des systèmes de pompage qui limitent la compacité des systèmes de refroidissement, augmentent leur poids et nécessitent un apport d'énergie.

Dans le cas de systèmes spatiaux ou aéronautiques miniaturisés, où la masse du système tient une part importante du coût, ces solutions par convection forcée sont donc pénalisantes. Il est alors envisageable d'utiliser des systèmes passifs à changement de phase pour extraire la chaleur depuis le composant jusqu'aux échangeurs.

Dans les systèmes spatiaux, des caloducs s'appuyant sur le phénomène de capillarité sont utilisés. La mise en œuvre des caloducs pour une application sur une plage donnée de température de fonctionnement du composant nécessite un choix rigoureux du fluide. Des considérations de compatibilité de l'enveloppe avec le fluide pressenti sont alors nécessaires pour éviter les réactions de corrosion susceptibles d'endommager le caloduc ou de réduire fortement ces performances de transfert du fait de l'injection de gaz incondensable en son sein. Le choix du matériau enveloppe est également tributaire de la facilité à usiner ce dernier et de ses propriétés de résistance mécanique.

Dans l'optique d'une miniaturisation accrue et d'une réduction de la masse des systèmes de refroidissement de l'électronique embarquée, le CNES a initié des investigations sur l'utilisation de caloducs en silicium.

II Caloduc plat rainuré en silicium, structure 1D

Dans cette partie, nous présenterons une structure caloduc plate à réseau capillaire rainuré réalisée en silicium au sein du CEA-LETI. Après avoir présenté les avantages que peut conférer l'utilisation d'un substrat silicium, nous donnerons les caractéristiques principales de la géométrie étudiée. La réalisation des prototypes sera présentée et nous détaillerons les mécanismes de la gravure plasma et du collage moléculaire. Des modèles thermique et hydrauliques découplés seront explicités pour la prévision des performances des dispositifs. Puis, la mise en œuvre des caloducs, notamment en ce qui touche au remplissage, et leur caractérisation seront expliquées. Les résultats expérimentaux seront alors mis en regard de ceux de la modélisation et cette dernière sera discutée dans l'optique du dimensionnement d'une nouvelle structure.

1. Présentation de la structure 1D

1.1 Intérêts d'une structure sur substrat silicium

La réalisation de caloducs à enveloppe silicium présente divers avantages pour le refroidissement de l'électronique.

Tout d'abord, le silicium présente une masse volumique de 2300 kg.m^{-3} quatre fois moindre que celle du cuivre. Ce facteur peut revêtir une grande importance pour les systèmes dans lesquels la masse joue un rôle économique majeur comme par exemple pour le refroidissement de l'électronique embarquée.

En outre, le silicium est un matériau présentant des propriétés mécaniques certaines avec un module d'Young important autour de 130 à 190 Gpa [MAD].

L'utilisation du silicium permet également d'usiner des structures complexes grâce aux techniques de la microélectronique et de réaliser des canaux de rapport de forme important. Cet aspect a une dimension particulière dans la réalisation des structures rainurées pour lesquelles il permet d'atteindre des puissances dissipées conséquentes en limitant l'impact de l'interaction entre le liquide et sa vapeur.

De surcroît, ces mêmes techniques rendent possible la réduction des dimensions des canaux exacerbant ainsi la capillarité jusqu'à permettre un fonctionnement contre la gravité quand la zone d'évaporation se situe au dessus de la zone de condensation. Cette réduction favorise aussi l'accroissement de la longueur des zones d'accrochage du ménisque liquide sur les parois des canaux à l'évaporateur, dont l'influence est primordiale pour le transfert thermique dans ce dernier comme nous le verrons par la suite.

Le silicium rend aisée la compacité de l'enveloppe externe dont l'épaisseur peut atteindre des valeurs autour du millimètre.

Enfin, le silicium possède le même coefficient de dilatation thermique que les composants qui lui seront liés, ce qui réduit les problèmes de contraintes thermomécaniques.

Cependant, le silicium tout en demeurant un conducteur thermique honorable possède une conductivité thermique grossièrement trois fois inférieure à celle du cuivre.

1.2 Géométrie de la structure 1D

La première structure étudiée au LETI ([CEZ],[GIL2],[LAI]), dite structure 1D est schématisée Figure 17.

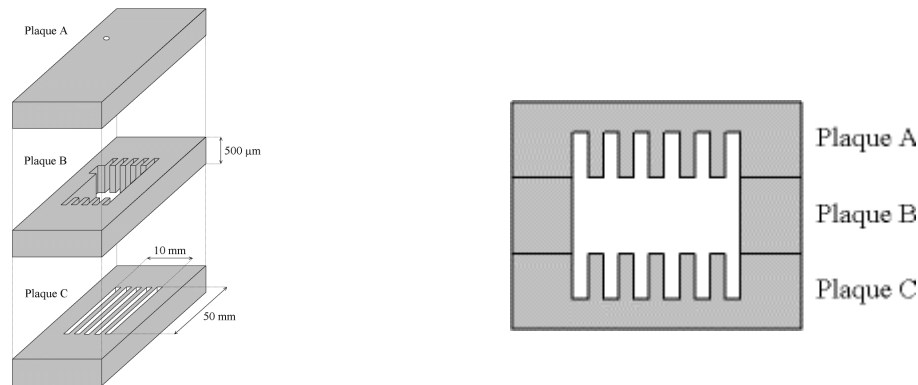


Figure 17 : a) Schéma éclaté de la structure 1D

b) Schéma d'une section du dispositif

C'est une structure de caloduc plat rainuré déjà évoquée au chapitre précédent qui est fabriquée à partir de trois plaques de silicium de $525\mu\text{m}$. Les deux plaques externes (A et C) sont gravées afin de contenir un réseau capillaire fait de 62 rainures rectangulaires parallèles dont la profondeur est variable d'un dispositif à l'autre. Ainsi, dans la suite, nous nous intéresserons à deux types de dispositifs de profondeur 115 et $210\mu\text{m}$. La largeur du réseau capillaire est de 10 mm pour une longueur totale de 50 mm. Les dimensions externes de l'enveloppe silicium sont elles de 60 mm x 20 mm x 1 mm.

La largeur W_1 des rainures est de $90\mu\text{m}$ et la largeur W_f des ailettes est de $70\mu\text{m}$. La plaque intermédiaire B est évidée au dessus du réseau capillaire, par découpe au LASER, afin de former après scellement avec les plaques A et B, un espace de $525\mu\text{m}$ pour l'écoulement de la vapeur. Dans une des plaques externes, un trou pour le remplissage du dispositif est réalisé, avant scellement, en regard d'une partie usinée de la plaque B en périphérie de la zone évidée alignée avec le réseau rainuré (voir sur la gauche de la plaque B dans la vue éclatée Figure 17).

2. Réalisation technologique

2.1 Gravure plasma

La gravure plasma présente deux principaux avantages par rapport aux gravures chimiques humides : c'est un procédé propre puisqu'il se déroule entièrement sous vide, et il est parfaitement compatible avec toutes les étapes technologiques nécessaires à la réalisation d'un circuit intégré ou d'un dispositif microélectronique. La gravure plasma permet d'obtenir des motifs gravés à grand facteur de forme, ce qui est intéressant pour de nombreuses applications dans le domaine des microsystèmes.

2.1.1 Définition d'un plasma : gaz et réacteur

2.1.1.1 Gaz

Dans les conditions normales, les gaz ne conduisent pas l'électricité car ils ne comportent pas de charges libres mais uniquement des particules neutres. Lorsqu'un gaz est soumis à un champ électrique intense des charges libres peuvent apparaître dans le gaz il devient donc ionisé. Il comprend des électrons, des ions (positifs et négatifs) et des neutres

(souvent excités) avec des densités respectives n_e , n_i , n_i et n_n . Ces particules s'organisent pour empêcher l'apparition d'un champ électrique intense au sein du gaz. Un gaz ionisé, conducteur électriquement mais globalement neutre et équipotentiel ($n_i = n_e + n_n$) est un plasma (avec en général $n_i \ll n_e$) [CZU].

Un plasma peut être caractérisé électriquement par quelques grandeurs simples parmi lesquelles la température des espèces neutres du gaz T , la température électronique des électrons du plasma T_e et la température ionique T_i des ions du plasma.

L'énergie des particules neutres en mouvement dans le plasma est caractérisée par une distribution de type Boltzmann-Maxwell dérivée d'un calcul statistique. L'énergie cinétique moyenne de chaque constituant du gaz, qui dépend de la température absolue T , s'exprime alors sous la forme :

$$\bar{E}_c = \frac{3}{2} k_B T \quad \text{Eq 24}$$

où k est la constante de Boltzmann ($k_B = 1.38 \cdot 10^{-23} \text{ J.K}^{-1}$).

La distribution en énergie des électrons suit également une loi de distribution de type Maxwell-Boltzmann, c'est-à-dire :

$$\frac{1}{2} m_e v^2 = \frac{3}{2} k_B T_e \quad \text{Eq 25}$$

On peut donc associer une "température" aux particules chargées, qui n'est qu'une mesure de leur énergie cinétique moyenne. Les ordres de grandeur, pour les plasmas utilisés en microélectronique, sont de 20 000 K pour la température électronique T_e et d'environ 500 K pour la température ionique T_i .

Il existe donc trois sortes d'espèces qui cohabitent dans le plasma - les neutres, les ions et les électrons - chaque espèce est caractérisée par sa masse et température (ou vitesse). Puisqu'ils ont une température électronique élevée et une masse faible, les électrons ont une vitesse moyenne beaucoup plus élevée que celle des ions. Lorsque l'on plonge un élément électriquement isolé dans un plasma, les flux d'espèces collectées sur une surface étant proportionnels à la vitesse moyenne de ces espèces, la surface va recevoir plus d'électrons que d'ions. Une charge négative se développe donc et engendre un potentiel négatif par rapport au plasma. Les vitesses des ions et des électrons sont perturbées dans l'environnement proche de l'objet : les électrons sont repoussés alors que les ions sont attirés vers la surface de l'objet, jusqu'à ce que le potentiel ainsi créé équilibre le flux d'ions et le flux d'électrons arrivant à la surface de l'objet.

A l'exception de cette perturbation, le plasma reste neutre et équipotentiel. On associe au plasma un potentiel dit potentiel plasma (V_p) et à la surface plongée dans le plasma, un potentiel dit potentiel flottant (V_f). Puisque V_f sert à repousser les électrons, il est inférieur à V_p et en l'absence de référence de masse dans le réacteur à plasma, seule la différence $V_p - V_f$ a une réelle signification physique.

La zone de charge d'espace positive qui se développe au voisinage de la surface plongée dans le plasma est appelée la gaine. Seuls les électrons d'énergie supérieure à $e(V_p - V_f)$ peuvent dépasser la barrière créée par la gaine (Figure 18). Elle se forme au voisinage de tous les objets soumis au plasma : les parois du réacteur et en particulier la plaque à graver. C'est cette capacité naturelle du plasma à créer une gaine électrostatique qui lui confère des

propriétés intéressantes pour traiter les matériaux (réaction de dépôt et gravure par plasma sont assistées par les ions du plasma qui sont accélérés lorsqu'ils traversent la gaine).

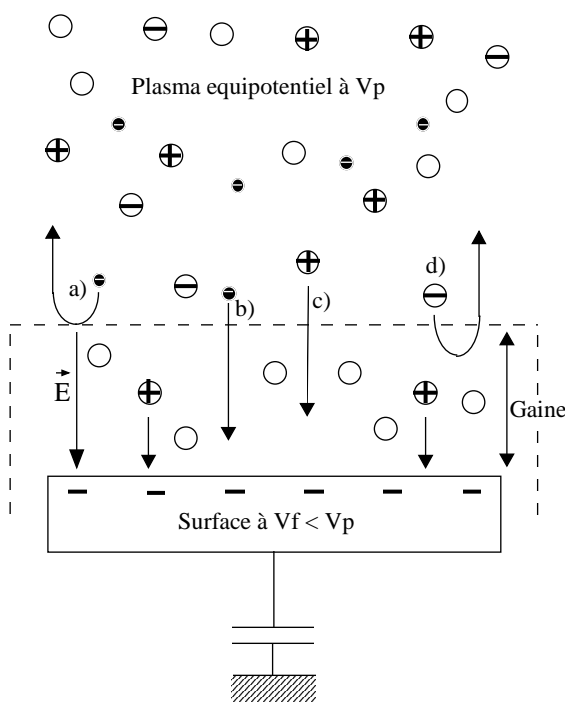


Figure 18: gaine électrostatique : a) réflexion d'un électron lent, b) traversée d'un électron rapide, c) injection d'un ion positif et d) réflexion d'un ion négatif [CZU].

Dans le cas où un substrat isolant est plongé dans le plasma, une polarisation peut être obtenue par application d'une tension périodique à travers une capacité de faible impédance. La polarisation moyenne induite peut être calculée en considérant que, sur l'ensemble d'une période, la densité de courant collectée est globalement nulle.

II.3.2.3.1.b. Réacteurs plasma

Les sources Reactive Ion Etching (RIE) ont été les premières utilisées pour la gravure plasma. Il s'agit d'une décharge capacitive qui consiste en une chambre sous vide contenant deux électrodes planes, dont l'une est reliée à un générateur R.F. La densité ionique obtenue est relativement faible, 10^9 à 10^{11} cm^{-3} , pour des pressions de travail comprises entre 10 et 1000 mTorr (Tableau 4). La température électronique est également faible : environ 3 eV. L'énergie d'accélération des ions, c'est-à-dire la tension dans la gaine peut être élevée, (jusqu'à plusieurs centaines de volts ($>200 \text{ V}$)) et le degré d'ionisation de la décharge est faible (Figure 20). La limitation principale de ces décharges réside dans le fait que la densité des ions et leur accélération ne peuvent pas varier indépendamment. Pour obtenir des vitesses de gravure élevées, les sources RIE doivent donc travailler dans des gammes de pression élevées. Ceci devient un problème crucial lorsque des motifs présentant des facteurs de forme élevés doivent être gravés, ce qui est le cas pour les procédés de gravure profonde du silicium. A forte pression, la gaine devient collisionnelle (libre parcours moyen $>$ épaisseur de gaine) ce qui engendre des défauts d'anisotropie. Pour limiter ce problème, des sources RIE

fonctionnant à basse pression (quelques mTorr) ont été développées et en particulier des sources de types MERIE (Magnetically Enhanced Reactive Ion Etching). Le principe étant d'imposer un champ magnétique faible autour de la source permettant alors d'empêcher la neutralisation des électrons sur les parois du réacteur et d'augmenter ainsi la densité du plasma.

Paramètres	RIE	Source Haute Densité
Pression p (mTorr)	10-1000	0.5-50
Puissance P (W)	50-2000	100-3000
Fréquence f (Mhz)	13.56 MHz	13.56 MHz / 2.45 GHz
Densité plasma n (cm ⁻³)	10 ⁹ -10 ¹¹	10 ¹⁰ -10 ¹²
Température électronique T _e (V)	1-5	2-7
Energie des ions E _i (V)	200-500	10-200

Tableau 4 : comparaison des paramètres de fonctionnement des sources RIE et Haute Densité.

Les limitations des systèmes RIE ont donc conduit au développement de sources capables de générer des plasmas denses fonctionnant à faible pression et dans lesquelles il est possible de découpler l'énergie et la densité des ions. Elles sont appelées sources à haute densité (HDP). A la différence des sources RIE où l'énergie est couplée capacitivement, le mode de couplage des sources haute densité est de type inductif. Pour contrôler l'énergie des ions, l'électrode sur laquelle est placée le substrat à graver est polarisée indépendamment par application d'une puissance R.F. Un contrôle indépendant du flux ionique et de l'énergie des ions est donc possible. L'énergie de bombardement ionique est généralement plus faible que dans une source RIE (Tableau 4). Plusieurs dénominations existent en fonction des équipementiers, les plus fréquents sont ICP, Inductively Coupled Plasma et TCP, Transformer Coupled Plasma. Les sources ICP et TCP fonctionnent toutes les deux sur le même principe de couplage inductif. La différence réside dans la localisation et la forme de l'antenne R.F. : autour de l'enceinte pour la source ICP, et au-dessus de l'enceinte pour la source TCP (Figure 19).

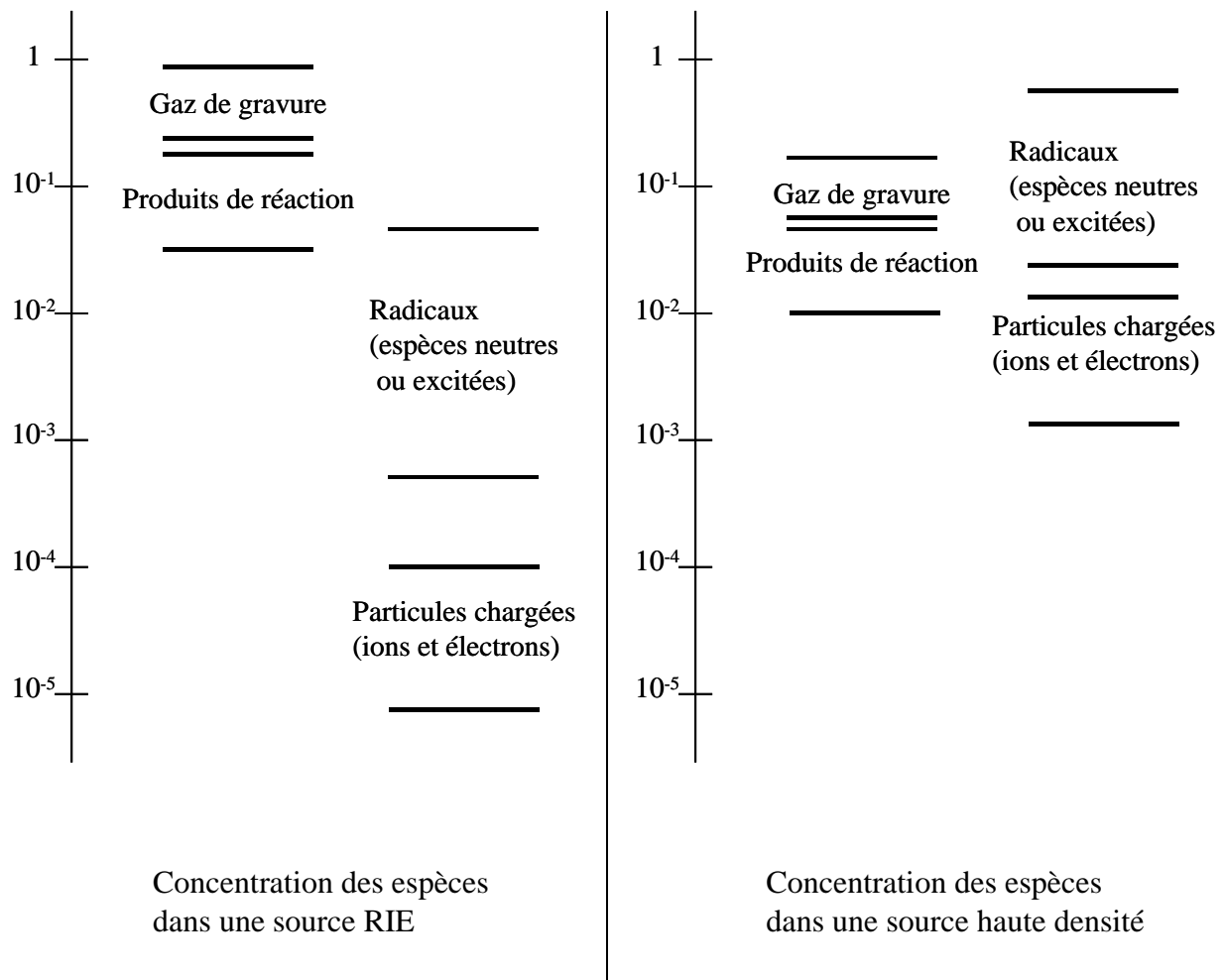


Figure 20: Comparaison entre les densités d'espèces présentes dans les sources RIE et haute densité

2.1.2 Mécanismes de gravure plasma mis en jeu

2.1.2.1 Cas général

La gravure plasma résulte toujours de la synergie entre deux mécanismes de gravure. Il y a d'une part la gravure chimique, ou gravure spontanée, due à l'action des espèces neutres réactives créées par le plasma ; et d'autre part la gravure physique, ou bombardement, due à la pulvérisation du substrat sous l'impact des ions. Nous le verrons, c'est la somme de ces deux mécanismes qui permet d'obtenir des vitesses de gravure relativement élevées ($2 \mu\text{m}/\text{min}$).

2.1.2.1.1 la gravure spontanée et ses conséquences sur le contrôle de l'anisotropie de gravure

La gravure spontanée a lieu lorsque des produits de réaction volatils sont formés entre le matériau à graver et les espèces neutres du plasma. Cette gravure purement chimique se déroule en trois étapes : les espèces neutres réactives sont adsorbées sur la surface, le produit de réaction volatil est formé, puis désorbe spontanément de la surface [GAU].

Dans le tableau suivant (Tableau 5), nous présentons les gaz utilisés pour la gravure du silicium et de son oxyde ainsi que les produits volatils générés.

Matériau	Gaz	Produit de réaction
Si	CF ₄ , SF ₆ , HBr, Cl ₂ , NF ₃ , HI	SiF ₄ , SiCl ₄ , SiCl ₂ , SiBr ₄ , SiI ₄
SiO ₂	CHF ₃ , C ₄ F ₈ , C ₂ F ₆ , SF ₆ , NF ₃	SiF ₄ , CO, CO ₂

Tableau 5 : Produits de réaction générés lors de gravure de Si et du SiO₂ par différents gaz [WOL]

Les réactions de gravure spontanées présentent un inconvénient majeur pour la mise au point des procédés de gravure plasma : lorsqu'elles se produisent sur les flancs des motifs pendant la gravure, elles génèrent une composante de gravure latérale sous le masque. Dans un procédé de gravure plasma, il est rare que la gravure soit purement induite par le bombardement ionique (c'est quand même le cas, par exemple, pour la gravure du silicium en plasma de chlore). En règle générale, la composante de gravure spontanée existe, il est donc nécessaire de créer une couche de passivation sur les flancs des motifs pour éviter les distorsions de profil qui peuvent en résulter. La couche de passivation peut se former soit par re-dépôt de produits de gravure peu volatils sur les flancs des motifs, soit par addition d'un gaz qui permet de générer une couche de passivation par polymérisation sur les flancs, sans toutefois bloquer la composante de gravure verticale. Pour illustrer le premier cas, nous pouvons citer la gravure du silicium en plasma HBr/Cl₂/O₂ où l'anisotropie de gravure est assurée par formation d'une couche mince de passivation du type SiO_x sur les flancs du silicium. Elle est formée à partir du re-dépôt des produits de réactions Si, SiBr_x et SiCl_x sur les flancs du silicium pendant la gravure (Figure 21). Le second cas se présente lors de la gravure de l'oxyde de silicium dans les plasmas fluoro-carboné. Une couche de passivation épaisse du type CF_x se forme sur les flancs de SiO₂ pendant la gravure, elle provient d'une polymérisation directe du gaz de gravure (ou condensation) sur les flancs de SiO₂. Nous verrons ultérieurement que la gravure profonde du silicium tire parti de cette capacité des gaz fluoro-carboné à générer des polymères sur les flancs des structures.

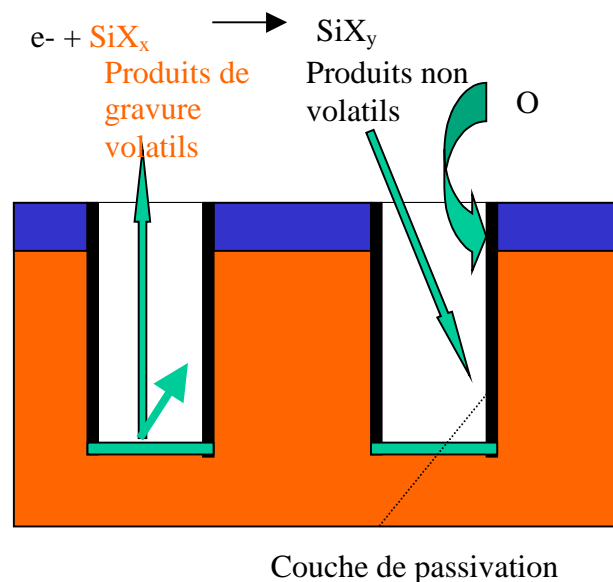


Figure 21 : Formation de la couche de passivation par re-dépôt des produits de gravure non volatils sur les flancs du silicium pendant la gravure en plasma HBr/Cl₂/O₂

2.1.2.1.2 la gravure induite par le bombardement ionique

C'est dans les zones du substrat perpendiculaires au bombardement ionique (les surfaces horizontales du substrat) que la vitesse de gravure résulte de la synergie entre les ions et les espèces neutres du plasma. La vitesse de gravure verticale due au bombardement est nettement supérieure à la vitesse de gravure spontanée latérale. Le rôle du bombardement ionique pendant un procédé de gravure est très complexe à analyser. Les phénomènes répertoriés ci-dessous sont souvent simultanément induits par les ions du plasma bombardant la surface à graver.

- les ions énergétiques bombardant le substrat peuvent induire une pulvérisation physique du matériau à graver.

- le bombardement ionique peut favoriser la création de sites d'adsorption où les espèces neutres du plasma vont pouvoir réagir.

- les ions du plasma peuvent également favoriser la formation des produits de gravure. Par exemple en cassant une liaison Si-F, l'ion donne la possibilité à l'atome de fluor de se recombinaison sur un autre site et donc de former un produit volatil, SiF_4 .

- la désorption des produits de réaction est favorisée par le bombardement ionique du plasma.

- les ions du plasma constituent une source d'espèces chimiquement actives. Lorsqu'ils atteignent la surface du substrat, les ions sont neutralisés et fragmentés. Un ion SF_6^+ , par exemple, peut générer la création de plusieurs atomes neutres de fluor lorsqu'il atteint la surface du silicium.

Ce qui est peut-être le plus important à retenir est l'importance de la synergie entre le bombardement ionique et les espèces neutres du plasma. La synergie ions/neutres a été remarquablement mise en évidence lors de la célèbre expérience de Coburn et Winters dans les années 1980 [COB1], [COB2]. Quand une surface de silicium est soumise à un flux d'espèces neutres XeF_2 , la vitesse de gravure est extrêmement faible (Figure 22). Lorsque des ions Ar^+ bombardent simultanément la surface de silicium, la vitesse de gravure est multipliée par un facteur six. Lorsque les ions Ar^+ seuls bombardent la surface de silicium, la vitesse de gravure redevient très faible.

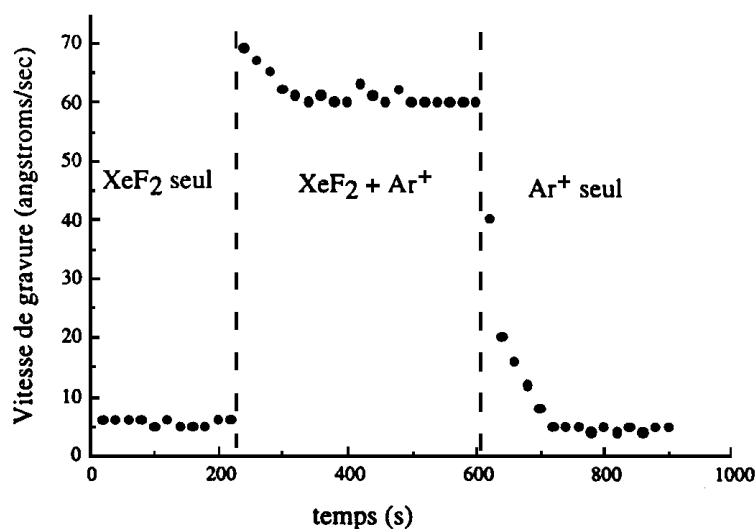


Figure 22 : Influence du bombardement ionique sur la vitesse de gravure [COB1].

Concernant nos prototypes, la réalisation des caloducs nécessite la maîtrise d'une gravure un peu particulière : la gravure profonde que nous allons aborder dans le chapitre suivant.

2.1.2.2 Cas de la gravure profonde du silicium par plasma

La gravure profonde du silicium est un procédé qui se démarque très nettement des procédés classiquement utilisés en microélectronique silicium. Les profondeurs de gravure peuvent atteindre plusieurs centaines de microns. Les spécifications souhaitées sont sévères. En effet, nous cherchons à obtenir des vitesses de gravure élevées, une bonne sélectivité de gravure par rapport au masque de gravure (SiO_2 ou résine photosensible) et une anisotropie de gravure aussi parfaite que possible, tout cela pour des profondeurs de gravure pouvant atteindre plusieurs centaines de microns. Les exigences de ce procédé ont très vite disqualifié les réacteurs du type RIE ainsi que les réacteurs excités à la résonance cyclotronique électronique répartie (ECR). Les premiers offrent des vitesses de gravure trop limitées alors que les plasmas ECR ne permettent pas d'obtenir des sélectivités de gravure suffisantes. Les plasmas du type ICP (inductively coupled plasma) se sont vite imposés comme ceux offrant les meilleures potentialités pour les procédés de gravure profonde. C'est en particulier leur capacité à offrir des taux de dissociation très forts (et donc la production de forts flux d'espèces réactives) qui les a rendus indispensables, en particulier pour obtenir des vitesses de gravure très élevées.

En gravure profonde du silicium, deux approches différentes peuvent être employées.

Une approche consiste à refroidir le substrat à température cryogénique (de l'ordre de -100°C ou éventuellement moins) pour geler les réactions de gravure spontanées entre les atomes de fluor et le silicium sur les flancs des tranchées (les réactions de gravure spontanées étant activées thermiquement, elles peuvent être bloquées à très basse température). Cette approche, qui utilise une chimie du type SF_6/O_2 ne permet cependant pas d'obtenir une anisotropie de gravure parfaite, la composante de gravure spontanée n'est jamais complètement éliminée. Par ailleurs, un porte substrat spécifique doit être employé pour atteindre des températures cryogéniques. Cette approche est utilisée par la société Alcatel qui commercialise un réacteur de gravure profonde haute densité travaillant à des températures inférieures à -100°C .

L'autre approche, qui est celle que nous avons utilisée dans notre étude, consiste à alterner phases de dépôt et phases de gravure. Ce procédé qui est appelé « Time Multiplexed Deep Etching (TMDE) » a été développé et breveté par Robert Bosch [**BOS**]. Il utilise une séquence de cycles où gravure en plasma SF_6 et dépôt en plasma C_4F_8 se succèdent. Les séquences de gravure et dépôt sont schématisées à la Figure 23.

Lors d'une phase de dépôt en plasma C_4F_8 , un polymère fluoro-carboné (CF_x) est déposé au sommet de la résine, sur les flancs du silicium et au fond des tranchées à la surface du silicium (Figure 23). Il protège la résine, permet donc d'augmenter la sélectivité lors de l'étape de gravure, et protège les flancs du silicium des réactions de gravure spontanées entre silicium et atomes de fluor. Une couche mince de polymère est également déposée à la surface du silicium au fond des tranchées.

Lors de l'étape de gravure, la couche mince de polymère qui a été formée au fond des motifs doit être pulvérisée par le bombardement ionique du plasma de SF_6 . Une polarisation doit donc être appliquée au substrat pour accélérer les ions et pulvériser la couche mince de CF_x (Figure 23 b). L'application de cette polarisation permet également d'améliorer

l'anisotropie de gravure du silicium. Cependant, la sélectivité de gravure de la résine diminue avec l'application d'une polarisation, il faut donc arriver à un compromis pour que la consommation de la résine permette de graver l'épaisseur de silicium souhaitée.

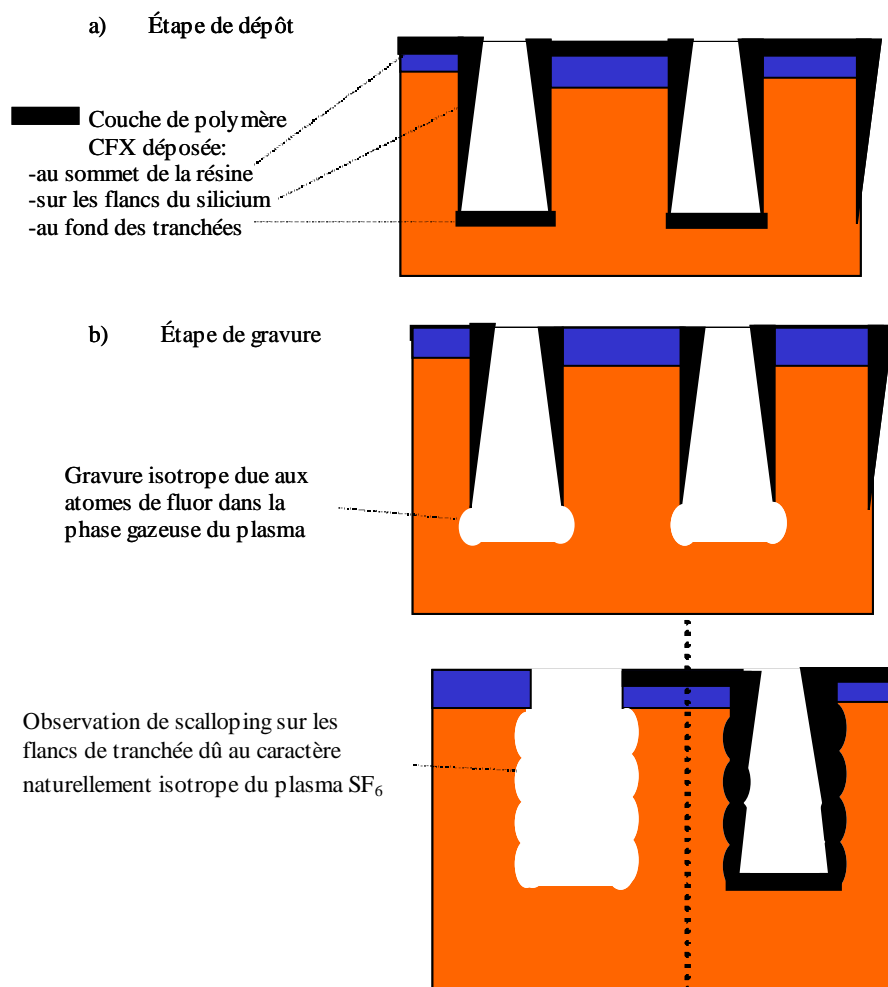


Figure 23 : Etape de dépôt d'une couche de polymère suivie d'une étape de gravure

La couche de passivation qui est formée sur les flancs du silicium évite la consommation du fluor sur les flancs, et permet également de canaliser le fluor jusqu'au fond de la tranchée où il est consommé. La vitesse de gravure verticale en plasma de SF₆ est donc, de ce fait, beaucoup plus élevée qu'en l'absence de couche de passivation (dans ce cas, les vitesses de gravure verticales et latérales sont voisines). La chimie de gravure à base de SF₆ est celle qui permet d'obtenir les vitesses de gravure du silicium les plus fortes puisque le fluor présente une réactivité beaucoup plus forte que celle du chlore et du brome (toutes les tentatives pour utiliser une chimie à base de chlore ou de brome en gravure profonde se sont soldées par des échecs). Pendant cette étape, les conditions du plasma doivent être optimisées pour que la vitesse de gravure du silicium soit importante (ceci est obtenu en travaillant à forte pression et à fort flux de SF₆ dans le plasma). La réactivité du fluor avec le silicium est toutefois si forte que les réactions de gravure spontanées entraînent une gravure latérale du silicium. En effet, pendant l'étape de gravure, les flancs du silicium qui sont mis à nu ne sont pas protégés par une couche mince de polymère. Il s'ensuit donc une gravure latérale, stoppée ensuite par la couche mince de polymère qui se formera lors de l'étape de dépôt suivante. Il

en résulte un profil de gravure dentelé ou en forme de morsure de souris (mouse bite ou scalloping en anglais) que nous avons représenté sur la Figure 23, [AYO], [TIA].

Tout l'art de ce procédé consiste à ajuster les conditions opératoires du plasma pour que les phases de dépôt et de gravure permettent d'obtenir une vitesse de gravure la plus élevée possible ainsi qu'une bonne anisotropie de gravure. Une vitesse de gravure élevée est obtenue comme nous l'avons vu précédemment en jouant sur les conditions plasma (flux de SF₆ élevé, forte pression, puissance source élevée pour accroître le taux de dissociation). Il est également possible, en gardant les conditions plasma inchangées, d'accroître la vitesse de gravure en augmentant relativement la durée du cycle de gravure par rapport au cycle de dépôt. Il faut toutefois s'assurer que ceci ne conduit pas à un manque de polymérisation qui lui-même entraînerait un défaut d'anisotropie. Soulignons qu'il est également possible d'augmenter la polymérisation pendant la phase dépôt en jouant sur les conditions du plasma. Une façon simple d'accroître la vitesse de polymérisation est, par exemple, d'augmenter la puissance dans la source, ce qui permet de mieux dissocier le gaz fluoro-carboné et de produire plus de radicaux polymérisants. Aujourd'hui ce procédé de gravure profonde du silicium a de plus en plus d'applications dans le domaine des microsystemes. Il paraît important pour certaines applications en optique de minimiser le problème de scalloping et d'avoir des flancs de gravure aussi lisses et verticaux que possible. Soulignons d'ailleurs que dans l'application qui nous intéresse dans le cadre de ce travail, le scalloping peut générer des turbulences au niveau de l'écoulement du flux d'eau dans le refroidisseur. L'amplitude du scalloping dépend directement de la durée de l'étape de gravure et du caractère isotrope de cette dernière. On peut donc minimiser l'amplitude du scalloping en augmentant le rapport entre la puissance injectée dans la source plasma et la pression de travail (augmentation du flux d'ions par rapport au flux de neutres). L'ajout d'oxygène dans la phase gazeuse du plasma permet d'augmenter l'anisotropie intrinsèque de l'étape de gravure en plasma SF₆ en favorisant la formation de produits de gravure peu volatils (SiO_x) qui se re-déposent sur les flancs de la gravure (Figure 21). Il en résulte alors une diminution de l'amplitude du scalloping, mais qui s'accompagne également d'une décroissance de la vitesse de gravure.

2.2 Soudure directe silicium sur silicium (wafer bonding)

2.2.1 Introduction

La technique de soudure directe sur silicium (SDS), découverte dans les années 1980 [LAS], permet la soudure de deux plaques de silicium, oxydées ou non, sans l'intervention de matériau autre que le silicium (ou son oxyde). Cette soudure peut être rendue irréversible. L'obtention d'une interface de soudure parfaite (sans zone non collée) demande l'utilisation de plaques de silicium lisses et planes et nécessite un nettoyage pré collage particulièrement soigné.

Les contaminants, risquant d'inhiber la soudure peuvent être classés en trois familles : les contaminants organiques (type hydrocarbure), les contaminants ioniques (type ion de métal) et les particules (poussière). Les particules représentent la pollution la plus dangereuse pour la soudure de par leur taille : une particule de 1µm de diamètre, par exemple, peut générer une zone de non soudure de quelques millimètres de diamètre, [MAS]. Nous présenterons dans le paragraphe II.V.3 le nettoyage pour lequel nous avons opté pour la préparation chimique des plaques.

Pour définir la force de la soudure, on parle d'énergie de surface. Ce terme est un abus de langage, puisqu'il s'agit en fait plus précisément d'une fracture d'énergie de surface au niveau de l'interface de soudure. Cette énergie est considérée comme égale à celle créée par

l'aire des deux surfaces de silicium apparentes si la paire de plaques était séparée. W.P. Maszara et al., [MAS] ont mis au point une méthode permettant de quantifier cette énergie. Il s'agit d'insérer, entre deux plaques collées, une lame, d'épaisseur $2y$, et de relever, grâce à une caméra infrarouge, la longueur de la zone décollée L (Figure 24). Il est alors possible de calculer l'énergie de surface γ en utilisant l'équation analytique développée par Gillis et Gilman, [GILL]:

$$\gamma = 3.E.t^3.y^2/8L^4 \quad \text{Eq 26}$$

où γ est l'énergie de surface, E , le module d'élasticité, t , l'épaisseur des plaques de silicium, $2y$, l'épaisseur de la lame et L , la longueur de la zone décollée.

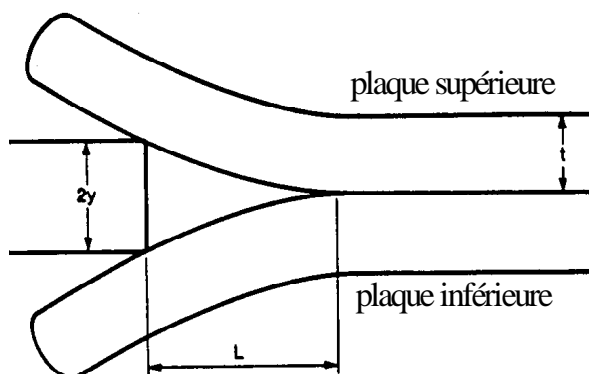


Figure 24 : méthode de mesure de l'énergie de surface, dite test du rasoir.

Nous ne développerons pas plus cette méthode, et nous invitons le lecteur à se reporter, pour plus de détail, à l'article de W.P. Maszara et al., [MAS].

Dans un premier temps, examinons les mécanismes entrant en jeu dans cette technique de collage.

2.2.2 Mécanisme physico-chimique de la soudure directe de silicium

Les mécanismes de soudure sont de deux sortes, selon que l'on soude des plaques à surfaces hydrophiles ou hydrophobes. Sont appelées hydrophiles, les surfaces avec lesquelles les gouttes d'eau forment un angle de contact inférieur à 5° (Figure 25), et hydrophobes, celles formant un angle d'environ 60° .

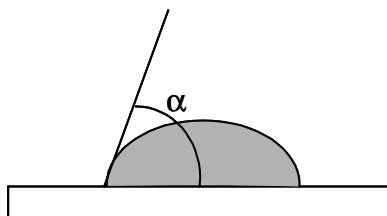


Figure 25 : angle de contact entre une goutte d'eau et une surface
(surfaces hydrophiles : $\alpha \approx 5^\circ$, surfaces hydrophobes : $\alpha \approx 60^\circ$)

Le silicium nu est naturellement hydrophobe, mais s'il est oxydé, il devient hydrophile.

Dans nos applications, nous ne collerons que des plaques hydrophiles. En effet, les surfaces à coller seront recouvertes d'oxyde.

2.2.2.1 Soudure de surfaces hydrophiles

Que l'oxyde soit natif ou thermique, il se trouve à la surface de la plaque des groupes silanol Si-OH (avec une densité d'environ 5nm^{-2}), ainsi que des molécules d'eau qui interagissent avec ces groupes silanol en formant des liaisons hydrogènes (Figure 26).

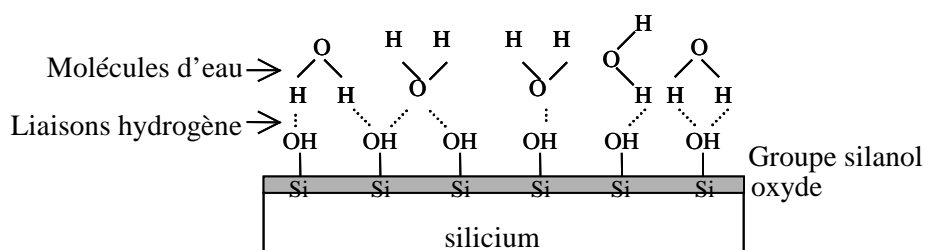
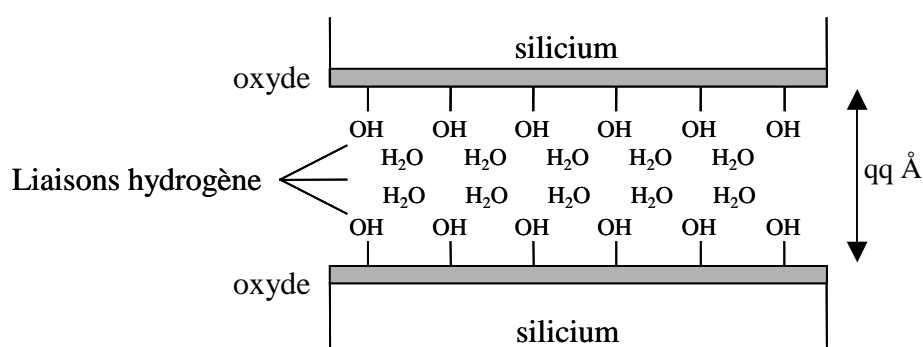


Figure 26: Groupes silanol et molécules d'eau présents sur une surface hydrophile

Soudure à température ambiante

Lorsque l'on approche suffisamment deux surfaces hydrophiles, à température ambiante, la soudure est initiée par l'apparition de forces de Van der Waals ainsi que par la formation de liaisons hydrogène entre les groupes hydroxyles, -OH, et les molécules d'eau présents sur les deux surfaces (Figure 27).

Les groupes hydroxyles sont donc essentiels pour le collage, [LAS], il est donc bon d'hydrophiliser le plus possible les surfaces. Pour cela, les plaques sont plongées dans un bain contenant de l'hydroxyde d'ammoniac qui facilite l'accrochage de groupe silanol aux liaisons pendantes de la surface.



$T = 25^\circ\text{C}$, énergie de surface $\sim 150\text{ mJ/m}^2$

Figure 27: Liaisons entre deux surfaces hydrophiles à température ambiante

Les deux plaques sont alors soudées, mais ni les forces de Van der Waals, ni les liaisons hydrogène ne suffisent à assembler de façon irréversible les deux tranches.

En terme d'énergie de surface, quelques estimations peuvent être faites. L'énergie des liaisons hydrogène varie entre 20 et $40\text{ kJ}\cdot\text{mol}^{-1}$, [PAU], [ILE]. Cette large fourchette

s'explique par le fait qu'une liaison hydrogène n'a pas la même énergie selon qu'elle s'associe avec un groupe silanol ou avec une molécule d'eau. L'énergie de surface est difficile à estimer. Elle dépend de la distance et de l'orientation des espèces mises en jeu. Pour simplifier, on suppose que chaque groupe silanol présent à la surface est lié à une molécule d'eau, et que chaque molécule d'eau forme une liaison hydrogène avec une molécule d'eau de la surface opposée. L'énergie de surface est alors estimée de 80 à 160 mJ/m².

Pour augmenter l'énergie de surface d'une telle soudure, il faut procéder à un traitement thermique.

Traitement thermique post-collage

Le but du traitement thermique est de renforcer la soudure, c'est-à-dire d'obtenir des liaisons Si-O-Si et Si-Si au niveau de l'interface de soudure. A température ambiante, les groupes silanol des faces opposées ne peuvent pas interagir puisqu'ils sont recouverts de molécules d'eau. Il faut donc, grâce au traitement thermique, éliminer ces molécules d'eau.

Aux alentours de 200°C, la désorption des molécules d'eau commence. Elles diffusent le long de l'interface, jusqu'à l'extérieur, ou à travers l'oxyde, jusqu'au silicium massif, où elles forment de l'oxyde et de l'hydrogène.



Dès qu'il n'y a plus de molécules d'eau, les groupes silanol interagissent pour donner des groupes siloxanes (Si-O-Si) (Figure 28):



La solidité de la soudure dépend de la capacité qu'a le système à faire « disparaître » ces nouvelles molécules d'eau. En effet, la condensation de groupes silanol est réversible et peut donner :



La soudure peut donc être affaiblie si les molécules d'eau ne sont pas rapidement évacuées, [ILE].

Pour cette raison, le cas le plus favorable à une bonne soudure est celui où une des faces est recouverte d'oxyde natif et l'autre d'oxyde thermique. Le premier permet la diffusion de l'eau de l'interface vers le silicium massif, car il est fin, le second absorbe l'hydrogène formé pendant la réaction entre le silicium et l'eau (Eq 27), [ABE].

Vers 300°C, on remarque une augmentation de l'énergie de surface (Figure 29). A cette température, les groupes silanol se dissocient et diffusent, il y a alors une augmentation du nombre de liaisons Si-O-Si [GRU].

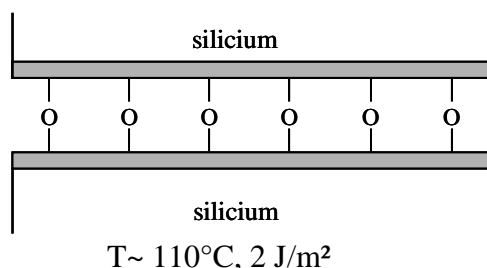


Figure 28 : Création de liaisons Si -O- Si pour une température supérieure à 110°C

Vers 700 / 800°C, l'énergie de soudure augmente à nouveau plus rapidement (Figure 29). L'oxyde présent à l'interface devient visqueux, il se déplace vers des microzones non soudées, dues à la rugosité des surfaces, et comble ces zones, [LJU].

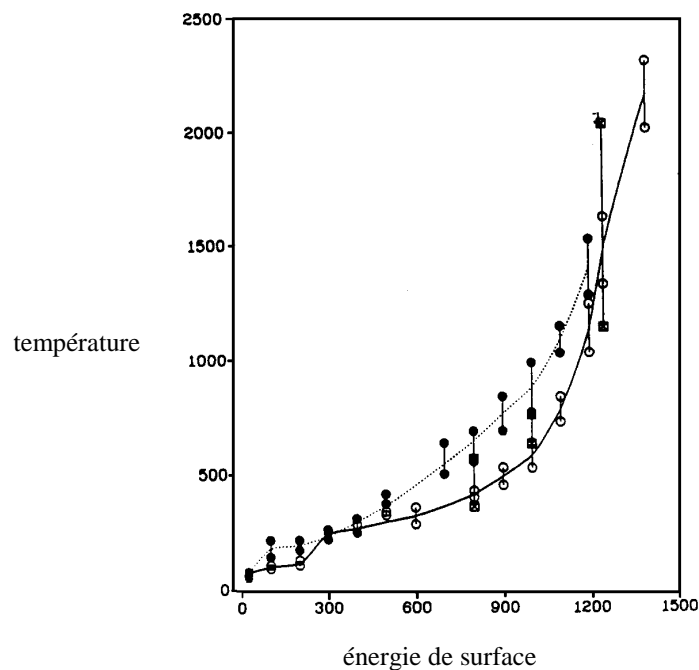


Figure 29 : Energie de surface en fonction de la température de recuit pour trois traitements différents [MAS].

2.2.2.2 Soudure de surfaces hydrophobes

La différence majeure avec les surfaces hydrophiles est la composition chimique de la surface. On trouve, au niveau d'une surface hydrophobe, des groupes Si – H (et quelques Si – F, provenant de l'acide fluorhydrique ayant permis le nettoyage de la plaque). Il existe également une faible quantité de groupes silanol.

Lors de la mise en contact des deux surfaces, la soudure se fait par la formation de liaisons de Van der Waals entre les atomes d'hydrogène présents sur les deux surfaces, [LJU], [LJU2], et entre les quelques groupes silanol. L'énergie de surface de plaques hydrophobes est plus faible que celle de plaques hydrophiles, en effet, l'énergie de liaisons de Van der Waals est plus faible que celle des liaisons hydrogène, [LJU2].

2.3 Réalisation des prototypes

La réalisation des différentes plaques nécessaires à la fabrication des prototypes est effectuée à partir des techniques classiques de la microélectronique (photolithographie, gravure plasma). La gravure des rainures dans le silicium s'opère par des techniques de gravure profonde que nous avons présentées précédemment. Une fois les 3 plaques réalisées, elles sont assemblées entre elles par la technique de collage moléculaire entre substrats hydrophiles que nous avons également présentées précédemment. Les plaques liées sont alors découpées afin d'en extraire les prototypes auxquels sont adjoints des tuyaux en cuivre pour permettre le remplissage.

2.3.1 Réalisation des plaques A, B et C

La réalisation se fait à partir de 3 substrats de silicium <100> polis double face pour la du fait de la nécessaire planéité des surfaces des plaques pour les scellement ultérieurs. Dans les paragraphes suivants sont décrits l'enchaînement des étapes technologiques nécessaires à l'élaboration de chaque type de plaques.

2.3.1.1 Plaques A et C

Les plaques A et C contiennent les rainures nécessaires au retour du liquide par capillarité dans le caloduc. Elles sont obtenues en utilisant deux niveaux de lithographie utilisant les masques : DECOUPE et RAINURE. Le premier masque DECOUPE contient les motifs nécessaires à la découpe finale du caloduc ainsi que les motifs nécessaires à l'alignement des substrats pour le scellement. Le masque RAINURE contient les motifs nécessaire au report du réseau de rainures dans le silicium.

Sur la Figure 30, est représentée le cheminement technologique pour l'obtention des plaques de types A et C. Ce cheminement diffère légèrement entre plaques de différents types étant donné les nécessités inhérentes à l'alignement des substrats avant scellement (voir II.2.3.2.2). Ainsi la plaque A doit avoir rainures et motifs d'alignement sur la même face alors qu'il est nécessaire que la plaque C possède ces deux types de motifs sur des faces opposées. Cette nuance implique quelques étapes supplémentaires pour l'obtention de la plaque C. En effet, afin de reporter dans le substrat les motifs définis par le masque DECOUPE, il est nécessaire de poser la surface du substrat C amenée à être scellée sur le porte substrat des équipements de photolithographie et de gravure. Afin de ne pas détériorer l'état de cette surface (rayures ou pollution) et risquer un problème lors du scellement, elle doit donc être protégée. Cette protection est fournie par le dépôt de couches de divers matériaux qui est retirée à l'issue du report des motifs de DECOUPE dans le substrat.

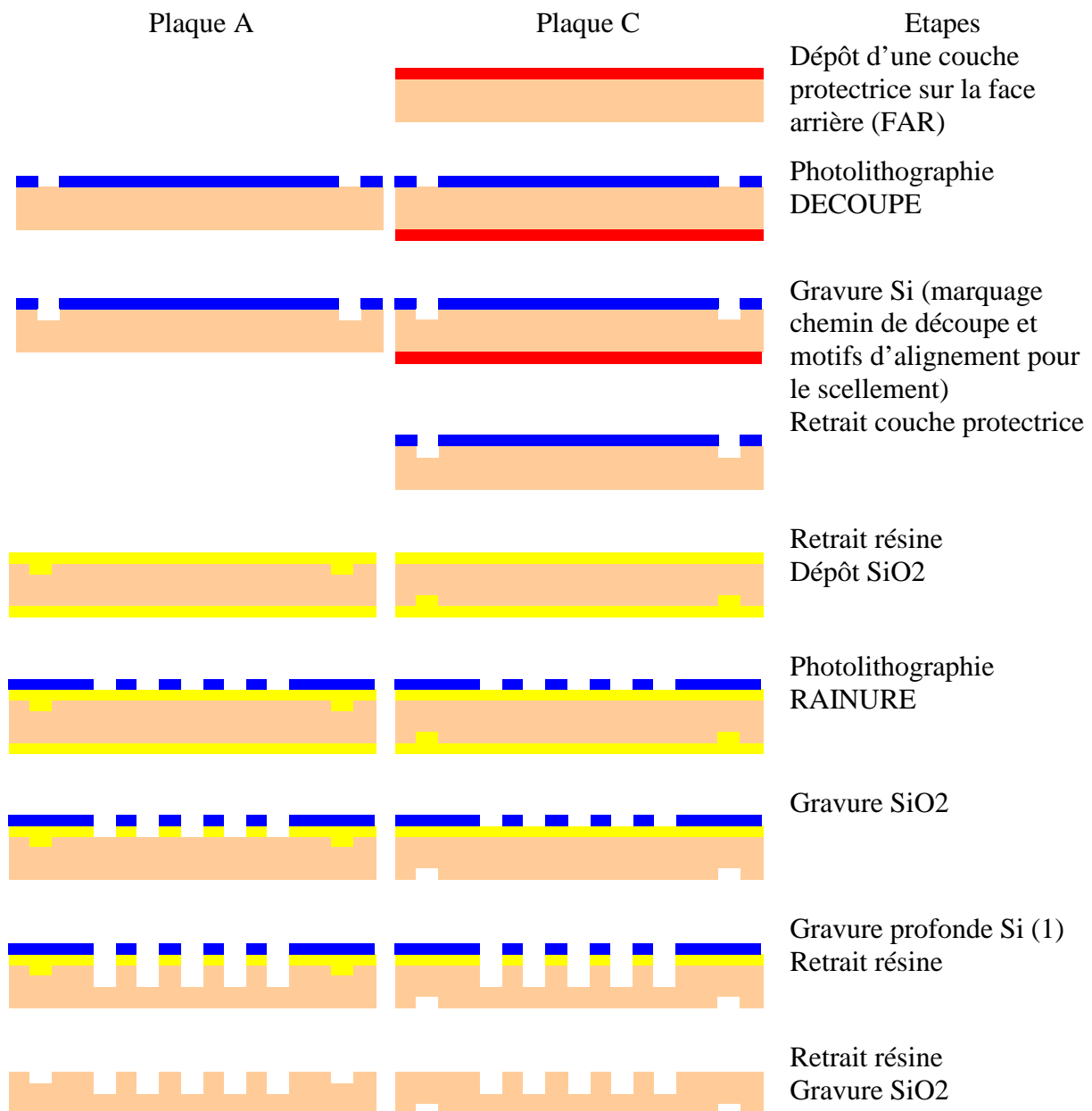


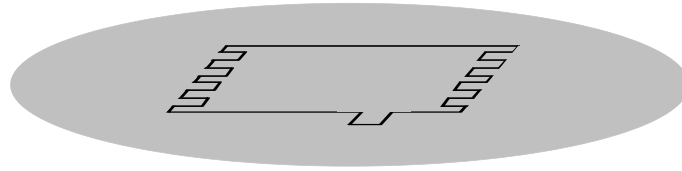
Figure 30 : Cheminement technologique pour la réalisation des plaques A et C

L'étape de gravure profonde des rainures est effectuée dans un réacteur STS Multiplex ICP.

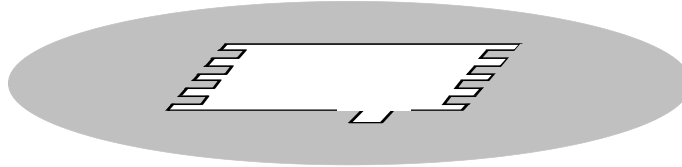
2.3.1.2 Plaque B et trou de remplissage dans la plaque A

La réalisation de la plaque B diffère totalement de celles des plaques A et C. Le substrat utilisée est un substrat de silicium poli double face oxydée thermiquement. Le SiO₂ joue le rôle de couche de protection vis à vis de la gravure humide du silicium en solution de potasse (KOH).

Dans un premier temps, un LASER est utilisé pour pulvériser localement la couche protectrice sur le substrat et rendre amorphe le silicium sous jacent. Grâce à la programmation du LASER suivant un parcours défini, le contour de la zone vapeur est dessinée sur le substrat (Figure 31 a). La plaque est alors placée dans un bain de KOH à 90°C qui grave le silicium amorphe et dégage la cavité (Figure 31 b).



a) le contour de la cavité est défini sur le substrat par un LASER



b) la cavité vapeur est dégagée à l'issue d'un bain de potasse (KOH)

Figure 31 : Obtention de la cavité vapeur dans la plaque B

L'obtention du trou de remplissage sur la plaque A est faite selon un processus similaire sur la plaque préalablement protégée par un dépôt de divers matériaux sur ses 2 faces précédemment usinées.

Une fois, les cavités souhaitées sur les plaques dégagées (trou ou espace vapeur) les couches protectrices sont retirées par gravure humide.

Les motifs d'alignement du masque DECOUPE sont alors reportés sur la plaque B pour permettre le scellement des plaques.

2.3.2 Scellement

Le scellement des différentes plaques s'opère en deux temps. Dans un premier temps les plaques B et C sont jointes puis dans un second temps l'ensemble (B+C) est lié à la plaque A. Nous décrivons, dans la suite, chacune des étapes nécessaires pour lier les plaques du nettoyage des plaques au recuit pot-collage. L'ensemble de ces étapes est donc répété deux fois, une fois pour lier B et C et une autre fois pour lier l'ensemble (B+C) et la plaque A.

2.3.2.1 Nettoyage des plaques

Les plaques sont nettoyées de façon standard :

- 1 minute dans une solution à base d'acide fluorhydrique afin d'éliminer l'oxyde natif (qq. nm d'épaisseur) formé sur les plaques au contact de l'air.
- rinçage
- 10 minutes dans un bain d'eau oxygéné et d'acide sulfuriques ($H_2O_2 + H_2SO_4$) dans les proportions 2 : 1. Cette réaction exothermique permet la formation d'un film mince d'oxyde qui va encapsuler les composés organiques et ioniques se trouvant en surface.
- rinçage

Les plaques sont alors plongées dans un bain à base contenant de l'hydroxyde d'ammonium.

- 10 minutes dans une solution de ($H_2O_2 + H_2O + NH_4OH$) dans des proportions 4 : 20 :1 à 70°C.

Les liaisons pendantes se trouvant à la surface des plaques sont alors réorganisées et remplacées par des liaisons avec des groupes $-OH$. Les plaques sont alors rincées une dernière fois et séchées sous azote afin d'être prêtes à être soudées.

2.3.2.2 Alignement des substrats et scellement

Afin de faire correspondre précisément les ailettes aux extrémités de la cavité vapeur définie sur la plaque B avec les ailettes des réseaux rainurés des plaques A et C, nous utilisons des machines d'alignement de Süss Microtech. Ces dernières permettent grâce à des croix de scellement réalisées sur chacune des plaques (masque DECOUPE) d'obtenir un alignement précis à hauteur de 2 μm .

Le principe de l'alignement des plaques est schématisé sur la Figure 32 pour l'exemple de l'alignement des plaques B et C. Dans ce schéma le rectangle hachuré sur la plaque B symbolise la position de la cavité vapeur.

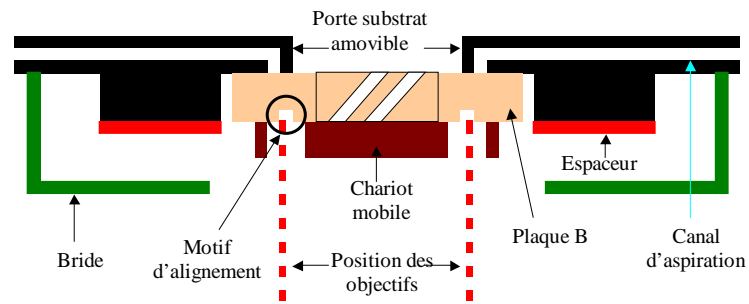
Tout d'abord, la plaque B est insérée dans l'équipement sur un chariot mobile, face à sceller vers le bas. La plaque est alors amenée par un déplacement vertical du chariot jusqu'à un porte substrat amovible sur lequel elle est maintenue par un système d'aspiration. La recherche des motifs d'alignement sur la plaque s'opère alors par le déplacement des objectifs des microscopes. Une fois, les motifs repérés la position des objectifs est gelée et une image de ceux ci est conservée sur les écrans de contrôle (Figure 32 a)

La deuxième plaque C est alors insérée face à sceller vers le haut et se trouve à priori désalignée par rapport à la plaque B (Figure 32 b).

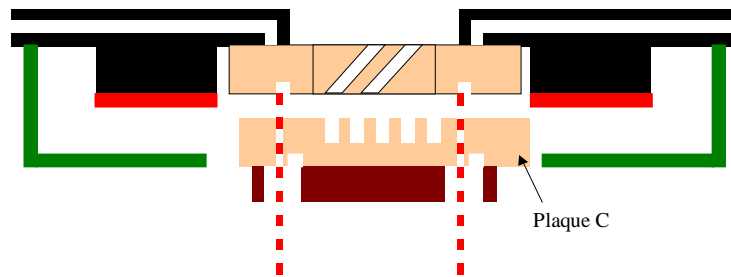
L'alignement entre les deux plaques se fait par la recherche des motifs sur la plaque C afin de les superposer à l'image de ceux de la plaque B enregistrée précédemment. Cette recherche s'effectue par le déplacement du chariot portant C. Une fois l'alignement effectué des espaceurs de faible épaisseur (de l'ordre de la centaine de microns) solidaire du porte substrat amovible sont insérées entre les plaques (Figure 32 c).

Pour finir les plaques sont rapprochées par un déplacement vertical du chariot et un ensemble de brides vient les retenir (Figure 32 d). Les plaques alignées sont alors totalement solidaires du porte-substrat amovible. L'aspiration est coupée et le porte-substrat peut-être retiré et placé dans une machine de scellement.

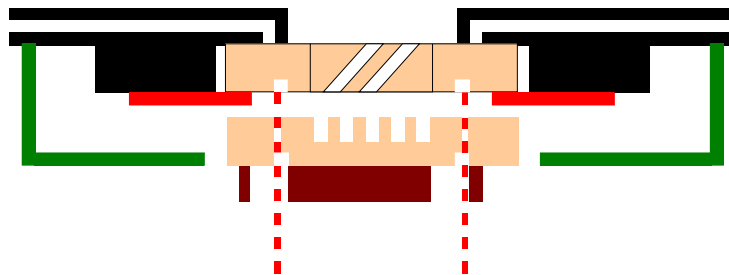
La machine de scellement permet d'imposer la température de scellement. Le scellement est réalisé sous vide. Un outil vient exercer une pression sur l'une des plaques afin de la déformer localement et de la mettre au contact de son homologue. Une zone de collage est alors initiée et les espaceurs sont retirés pour permettre la propagation de cette zone à l'ensemble des deux plaques.



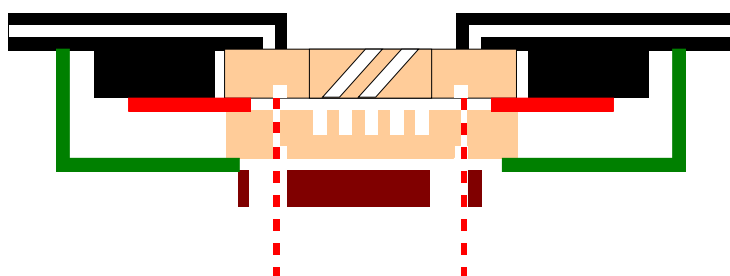
a) alignement des objectifs avec les motifs de la plaque B puis gel de la position des objectifs et sauvegarde de l'image des motifs sur les écrans de positionnement.



b) insertion de la plaque B sur le chariot mobile : B et C sont alors désalignées



c) déplacement du chariot mobile pour faire coïncider l'image des motifs sauvegardée de la plaque B et ceux de la plaque C puis insertion des espaceurs



e) rapprochement des plaques puis maintien de l'ensemble plaque B + plaque C par un système de bride, le porte-substrat amovible peut alors être retiré de la machine d'alignement

Figure 32 : Principe de l'alignement des substrats

2.3.2.3 Recuit

Le recuit permet d'obtenir des liaisons Si-O-Si puis Si-Si irréversibles à l'interface. Il est pratiqué sous flux d'azote. La Figure 33 décrit le profil de température utilisé pour ce recuit.

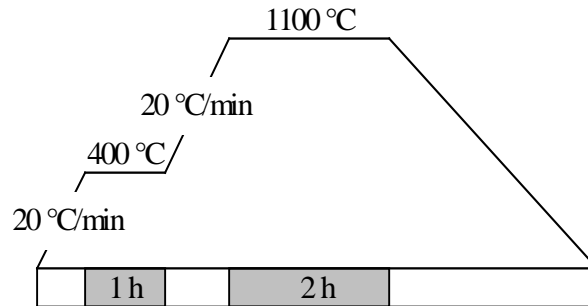


Figure 33 : Schéma du profil thermique utilisé pour le recuit

Un premier palier d'une heure est observé à 400°C, puis un deuxième de 1100°C. Les rampes de montée et de descente en température sont lentes afin d'éviter de trop fortes contraintes thermiques dans les plaques.

2.3.3 Finition des prototypes

Pour assurer le lien avec le système de remplissage un tuyau en cuivre doit être brasé sur les dispositifs. Le schéma de principe est présenté Figure 34.

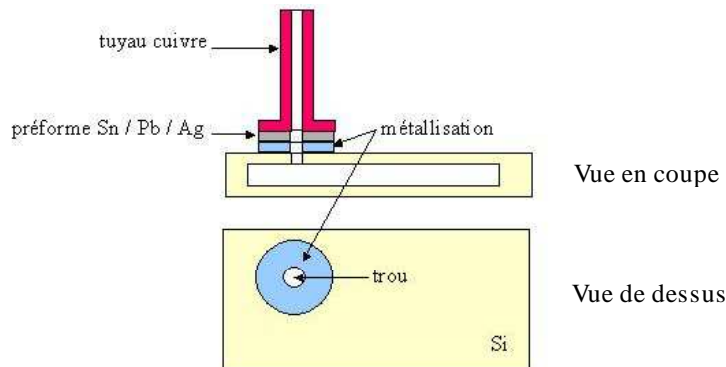


Figure 34 : Schéma de principe : lien entre le silicium et le système de remplissage

Les dernières étapes de la réalisation des dispositifs sont les suivantes.

- Le pourtour des trous est métallisé, à travers un cache comportant des ouvertures adaptées à la dimension du tuyau en cuivre.
- Puis, les dispositifs sont découpés suivant les chemins définis par le masque DECOUPE.
- Enfin, des tuyaux en cuivre sont brasés sur la métallisation du silicium de chacun des prototypes à l'aide d'une préforme d'alliage d'étain-plomb-argent d'épaisseur 50 µm. La refonte a lieu sous vide, les pièces étant chauffées par rayonnement infra-rouge dans un four JIPELEC. De nombreux problèmes ayant été rencontrés par rapport à la tenue du tuyau, la brasure a été consolidée par l'ajout postérieur d'araldite autour du tuyau.

3. Modèles caloduc rainuré en régime permanent

Les transferts thermiques dans un caloduc rainuré impliquent des phénomènes de transfert de masse et de chaleur complexes faisant intervenir des phénomènes d'évaporation et de condensation. Leur étude nécessite de résoudre des équations tridimensionnelles couplées de la thermique et de la mécanique des systèmes diphasiques. Toutefois, il est possible d'utiliser des modèles analytiques simplifiés découplant les phénomènes thermiques et hydrauliques.

Dans la suite, ces modèles sont présentés, éprouvés à partir de tests sur des démonstrateurs et discutés pour le dimensionnement d'une structure caloduc à réseau rainuré.

3.1 Modélisation thermique

La zone adiabatique d'un dispositif caloduc est, lors d'un fonctionnement normal, pratiquement isotherme, c'est à dire qu'elle a une très grande conductivité thermique équivalente. Dès lors, les zones qui sont le siège des plus grands gradients de température, sont les zones de condensation et d'évaporation. Afin de pouvoir pleinement profiter de l'avantage conféré, en terme de diminution du gradient thermique, par la zone adiabatique du système, il convient également de limiter au maximum les gradients de température au travers de l'enveloppe et du réseau capillaire du caloduc.

Le modèle présenté ci-après propose de déterminer les gradients de températures dans un caloduc rainuré en représentant ce dernier par un réseau de résistances thermiques indépendantes.

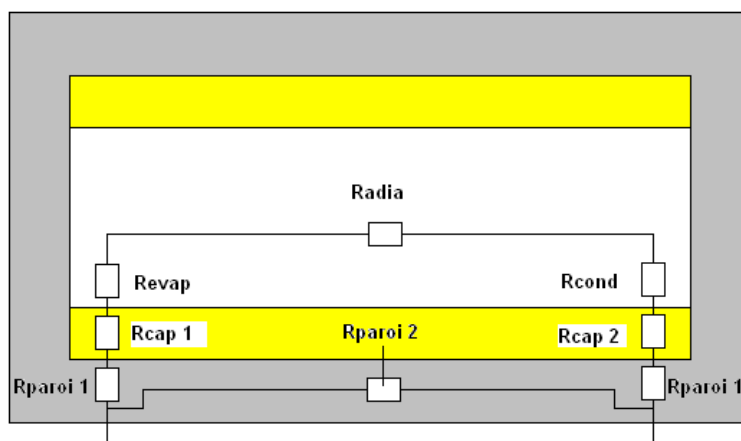


Figure 35 : Schématisation du caloduc par un réseau de résistance

Dans la figure précédente, R_{paroi1} et R_{paroi2} sont les résistances thermiques dues à la conduction dans l'enveloppe du dispositif. R_{evap} et R_{cond} représentent les résistances thermiques dues au changement de phase respectivement à l'évaporateur et au condenseur. R_{cap1} et R_{cap2} représentent les résistances thermiques dues à la traversée par le flux du réseau capillaire respectivement à l'évaporateur et au condenseur. Enfin, R_{adia} est la résistance thermique corrélée à l'évolution de la pression de vapeur le long du dispositif caloduc.

La connaissance de l'ensemble de ces résistances thermiques nous permet de calculer les gradients de température depuis la source chaude et la source froide. Nous allons voir comment les déterminer :

Détermination de R_{paroi1}

La détermination de R_{paroi1} découle directement de la définition et est immédiate :

$$R_{\text{paroi1}} = \frac{e_{\text{paroi}}}{k_{\text{paroi}} \cdot S} \quad \text{Eq 30}$$

où e_{paroi} représente l'épaisseur de la paroi, k_{paroi} sa conductivité thermique et S la surface de la puce ou condenseur.

Détermination de R_{paroi2}

R_{paroi2} peut être considérée infinie du fait de la faible épaisseur de l'enveloppe et de la longueur importante séparant source chaude et source froide.

Détermination de $R_{\text{évap}}$ et R_{cond}

Ces deux résistances sont déterminées à partir de la formule suivante :

$$R = \frac{1}{h \cdot S} \quad \text{Eq 31}$$

où h représente le coefficient d'échange thermique interfacial et S la surface du condenseur ou de l'évaporateur

Plusieurs expressions sont disponibles dans la littérature pour évaluer les coefficients d'échanges h dus au phénomène de changement de phases à partir de la théorie cinétique des gaz.

Carey [CAR] propose l'expression suivante faisant intervenir le coefficient d'accommodation α qui prend en compte un phénomène de rebond, c'est à dire de réflexion des molécules sur l'interface liquide-vapeur :

$$h = \frac{2 \cdot \alpha}{2 - \alpha} \frac{\rho_v \cdot h_{l \rightarrow v}^2}{T_v \cdot \sqrt{2 \cdot \pi \cdot R \cdot T_v}} \left(1 - \frac{P_v}{2 \cdot \rho_v \cdot h_{l \rightarrow v}} \right) \quad \text{Eq 32}$$

Dunn et Reay [DUN] proposent l'expression suivante, simplification de l'expression de Carey en considérant $\alpha=1$ et $\frac{P_v}{2 \cdot \rho_v \cdot h_{l \rightarrow v}^2}$ négligeable devant 1 :

$$h = \frac{P_v \cdot h_{l \rightarrow v}^2}{R \cdot T_v^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \pi \cdot R \cdot T_v}} \quad \text{Eq 33}$$

Le calcul de ces coefficients donnent pour l'eau des ordres de grandeur supérieurs à $10^6 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$. Ainsi, pour des flux aussi importants que $10^6 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ la différence de température engendrée à l'interface est inférieure à 1 K. Ces phénomènes peuvent être alors, la plupart du temps, négligés par rapport aux phénomènes de conduction dans l'enveloppe et le réseau capillaire ou d'échanges convectifs au niveau de l'échangeur.

Il est donc possible de négliger, dans la plupart des cas, l'influence des résistances thermiques interfaciales nées des phénomènes de changement de phase.

Détermination de R_{adia}

R_{adia} est la résistance thermique quantifiant le gradient de température dans la cavité vapeur due à la variation de pression de la vapeur inhérente à son déplacement. Elle est déduite de la relation de Clausius-Clapeyron reliant la température à la pression dans le cas de l'équilibre liquide vapeur. Dunn et Reay [DUN] donne l'expression suivante :

$$R_{adia} = \frac{R_v \cdot T_v^2 \Delta P_v}{Q \cdot h_{l \rightarrow v} \cdot P_v} \quad \text{Eq 34}$$

Détermination de R_{cap1} et R_{cap2}

Le transfert de la chaleur à travers le réseau capillaire du caloduc revêt un rôle particulièrement important dans ses performances thermiques. De nombreuses corrélations sont disponibles dans la littérature pour déterminer les résistances au niveau du réseau capillaire. Nous nous bornerons à présenter les modèles présentés par Chi [CHI] que nous avons employés. Du fait de leur importance particulière, ces modèles font l'objet des deux sections suivantes.

3.1.1 Résistance thermique du réseau capillaire à l'évaporateur

Dans cette partie, nous présentons un modèle pour l'évaluation de R_{cap1} .

Considérant un modèle en conduction pure, le transfert de chaleur à l'évaporateur est conditionné par la conductivité équivalente du réseau capillaire. Le flux dissipé par la résistance prend schématiquement dans le réseau capillaire deux chemins distincts pour réaliser l'évaporation du liquide à l'interface liquide vapeur (Figure 36) :

-l'un à travers les ailettes de la rainure, résultant en une résistance thermique

R_1 , puis à travers un film liquide à proximité de la zone d'accrochage du ménisque, résultant en une résistance thermique R_2 .

-l'un à travers le liquide, résultant en une résistance thermique R_3 .

Dès lors, la conductivité équivalente du réseau capillaire est fortement corrélée à la conductivité thermique du fluide utilisé dans le caloduc, ce dernier intervenant dans les deux chemins sus-mentionnés. Dans la suite, la conductivité thermique du liquide est désignée par k_l , celle du matériau enveloppe par k_w .

Chi [CHI] donne, d'après une étude expérimentale, la relation suivante pour la conductance de l'interface ailette / liquide:

par unité de longueur du réseau capillaire à l'évaporateur $\frac{k_l}{0.185}$

ou par unité de longueur de la zone d'accrochage du ménisque $\frac{k_l}{0.185 \cdot 2}$.

Dès lors, la résistance thermique, multipliée par la longueur L_e de l'évaporateur, le long du chemin à travers l'ailette de largeur W_f , de hauteur δ , peut être calculée par la formule suivante :

$$\left(R_1 + R_2 \right) L_e = \frac{0.185}{k_l} + \frac{\delta}{k_w \cdot W_f} \quad \text{Eq 35}$$

En terme de conductivité thermique équivalente k_{eq} le long du chemin, il est possible de reformuler l'assertion précédente par l'équation suivante:

$$k_{eq} = \frac{k_l \cdot k_w \cdot \delta}{0.185 \cdot k_w \cdot W_f + \delta \cdot k_l} \quad \text{Eq 36}$$

Pour le calcul de R_3 , la conductivité équivalente du deuxième chemin à travers le liquide dans la rainure de largeur W_1 est bien entendu k_l .

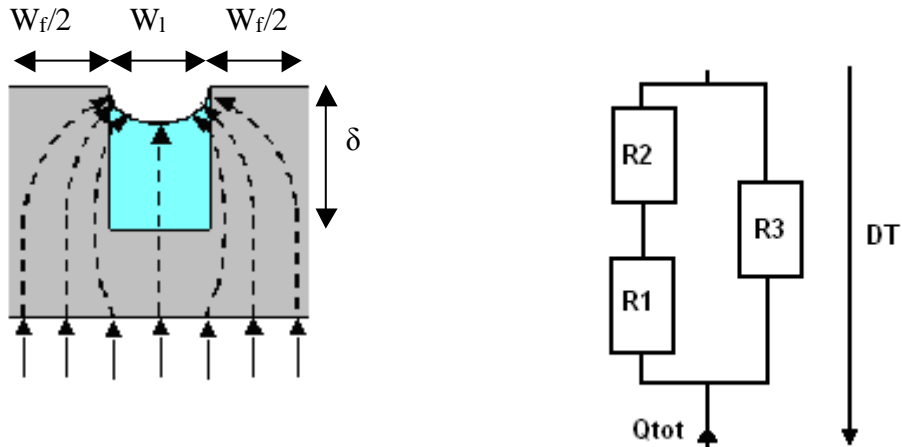


Figure 36 : Schématisation des lignes de flux thermique et du réseau de résistances équivalent pour le transfert à l'évaporateur

Dès lors la résistance thermique équivalente multipliée par la longueur du réseau L_e capillaire pour l'évaporation est donnée par

$$R_{th,e} \cdot L_e = \frac{L_e}{\left(\frac{1}{R_1 + R_2} + \frac{1}{R_3} \right)} = \frac{1}{\frac{1}{\frac{0.185}{k_l} + \frac{\delta}{k_w \cdot W_f}} + \frac{k_l \cdot W_1}{\delta}} \quad \text{Eq 37}$$

En terme de conductivité thermique équivalente k_e du réseau capillaire à l'évaporateur, il vient, en utilisant la définition de la résistance thermique :

$$k_e = \frac{\left(W_f \cdot k_l \cdot k_w \cdot \delta \right) + \left(k_l \cdot W_1 \right) \cdot \left(0.185 \cdot k_w \cdot W_f + \delta \cdot k_l \right)}{\left(W_f + W_1 \right) \cdot \left(0.185 \cdot k_w \cdot W_f + \delta \cdot k_l \right)} \quad \text{Eq 38}$$

3.1.2 Résistance thermique du réseau capillaire au condenseur

Le transfert de chaleur au condenseur diffère de celui à l'évaporateur. La vapeur est condensée en haut du réseau capillaire et la chaleur dégagée, du fait de l'enthalpie de changement d'état est conduite à travers le liquide et le matériau enveloppe jusqu'au puits thermique (Figure 37).

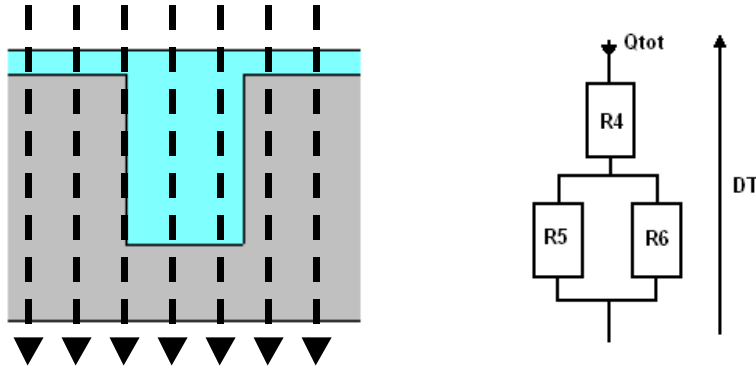


Figure 37 : Schématisation des lignes de flux thermique et du réseau de résistances équivalent pour le transfert au condenseur

Le transfert se fait donc par deux matériaux de conductivités thermiques différentes placés en parallèle. Dans le cas d'un système surchargé en fluide, un film liquide peut également se trouver sur les ailettes du condenseur. Soit R_4 la résistance due à la conduction à travers ce film liquide, R_5 celle due à la conduction à travers le matériau enveloppe et R_6 celle due à la conduction à travers le liquide dans la rainure, la résistance thermique du réseau capillaire au condenseur multipliée par la longueur du réseau au condenseur est alors donnée par :

$$R_{th,c}L_c = \left(R_5 + \frac{1}{\frac{1}{R_5} + \frac{1}{R_6}} \right) L_e = \frac{e}{k_{liq}(W_1 + W_f)} + \frac{1}{\frac{1}{k_w \cdot W_f} + \frac{1}{k_l \cdot W_1}} \quad \text{Eq 39}$$

où e représente l'épaisseur du film liquide au dessus des ailettes

La conductivité thermique équivalente est alors donnée par la formule suivante :

$$k_c = \frac{k_l \cdot \frac{k_l \cdot W_1 + k_l \cdot W_f}{W_1 + W_f}}{e \cdot \frac{k_l \cdot W_1 + k_l \cdot W_f}{W_1 + W_f} + \delta \cdot k_l} \left(\delta + e \right) \quad \text{Eq 40}$$

Dans le cas où l'épaisseur du film liquide est négligeable, à savoir quand le dispositif est correctement rempli, la conductivité thermique équivalente du réseau capillaire est alors donnée par :

$$k_c = \frac{k_l \cdot W_1 + k_l \cdot W_f}{W_1 + W_f} \quad \text{Eq 41}$$

3.2 Modèles pour la détermination des limites de fonctionnement

Dans la suite, les propriétés physiques des fluides sont considérées constantes le long du dispositif et calculées pour la température de la zone adiabatique. Nous avons donc procédé à un découplage des aspects thermiques et hydrauliques dans le caloduc. Ce découplage est justifié par le fait de l'apparition d'une vaste zone isotherme entre évaporateur et condenseur dans le cadre d'un fonctionnement normal du caloduc.

3.2.1 Limite capillaire

3.2.1.1 Présentation du phénomène

En régime permanent, lorsque le caloduc fonctionne normalement, la chaleur dissipée par la source au niveau de l'évaporateur contribue majoritairement à l'évaporation du liquide utilisé dans le réseau capillaire. La vapeur alors formée s'écoule vers les points froids où elle est condensée. Le condensât s'écoule, lui, à l'inverse des points froids jusqu'à la zone d'évaporation. Les pertes générées dans ces écoulements liquide et vapeur sont compensées par des gradients de pression du liquide et de la vapeur directement reliés à la variation du rayon de courbure de l'interface liquide-vapeur le long du dispositif. Ainsi, alors qu'au condenseur, au point de saturation liquide, pressions liquide et vapeur sont égales à la pression saturante pour une courbure infinie de l'interface, en se rapprochant de l'évaporateur l'interface se courbe induisant une croissance de la pression de vapeur et une décroissance de celle du liquide. On a donc un gradient de pression vapeur du condenseur à l'évaporateur, moteur de l'écoulement de la vapeur, et un gradient de pression liquide inverse, moteur de l'écoulement du liquide, dès lors opposé à celui de la vapeur.

Si l'on augmente la puissance dissipée à la source, les débits de liquide et de vapeur sont proportionnellement affectés résultant en une croissance des pertes visqueuses. Pour compenser les pertes croissantes, le gradient du rayon de courbure se fait plus important pour accroître les gradients de pression, moteurs des écoulements. Or le rayon de courbure connaît un minimum directement lié à la géométrie des canaux liquide et à la mouillabilité du liquide sur le substrat. Il existe donc une valeur maximale des pertes de pression que le système peut compenser grâce à la capillarité. Quand la puissance et donc les débits augmentent, le phénomène caloduc a lieu jusqu'à ce que les pertes induites atteignent cette valeur maximale. Dès lors, le liquide ne peut être renvoyé jusqu'à l'extrémité de l'évaporateur qui s'assèche. L'occurrence de ce phénomène d'assèchement, total ou partiel, qui correspond à une dégradation en terme de transfert thermique constitue la limite capillaire du système.

3.2.1.2 Modèle analytique pour le calcul de la limite capillaire

3.2.1.2.1 Hypothèses générales

Les fluides sont considérés incompressibles et newtoniens et les écoulements laminaires.

La section des rainures occupée par le liquide est considérée invariante le long du dispositif.

La vapeur est considérée isotherme dans tout le dispositif et sa température est la température de fonctionnement du caloduc.

Les densités de flux au condenseur et à l'évaporateur sont supposées constantes et la totalité de la puissance injectée Q_{tot} dans le système est considérée transportée par le transfert de masse de la vapeur et du liquide d'enthalpies différentes. Définissant $Q_{\text{transverse}}$ la puissance traversant la section du dispositif à la cote x du fait des déplacements antagonistes des phases

liquide et vapeur d'énergie massique différentes, le profil de $Q_{\text{transverse}}(x)$ le long du caloduc est donné sur la Figure 38.

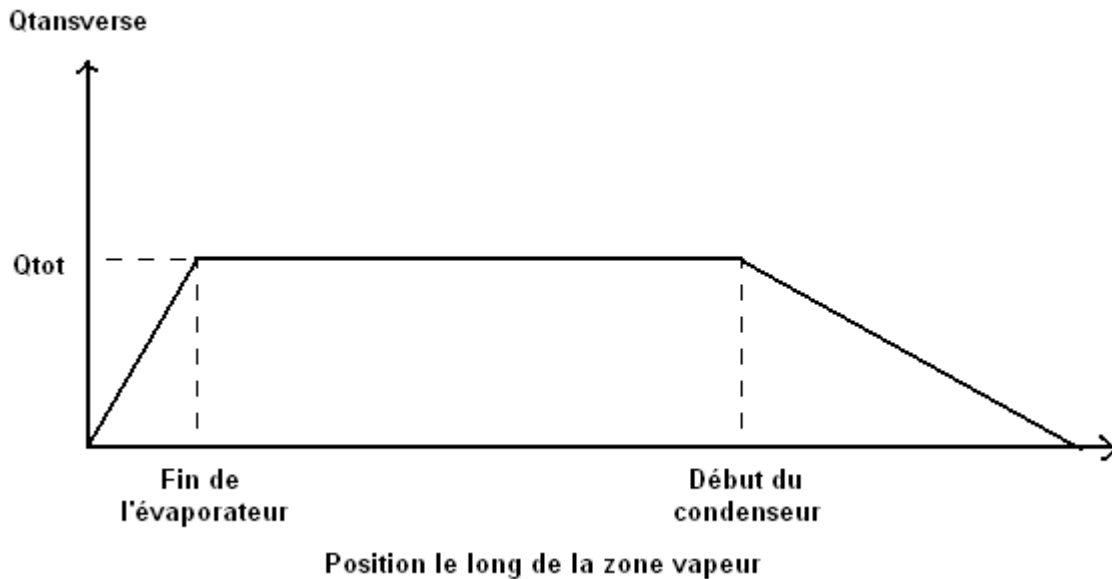


Figure 38 : Evolution de $Q_{\text{transverse}}$ le long de la cavité vapeur du dispositif caloduc

La puissance transverse évolue linéairement dans l'évaporateur du fait de l'injection de vapeur résultant du changement de phase induit par la chaleur dissipée par la puce. Puis, elle reste constante entre la fin de l'évaporateur et le début du condenseur où aucun apport d'énergie ne se produit. Enfin, elle décroît linéairement dans le condenseur du fait de la cession de l'énergie à l'échangeur.

Dans le cas de l'hypothèse précédente, la puissance transverse en n'importe quel point de la zone vapeur est directement reliée au débit massique m de la vapeur :

$$Q_{\text{transverse}}(x) = h_{l \rightarrow v} \cdot m(x) \quad \text{Eq 42}$$

D'autre part, en considérant les équations de conservations de la masse, m peut s'exprimer comme suit en fonction des vitesses de la vapeur ou du liquide :

$$m(x) = \rho_v \cdot A_v \cdot V_v(x) = -\rho_l \cdot A_l \cdot N_l \cdot V_l(x) \quad \text{Eq 43}$$

Dans cette dernière équation N_l représente le nombre de rainures du réseau capillaire pour le retour du liquide.

3.2.1.2.2 Calcul des pertes de pression dans l'écoulement vapeur

Le contact à l'interface liquide-vapeur est considéré sans glissement.

Etant donné le rapport vitesse moyenne du liquide sur vitesse moyenne de la vapeur quasi nul, il est considéré du fait du contact sans glissement que la vitesse locale de la vapeur est nulle à l'interface. Présument en outre, les rainures liquide saturées, il est possible de se ramener au cas d'une conduite rectangulaire pour le calcul des pertes de pression dans la vapeur. Le nombre de Poiseuille (voir I.I3.3.2) caractéristique de la géométrie de la cavité vapeur est alors calculé comme suit [SHA] :

$$(f \cdot \text{Re})_v = 24 \cdot (1 - 1.3553 \cdot c + 1.9467 \cdot c^2 - 1.7012 \cdot c^3 + 0.9564 \cdot c^4 - 0.2537 \cdot c^5) \quad \text{Eq 44}$$

$$\text{avec } c = \min\left(\frac{W_v}{H_v}; \frac{H_v}{W_v}\right).$$

Le gradient de pression vapeur est dès lors donné par l'équation de conservation de la quantité de mouvement:

$$\frac{dP_v}{dx} = - 2 \cdot \mu \cdot \frac{(f \cdot Re)_v}{D_h^2} \cdot V_v(x) - \beta \frac{d(\rho_v \cdot V_v^2(x))}{dx} - \rho_v \cdot g \cdot \sin(\varphi) \quad \text{Eq 45}$$

Dans cette équation, le premier terme de gauche représente les pertes de pression par frottement visqueux, le second terme les pertes de pression inertielles et le troisième terme les forces volumiques de gravité.

β est un facteur dépendant de la géométrie de la conduite vapeur. Dans le cas d'une conduite rectangulaire, β vaut 1.44.

φ est l'angle que forme le caloduc avec l'horizontale (voir Figure 39).

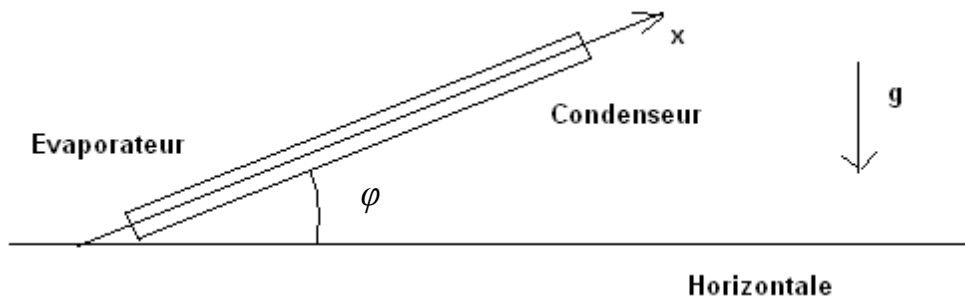


Figure 39 : Définition de φ

Les pertes de pression dans l'écoulement vapeur sont alors données en intégrant Eq 44 dans le sens de l'écoulement.

3.2.1.2.3 Calcul des pertes de pression dans l'écoulement liquide

Le gradient de pression dans le liquide est calculé comme suit :

$$\frac{dP_l}{dx} = - 2 \cdot \mu \cdot \frac{(f \cdot Re)_l}{D_h^2} \cdot V_l(x) - \beta \frac{d(\rho_l \cdot V_l^2(x))}{dx} - \rho_l \cdot g \cdot \sin(\varphi) \quad \text{Eq 46}$$

Toutefois, on utilise pour le nombre de Reynolds la formule introduite par Schneider et al [SCH] qui prend en compte l'interaction liquide-vapeur au niveau de l'interface :

$$(f \cdot Re)_l = (f \cdot Re)_{l_0} \left[1 + \frac{\tau_{int}^*}{3 \cdot \gamma^2} \left(1 - 1.971 \cdot e^{-\frac{\pi \cdot \gamma}{2}} \right) \right] \quad \text{Eq 47}$$

$$\text{où } \gamma = \frac{2 \cdot \delta}{W_l},$$

$$\text{où } (f \cdot Re)_{l_0} = \frac{8 \cdot \gamma^2}{\left[(1 + \gamma)^2 \cdot \left(\frac{1}{3} - \frac{64}{\pi^5 \cdot \gamma} \cdot \tanh\left(\frac{\pi \cdot \gamma}{2}\right) \right) \right]},$$

et où τ_{int}^* est la contrainte à l'interface τ_{int} adimensionnée : $\tau_{int}^* = \frac{\tau_{int} \cdot \delta}{\mu_l \cdot V_l}$.

A partir des travaux de Suh et al. [SUH], l'expression pour $\frac{\tau_{int}^*}{3 \cdot \gamma^2}$ est la suivante:

$$\frac{\tau_{int}^*}{3 \cdot \gamma^2} = \frac{1}{24} \cdot N_1(f \cdot Re)_v \cdot \frac{W_l^3}{D_{h,v} \cdot A_v} \cdot \frac{\mu_v \cdot \rho_l}{\mu_l \cdot \rho_v} \quad \text{Eq 48}$$

Dans cette équation, $(f \cdot Re)_{10}$ représente le nombre de Poiseuille en considérant que l'interaction au niveau de l'interface est nulle. Ce nombre dépend uniquement de la géométrie de la rainure.

Les pertes de pression dans l'écoulement liquide sont alors données en intégrant Eq 46 dans le sens de l'écoulement.

3.2.1.2.4 Détermination de la limite capillaire

Le dispositif fonctionnera correctement tant que la capillarité permettra de compenser les pertes dans les phases gazeuse et liquide. En intégrant, l'équation de Young du condenseur à l'évaporateur, il vient :

$$(P_{cap,e} - P_{cap,c}) = (P_{v,e} - P_{v,c}) - (P_{l,e} - P_{l,c}) \quad \text{Eq 49}$$

Dans cette équation, $P_{v,e} - P_{v,c}$ représente la perte de pression ΔP_v dans l'écoulement vapeur et $-(P_{l,e} - P_{l,c})$ la perte de pression ΔP_l dans l'écoulement liquide. ΔP_v et ΔP_l sont fonction de la quantité de flux injectée Q dans le caloduc, les pertes totales ΔP_{tot} dans le caloduc sont donc fonction de Q ce qu'on traduit par la relation suivante :

$$\Delta P_v + \Delta P_l = \Delta P_{tot}(Q) \quad \text{Eq 50}$$

Considérant le rayon de courbure de l'interface liquide-vapeur infini au condenseur, la pression capillaire est alors nulle au condenseur. Dès lors, les pertes dans les écoulements sont égales à la pression capillaire à l'évaporateur $P_{cap,e}$. Or, cette pression capillaire, dans un réseau à rainure constante, ne peut excéder une valeur maximale fonction de la largeur W_l des rainures du réseau, de l'angle de contact θ du fluide sur les parois et de la tension interfaciale liquide vapeur σ . La pression capillaire maximale développable dans le réseau est alors donnée par :

$$P_{cap,max} = \frac{2 \cdot \sigma \cdot \cos(\theta)}{W_l} \quad \text{Eq 51}$$

La limite capillaire est alors déterminée par la valeur de la puissance maximale Q_{cap} pour laquelle les pertes dans les écoulements égalent la pression capillaire maximale

$$\Delta P_{tot}(Q_{cap}) = P_{cap,max} \quad \text{Eq 52}$$

Le tracé de la limite capillaire en fonction de la température de fonctionnement du caloduc (température au milieu de la zone adiabatique) est donné pour nos dispositifs par la suite (cf Figure 63 et Figure 64).

3.2.2 Limite d'entraînement

3.2.2.1 Présentation du phénomène

Etant donné les mouvements antagonistes de la vapeur et du liquide dans le caloduc, il existe une force de cisaillement au niveau de l'interface liquide vapeur. Quand cette force devient comparable aux forces de surface qui maintiennent le liquide dans le réseau capillaire, c'est à dire quand la vitesse de vapeur est suffisamment importante, une partie du liquide est arrachée au réseau et est entraînée par la vapeur jusqu'au condenseur. De ce fait, il est possible de se figurer par des considérations de conservation de la masse, que pour pallier à la perte du liquide entraîné dans la vapeur, le débit du liquide dans le réseau capillaire doit augmenter afin d'assurer une bonne irrigation de l'évaporateur. Les pertes se trouvent alors augmentées jusqu'à ce que la capillarité ne puisse plus assurer le retour du liquide, résultant en un assèchement de l'évaporateur.

3.2.2.2 Détermination de la limite d'entraînement

Dans cette partie, sera exposé tout d'abord un premier modèle afin de présenter les grandeurs mises en jeu dans le phénomène puis une corrélation sera donnée pour le calcul ultérieur de la limite d'entraînement.

La force exercée F_{int} à l'interface liquide vapeur, qui tend à arracher des gouttelettes à la phase liquide est proportionnelle à la pression dynamique de la vapeur en mouvement et l'aire A_{int} de l'interface liquide-vapeur dans la rainure. Cette proportionnalité est traduite par la relation suivante, où K_1 désigne un coefficient de proportionnalité :

$$F_{int} = K_1 A_{int} \cdot \frac{\rho_v \cdot V_v^2}{2} \quad \text{Eq 53}$$

D'autre part la force F_t qui retient le liquide dans le réseau capillaire est proportionnelle à la tension de surface que multiplie la longueur d'accrochage L_m du ménisque dans la rainure. La relation suivante, dans laquelle K_2 est un autre coefficient de proportionnalité traduit cette assertion :

$$F_t = K_2 \cdot L_m \cdot \sigma \quad \text{Eq 54}$$

Introduisant le nombre adimensionnel de Weber, We , correspondant au ratio de la force F_{int} qui tend à arracher le liquide de la rainure sur la force F_t qui tend à le retenir, l'apparition du phénomène d'entraînement apparaît lorsque les deux forces antagonistes s'équilibrent, à savoir quand le nombre de Weber égale l'unité :

$$We = \frac{K_1 A_{int} \cdot \rho_v \cdot V_v^2}{2 \cdot K_2 \cdot L_m \cdot \sigma} = 1 \quad \text{Eq 55}$$

Cette relation peut être réécrite dans le cas d'une rainure rectangulaire de largeur W

$$We = \frac{K_1 \cdot W \cdot \rho_v \cdot V_v^2}{4 \cdot K_2 \cdot \sigma} = 1 \quad \text{Eq 56}$$

Dès lors, substituant dans la relation Eq 56, V_v par son expression en fonction de la puissance injectée (grâce à Eq 42 et Eq 43), la relation donnant la puissance limite d'entraînement Q_{ent} est obtenue :

$$Q_{ent} = h_{l \rightarrow v} \cdot A_v \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot K_2}{K_1}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_v \cdot \sigma}{W}} \quad \text{Eq 57}$$

Des données issues de [KEM] et [WRI] indiquent que la valeur de $\frac{K_1}{K_2}$ est de l'ordre de 8 pour la plupart des fluides mais est sujette à caution.

Dans la suite, nous reprendrons plutôt une corrélation de Tien et Chung [TIE] proposée pour la limite d'entraînement et reprise par Lin et al [LIN] qui a l'expression suivante :

$$Q_{ent} = C_k^2 \cdot h_{l \rightarrow v} \cdot A_v \cdot \sqrt{\frac{\sigma}{W}} \cdot (\rho_l^{-0.25} + \rho_v^{-0.25})^{-2} \quad \text{Eq 58}$$

où $C_k = \sqrt{3.2 \cdot \tanh(0.5 \cdot Bo^{0.25})}$ avec Bo, le nombre de Bond : $Bo = D_{h,v} \cdot \sqrt{g \cdot \frac{(\rho_l - \rho_v)}{\sigma}}$

Le tracé de la limite d'entraînement en fonction de la température de fonctionnement du caloduc (température au milieu de la zone adiabatique) est donné pour nos dispositifs par la suite (cf Figure 63 et Figure 64).

3.2.3 Limite sonique

3.2.3.1 Présentation du phénomène

Pour appréhender le phénomène de limite sonique, il est intéressant de faire un rapprochement entre l'écoulement de la vapeur dans le caloduc et l'écoulement d'un gaz compressible dans un système convergent divergent.

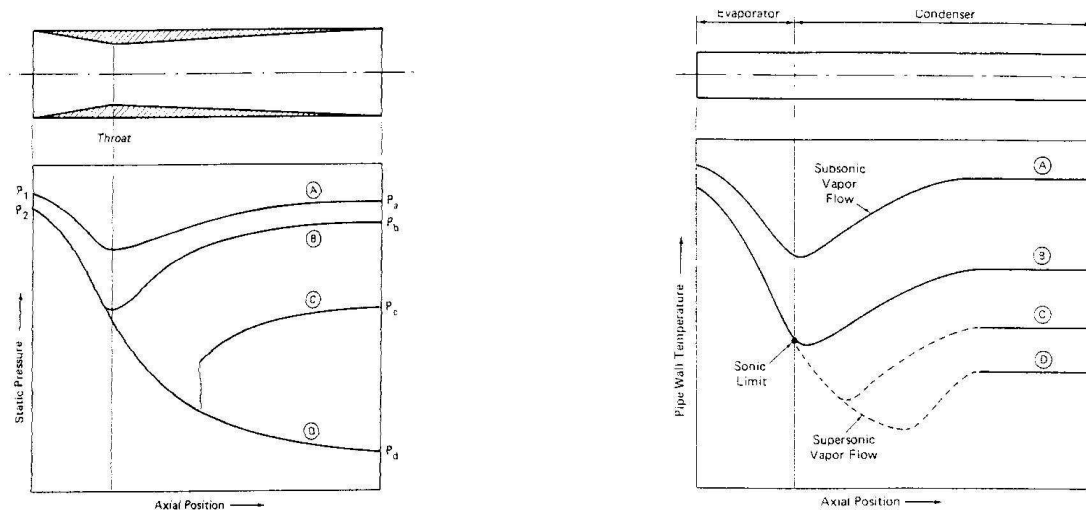


Figure 40 : Analogie entre l'écoulement d'un gaz compressible dans un système convergent divergent (à gauche) et un caloduc (à droite) [CHI]

Dans un système caloduc de section constante, la vapeur accélère et décélère respectivement à l'évaporateur et au condenseur du fait de l'ajout de vapeur due à l'évaporation ou à sa disparition par condensation. Ce phénomène peut être mis en relation avec le comportement d'un gaz compressible à débit constant dans un système convergent divergent.

Dans un tel système la pression décroît dans la partie convergente de l'ajutage afin de permettre l'augmentation de la vitesse. Dans la partie divergente, soit la vitesse du gaz augmente encore et devient éventuellement supersonique, soit se produit un phénomène de

recompression du gaz associé à une diminution de la vitesse et un recouvrement de pression. L'occurrence de l'un ou l'autre phénomène est régi par la pression avale du gaz. Pour une certaine pression avale P_b , la vitesse devient sonique au niveau du goulet et le flux massique maximal est atteint, ce qui correspond à la condition critique de l'écoulement pour laquelle une diminution supplémentaire de la pression n'entraîne pas d'augmentation du débit volumique. Quand la pression est réduite à la pression critique P_c , la vitesse dans la partie divergente devient supersonique et le recouvrement en pression se fait sous la forme d'une onde de choc. Il existe une valeur de la pression en aval, pour un rapport de section donné, correspondant à une accélération constante du gaz sur la longueur de la partie divergente. La diminution de la pression au delà de ce point n'affecte pas les conditions au niveau du bec.

D'une façon similaire dans un dispositif caloduc, des vitesses vapeurs très importantes, un écoulement supersonique et des recouvrements en pression peuvent être retrouvés en fonction des flux dissipés. Des expériences menées par Kemme [KEM] ont montré l'apparition de tels phénomènes dans des caloducs à fluide sodium.

3.2.3.2 Détermination de la limite sonique

Une expression pour la limite sonique peut être formulée à partir de la théorie unidimensionnelle de l'écoulement vapeur en considérant les trois hypothèses suivantes :

- la vapeur suit la loi des gaz parfaits,
- les forces inertielles sont prépondérantes,
- les forces de friction sont négligées.

Ces hypothèses sont généralement avérées puisque l'occurrence du phénomène de limite sonique a lieu quand le caloduc fonctionne avec de faibles densités de vapeur et de grandes vitesses de vapeur. Dans la suite, les pression, température et masse volumique de la vapeur à l'extrémité de la cavité vapeur au niveau de l'évaporateur sont indicées 0.

De la loi des gaz parfaits découle la relation suivante :

$$\frac{P_0}{\rho_0 T_0} = \frac{P_v}{\rho_v T_v} \quad \text{Eq 59}$$

Considérant la conservation de la quantité de mouvement, la relation suivante est obtenue :

$$\frac{P_0}{P_v} = 1 + \frac{\rho_v V_v^2}{P_v} \quad \text{Eq 60}$$

Enfin, la prise en compte de la conservation de l'énergie donne :

$$\frac{T_0}{T_v} = 1 + \frac{V_v^2}{2 C_p T_v} \quad \text{Eq 61}$$

Introduisant la vitesse du son $\sqrt{\gamma_v R_v T_v}$ et le nombre de Mach $\frac{V_v}{\sqrt{\gamma_v R_v T_v}}$, les relations de conservation de la quantité de mouvement et de l'énergie peuvent se réécrire comme suit :

$$\frac{P_0}{P_v} = 1 + \gamma_v \cdot M_v^2 \quad \text{Eq 62}$$

$$\frac{T_0}{T_v} = 1 + \frac{\gamma_v - 1}{2} \cdot M_v^2 \quad \text{Eq 63}$$

A partir des équations Eq 59, Eq 62, Eq 63, la relation suivante est obtenue :

$$\frac{\rho_0}{\rho_v} = \frac{1 + \gamma_v \cdot M_v^2}{1 + \frac{\gamma_v - 1}{2} \cdot M_v^2} \quad \text{Eq 64}$$

D'autre part, le flux total injecté dans le caloduc peut être relié à la vitesse de la vapeur et donc au nombre de Mach par la relation suivante :

$$Q = h_{l \rightarrow v} \cdot A_v \cdot \rho_v \cdot M_v \cdot \sqrt{\gamma_v \cdot R_v \cdot T_v} \quad \text{Eq 65}$$

La limite sonique est atteinte lorsque le nombre de Mach atteint la valeur unitaire. En utilisant les relations Eq 64 et Eq 65 avec $M_v=1$, il découle :

$$Q_{son} = h_{l \rightarrow v} \cdot A_v \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{\frac{\gamma_v \cdot R_v \cdot T_0}{2 \cdot (\gamma_v + 1)}} \quad \text{Eq 66}$$

Le tracé de la limite sonique en fonction de la température de fonctionnement du caloduc (température au milieu de la zone adiabatique) est donné pour nos dispositifs par la suite (cf Figure 63 et Figure 64).

3.2.4 Limite d'ébullition

3.2.4.1 Présentation du phénomène

Le mécanisme principal du transfert thermique dans l'évaporateur est la conduction. La conduction de la chaleur à travers un réseau capillaire saturé en liquide s'accompagne d'un gradient de température dans le liquide.

Du fait de ce gradient de température, le liquide est surchauffé en bas de rainure et des bulles peuvent se former et se développer dans le réseau capillaire par un processus de nucléation. Ce phénomène est indésirable car il peut résulter en la formation de point chaud et surtout les bulles formées peuvent obstruer les rainures capillaires et donc empêcher un bon retour du fluide à l'évaporateur.

3.2.4.2 Détermination de la limite d'ébullition

Soient r_b le rayon d'une bulle de vapeur sphérique et P_b la pression de la vapeur dans cette bulle, pour exister, en bas de la rainure, la bulle doit satisfaire à la condition d'équilibre suivante :

$$P_b - P_l = \frac{2 \cdot \sigma}{r_b} \quad \text{Eq 67}$$

Le liquide étant lui même en équilibre mécanique avec la vapeur au dessus de la rainure, il vient :

$$P_v - P_l = P_c \quad \text{Eq 68}$$

D'où en soustrayant l'équation Eq 67 à l'équation Eq 68 :

$$P_v - P_b = P_c - \frac{2 \cdot \sigma}{r_b} \quad \text{Eq 69}$$

La relation de Clausius Clapeyron établit la variation de la pression saturante P_{sat} en fonction de T:

$$\frac{dP_{sat}}{dT} = h_{l \rightarrow v} \cdot \frac{1}{\left(\frac{1}{\rho_v} - \frac{1}{\rho_l} \right) T} \quad \text{Eq 70}$$

En considérant $\rho_v \ll \rho_l$, l'expression Eq 70 devient :

$$\frac{dP_{sat}}{dT} = h_{l \rightarrow v} \cdot \frac{\rho_v}{T} \quad \text{Eq 71}$$

[CAR] donne l'approximation suivante pour l'expression de la pression vapeur en fonction de la pression capillaire et de la pression de saturation :

$$P_v(T) = P_{sat}(T) \cdot \exp\left(\frac{-P_c}{\rho_l \cdot R \cdot T}\right) \quad \text{Eq 72}$$

Comme $\frac{P_c}{\rho_l \cdot R \cdot T} \ll 1$ en général, il est possible de considérer $P_v(T) = P_{sat}(T)$

Par conséquent, considérant l'approximation $\frac{dP_{sat}}{dT} = \frac{P_v - P_b}{T_v - T_b}$ pour la dérivée de P_{sat} en fonction de T et les relations Eq 69 et Eq 71, la différence de température entre le bas de la rainure et la température de la vapeur est obtenue :

$$T_b - T_v = \frac{T_v}{\rho_v \cdot h_{l \rightarrow v}} \cdot \left(\frac{2 \cdot \sigma}{r_b} - P_c \right) \quad \text{Eq 73}$$

En considérant, la conductivité équivalente du réseau capillaire k_e (voir II.3.1.1), il est possible de relier cette différence de température au flux surfacique q à l'évaporateur :

$$T - T_v = \frac{q \cdot \delta}{k_e} \quad \text{Eq 74}$$

En terme de flux total à l'évaporateur, à partir des équations Eq 73 et Eq 74, il vient :

$$Q_{ebu} = \frac{T_v \cdot k_e \cdot A_e}{\rho_v \cdot h_{l \rightarrow v} \cdot \delta} \cdot \left(\frac{2 \cdot \sigma}{r_b} - P_c \right) \quad \text{Eq 75}$$

avec A_e la surface de l'évaporateur.

Ce flux est le flux nécessaire à l'existence de la bulle de rayon r_b . Si le flux appliqué est inférieure à cette valeur, la bulle de rayon r_b éventuellement formée ne peut perdurer et implose. Par contre, si le flux devient supérieur à la valeur d'équilibre, la bulle croît et se développe dans le réseau rainuré.

Le tracé de la limite d'ébullition en fonction de la température de fonctionnement du caloduc (température au milieu de la zone adiabatique) est donné pour nos dispositifs par la suite (cf Figure 63 et Figure 64).

4. Expérience 1D

4.1 Remplissage

4.1.1 Importance du remplissage

Pour que le dispositif fonctionne correctement, il faut prendre plusieurs précautions par rapport au remplissage. En effet, la présence d'espèces étrangères non condensables dissoutes dans le fluide peut générer des dysfonctionnements au niveau de la zone de condensation. Ainsi, la présence de gaz non condensables (tels que l'oxygène ou le dioxyde de carbone atmosphériques) peut bloquer, toute ou en partie, cette zone de condensation résultant en une diminution de la longueur d'échange effective entre la vapeur et la zone froide du dispositif. Ce propos est illustré schématiquement sur la Figure 41.

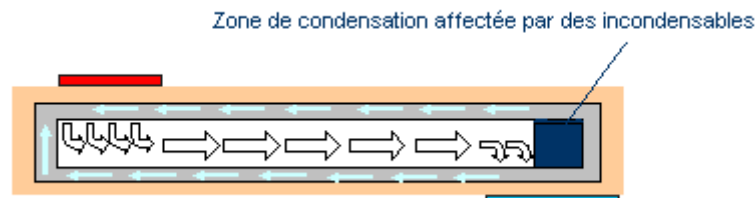


Figure 41 : Schématisation du blocage du condenseur par des gaz incondensables dans un caloduc

En outre, le contrôle de la quantité de fluide à injecter est primordial pour un fonctionnement optimal du caloduc. Ainsi, une trop faible quantité de fluide peut atténuer fortement les limites de fonctionnement du système en limitant les diamètres hydrauliques effectifs de passage du fluide dans le réseau capillaire et, subséquemment, en exacerbant les pertes de pression (Figure 42). L'augmentation des pertes de pression a également, dans une moindre mesure, une influence sur la résistance thermique du dispositif en augmentant le gradient de température dans la vapeur, le long du dispositif.

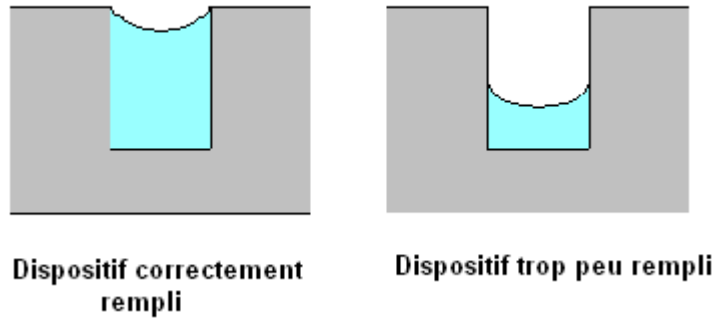


Figure 42 : Variation du diamètre hydraulique dans une même section suivant le remplissage

Une quantité trop importante de fluide aura, quant à elle, une influence plutôt perceptible en terme de dégradation de la résistance thermique du fait d'un échange détérioré au niveau de la zone de condensation. En effet, une surabondance de liquide peut conduire à la formation d'un film d'eau, d'épaisseur croissante en fonction de la surcharge, induisant une résistance thermique supplémentaire de conduction à travers le film (Figure 43).

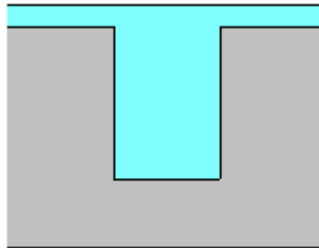


Figure 43 : Schématisation d'une rainure au condenseur avec présence d'un film d'eau

Adaptant le modèle de Chi, exposé au paragraphe II.3.1, le graphique de la Figure 44 représente la variation de la conductivité thermique équivalente d'un condenseur constitué de rainures profondes de $210 \mu\text{m}$ en fonction de l'épaisseur du film au dessus du réseau en considérant la conductivité équivalente de l'eau constante et égale à 0.6 W.m.K^{-1} .

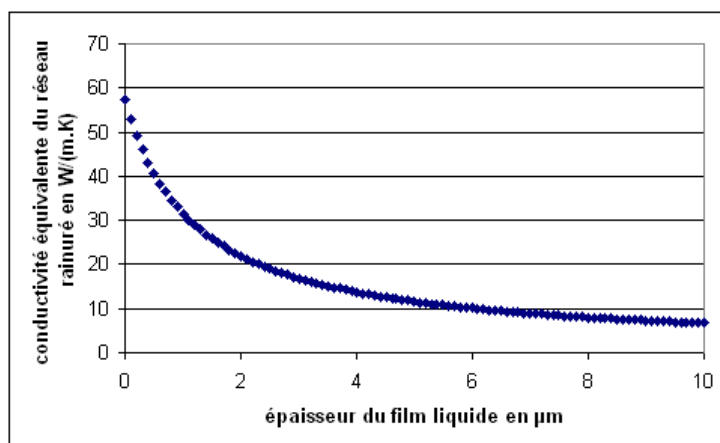


Figure 44 : Evolution de la conductivité thermique équivalente du réseau rainuré au condenseur en fonction de l'épaisseur du film sur les ailettes

La conductivité équivalente du réseau au condenseur décroît fortement en fonction de la surcharge en fluide. Ainsi, l'existence d'un film liquide de $2 \mu\text{m}$ au dessus des rainures divise par 3 la conductivité équivalente du réseau capillaire au condenseur par rapport à un

réseau juste saturé. L'importance de contrôler précisément la quantité de fluide injectée pour ne pas dégrader les performances thermiques du caloduc transparaît alors clairement.

4.1.2 Mise en œuvre du remplissage

Une revue des différentes méthodes de remplissage expérimentées à ce jour a été effectuée dans le chapitre précédent.

La méthode de remplissage sélectionnée utilise l'injection du fluide caloporteur par l'intermédiaire d'une micro seringue graduée.

Grâce à une micro-vanne (voir Figure 45) réalisée au LEG par Bruno Mallet et adaptée sur le tuyau de remplissage, chaque dispositif peut être rempli et testé avec différentes quantités d'eau. Il est ainsi possible de déterminer le remplissage optimal pour une plage souhaitée de température de l'eau dans le condenseur et de puissance maximale dissipée.

Le remplissage est effectué en quatre étapes :

- mise sous vide et dégazage de l'enveloppe du caloduc,
- distillation du fluide caloporteur,
- injection du fluide
- fermeture hermétique du caloduc.

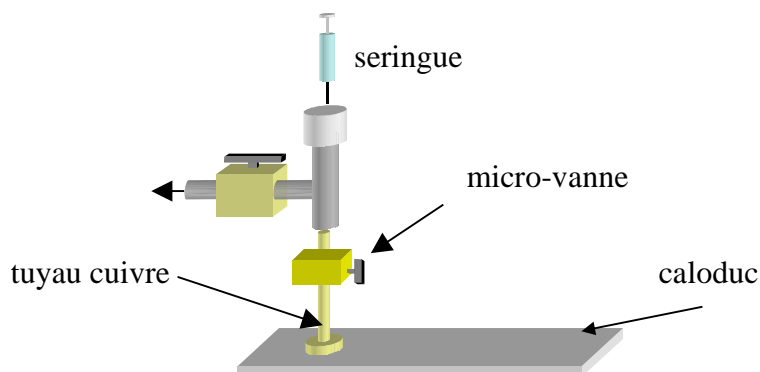


Figure 45 : Représentation schématique du système de remplissage

La mise sous vide de l'enveloppe du caloduc est réalisée à partir de pompes à vide. Dans un premier temps, un vide primaire de pression 10^{-3} mbar est effectué. Puis, une pompe secondaire permet d'atteindre des pressions de l'ordre de 10^{-6} mbar. Pour accélérer la cinétique du dégazage de l'enveloppe, le dispositif est monté en température soit en le disposant sur une plaque à eau avec thermostat, soit en utilisant la puissance dissipée par effet Joule par une résistance montée sur le dispositif afin d'injecter la puissance à l'évaporateur.

Le fluide caloporteur utilisé est de l'eau déionisée d'une résistivité initiale de 18 M Ω .cm. Le dégazage du fluide est réalisé par ébullition grâce à une colonne à distillation.

Une fois le vide souhaité atteint et le liquide à injecter dégazé, la vanne reliant le dispositif à la pompe est fermée et le fluide injecté par l'intermédiaire d'une seringue à travers l'ensemble septum / liaison T / tuyau de remplissage. Le dispositif est alors désolidarisé du système de remplissage, ou en pinçant le tuyau de cuivre pour obtenir un queusot, dans le cas de la fermeture hermétique définitive du dispositif.

4.2 Protocole de tests

4.2.1 Banc de tests thermiques

Une fois remplis, l'étude des dispositifs en silicium est effectuée grâce à une caméra infrarouge. Le dispositif est préalablement recouvert d'une peinture noire de forte émissivité.

Le flux thermique est injecté, à l'évaporateur, par l'intermédiaire d'une résistance plane d'une surface de 1 cm^2 réalisée au LETI par un dépôt de cuivre sur un substrat silicium de $500 \mu\text{m}$ d'épaisseur. Cette résistance, d'une valeur de 130Ω à 30°C est collée au niveau de l'évaporateur, via une colle contenant des particules d'argent pour une meilleure conductivité. Le refroidissement au niveau du condenseur est, lui, assuré par une plaque à eau en cuivre dans laquelle circule, par l'intermédiaire d'une pompe imposant un débit constant, de l'eau dont la température d'entrée est réglable grâce à un thermostat. Le dispositif est collé à cette plaque à eau, en utilisant de la laque d'argent pour assurer le contact thermique. Les dispositifs réalisés ont été testés dans deux configurations différentes suivant l'emplacement de la résistance dissipative et de la zone refroidie par la plaque à eau.

Dans un premier mode de fonctionnement dit extracteur de chaleur, la résistance est placée à une extrémité du réseau capillaire rainuré sur la face supérieure de l'enveloppe, alors que la zone de condensation, à l'autre extrémité, est définie par le contact de la partie inférieure de l'enveloppe avec la plaque à eau (Figure 46).

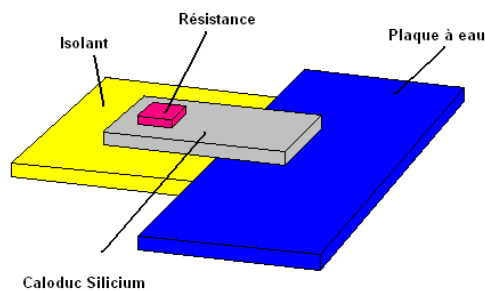


Figure 46 : Schématisation du banc de test pour les essais du dispositif en mode extracteur de chaleur

Dans un second mode de fonctionnement dit répartiteur de chaleur, la résistance est placée au centre du réseau capillaire rainuré sur la face supérieure de l'enveloppe, alors que la zone de condensation, est constituée par la totalité de la surface inférieure de l'enveloppe (Figure 47).

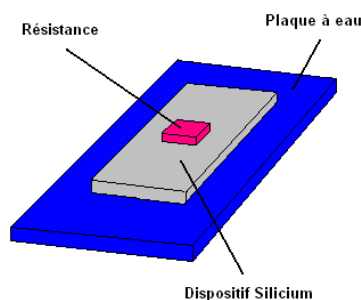


Figure 47 : Schématisation du banc de test pour les essais du dispositif en mode répartiteur de chaleur

4.2.2 Détermination des limites de fonctionnement

La connaissance de l'évolution, selon la puissance injectée, de la résistance thermique du système constitué par l'ensemble {résistance / caloduc / plaque à eau} permet de remonter aux limites de fonctionnement du dispositif. La résistance thermique du dispositif est définie comme suit :

$$R_{th} = \frac{T_{max} - T_{eau, plaque}}{Q} \quad \text{Eq 76}$$

Une variation typique de cette résistance en fonction de la puissance injectée est donnée par la Figure 48.

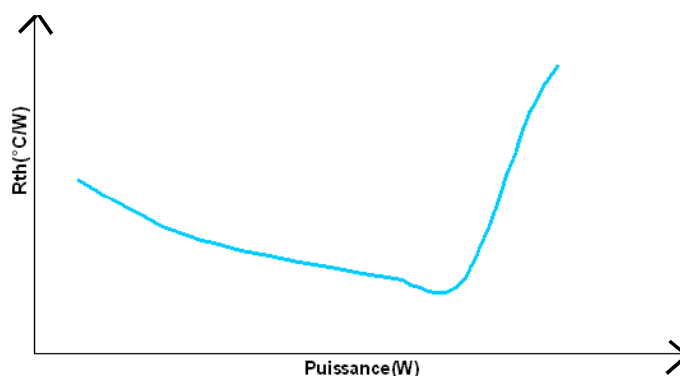


Figure 48 : Variation typique de la résistance thermique du dispositif selon la puissance injectée

Dans un premier temps, la résistance thermique décroît lorsque la puissance croît. Ce phénomène est dû en partie à l'amélioration des propriétés conductrices de l'eau avec l'augmentation de la température. En effet, au fur et à mesure de l'augmentation de la puissance, la température de la zone adiabatique va croissant du fait de la résistance thermique au condenseur et donc la température moyenne de l'eau à l'évaporateur se trouve également augmentée. Par conséquent, la conductivité thermique équivalente du réseau capillaire à l'évaporateur se voit améliorée et la résistance thermique décroît.

En outre, un deuxième phénomène permet également la diminution de la résistance thermique au niveau de l'évaporateur avec l'augmentation de la puissance. Ainsi, la puissance augmentant, les pertes de pression s'accroissent et la pression capillaire le long du système doit donc augmenter. Or cette augmentation de la pression capillaire provoque la récession du ménisque dans la rainure, ce qui se traduit par une moindre épaisseur du liquide à l'évaporateur et donc une diminution de l'épaisseur de liquide traversée par le flux, c'est à dire une diminution de la résistance thermique.

Dans un deuxième temps, la courbe de la résistance thermique en fonction de la température présente un point d'inflexion et la résistance thermique croît dès lors avec la puissance injectée. Ce point d'inflexion correspond à une limite de fonctionnement du système. A partir de ce point, une limite intervient qui résulte en une dégradation rapide de la résistance thermique de l'évaporateur.

Ainsi, la connaissance du champ de température et de son évolution en fonction de la puissance injectée permet de déduire l'évolution de la résistance thermique et donc des limites de fonctionnements.

4.2.3 Visualisation par caméra infrarouge

Afin d'accéder à l'information sur les champs de température, une observation par caméra infrarouge a été effectuée. Pour améliorer l'émissivité des surfaces à observer, une peinture noire a été appliquée sur celles-ci. L'émissivité de cette dernière étant inconnue, un étalonnage de la caméra a été effectué. Une résistance, comme utilisée sur les prototypes pour la dissipation de la chaleur, a été recouverte de cette peinture et fixée à une plaque dont la température est contrôlée par un thermostat. Pour plus de précision, un thermocouple a été fixée sur la résistance afin de connaître la température surfacique de la résistance. Pour différentes valeurs de la température, la résistance a été observée par la caméra infrarouge. Ces observations ont permis de déterminer l'émissivité apparente de la surface peinte. Le paramètre d'émissivité du logiciel de visualisation de la caméra a alors été déterminé afin de faire correspondre la valeur de la température mesurée par la caméra à celle donnée par le thermocouple.

L'avantage de l'emploi d'une caméra infra-rouge par rapport à un nombre discret de thermocouples est l'obtention de la topographie des isothermes sur la surface du dispositif. Il est possible dès lors d'accéder à une représentation claire du profil de température le long d'une ligne de mesure et d'observer d'éventuelles aberrations dans la forme de ce dernier révélateurs de dysfonctionnements.

4.2.4 Observations expérimentales

4.2.4.1 Recherche du remplissage optimal

Pour chaque dispositif testé, et selon le mode de fonctionnement expérimenté, la quantité d'eau injectée permettant de minimiser la résistance thermique du système sur les plus larges plages de puissance injectée et de température d'eau de la plaque à eau est recherchée.

Cette recherche est réalisée en faisant varier la quantité de liquide introduite autour de celle estimée nécessaire à la saturation du réseau capillaire et des différents « volumes morts » tels que le volume résiduel du tuyau ou les ménisques formés dans les coins du dispositif.

Dans la suite, les résultats présentés le sont pour le remplissage optimal.

4.2.4.2 Fonctionnement en mode extracteur de chaleur

Préalablement, pour chaque dispositif, l'apparition du phénomène caloduc est observée. Pour ce faire, le dispositif est testé à vide puis rempli. Les profils de température pour un dispositif vide et rempli avec des puissances injectées proches sont données Figure 49 sous la forme de ce que nous qualifierons de résistance thermique locale :

$$\frac{T(x) - T_{cond}}{Q} \quad \text{Eq 77}$$

L'introduction de cette résistance thermique locale permet de faire abstraction des petites différences des paramètres expérimentaux de puissance injectée, Q , et de température de l'eau dans la plaque, T_{cond} , d'une expérience à l'autre. L'apparition d'une vaste zone isotherme dans le dispositif rempli révèle le bon fonctionnement du dispositif.

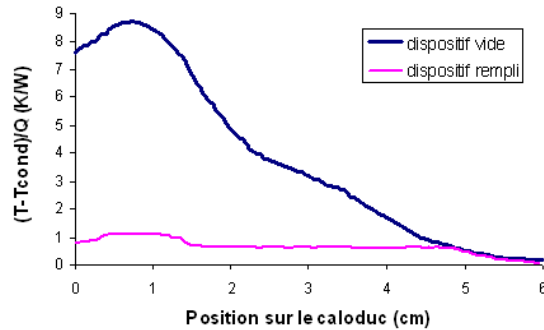


Figure 49 : Profils de résistance thermique locale le long d'un extracteur vide et rempli

Sur la Figure 50, est représentée l'évolution de la résistance thermique à l'évaporateur estimée pour un caloduc de profondeur de rainures 210 μm par la formule suivante :

$$R_{\text{évap}} = \frac{T_{\text{max}} - T_{\text{adia}}}{Q} \quad \text{Eq 78}$$

Cette résistance est révélatrice de la qualité de l'échange au niveau de l'évaporateur. Elle prend en compte le transfert dans la puce, à travers l'interface thermique entre la puce et le silicium, à travers l'enveloppe et le réseau capillaire évaporant.

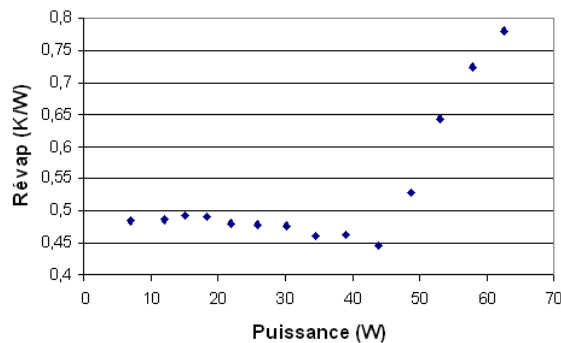


Figure 50 : Evolution de la résistance thermique à l'évaporateur selon la puissance pour une température de l'eau au condenseur de 50°C

La résistance thermique à l'évaporateur varie entre 0.5 et 0.45 K.W⁻¹ sur une plage de puissance injectée de 0 à 45 W. Au delà de cette plage, l'augmentation importante de la résistance indique qu'une limite de fonctionnement a été atteinte. Cette valeur de la résistance représente de 37 à 47 % de la résistance thermique totale du dispositif.

Il a été estimé analytiquement ([LAI2]) que les dispositifs de profondeur de rainure 115 μm ont des conductivités de l'ordre de 1100 W.m⁻¹.K⁻¹. Cette valeur peut atteindre 1300 W.m⁻¹.K⁻¹, dans les dispositifs de profondeur de 210 μm. Ce résultat est surprenant car il va à l'encontre des prévisions du modèle de Chi prédisant de meilleures performances thermiques pour les rainures les moins profondes. Ceci est probablement dû au fait que les gradients thermiques mesurés et utilisés pour estimer la conductivité thermique incluent le gradient thermique dû à la brasure de la puce dont la qualité peut varier d'un dispositif à l'autre.

L'observation aux rayons X de la qualité des brasures sur les dispositifs concernés, a montré des jours importants entre la puce et le caloduc de profondeur de rainure 115 μm par rapport à la liaison entre le dispositif de profondeur 210 μm et sa puce. Cette qualité de brasure différente explique sans doute la moindre performance thermique du dispositif 115 μm par rapport au dispositif 210 μm . Toutefois, ces résultats nous permettent de conclure sur la haute conductivité thermique des dispositifs (8 à 10 fois plus élevée que celle du silicium) et leur intérêt pour l'intégration dans des solutions de refroidissement de l'électronique.

4.2.4.3 Fonctionnement en mode répartiteur de chaleur

Figure 51 est observée l'occurrence du phénomène caloduc entre un dispositif vide et rempli. Les vastes zones quasiment isothermes, de part et d'autres de la puce, mettent en lumière le bon fonctionnement du dispositif.

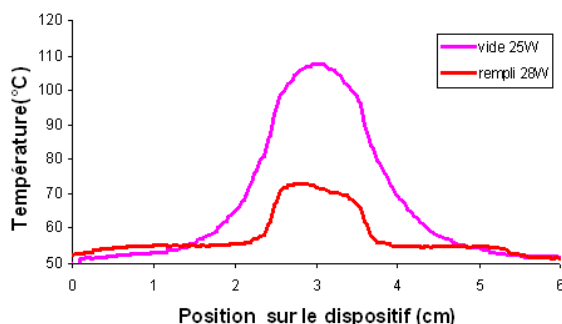


Figure 51 : Profils de température le long d'un répartiteur vide et rempli

Dans le dispositif vide le principal mode de transfert d'énergie est la conduction dans l'enveloppe du répartiteur. Une fois rempli, l'apparition d'une vaste zone isotherme le long du caloduc peut être observée ainsi qu'une chute drastique de la température au niveau du composant.

Sur la Figure 52, est représentée l'évolution de la résistance thermique à l'évaporateur pour un dispositif de profondeur de rainures 210 μm . Il est notable que la résistance thermique à l'évaporateur est augmentée par rapport au cas de l'extracteur de chaleur de l'ordre de 30%. Deux phénomènes peuvent être à l'origine de cette hausse. L'épanouissement du flux dans l'enveloppe du silicium peut-être moindre étant donnée la position différente de la puce et/ou la qualité de la brasure sous la puce est moindre par rapport à l'expérience en extraction de chaleur.

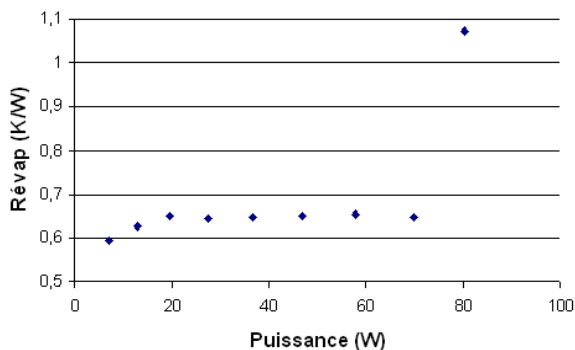


Figure 52 : Evolution de la résistance thermique à l'évaporateur selon la puissance pour une température de l'eau au condenseur de 50°C

D'un point de vue limite de fonctionnement, le dispositif est évidemment plus performant en mode répartiteur qu'en mode extracteur car les distances pour le retour du liquide sont divisées par deux. Ainsi, une limite de fonctionnement est observée pour une puissance injectée de 70W.

Cependant, la forte résistance à l'évaporateur du fait du transfert inhérent à l'évaporation sur les ailettes couplée à un fort coefficient en face arrière fait qu'il n'a pu être observée aucune amélioration par rapport à un parallélépipède en silicium de même dimension que le dispositif caloduc testé. Ainsi, il est visible sur la Figure 53 que les gradients thermiques sont même accentués par rapport au silicium.

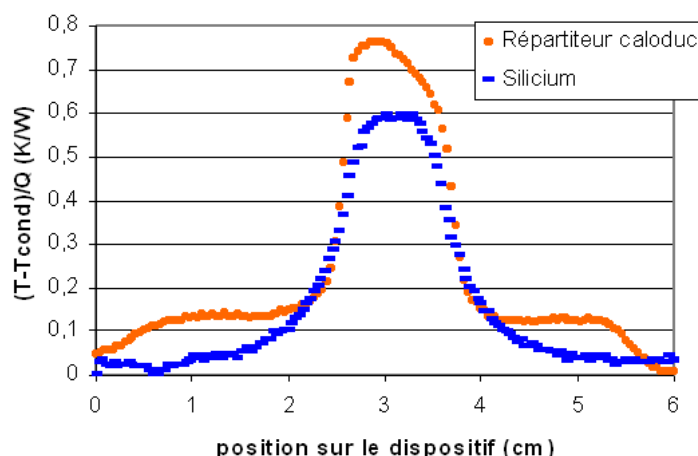


Figure 53 : Comparaison du dispositif en mode répartiteur avec une tranche de silicium de mêmes dimensions

La figure précédente montre des résultats pour une puissance injectée de 25 W mais la supériorité de la solution silicium sur la solution répartiteur est constatée expérimentalement pour toute puissance dans le cadre de notre banc de test dont nous avons précédemment estimé le coefficient d'échange convectif h à $18000 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$. Nous reviendrons sur ce phénomène par la suite dans la section II.5.1.2 où nous nous intéresserons à l'évolution des résistances thermiques des systèmes répartiteur et tout silicium en fonction du coefficient h .

Un autre constat intéressant est que la résistance thermique au niveau de l'évaporateur représente plus de 80% de la résistance thermique totale.

5. Confrontation expérimentation/modélisation

Dans cette partie, il est proposé de vérifier la pertinence des modèles exposés auparavant dans l'optique d'une utilisation future pour le dimensionnement d'une nouvelle structure.

5.1 Modèles thermiques

Pour modéliser la thermique des dispositifs, les modèles de résistances thermiques précédemment énoncés sont utilisés. En ce qui concerne l'échange au condenseur, il est modélisé par un coefficient d'échange thermique h . Ce dernier est déterminé par le calage d'une expérience avec refroidissement pleine plaque sur un substrat silicium de même dimension que les dispositifs et des résultats, pour la même géométrie, d'un modèle analytique retranscrit sous Mathcad avec h comme paramètre d'entrée. Ce modèle permet de déterminer la température de la plaque de silicium en tout point en utilisant une superposition de solutions stationnaires [RAE].

La valeur prise pour la conductivité thermique du silicium est celle donnée par Glassbrenner et Slack [GLA] soit $115 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$. Sa pertinence a été vérifiée expérimentalement en étudiant les gradients de températures observés sur des expériences de

conduction menées avec des parallélépipèdes de silicium de même dimension que les caloducs 1D. C'est cette valeur qui sera utilisée dans toute la suite.

La résistance est considérée comme délivrant un flux de densité constante sur l'ensemble de sa surface.

Sur la Figure 54, apparaît le résultat de cette recherche de h avec une des expériences étalon réalisée pour une puissance de 16W et une température d'eau au condenseur de 42°C.

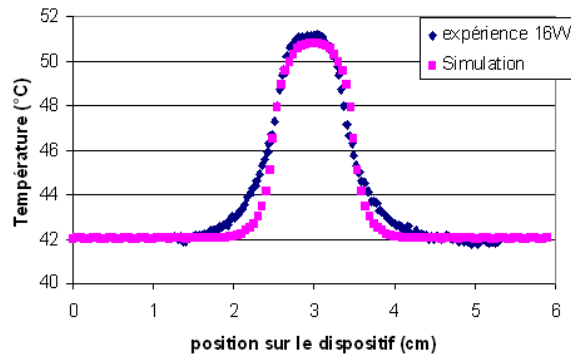


Figure 54 : Expérience et simulation avec $h = 18000 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$

Diverses expériences avec des puissances variables ont servi à déterminer le coefficient h le plus adéquat. Au final, il apparaît que la plaque à eau peut-être modélisée par un coefficient d'échange $h = 18000 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$. Dans la suite, il sera convenu de garder le même coefficient d'échange en considérant une bonne répartition de la laque d'argent assurant la liaison avec la plaque à eau.

Concernant, la colle elle sera considérée comme un matériau homogène de conductivité $5 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ d'après les données techniques du produit. L'épaisseur de la couche de colle a été estimée de l'ordre de $50 \mu\text{m}$ en mesurant la surélévation de la puce par rapport au substrat. Cette estimation a été effectuée avec un microscope optique en faisant la netteté alternativement sur la puce et sur le substrat. La colle sera donc modélisée par la suite par une résistance thermique de valeur 0.1 K.W^{-1} .

Enfin, la conductivité thermique de l'eau est supposée constante en fonction de la température et égale à $0.6 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$.

5.1.1 Dispositif en mode extracteur de chaleur

Pour modéliser l'échange au condenseur dans ce mode de fonctionnement, il est considéré que seule la zone du réseau capillaire au dessus de la plaque à eau est le siège de condensation (Figure 55).

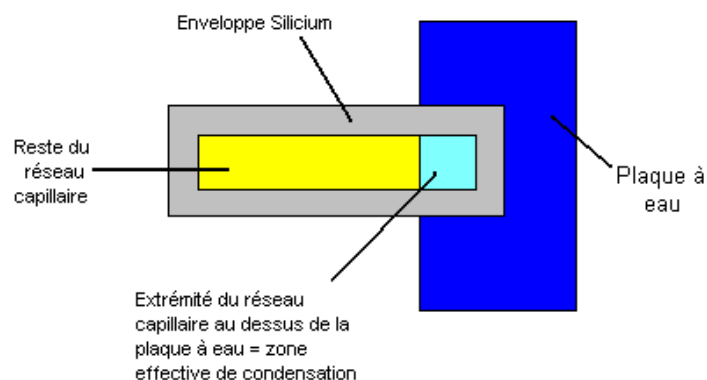


Figure 55 : Schématisation du dispositif pour la détermination de la zone effective de condensation

D'autre part, l'hypothèse d'un flux de chaleur uniforme sur la zone de condensation est faite.

Le champ de température dû au coefficient h au condenseur peut alors être déterminé en considérant l'extrémité du caloduc en contact avec la plaque à eau comme étant une plaque de silicium, d'épaisseur celle de l'enveloppe sous le réseau capillaire, sur laquelle existe une zone de dissipation uniforme correspondant à l'aire de condensation et qui est refroidie en face arrière avec un coefficient d'échange de $18000 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$.

L'utilisation d'une solution analytique reposant sur la superposition de solutions stationnaires [RAE] peut alors servir pour modéliser l'échange avec la plaque à eau.

Ce modèle permet de reproduire les gradients spécifiques observés au condenseur (Figure 56).

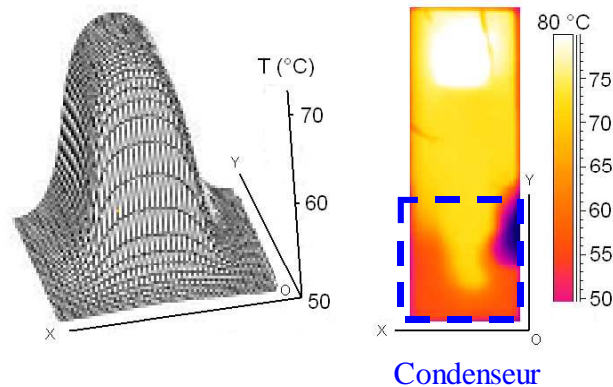


Figure 56 : Gradient au condenseur obtenu analytiquement (à gauche) et expérimentalement par photo IR (en bas à droite)

Sur la Figure 56, est représentée la forme du champ de température au condenseur obtenu analytiquement (à gauche sur la figure) et expérimentalement (à droite). La photo IR représente l'ensemble du dispositif avec la résistance en haut et le condenseur en bas. La tâche sombre apparaissant est due au masquage de la caméra par le tuyau de remplissage.

Sur la Figure 57, sont comparés les champs de température le long de la médiane longitudinale du dispositif obtenu expérimentalement et par reconstruction du profil par les modèles thermiques précédemment exposés pour une puissance injectée de 39W.

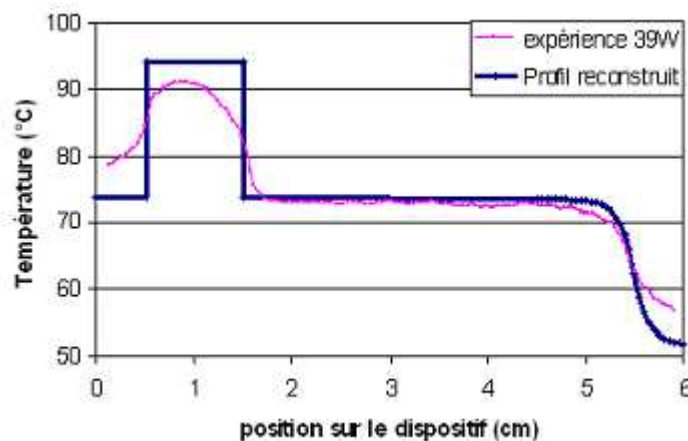


Figure 57 : Comparaison du champ de température expérimental et modélisé le long d'une médiane longitudinale du dispositif

Il est visible que le modèle permet de retracer assez précisément le profil de température. Cependant, la résistance thermique au niveau de l'évaporateur est surestimée car on ne prend pas en compte les effets d'épanouissement du flux à l'évaporateur. Le gradient le

long de la zone adiabatique est bien rendu ainsi que celui au condenseur. La différence observée au niveau de l'extrémité de ce dernier est probablement due à la conduction de faibles flux dans l'enveloppe du silicium entourant la zone de condensation.

5.1.2 Dispositif en mode répartiteur de chaleur

De la même manière que précédemment, la modélisation thermique du dispositif en mode répartiteur de chaleur a été effectuée. Sur la Figure 58, sont comparés les champs de température le long de la médiane longitudinale du dispositif obtenu expérimentalement et par reconstruction du profil par les modèles thermiques précédemment exposés pour une puissance injectée de 28W.

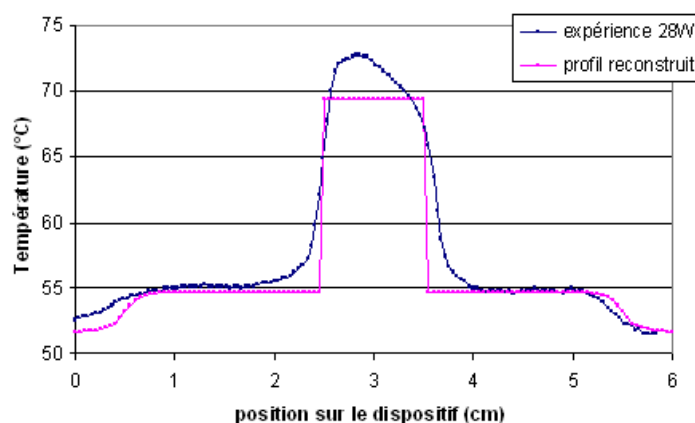


Figure 58 : Comparaison du champ de température expérimental et modélisé le long d'une médiane longitudinale du dispositif

Encore une fois, le profil de température est retracé assez précisément et encore une fois la plus grande différence est observée au niveau de l'évaporateur. La présence d'un point chaud assez marqué sur la courbe expérimentale est peut-être dû à une mauvaise répartition de la colle entre le dispositif et la résistance et qui pourrait expliquer que la température maximale soit dans ce cas sous-estimée par le modèle. La non symétrie du profil de température expérimental conforte également l'hypothèse d'un défaut de répartition de la colle sous la puce.

Nous allons maintenant, à l'aide de notre modèle, nous intéresser à l'évolution des résistances thermiques des systèmes répartiteur et tout silicium en fonction du coefficient h pour expliquer la supériorité de la solution plaque de silicium sur la solution répartiteur caloduc observée expérimentalement. Les résultats de cette étude ont été portés sur la Figure 59.

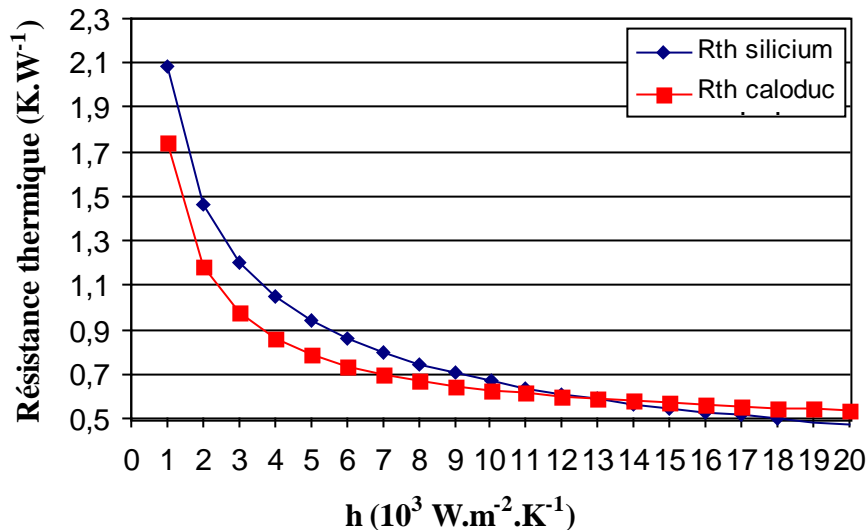


Figure 59 : Evolution des résistances thermiques pour un système avec une plaque en silicium et un système à caloduc en fonction de la valeur du coefficient d'échange h

D'après ces résultats, la solution employant le caloduc est désavantageuse par rapport à la solution silicium quand le coefficient d'échange en face arrière excède la valeur de 13000 $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$. En dessous de cette valeur, le caloduc permet une amélioration par rapport à l'utilisation d'une plaque de silicium massif. Ceci explique le phénomène observé lors de nos expériences pour lesquelles le coefficient h était estimée à 18000 $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$. En effet, pour cette valeur, le système à répartiteur caloduc est moins performant que le système à plaque de silicium. En fait, la solution de répartition de la chaleur par le caloduc sera d'autant plus performante par rapport à la plaque de silicium que le coefficient h est faible. Ceci est dû au fait que lorsque h diminue, l'épanouissement du flux dans la plaque de silicium s'accroît pour profiter au mieux de l'échange convectif afin de minimiser la différence totale de température entre puce et refroidisseur. La conductivité thermique dans le plan du substrat a alors un rôle prépondérant. Or, dans le système caloduc en répartiteur, cette conductivité thermique est très grande comme en témoigne l'apparition de la zone quasi-isotherme. Ce type de système est donc d'autant plus performant par rapport à un matériau massif que le coefficient h est faible. En fait, dans notre cas, ce qui pénalise fortement le système caloduc en répartiteur par rapport au substrat en silicium, est la forte résistance thermique à la traversée du réseau capillaire à l'évaporateur. Cette dernière est estimée grâce au modèle de Chi présenté en II.3.1.1 à une valeur de 0.49 K.W^{-1} , ce qui représente, à peu près, les cinq sixièmes de la résistance totale estimée pour un coefficient de 18000 $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$. Cette forte résistance thermique, indépendante du coefficient h, nuit gravement aux performances. Ainsi même à faible coefficient h, l'apport de la solution répartiteur caloduc est limité avec au mieux une diminution de 20% de la résistance thermique pour $h = 1000$.

5.1.3 Discussion sur l'amélioration des performances thermiques des dispositifs

Précédemment, nous avons constaté dans nos dispositifs que la résistance thermique au niveau de l'évaporateur (colle + conduction dans l'enveloppe + conduction dans le réseau capillaire) comptait pour une grande partie de la résistance thermique totale. En effet, elle représentait environ 40% de la résistance totale dans le mode extracteur de chaleur et 80% dans le mode répartiteur. Cette résistance thermique élevée est principalement due à la résistance thermique à la traversée par le flux du réseau capillaire à l'évaporateur. Ainsi cette dernière est estimée par le modèle de Chi à 0.49 K.W^{-1} pour un dispositif de profondeur de rainures de

210 μm . Elle est bien supérieure à la résistance thermique de la colle estimée à 0.1 K.W^{-1} et à celle due à la conduction dans l'enveloppe estimée à 0.03 K.W^{-1} .

Pour accroître les performances thermiques des futurs dispositifs, nous allons donc nous intéresser à partir des prévisions du modèle de Chi aux évolutions possibles à apporter à la géométrie de l'évaporateur afin de réduire la résistance thermique à la traversée du réseau capillaire.

5.1.3.1 Influence de la profondeur des rainures

Pour évaluer l'impact de la profondeur des rainures sur la résistance thermique due à la conduction dans l'enveloppe et à travers le réseau capillaire, nous étudions à l'aide de nos modèles la variation de cette résistance en fonction de la profondeur des rainures à épaisseur de plaque, dans lesquelles sont usinées ces dernières, constante. Les largeurs d'ailettes et de rainures sont inchangées respectivement $70 \mu\text{m}$ et $90 \mu\text{m}$. Le résultat d'une telle étude est représenté sous forme de graphique sur la Figure 60.

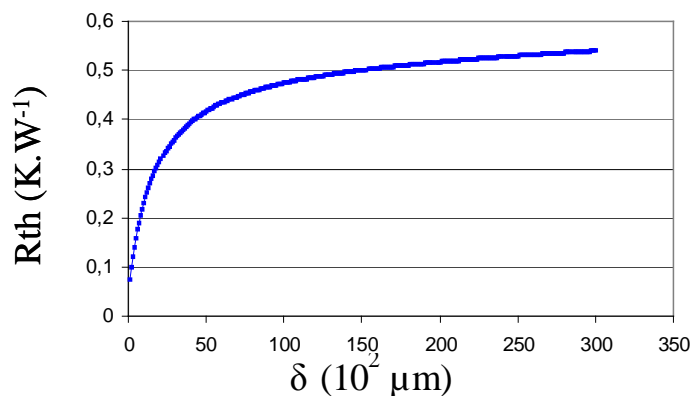


Figure 60 : Evolution de la résistance thermique en fonction de la profondeur des rainures

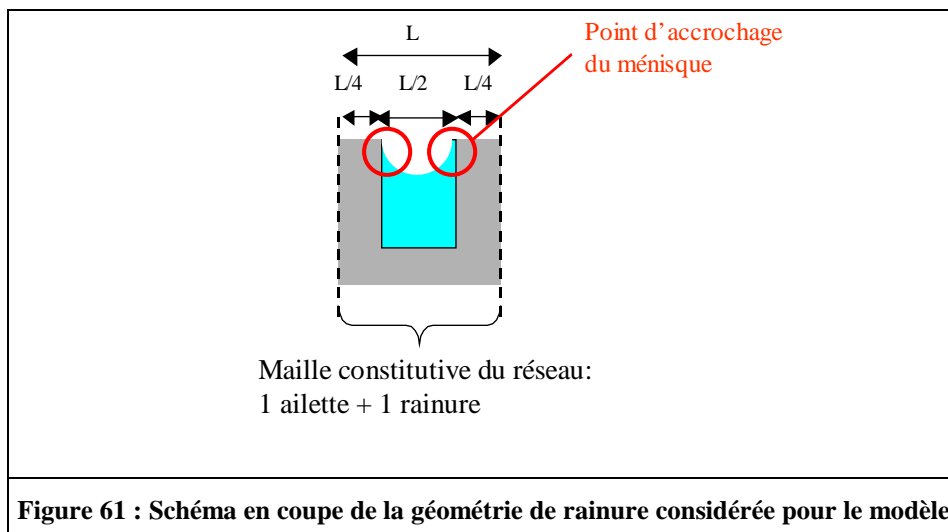
Il apparaît qu'une première solution pour réduire la résistance thermique à l'évaporateur est de réduire la profondeur des rainures. Toutefois, une telle réduction est désavantageuse en terme de limite capillaire du fait de la réduction des sections de passage du fluide. Un compromis doit donc être trouvé afin de concilier performances thermiques et limitations de fonctionnement élevées. De plus, l'apport pour des rainures permettant le transfert de puissances conséquentes (d'une profondeur supérieure à $100 \mu\text{m}$) est limité. Ainsi le passage de rainures de profondeur $200 \mu\text{m}$ à des rainures de $100 \mu\text{m}$ ne permet il qu'une évolution de la résistance thermique de 0.517 K.W^{-1} à 0.474 K.W^{-1} .

5.1.3.2 Influence de la densité des zones d'accrochage des ménisques dans l'évaporateur

La zone d'accrochage du ménisque joue dans la thermique de l'évaporateur un rôle prépondérant. En effet, c'est par le film liquide qui s'y situe que transite la majeure partie du flux pour évaporer le liquide à l'interface des phases.

Nous allons déterminer, à l'aide du modèle de Chi, l'influence de la densité des zones d'accrochage des ménisques sur la résistance thermique du réseau capillaire à l'évaporateur. Par densité des zones d'accrochage du ménisque, nous entendons le rapport de la longueur totale des ménisques sur la surface de l'évaporateur. Pour cette étude, nous allons considérer

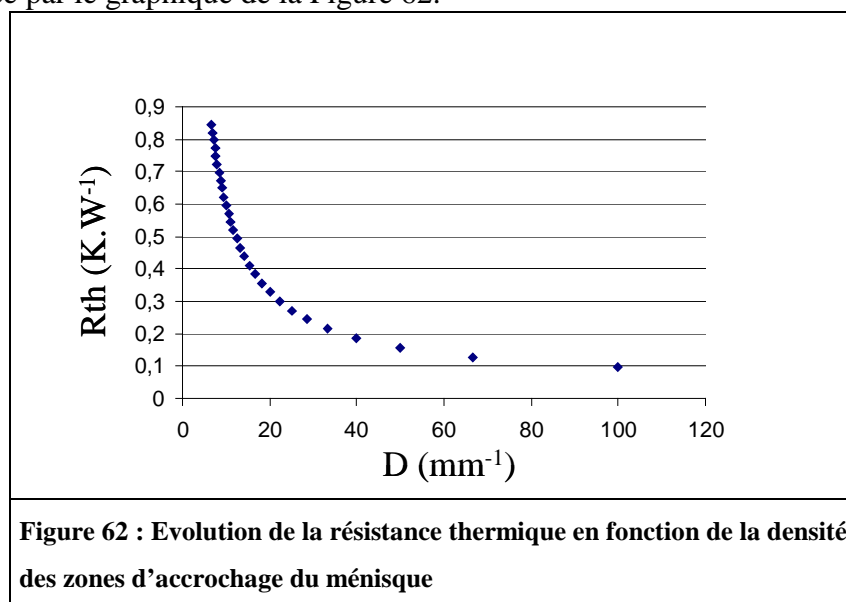
un réseau de rainures de profondeurs de 210 μm . Ce réseau est produit par la répétition d'une maille élémentaire constitué d'une ailette et d'une rainure de largeurs égales (Figure 61).



Soient L la largeur de la maille élémentaire, L_e la longueur de l'évaporateur et D la densité des zones d'accrochage des ménisques. Chaque maille possède 2 points d'accroche du ménisque. La densité D est alors donnée par la relation suivante :

$$D = \frac{2 \cdot L_e}{L L_e} = \frac{2}{L} \quad \text{Eq 79}$$

Intéressons nous à la variation de la résistance thermique d'un évaporateur de 1 cm sur 1 cm dont nous faisons varier le paramètre L de la maille et donc la densité D . Cette variation est représentée par le graphique de la Figure 62.



L'augmentation de la densité D permet de réduire sensiblement la résistance thermique à l'évaporateur. Ainsi, en considérant un évaporateur fait de 62 rainures comme dans les dispositifs étudiés ($D = 12,4 \text{ mm}^{-1}$), si on double le nombre de rainures à 124 ($D = 24,8 \text{ mm}^{-1}$), la résistance thermique de l'évaporateur chute de $4,93 \text{ K.W}^{-1}$ à $2,72 \text{ K.W}^{-1}$.

Une seconde façon d'améliorer la résistance thermique apparaît donc comme l'augmentation de densité des zones d'accrochage des ménisques. Par contre, la réduction des

dimensions des rainures à profondeur constante induit la réduction des diamètres hydrauliques des canaux et pénalise le système en terme de limite de fonctionnement capillaire.

5.2 Modèle pour les limites de fonctionnement

Dans cette partie, nous aborderons la comparaison entre les modèles et les résultats expérimentaux pour le seul fonctionnement en mode extracteur de chaleur. Nous nous contenterons de renvoyer au mémoire de thèse de Mariya Ivanova [IVA] qui traite cet aspect pour le mode répartiteur. En effet, dans le chapitre III nous verrons que nous avons pris le parti de développer une structure fonctionnant préférentiellement comme un extracteur de chaleur du fait du moindre intérêt thermique d'un mode répartiteur par rapport à un substrat silicium comme il été vu au chapitre précédent.

Pour connaître les limites capillaires des dispositifs, il nous faut connaître l'angle de contact de l'eau sur le silicium oxydé. D'après les travaux de Williams et coll [WIL] portant sur l'étude de l'angle de contact de l'eau sur le silicium oxydé, une valeur de l'angle de mouillage de 30° a été utilisé pour le tracé des limites capillaires.

Ci après, Figure 63 et Figure 64 sont exposées les limites théoriques de deux dispositifs de profondeurs de rainures, respectivement $115 \mu\text{m}$, et $210 \mu\text{m}$, pour un fonctionnement horizontal.

Sur la Figure 63, ont été placés les points expérimentaux résultant de travaux antérieurs ([CEZ], [GIL2]) pour les valeurs de puissance les plus importantes obtenues. Le tracé des courbes de limites montrent que dans nos dispositifs, les phénomènes les plus à même de restreindre le fonctionnement sont le phénomène de limite d'ébullition pour les hautes températures de fonctionnement et de limite capillaire pour les basses températures.

Seule une limite d'ébullition a été observée, pour les points de fonctionnement à haute température. La destruction prématurée du dispositif n'a pu permettre de réaliser la recherche exacte des limites capillaires.

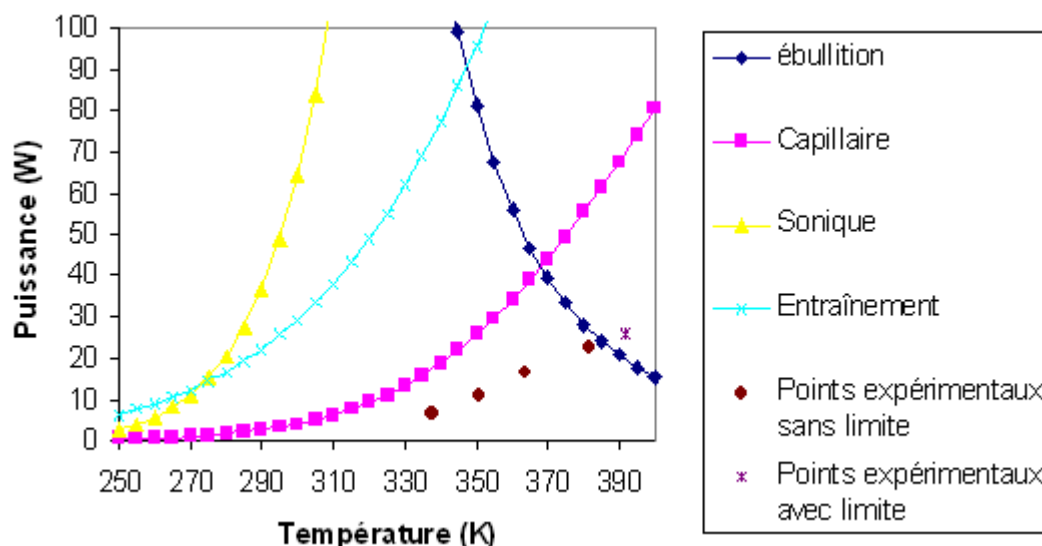


Figure 63 : Limites théoriques et points expérimentaux pour un dispositif de profondeurs $115 \mu\text{m}$ avec un angle de mouillage de 30°

Cette première batterie de tests n'a pu fournir de très amples renseignements si ce n'est que le modèle ne sous-estimait pas les performances du dispositif.

Durant cette thèse d'autres prototypes de géométrie similaire mais de profondeur de rainures $210 \mu\text{m}$ ont été fabriqués et testés. La confrontation des limites expérimentales obtenues et des modèles théoriques est présentée Figure 64.

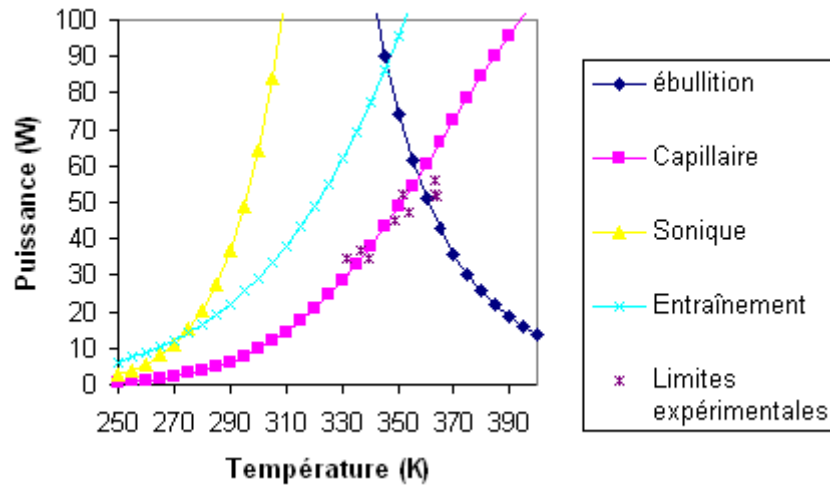


Figure 64 : : Limites théoriques et limites expérimentales pour un dispositif de profondeur de rainures 210 μm avec un angle de mouillage de 30°

L'accord des limites obtenues avec l'enveloppe théorique tracée est très bon. Cependant, des informations pour des points de fonctionnement à basse température n'ont pu être obtenues compte tenu des limitations inhérentes au thermostat utilisé pour régler la température de l'eau envoyée dans la plaque à eau et à la limitation du débit accessible dans l'échangeur par la pompe.

5.3 Conclusions

Un modèle pour la détermination des limites de fonctionnement et des champs de température reposant sur un découplage thermique et hydraulique pour un caloduc plat rainuré a été confronté à des mesures expérimentales.

D'un point de vue thermique, le modèle utilisé donne des résultats corrects mais est mis en défaut au niveau de la détermination du gradient de température à l'évaporateur. Cette différence est aussi bien imputable à la non prise en compte des effets de répartition dans l'enveloppe du silicium qu'au manque d'information relative à la liaison résistance-dispositif. Toutefois, dans l'optique d'un dimensionnement, le modèle fournit une bonne approximation et ceci par des méthodes purement analytiques qui évite le recours à des méthodes numériques lourdes. Ce modèle demeure donc un outil précieux pour la réalisation de nouvelles structures.

D'un point de vue des limites de fonctionnement, le modèle semble tout aussi robuste pour un dimensionnement de par sa résolution analytique et de son adéquation avec les résultats expérimentaux. Cependant, il n'a pu être validé pour des températures de fonctionnement faibles du fait de limitations inhérentes au banc de test.

Expérimentalement, de fortes résistances thermiques au niveau de l'évaporateur ont été observées. Elles limitent les performances thermiques du dispositif et les moyens de les réduire pour de futurs dispositifs ont été discutés à partir du modèle de Chi. Deux champs d'investigation ressortent : la réduction de la profondeur des canaux et l'augmentation de la densité des zones d'accrochage du ménisque. Ces deux voies présentent des désavantages d'un point de vue de la limite capillaire respectivement du fait de la réduction des sections de passage du fluide et de la réduction des diamètres hydrauliques des sections. Un compromis performances thermiques/limites de fonctionnement sera donc nécessaire à l'élaboration de nouvelles structures.

III Développement de la structure 2D

La fabrication des prototypes 1D en silicium nous a permis de démontrer tout leur intérêt en termes de transfert thermique, de miniaturisation et de réduction de masse. Ces prototypes ont également permis d'éprouver des modèles pour le dimensionnement de structures ultérieures. Par contre ils ne correspondaient à aucune application concrète envisagée.

Fort des développements technologiques réalisés, nous nous proposons de concevoir un nouveau type de structure pour l'extraction et la répartition sur une surface accrue d'échangeur de la puissance dissipée par un composant dans le cadre d'une application spatiale.

A partir des spécifications requises fournies par le CNES au sein du projet regroupant les laboratoires du CEA-LETI, du LEG et du CETHIL, la conception d'une nouvelle structure bidimensionnelle est menée.

Nous exposons dans cette partie les choix géométriques retenus pour cette structure ainsi que son dimensionnement en terme de résistance mécanique et de performances thermiques. La réalisation technologique des prototypes de la nouvelle structure est détaillée avant d'aborder les tests et leurs résultats.

1. Choix de la structure

1.1 Spécifications requises

Un des besoins exprimés est la répartition de chaleur et de transport de puissance, avec des gradients de température faibles. L'évaporateur est constitué d'un composant carré de 1 cm de côté, le dispositif micro fluïdique doit être de dimensions 5 cm x 5 cm, pour une épaisseur de l'ordre du millimètre (Figure 65). Deux types de conditions aux limites peuvent être appliqués :

- zone de condensation sur toute la surface inférieure du dispositif (25 cm^2)
- zone de condensation sur une bande de 5 mm de large sur le pourtour du dispositif (9 cm^2).

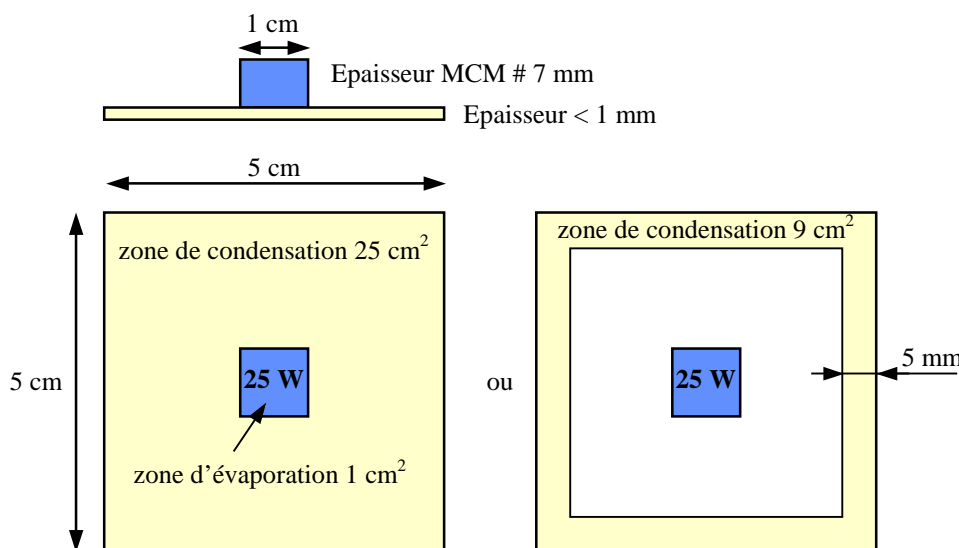


Figure 65 : Vue schématique des solutions de refroidissement envisagées

La capacité de transport doit être de 25 W, et ceci quel que soit l'orientation du dispositif par rapport au champ gravitationnel terrestre.

Le poids du dispositif ne doit pas excéder 20g.

Du point de vue mécanique, les normes spatiales définissent les pressions d'épreuve et d'éclatement à respecter.

Le dispositif doit supporter sans dommage une pression (P_c) 4 fois supérieure à la pression maximale en fonctionnement non opérationnel pendant 15 min. Dans notre cas, le fluide considéré étant de l'eau et la température maximale en fonctionnement non opérationnel étant de 125 °C, on a $P_c = 9$ bar.

Chaque dispositif sera testé à une pression d'épreuve (P_e) 2 fois supérieure à la pression maximale en fonctionnement non opérationnel pendant 15 min. Ici, on a donc : $P_e = 4.5$ bar.

Cependant, des négociations avec l'European Space Agency sont en cours et pourrait aboutir aux nouvelles normes suivantes : $P_e = 1.5 \times P_{max}$ et $P_c = 2.5 \times P_{max}$ ce qui reviendrait dans notre cas à $P_e = 3.4$ bar et $P_c = 5.6$ bar.

Dans la suite, la structure sera pensée préférentiellement pour une solution de refroidissement périphérique car le gain en gradient de température par rapport à un substrat massif y est plus important d'après les résultats expérimentaux des prototypes 1D.

L'intérêt de ce genre de réalisation est illustré sur la Figure 66.

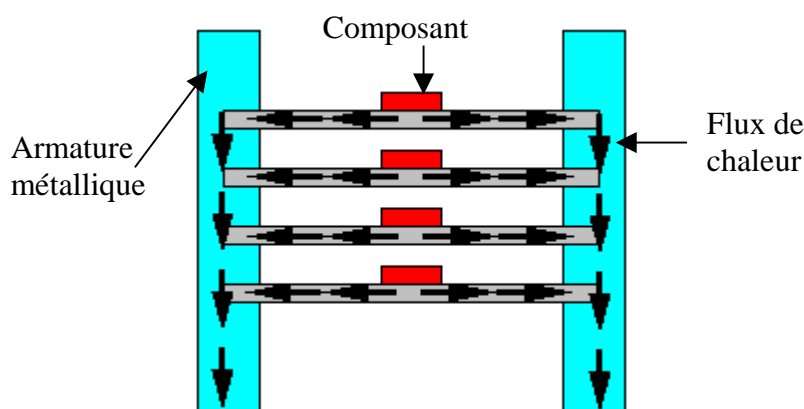


Figure 66 : Schématisation d'un système électronique embarqué

Dans un système embarqué, les cartes électroniques sont fixées entre deux armatures métalliques qui servent à évacuer par conduction la chaleur générée par les composants. L'adjonction d'un système à changement de phase peut alors permettre de réduire fortement les gradients de température des composants jusqu'aux armatures .

1.2 Axes de réflexion

L'expérience issue de la campagne sur les prototypes 1D rainurés permet de dégager trois grands axes à intégrer dans la conception de la future structure :

- Tenue mécanique
- Performances thermiques
- Compacité

Les études sur les prototypes 1D ont mis en exergue la nécessité de la présence de renforts mécaniques pour la planéité et la tenue mécanique des dispositifs. En effet, les démonstrateurs réalisés précédemment s'avèrent être bien en deçà des exigences mécaniques, inhérentes aux normes spatiales. Ainsi, les dispositifs d'une profondeur de rainures de 210 μm ne résistent qu'à une différence de pression entre l'extérieur et l'intérieur de l'ordre de 2 bars par rapport à 9 bars exigés (Figure 67).

La structure retenue doit permettre une intégration de renforts avec un impact minime sur les performances.

D'un point de vue thermique, les tests sur le 1D ont révélé la nécessité de réduire la résistance thermique liée à la zone d'évaporation pour accroître les performances (cf II.5.1.3). Ainsi, pour les tests réalisés en refroidissement pleine face, les dispositifs montrent des performances moindres que des plaques massives en silicium de même dimension. Cependant, ces résultats ont été obtenus pour des coefficients d'échange plaque à eau/paroi du dispositif de l'ordre de $18000 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ (convection forcée liquide) qui sont bien supérieurs aux coefficients d'échange envisagés pour intégrer une telle solution (évacuation radiative de la chaleur et surtout conductive). Néanmoins, l'amélioration de la thermique de l'évaporateur est un point clé pour obtenir un dispositif compétitif, surtout pour des distances de transport relativement faibles d'environ 2 cm où le gain sur les substrats modérément conducteurs peut être totalement annihilé par une forte résistance thermique d'évaporation.

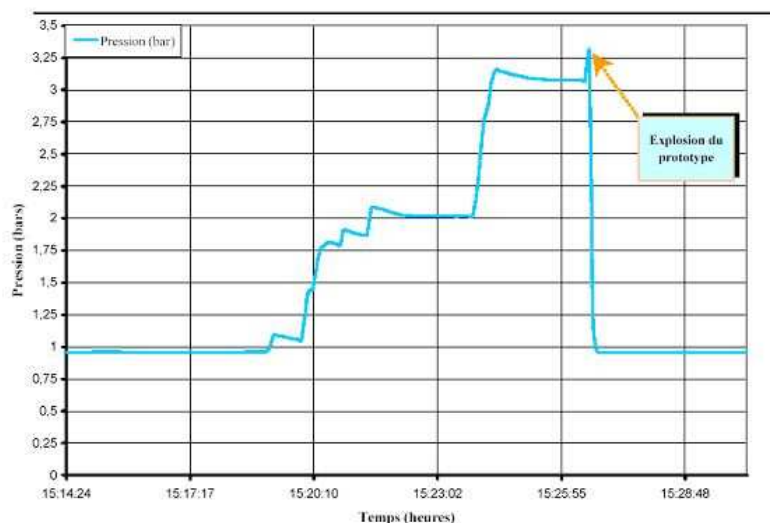


Figure 67 : Tests en pression d'un prototype 1D de profondeur de rainures $210 \mu\text{m}$

1.3 Bibliographie des structures bidimensionnelles

De nombreuses références sont disponibles sur la réalisation de répartiteurs de chaleurs (spreaders).

Dans les différentes réalisations, trois types de structure se dégagent :

- structure capillaire à pas discrets de type picots [BEN], [SHE],
- structure sans réseau capillaire [CAO2], [MUR], [MUR2], [THO],
- structure capillaire rainurée [KAN2], [RIG], [KAN3].

1.3.1 Exemples de structure de type picots

Benson et al [BEN] ont proposé la réalisation de répartiteur en silicium dont le réseau capillaire est constitué de picots en croix.

Le dispositif est constitué de deux plaques, sur la plaque inférieure les picots du réseau capillaire sont gravés, sur l'autre seule une grande cavité vapeur est réalisée (Figure 68). La réalisation technologique procède de techniques de gravure profonde par plasma, de gravure humide KOH et de scellements. Les dimensions du dispositifs sont de $48 \times 48 \times 1.3 \text{ mm}^3$. Les croix mesurent, elles, $200 \mu\text{m}$ de longueur. Le refroidissement se fait sur la totalité de la plaque supérieure. Le retour du fluide vers l'évaporateur est assisté par la gravité.

Les résultats énoncés pour des tests du dispositif rempli avec du méthanol, font état de densités de puissance dissipées de l'ordre de quelques dizaines de Watts par cm^2 .

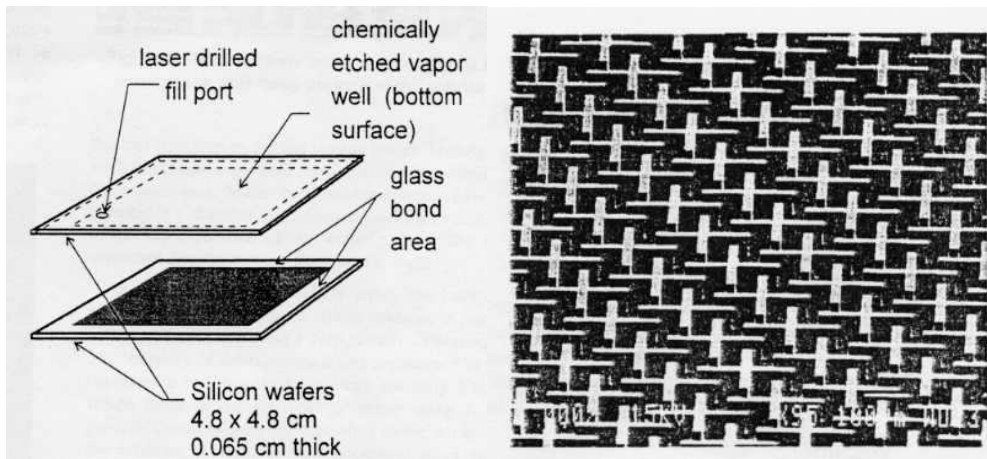


Figure 68 : Dispositif proposé par Benson [BEN]

Shen et al [SHE] ont également étudié la réalisation de répartiteurs en silicium s'appuyant sur une structure capillaire à picots carrés (Figure 69).

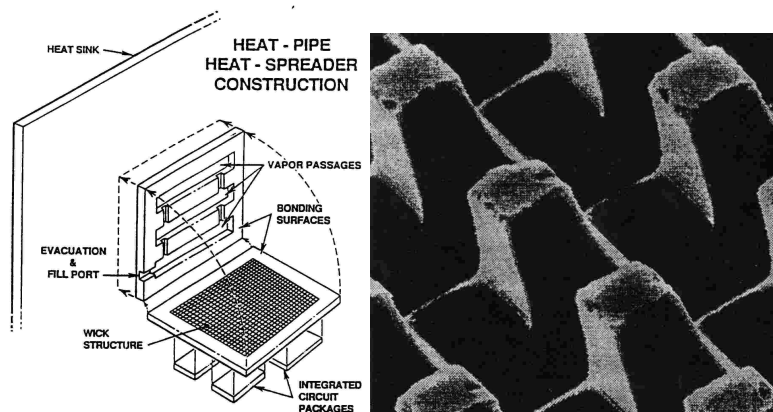


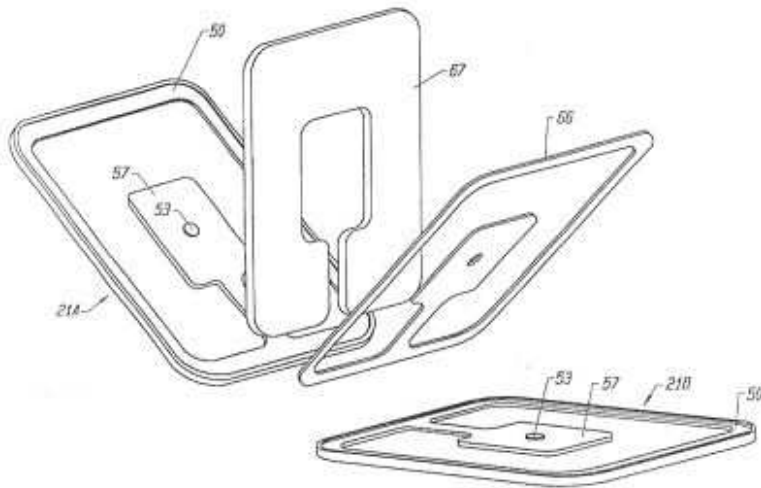
Figure 69 : Dispositif proposé par Shen [SHE95]

La réalisation repose sur l'utilisation d'une scie diamant, puis de techniques de scellement. La structure est réalisée à partir de deux substrats dont un comporte le réseau capillaire alors que l'autre, placé au dessus, renferme des cavités pour le passage de la vapeur. La largeur des rainures réalisées est de $75 \mu\text{m}$ alors que leur profondeur est de $76 \mu\text{m}$. Le dispositif a des dimensions de $25 \times 25 \times 1 \text{ mm}^3$. Le fluide utilisé est le méthanol. Le refroidissement se fait sur la totalité de la plaque supérieure. Le retour du fluide vers l'évaporateur est assisté par la gravité.

Les puissances dissipées sont faibles, inférieures à la dizaine de Watts. La conductivité équivalente du substrat est de l'ordre de celle du cuivre ($\approx 400 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1} \text{ K}^{-1}$).

1.3.2 Exemples de structures sans réseau capillaire

Thomas [THO] a breveté un dispositif plat sans réseau capillaire, à proprement dit. Le retour du liquide du condenseur à l'évaporateur est alors assuré par une capillarité induite par la proximité entre deux plaques constituant le dispositif. Pour former une cavité vapeur, chaque plaque est partiellement évidée. Une vue éclatée d'un tel dispositif est présentée Figure 70.



Légende :

- 50 :chemin capillaire/condenseur
- 53 :pilier pour l'espacement et la conduction entre substrats supérieur et inférieur
- 57 :évaporateur
- 66 :phase liquide
- 67 :phase vapeur

Figure 70 : Vue éclatée du dispositif de Thomas [THO]

Le brevet fait état d'un dispositif carré $71 \times 71 \text{ mm}^2$ et de 2 mm d'épaisseur, réalisé en molybdène et utilisant de l'eau comme fluide. La source de chaleur est répartie sur $19 \times 19 \text{ mm}^2$ et la condensation est périphérique. La puissance maximale dissipée n'y apparaît pas mais le brevet indique une conductivité thermique équivalente de $4\,512 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$.

Murphy et al [MUR], [MUR2] proposent une structure fonctionnant comme un thermosiphon avec un évaporateur centré et un condenseur périphérique jouant également le rôle de réservoir liquide (Figure 71).

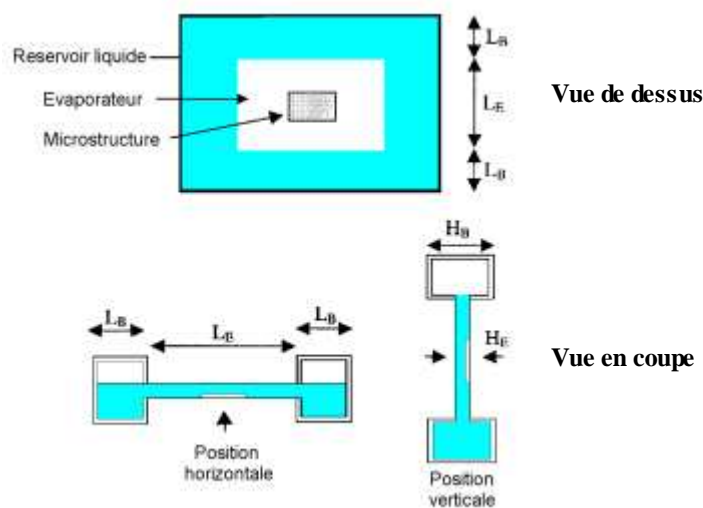


Figure 71: Dispositif proposé par Murphy [MUR]

Une microstructure poreuse en cuivre est utilisée pour l'augmentation des densités de flux dissipé. Les performances atteintes de l'ordre de 40 W.cm^{-2} sont indépendantes de l'orientation par rapport au champ gravitationnel tant que le dispositif est suffisamment rempli pour venir mouiller la microstructure en toute position.

Cao et al [CAO2] proposent des structures de $20 \text{ mm} \times 20 \text{ mm} \times 4.6 \text{ mm}$ en cuivre remplies d'eau capables de dissiper des flux de densités de 110 W.cm^{-2} . Le fonctionnement de ces structures repose sur le principe de l'ébullition en milieu confiné.

1.3.3 Exemples de structures capillaires rainurées

Righthley et al [RIG] ont proposé des dispositifs en cuivre rainurés à refroidissement périphérique. La grande originalité de leur structure réside dans le fait que leur réseau capillaire est entièrement calculé en fonction de l'emplacement des sources de chaleur, en résolvant l'équation de Laplace pour connaître les lignes de courant « naturelles » sur lesquelles s'appuieront les rainures. Leurs travaux font état de puissance dissipée de 20W ($64\text{W}/\text{cm}^2$) pour une conductivité équivalente 1.9 fois celle du cuivre. Les dimensions du dispositif ne sont pas indiquées.

Kang et al [KAN2] ont réalisé et étudié une structure silicium, à base de rainures radiales. Tout d'abord il convient de noter que leur dispositif est un thermosiphon. Il est fabriqué à partir de 3 plaques silicium. Sa réalisation résumée Figure 72 utilise essentiellement des techniques de gravure humide et de scellement eutectique.

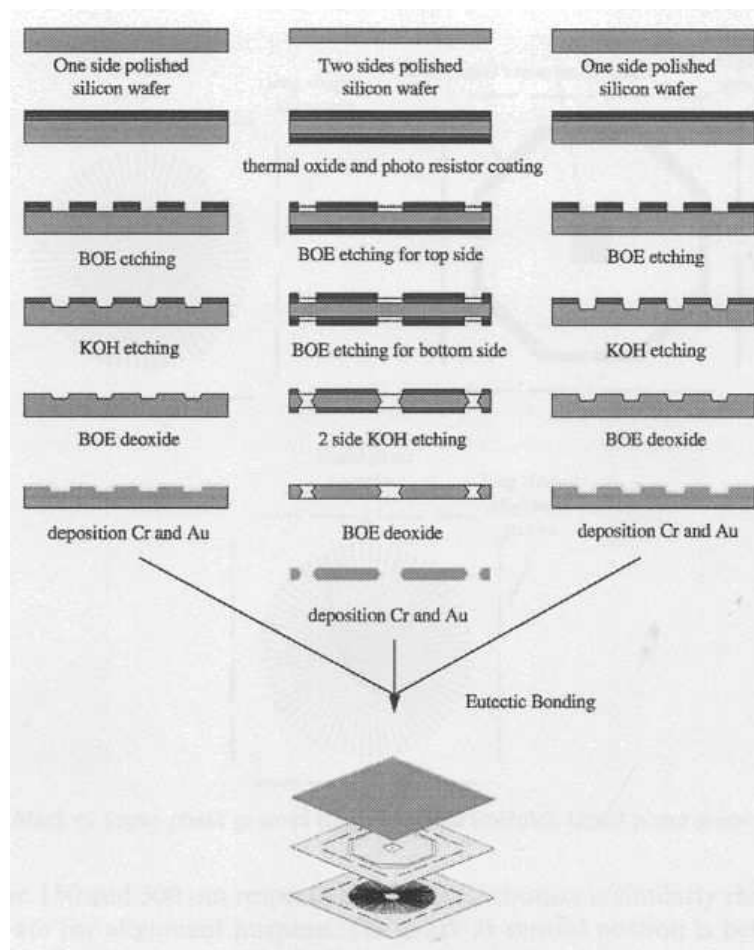


Figure 72 : Synthèse de la fabrication [KAN2]

Les trois plaques avant assemblage sont représentées ci dessous Figure 73.

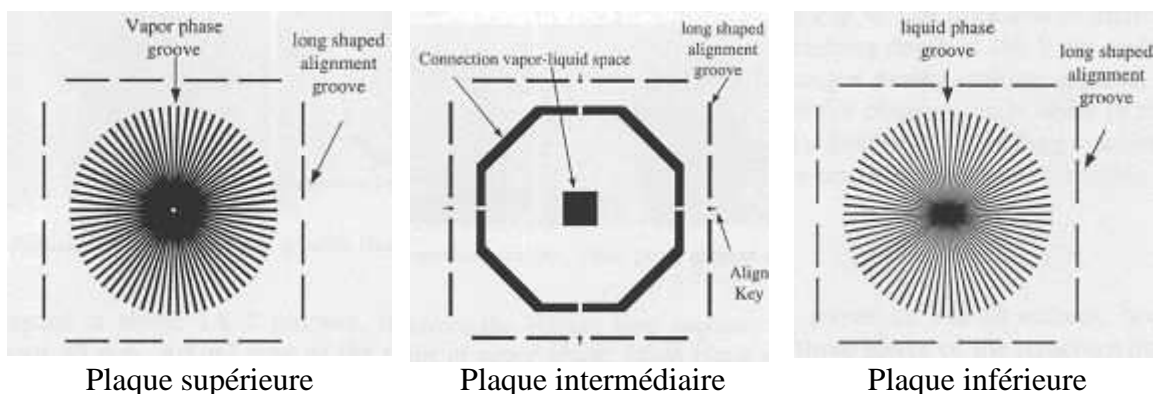


Figure 73 : Schématisation des différentes plaques [KAN2]

La plaque supérieure conçue pour l'écoulement vapeur comporte 70 rainures radiales longues de 23mm de formes trapézoïdales. Ces dernières ont une largeur variant de 700 à 350 μm de la périphérie au centre de la plaque et une profondeur de 162 μm .

La plaque inférieure conçue pour l'écoulement liquide comporte, elle, les mêmes nombre et type de rainures mais dont la largeur varie de 150 à 500 μm du centre de la plaque à sa périphérie pour une profondeur de 80 μm environ.

La plaque intermédiaire sert de séparation entre les phases liquide et vapeur pour empêcher l'interaction très pénalisante entre vapeur et liquide se déplaçant à contre courant.

Bien sûr, au niveau de l'évaporateur et du condenseur la plaque est trouée. Un revêtement Au est également déposé pour améliorer la mouillabilité du fluide dans les rainures.

Figure 74, est représentée une vue en coupe d'une rainure ainsi que le principe de l'alignement des substrats par fibre optique.

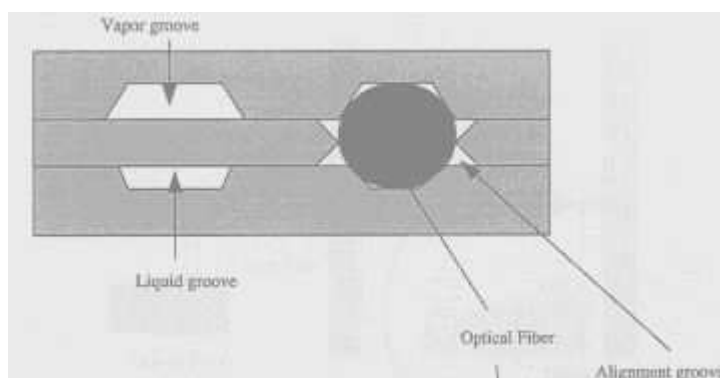


Figure 74 : Vue en coupe d'une rainure [KAN2]

Au final, les dimensions du répartiteur sont de 55 x 55 x 1.75 mm^3 .

La pression dans la cavité avant remplissage est inférieure à 6.10^{-3} Torr, la température du fluide circulant pour le refroidissement au condenseur est de 15°C et le fluide introduit dans le répartiteur est de l'eau déionisée. La zone d'évaporation mesure 1.1x1.1 cm^2 (face inférieure), la zone de condensation 5.5x5.5 cm^2 (face supérieure sur échangeur en cuivre).

Les résultats les plus probants donnent pour 27 W de puissance dissipée (22.31 W.cm^{-2}) une diminution de 27% de la température maximale de l'évaporateur par rapport à un substrat silicium plein.

Le même Kang [KAN3] a réalisé une structure similaire en cuivre utilisant du méthanol comme fluide. Les dimensions du répartiteur sont de 31 x 31 x 2.7 mm^3 . L'utilisation du répartiteur pour la solution de refroidissement mise en œuvre, à savoir un radiateur couplé à un ventilateur, permet d'abaisser de 30% la résistance thermique de l'ensemble par rapport à un système sans répartiteur pour une puissance dissipée de 35 W (22.7 W.cm^{-2}).

1.3.4 Synthèse de la recherche bibliographique

Le tableau suivant présente une synthèse des performances des différents répartiteurs exposés précédemment.

Etant donné la diversité des dimensions (notamment l'épaisseur très influente sur les performances équivalentes par rapport aux matériaux massifs), des fluides utilisés, des conditions de refroidissement, il est mal-aisé de se prononcer sur la supériorité de telle ou telle structure.

Toutefois, d'un point de vue transfert, les structures rainurées semblent permettre la dissipation de flux plus importants que les structures picots.

L'avantage de ces dernières réside plus dans la possibilité de placer les sources dissipatives en des endroits quelconques alors que l'élaboration d'une structure rainurée nécessite de délimiter les zones de dissipation pour dessiner le réseau car l'écoulement du fluide est assujéti aux directions imposées par les parois des rainures.

Tableau 6 : Synthèse des performances pour différentes structures

Référence	Type de structure/matériau/dimensions/fluide	Puissance dissipée Conductivité thermique équivalente ou résultats
[BEN]	Structure picots Silicium 48 x 48 x 1.3 mm ³ Méthanol	# 10 W Conductivité thermique x 5 par rapport au dispositif vide
[CAO2]	Structure sans réseau capillaire Cuivre 20 x 20 x 4.6 mm ³ Eau	393W (110 W.cm ⁻²)
[KAN2]	Structure capillaire rainurée Silicium 50 x 50 x 1.3 mm ³ Eau	27 W diminution de 27 % de la température maximale par rapport à un substrat silicium
[KAN3]	Structure capillaire rainurée Cuivre 31 x 31 x 2.7 mm ³ Méthanol	35 W diminution de 30 % de la température maximale par rapport à une puce reportée directement sur le radiateur
[MUR] [MUR2]	Structure sans réseau capillaire Cuivre Dimensions non précisées Eau	42.5 W.cm ⁻²
[THO]	Structure sans réseau capillaire Molybdène 71 x 71 x 2 mm ³ Eau	Puissance dissipée inconnue Conductivité thermique # 4000 W.m ⁻¹ .K ⁻¹
[RIG]	Structure capillaire rainurée Cuivre Dimensions non précisées Fluide non précisé	20 W Conductivité thermique # 760 W.m ⁻¹ .K ⁻¹
[SHE]	Structure picots Silicium 25 x 25 x 1 mm ³ Méthanol	< 10 W conductivité thermique x 3.5 par rapport au silicium

1.4 Structure envisagée

1.4.1 Considérations liminaires

Contrairement à ce qui a été effectué sur les prototypes 1D rainurés, la structure envisagée différencie les trois zones de fonctionnement, à savoir l'évaporateur, la zone adiabatique et le condenseur, afin d'améliorer leurs caractéristiques essentielles.

Ainsi, dans la zone d'évaporation l'accent est mis sur la recherche d'une moindre résistance d'évaporation tout en prenant garde de ne pas exacerber les pertes de pression et de permettre la remontée capillaire jusqu'au centre.

La zone adiabatique ayant un rôle purement hydraulique, seules des considérations de tenue mécanique et de pertes de charge entrent en considération.

Enfin, le condenseur périphérique est abordé principalement du point de vue des échanges thermiques.

Aux vues des différentes réalisations de la littérature et en considérant les impératifs de performance, la réalisation d'une structure de type picots est écartée pour le réseau capillaire dans la zone adiabatique. En effet, les flux maxima de telles structures dans la littérature ne sont que d'une dizaine de Watts. De plus l'emplacement de la source de chaleur sur le dispositif n'est pas indéfinie, ce qui va à l'encontre du principal avantage que peut fournir cette structure, à savoir un placement indifférent des sources de dissipation.

De même, la difficile mise en œuvre technologique de structures sans réseau du style de celle de Thomas [THO] dans une enveloppe compacte (problème de rigidité, maintien d'un espace faible et contrôlé entre les plaques), fait écarter une telle structure.

Du fait des campagnes d'investigation précédentes et des bons résultats hydrodynamiques des structures rainurées réalisées, le choix du réseau capillaire se reporte naturellement sur ce type de structure. Une structure rainurée est donc choisie.

A la différence de Kang [KAN2], la séparation mécanique des phases n'est pas envisagée pour notre structure et une structure similaire à celle du 1D, à savoir une grande cavité vapeur entourée de rainures, est conservée. Afin de compenser l'interaction liquide-vapeur induite par cette suppression de la séparation des phases et même afin de gagner en performances hydrauliques, la section de passage totale des rainures liquide est accrue, alors que les dimensions des rainures sont diminuées pour plus de capillarité par rapport au dispositif de Kang.

Par contre, une structure purement radiale est inadéquate pour l'évaporateur car elle introduirait des sections de passage liquide très faibles et donc très pénalisantes en termes de pertes de pression. De plus, la réduction des interstices entre rainures pose des problèmes en termes de réalisation technologique par les procédés de gravure profonde (grande inhomogénéité de profondeur de rainures) en sus d'éventuels problèmes de fragilité des ailettes.

Une structure à picots discrets est donc préférée pour l'évaporateur. Etant données les faibles distances de transport du liquide dans l'évaporateur (au maximum la demi diagonale du carré de la puce soit $\sqrt{2}$ cm), l'impact des désavantages d'une telle structure en terme de performances capillaires devraient être réduit. Une structure à picots discrets est de plus nécessaire à une répartition du fluide dans l'ensemble de l'évaporateur.

1.4.2 Description d'ensemble du dispositif

Le dispositif est constitué dans son ensemble d'un évaporateur central inscrit dans un cercle de 10 mm de diamètre et d'un condenseur périphérique liés par un réseau capillaire rainuré (Figure 75). Il est réalisé par assemblage de deux plaques identiques. Une rainure de 400 μm est prévue à la jonction réseau capillaire rainuré/ condenseur afin de permettre une recirculation du liquide en périphérie.

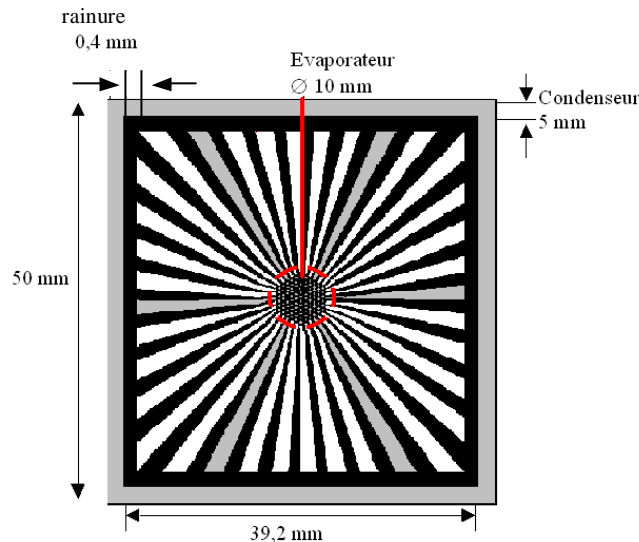


Figure 75 : Vue schématique d'ensemble d'une plaque du dispositif

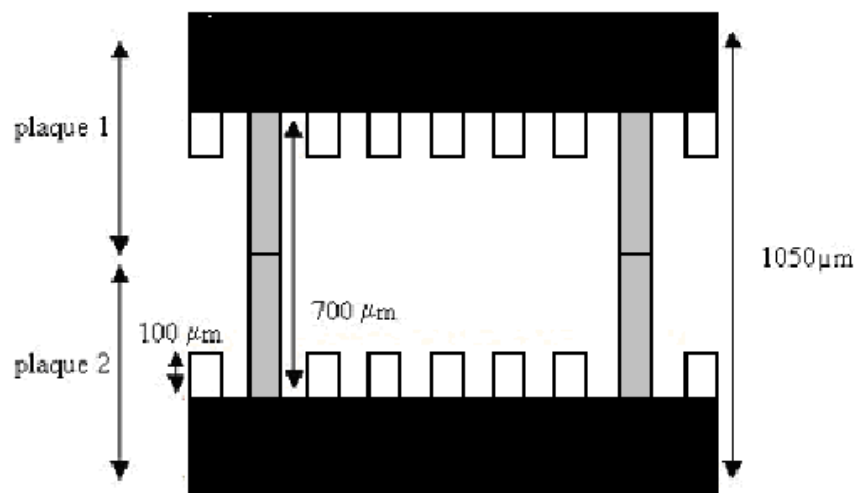


Figure 76 : Vue en coupe schématique le long d'un arc de cercle du réseau de rainure en périphérie de l'évaporateur

Sur la Figure 75 et la Figure 76 apparaissent différentes couleurs pour schématiser la topographie des motifs sur la plaque. Les motifs gris schématisent des motifs dont la surface supérieure correspond à celle du substrat silicium de départ, les blancs correspondent à un premier niveau de gravure, les noirs à un second niveau de gravure (voir Figure 76 pour les cotes).

Les motifs gris correspondent aux parties qui se retrouveront scellées entre les deux plaques identiques et qui ont pour vocation d'assurer la tenue mécanique du dispositif.

Dans la suite, le dispositif est plus amplement détaillé en différenciant l'évaporateur, le réseau capillaire et le condenseur.

1.4.3 La zone adiabatique

La zone adiabatique est constituée d'un réseau capillaire rainuré s'étendant sur la surface comprise entre le périmètre d'un carré de 39.2 mm de côté et un cercle de 10mm de diamètre placé au milieu de ce carré (Figure 77).

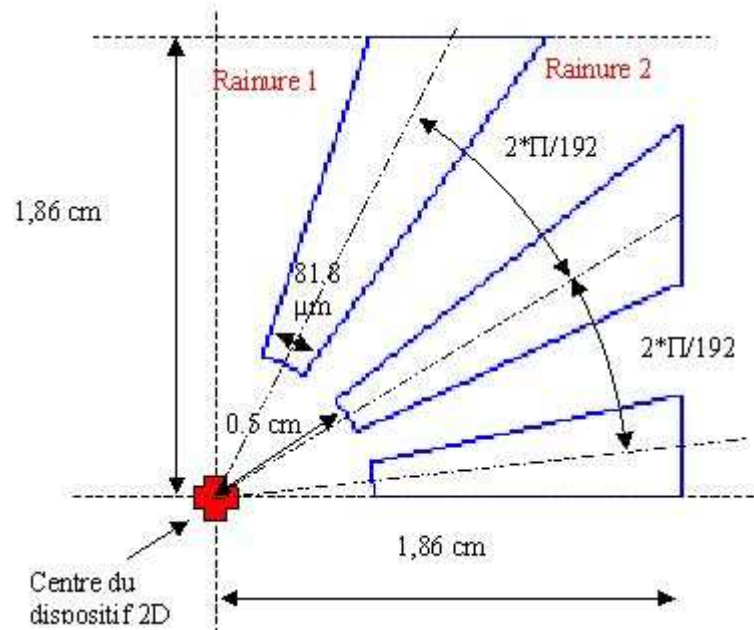


Figure 77 : Vue schématique des ailettes (1/4 du dispositif)

Le réseau capillaire rainuré de la zone adiabatique est choisi constitué de 192 rainures liquides sur chaque plaque. Ce nombre a été retenu car il permet une forte symétrie du réseau, du fait de sa divisibilité par 8, chiffre qui correspond aux nombres de portions équivalentes géométriquement du carré enveloppe du fait de ses quatre axes de symétrie. En outre, ce choix de 192 rainures permet d'avoir une ouverture des rainures et une largeur d'ailettes à la périphérie de l'évaporateur proches de 80 μm , dimensions qui ont fait montre d'une robustesse suffisante dans les prototypes 1D réalisés.

Les 192 rainures ne sont pas radiales. En effet, si l'angle sous lequel est vue, depuis le centre de l'évaporateur, l'embouchure de la rainure au niveau évaporateur est constant égal à $\pi/192$, celui sous lequel est vu l'embouchure de la rainure au niveau condenseur est prévu variable (voir dans la suite la partie III.2.2 Dimensionnement de la zone adiabatique à partir du modèle 1D). Ceci est fait pour homogénéiser les débits entre rainures à priori différents du fait de longueurs dissemblables de celles-ci suivant leur position par rapport aux médianes du carré. Par exemple, considérant la Figure 77, la rainure 1 est moins longue (considérant son axe médian) que la rainure 2. Une analogie électrique permet de se figurer le problème. Pour une telle analogie, la densité de flux massique est assimilée à une densité de courant et la pression est assimilée à un potentiel.

Si les rainures demeurent radiales, la rainure 1 est moins résistive que la rainure 2 du fait de la différence de longueur. Une façon d'égaliser les résistances est d'augmenter la section de la rainure 2. C'est ce qu'il est proposé de faire en faisant varier l'embouchure de la rainure au niveau condenseur.

1.4.4 L'évaporateur

Comme énoncé précédemment, le réseau capillaire de l'évaporateur est voulu à base d'une structure picots.

Une première structure envisagée consiste en une structure picots carré comme proposée par [SHE].

Une autre structure possible est celle de picots hexagonaux.

Figure 78 et Figure 79 sont données des représentations schématiques de chaque structure que nous allons comparer dans la suite.

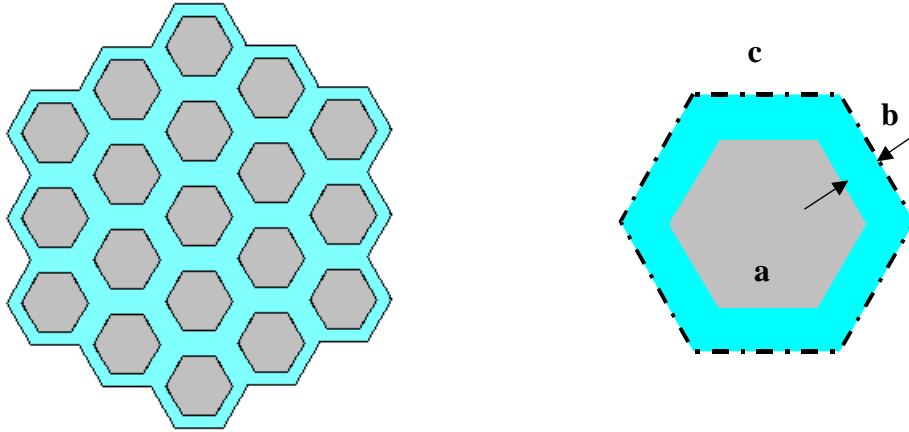


Figure 78 : Représentations schématiques de la structure hexagonale et de sa maille élémentaire

Pour la structure hexagonale, la dimension du côté a du picot à l'intérieur de la maille est reliée à la dimension du côté c de la maille et à la demi-largeur b du canal liquide par la relation suivante :

$$a = \left(c - \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot b \right)$$

L'aire de la maille est elle fonction de son côté et est donnée par $\left(\frac{3 \cdot \sqrt{3}}{2} \cdot c^2 \right)$.

La porosité de la maille est assujettie à la relation $1 - \frac{a^2}{c^2}$.

Enfin, la longueur de la zone d'accroche du ménisque dans la maille est donnée par le périmètre du picot à savoir : $6 \cdot a$.

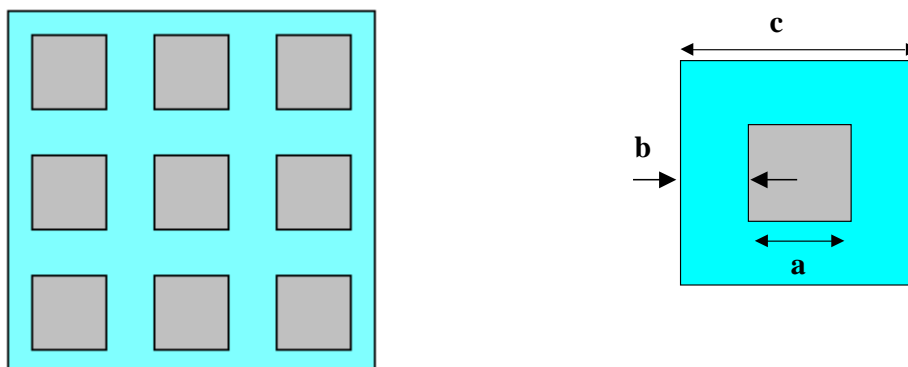


Figure 79 : Représentations schématiques de la structure carrée et de sa maille élémentaire

Pour la structure carrée, l'aire de la maille carrée est c^2 , sa porosité $1 - \frac{a^2}{c^2}$, la longueur de la zone d'accrochage du ménisque est donnée par le périmètre du carré picot qui vaut $4a$.

Pour départager les deux structures, elles sont analysées sous le spectre de considérations thermiques, hydrauliques et pratiques.

Figure 80 et Figure 81 sont représentées, en fonction de l'aire de la maille élémentaire, les porosités et longueurs de zone d'accrochage de chaque structure conçue de telle sorte que la largeur des canaux qu'elles forment, à savoir la distance entre deux murs parallèles de picots voisins, soit de $80\mu\text{m}$.

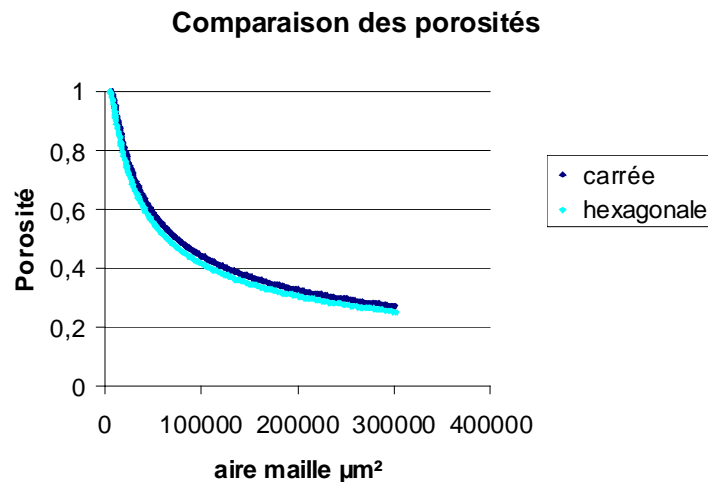


Figure 80 : Comparaison de la porosité des structures en fonction de l'encombrement de la maille élémentaire pour une distance entre parois parallèles de $80\mu\text{m}$

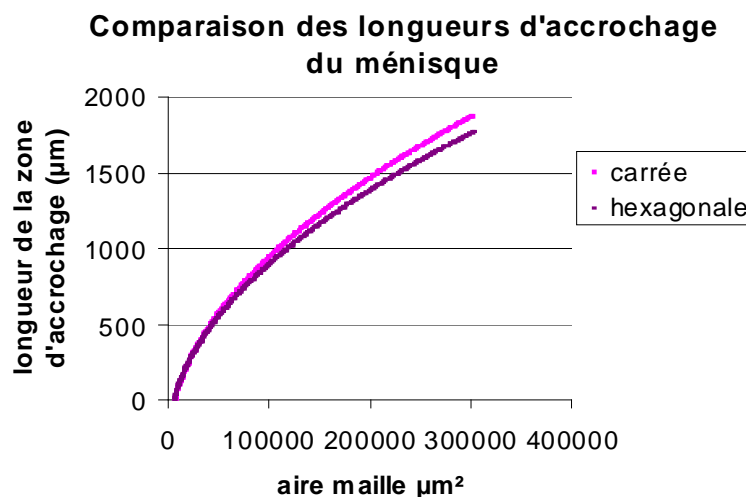


Figure 81 : Comparaison des longueurs d'accrochage du ménisque sur une maille élémentaire en fonction de l'encombrement de cette dernière pour une distance entre parois parallèles de $80\mu\text{m}$

Les deux structures présentent des porosités quasi-identiques et des longueurs d'accrochage disponibles pour le ménisque très proches. La structure carrée étant supérieure sur ces deux points.

Au vu de ces comparaisons, les deux structures semblent équivalentes d'un point de vue thermique avec toutefois, une structure carrée peut-être légèrement supérieure étant donné l'importance, dans la thermique de l'évaporation, de la zone d'accrochage du ménisque (cf II5.1.3.2).

D'un point de vue hydraulique, la porosité des structures est comparable et donc les pertes visqueuses devraient être du même ordre. Par contre, la structure hexagonale est préférée car elle se prête mieux à un écoulement radial et est, par conséquent, à même de générer moins de turbulences qui induisent des pertes supplémentaires. Pour illustrer ce propos, la Figure 82 schématise les plus courts trajets du fluide depuis la périphérie d'un évaporateur à structure carrée ou hexagonale jusqu'à son centre. Les trajets dans la structure carrée sont grandement dissemblables suivant le canal en périphérie par lequel entre le liquide. Cette différence, que l'on retrouve d'une façon fortement atténuée pour la structure hexagonale, peut conduire à une importante inhomogénéité des débits entrants suivant l'embouchure concernée et peut donc avoir des répercussions importantes en amont dans le réseau capillaire.

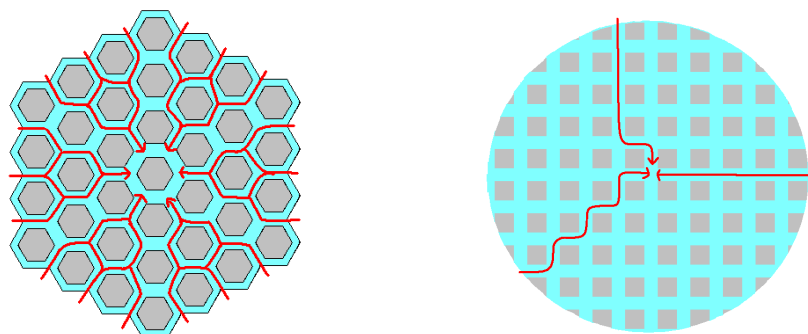


Figure 82 : Schématisation grossière des lignes de courant

Une structure hexagonale lève également en partie les incertitudes sur les problèmes que peut provoquer la discontinuité des parois parallèles vis à vis de la zone d'accrochage du ménisque.

Sur la Figure 83 sont montrées les distances les plus courtes entre les sommets de picots adjacents. On voit que la zone de discontinuité dans l'accrochage du ménisque est plus importante pour la structure carrée et que les distances minimales entre deux points d'accroche du ménisque lors de la transition d'une maille à une maille adjacente sont supérieures ou égales à celles de la structure hexagonale.



Figure 83 : Représentation des longueurs minimales entre points d'accroche du ménisque lors de la transition entre mailles et zone de discontinuité dans l'accrochage du ménisque

Enfin, d'un aspect purement pratique, l'interface entre le réseau rainuré et la structure hexagonale est plus simple à mettre en œuvre qu'avec la structure carrée.

En effet, considérant un évaporateur fait d'un assemblage de mailles hexagonales et tronqué de telle sorte à être contenu lui-même dans une enveloppe hexagonale comme sur la Figure 84, il existe une relation simple entre le nombre n de rangs (défini graphiquement par les numéros inscrits dans les picots Figure 84) et le nombre d'interstices $N_{\text{interstices}}$ entre picots communiquant avec l'extérieur de cette enveloppe hexagonale. Cette relation est $N_{\text{interstices}} = 6(n-1)$.

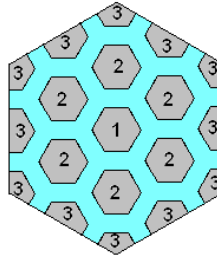


Figure 84 : Schéma d'une vue de dessus d'un évaporateur comprenant 3 rangs de mailles soit 19 mailles au total

Ainsi, dans l'exemple de la figure, l'évaporateur comprendrait 12 interstices en périphérie.

Pour toutes les considérations précédentes, la structure hexagonale a été choisie. Le choix de 192 rainures pour la conception du réseau se trouve alors plus fortement expliqué par le fait que ce nombre est divisible par 6 et permet donc une jonction aisée avec l'évaporateur. En effet, d'après la relation ci dessus, il suffit de réaliser un évaporateur à 33 rangs d'hexagones.

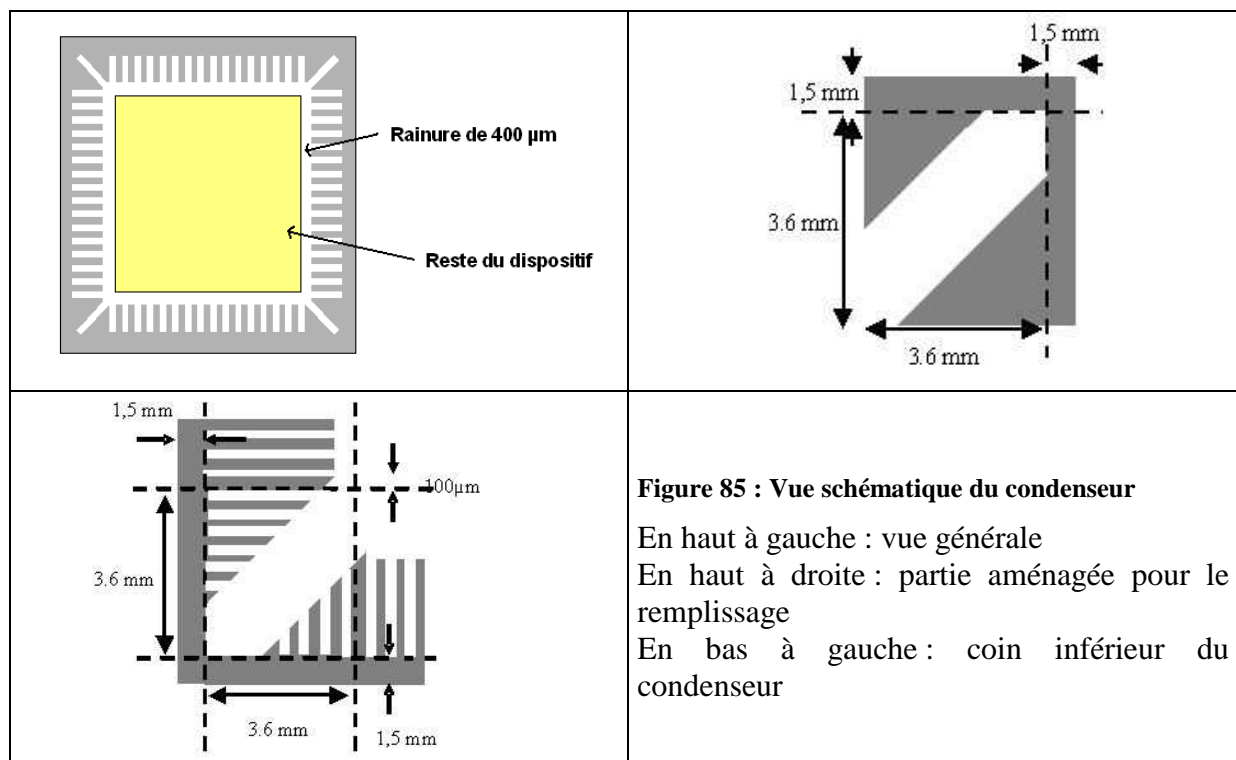
1.4.5 Le condenseur

Un espace de 400 μm sépare le carré dans lequel est inscrit le réseau rainuré de la zone adiabatique, de la couronne rectangulaire de largeur 5 mm qui contient le condenseur.

Le réseau capillaire du condenseur est constitué d'un peigne d'ailettes de 3 mm de long. Les largeurs d'ailettes et de rainures sont de 100 μm , et la profondeur est de 100 μm également.

Dans les coins supérieurs sont ménagés des espaces larges (1.2 mm) pour le remplissage.

Une vue schématique du condenseur est présentée Figure 85.



2. Méthode de dimensionnement

Dans cette partie, est exposée la façon dont ont été menés les calculs de dimensionnement de la structure d'un point de vue mécanique (espacement des renforts) et hydraulique. Les dimensions retenues pour la structure finale y sont également données.

2.1 Dimensionnement mécanique

Pour des raisons de délais nécessaires à la réalisation de prototypes, la disposition des renforts a été choisie de telle sorte à placer un renfort toutes les six ailettes dans la région adiabatique et tout le long des diagonales de l'évaporateur hexagonal. Le dimensionnement exposé dans la suite a donc été réalisé a posteriori et l'influence du choix de la structure des renforts est discutée à la fin de cette partie.

Pour le dimensionnement mécanique, un modèle simplifié unidimensionnel est choisi. En effet, la membrane silicium entre les renforts est assimilée à une plaque aux lisières encastrées en flexion simple supportant une charge uniforme.

Dans le cas des dispositifs 1D, étant donné le rapport longueur sur largeur de la plaque supérieur à 2, les résultats de la flexion d'une plaque rectangulaire allongée supportant une charge uniforme et avec les lisières encastrées sont appliqués [TIM]. Étant donné les faibles déformations prévisibles par rapport à l'épaisseur de la plaque, l'influence de l'effort longitudinal aux lisières est négligée et le modèle simple d'une plaque en flexion suivant une surface cylindrique est considéré.

Les contraintes σ et déformées y de la bande peuvent dès lors être obtenues à partir de calculs de poutres encastrées classiques en remplaçant le terme $E.I$ (produit du module d'Young par le moment d'inertie de la section droite de la poutre) par la rigidité de flexion D de la plaque (voir [TIM]).

Dans les équations suivantes, M désigne le moment de flexion, E le module d'Young, μ le coefficient de Poisson, σ_{\max} la contrainte maximale dans la section droite de la plaque, q la charge surfacique sur la membrane, l la largeur de la bande, h l'épaisseur du substrat et x la position sur la membrane.

$$D = \frac{E \cdot h^3}{12 \cdot (1 - \mu^2)} \quad \text{Eq 80}$$

$$y = \frac{q \cdot l^4}{24 \cdot D} \cdot \left(\frac{x^2}{l^2} - 2 \frac{x^3}{l^3} + \frac{x^4}{l^4} \right) \quad \text{Eq 81}$$

$$M = \frac{q \cdot l^4}{24} \cdot \left(\frac{2}{l^2} - 12 \frac{x}{l^3} + 12 \frac{x^2}{l^4} \right) \quad \text{Eq 82}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{q \cdot l^4}{4 \cdot h^2} \cdot \left(\frac{2}{l^2} - 12 \frac{x}{l^3} + 12 \frac{x^2}{l^4} \right) \quad \text{Eq 83}$$

Ce modèle est confronté aux mesures topographiques obtenues sur les dispositifs réels 1D. Les substrats utilisés pour les dispositifs sont de type $p <100>$. En conséquence, la valeur du module d'Young retenue est de 130 GPa et celle du coefficient de Poisson est de 0,064 [MAD]. La pertinence de ces valeurs sera tout d'abord vérifiée en confrontant les résultats de déformation du modèle avec des résultats expérimentaux.

Des mesures statiques ont été effectuées au Laboratoire d'Astrophysique de Grenoble par interférométrie sur deux dispositifs 15B et 15M afin de mesurer la déformation des surfaces au milieu du dispositif sous vide (c'est à dire soumis à un différentiel de pression

interne/ externe de 1 bar). Dans les deux cas, la profondeur des rainures est de $210\ \mu\text{m}$. Le dispositif 15M comporte des renforts au niveau de sa cavité vapeur contrairement au 15B dont la cavité vapeur est rectangulaire. La géométrie de la cavité vapeur du prototype 15M est schématisée Figure 86 et celle du 15B schématisée Figure 87.

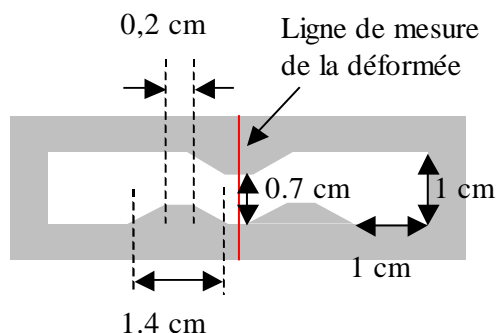


Figure 86 : Géométrie de la cavité vapeur du dispositif 15M avec renforts

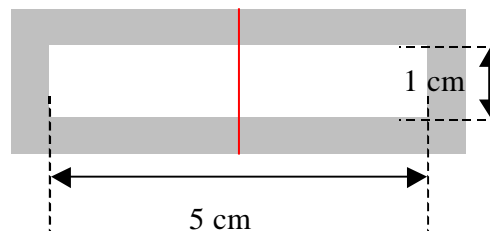


Figure 87 : Géométrie de la cavité vapeur du dispositif 15B sans renforts

Pour le prototype sans renfort (15B), la valeur maximale de la déformation se trouve au centre de la membrane de silicium et vaut $9.36\ \mu\text{m}$.

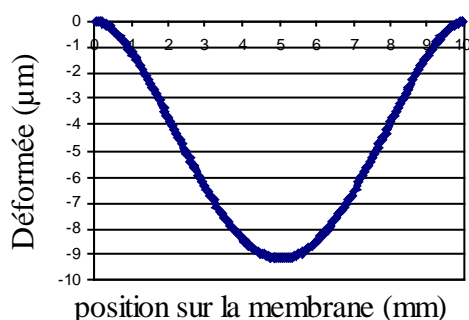
Pour le prototype avec renfort (15M), la valeur maximale de la déformation se trouve également au centre de la membrane de silicium et vaut $2,04\ \mu\text{m}$.

Les déformations mesurées sont comparées avec les valeurs données par le calcul avec l'équation Eq 81. Les paramètres utilisés pour le calcul sont synthétisés dans le Tableau 7.

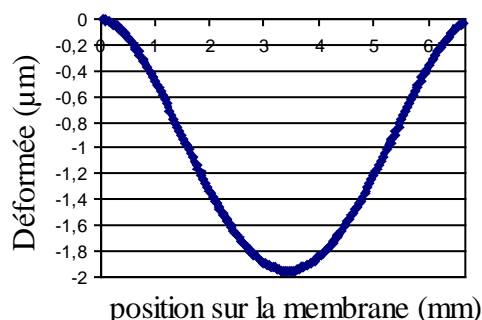
Tableau 7 : Paramètres pour le calcul des déformations du caloduc 1D

Module d'Young	$E=130\ \text{Gpa}$ [MAD]
Coefficient de Poisson	$\mu=0.064$ [MAD]
Epaisseur de la membrane	$h=300\ \mu\text{m}$
Largeur de la membrane	$l=0.7\ \text{cm}$ pour 15M $l=1\ \text{cm}$ pour 15B

Figure 88 sont présentées les déformées des membranes calculées dans le plan médian perpendiculaire à la longueur du dispositif à partir de l'équation Eq 81 avec les paramètres du Tableau 7.



dispositifs 15M



dispositifs 15B

Figure 88 : Résultat des calculs analytiques de déformée au centre de la longueur des dispositifs 15M et 15B

Pour le prototype 15B, la flèche maximale calculée est de $9.3\ \mu\text{m}$; elle est de $2\ \mu\text{m}$ pour le prototype 15M.

L'accord entre observations expérimentales et calcul de la déformée est satisfaisant. Les résultats analytiques sont dans une plage de 5% autour des valeurs expérimentales.

En réinjectant les paramètres de pression ayant conduit à l'explosion du dispositif 1D de type 15B (2 bars), la contrainte maximale tolérée par la membrane est déduite à partir du profil de contrainte calculé par Eq 83. Ce profil est représenté sur la Figure 89.

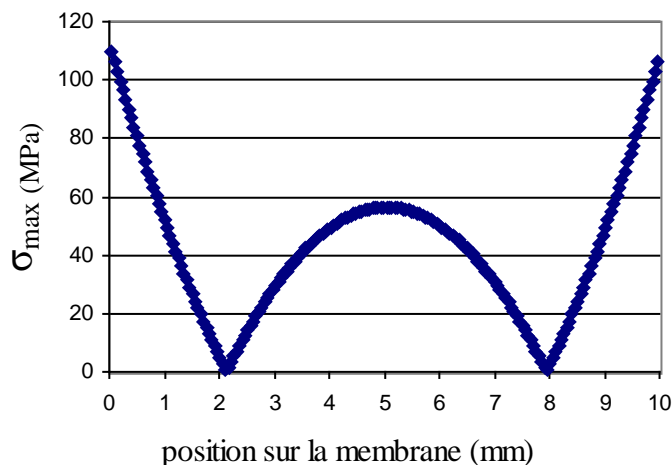


Figure 89 : Résultats du calcul des contraintes maximales dans la membrane induites par une différence des pressions interne et externe de 2 bar pour le dispositif testé au CNES

La contrainte maximale dans la largeur médiane du dispositif se situe au niveau de l'encastrement à la lisière et est égale à 110 MPa. Dans la suite, on considère que cette valeur est représentative de la résistance de nos dispositifs avec les fragilités qu'aurait pu induire leur procédé de fabrication.

Afin de dimensionner le dispositif 2D, l'influence de la dimension maximale entre les renforts sur la contrainte maximale au niveau de la membrane est étudiée. La membrane est considérée comme une succession de bandes et la contrainte maximale est supposée localisée aux abords du plus grand écartement entre renforts. Pour la calculer, l'équation Eq 83 est toujours considérée.

Pour les dispositifs 2D, l'écartement maximal entre renforts est pris tel que la contrainte maximale exercée pour une différence des pressions internes et externes de 9 bar soit inférieure à la valeur de 110 MPa calculée auparavant. L'évolution de la contrainte maximale dans le dispositif en fonction de l'écartement entre renforts est représenté sur la Figure 90. Pour le calcul, la membrane est choisie d'épaisseur 175 μm (voir Figure 92).

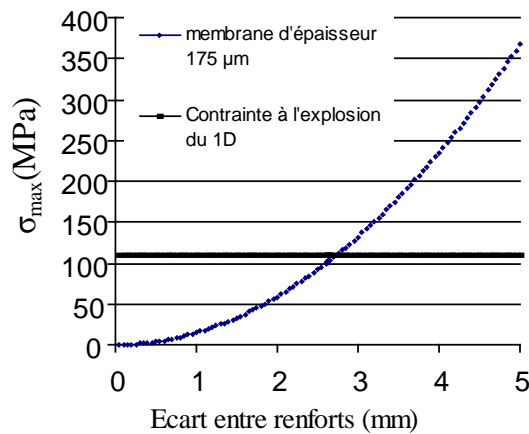


Figure 90 : Evolution de la contrainte maximale en fonction de la distance entre renforts pour un différentiel de pression de 9 bars

L'écart maximal entre renforts doit être de 2.75 mm pour une épaisseur de 175 μm de la membrane.

Pour la réalisation, il avait été choisi d'effectuer un renfort toutes les six ailettes. Cette géométrie ne correspond pas au résultat du dimensionnement, le plus grand écart entre les renforts étant de 5.15 mm. Du fait de cette différence, le dispositif ne devrait supporter qu'une différence de pression interne/externe de 2.4 bar avec une épaisseur de 175 μm pour la membrane en silicium.

De la même façon, la distance maximale entre renforts dans l'évaporateur est de 5 mm car les picots constituant les diagonales de l'hexagone ont été choisis pour renforts.

Il est cependant possible d'atteindre les spécifications requises avec le design actuel des répartiteurs. A cette fin, il faut augmenter l'épaisseur de la membrane jusqu'à 325 μm (avec bien entendu un impact sur les performances hydrauliques non quantifié). En cas de remaniement des normes menant à une pression d'éclatement de 5.6 bar, une épaisseur de 270 μm devrait suffire à satisfaire les spécifications.

Enfin, considérant la probable nouvelle norme et conservant une épaisseur de 175 μm de silicium pour l'enveloppe, il faudrait maintenir l'écart maximal entre renforts à 3.3 mm.

2.2 Dimensionnement hydraulique

Il s'agit tout d'abord dans cette partie de dimensionner les embouchures au niveau du condenseur des rainures du réseau capillaire, les embouchures au niveau évaporateur étant fixés à $80\mu\text{m}$, afin d'homogénéiser les flux massiques dans l'ensemble des canaux.

Concernant l'évaporateur, une étude de l'influence sur les pertes de charges d'un système de picots à dimension variable suivant sa position par rapport à la périphérie est réalisée.

Ces dimensionnements reposent sur un modèle 1D dont la pertinence a été vérifiée avec les prototypes 1D et qui est rappelé dans le paragraphe suivant.

2.2.1 Rappel de la géométrie envisagée

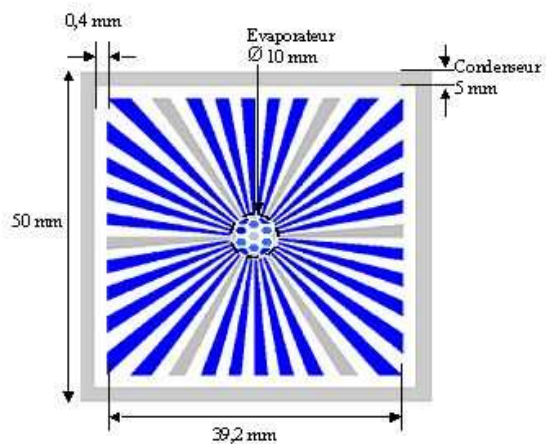


Figure 91 : Schéma d'ensemble du dispositif en coupe dans l'épaisseur

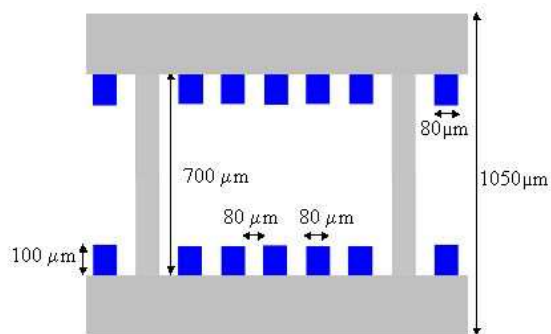


Figure 92 : Schéma de coupe le long d'un arc de cercle du réseau de rainure en périphérie de l'évaporateur

Le dispositif est constitué dans son ensemble d'un évaporateur central et d'un condenseur périphérique liés par un réseau capillaire rainuré.

Le réseau capillaire, qui s'inscrit dans un carré de 39.2 mm de côté (Figure 91) contient 192 rainures délimitées par 192 ailettes sur chaque plaque dont certaines (une sur six) sont plus hautes afin de permettre la constitution de renforts mécaniques. L'espace vapeur est donc scindé en 32 canaux délimités par 32 ailettes.

Le dispositif est symétrique par rapport aux médianes du carré enveloppe. Concernant le réseau capillaire, il est de plus symétrique par rapport aux diagonales du carré enveloppe. On considère donc dans la suite le huitième du réseau rainuré pour les calculs de pertes de charge dans le réseau capillaire.

Par ailleurs, chaque canal i (liquide ou vapeur) est défini par sa longueur dépendant de sa position sur le dispositif (Figure 93), l'angle α_0 sous lequel est vue son embouchure à l'évaporateur depuis le centre de ce dernier et l'angle α_i sous lequel est vue son embouchure au condenseur depuis ce même centre (Figure 94). On définit la longueur du canal comme celle du segment défini par l'intersection de la bissectrice de α avec le cercle circonscrit à l'évaporateur et avec le carré enveloppant le réseau capillaire côté condenseur (Figure 93).

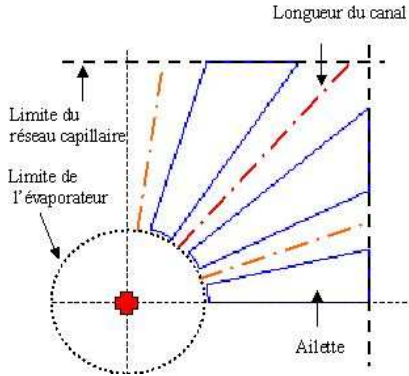


Figure 93 : Représentation schématique de la variation de la longueur des rainures suivant leur position

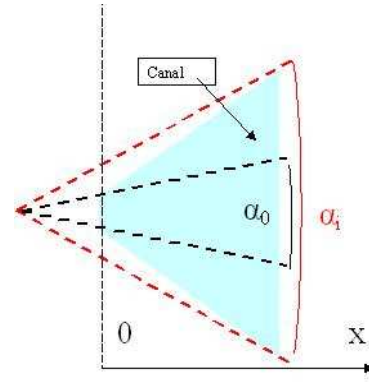


Figure 94 : Vue schématique d'une rainure et des angles la définissant

2.2.2 Dimensionnement de la zone adiabatique à partir du modèle 1D

Pour des raisons de symétrie, le huitième du système est modélisé. Sont donc pris en compte 4 canaux vapeurs de longueurs différentes contenant chacun 6 rainures liquide supérieures et six rainures liquide inférieures (Figure 92), différant toutes en longueur.

Dans un premier temps, α_0 et α_i sont pris égaux, c'est à dire que les rainures sont radiales.

Il est considéré dans une première approximation que le trente deuxième du débit total de vapeur allant de l'évaporateur au condenseur transite dans chacun des 32 canaux vapeur et que le cent quatre vingt douzième du débit total de liquide allant de l'évaporateur au condenseur transite dans chacun des 192 canaux liquide.

Le débit dans chaque canal est constant le long du canal (zone adiabatique sans échange de matière entre phases) d'où on déduit la valeur absolue des vitesses liquide et vapeur en chaque point du canal :

$$V_v(x) = \frac{m}{N_v \cdot \rho_v \cdot A_v(x)} \quad \text{Eq 84}$$

$$V_l(x) = \frac{m}{N_l \cdot \rho_l \cdot A_l(x)} \quad \text{Eq 85}$$

Afin de pouvoir adapter le modèle unidimensionnel exposé précédemment, chaque canal est considéré comme une conduite dont la section varie linéairement sur la longueur. Etant donné la faible valeur des α_i , supposition est faite que la perte de pression le long d'un canal liquide est toujours donnée par l'équation Eq 46 remaniée afin de prendre en considération la variation du diamètre hydraulique le long de la rainure :

$$\frac{dP_l}{dx} = - 2 \cdot \mu \cdot \frac{(f \cdot Re)_l}{D_h^2} \cdot V_l(x) - \beta \frac{d(\rho_l \cdot V_l^2(x))}{dx} - \rho_l \cdot g \cdot \sin(\varphi) \quad \text{Eq 86}$$

Il est également supposé que les pertes de pression vapeur sont toujours données par l'équation Eq 45 remaniée afin de prendre la variation des sections et nombre de Reynolds le long de la rainure.

$$\frac{dP_v}{dx} = - 2 \cdot \mu \cdot \frac{(f \cdot Re)_v}{D_h^2} \cdot V_v(x) - \beta \frac{d(\rho_v \cdot V_v^2(x))}{dx} - \rho_v \cdot g \cdot \sin(\varphi) \quad \text{Eq 87}$$

Grâce à l'équation Eq 44, le nombre de Poiseuille vapeur est calculé en tout point du canal vapeur et le nombre de Poiseuille de l'écoulement liquide est déduit en tout point de chacun des canaux liquides grâce à l'équation Eq 47:

$$(f \cdot Re)_l = (f \cdot Re)_{l0} \left[1 + \frac{\tau_{int}^*}{3 \cdot \gamma^2} \left(1 - 1.971 e^{-\frac{\pi \cdot \gamma}{2}} \right) \right] \quad \text{Eq 88}$$

Par conséquent, la perte de pression liquide sur chaque canal est obtenue grâce à l'équation Eq 86. Toutefois, une petite variante est introduite du fait que le canal vapeur auparavant unique est désormais scindé en plusieurs canaux et l'équation Eq 48 devient :

$$\frac{\tau_{int}^*}{3 \cdot \gamma^2} = \frac{1}{24} \cdot \frac{N_l}{N_v} (f \cdot Re)_v \cdot \frac{W_l^3}{D_{h,v} \cdot A_v} \cdot \frac{\mu_v \cdot \rho_l}{\mu_l \cdot \rho_v} \quad \text{Eq 89}$$

Si l'on considère des canaux radiaux, à priori la perte de pression liquide est différente sur chacun des 24 rainures liquide composant le réseau capillaire réduit par symétrie. En effet, la longueur de ces canaux varie selon leur positionnement entre la médiane et la diagonale du carré enveloppant le réseau capillaire. L'hypothèse d'une équirépartition du débit dans les différents canaux est dès lors fautive. Afin d'obtenir cette équirépartition, le modèle 1D est utilisé dans un processus itératif, pour dimensionner l'embouchure de chaque rainure liquide côté condenseur : pour un même débit la perte de pression doit être la même dans chacune des 24 rainures.

Soit ΔP_i^k la perte de pression calculée le long de la rainure i à l'itération k ,

Soit α_i l'angle sous lequel est vue l'embouchure de la rainure i côté condenseur depuis le centre de l'évaporateur.

Le principe de l'algorithme de dimensionnement des rainures est donné en Figure 95.

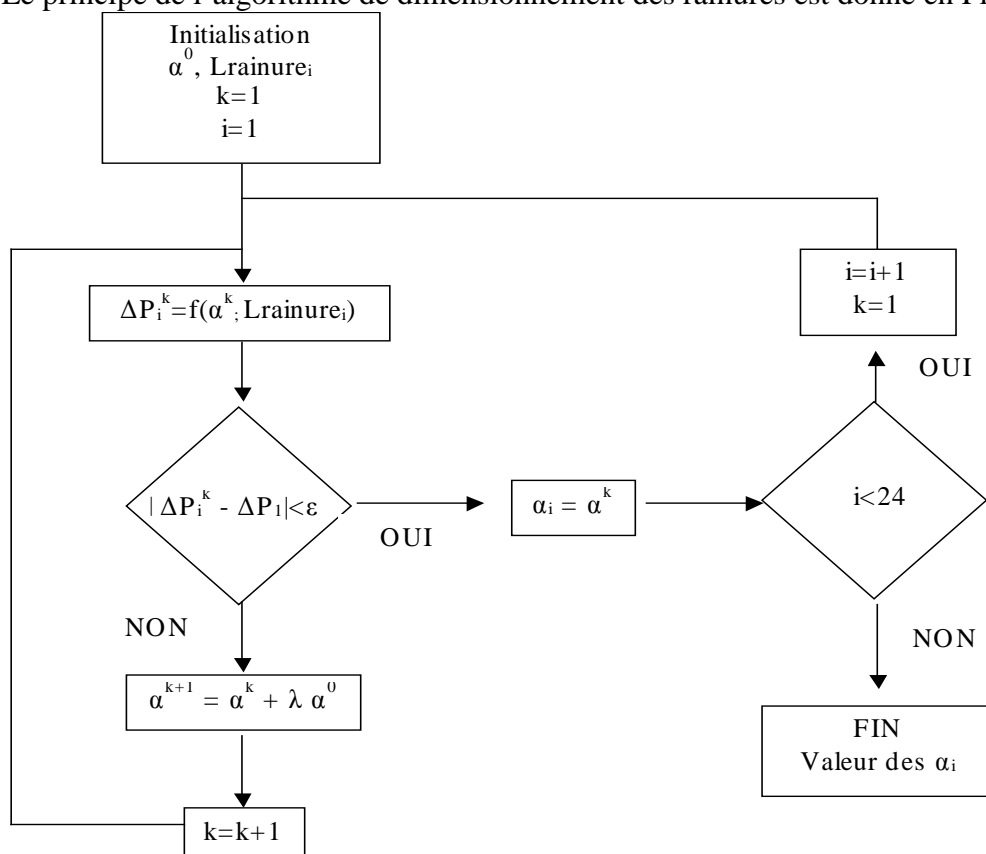


Figure 95 : Principe de l'algorithme de dimensionnement des rainures

A la fin du processus de dimensionnement, on obtient les différents angles sous lesquels doivent être vues les embouchures des rainures liquides côté condenseur afin que la totalité du débit liquide soit répartie également entre les rainures.

2.2.3 Résultats du dimensionnement des embouchures au condenseur du réseau capillaire et prévisions de la limite capillaire inhérente au réseau

Dans le Tableau 8 sont données les dimensions des 24 rainures de base issues du processus de dimensionnement en fonction de leur position par rapport à la médiane du carré enveloppe

Tableau 8 Dimensions angulaires des embouchures des rainures au condenseur

numéro rainure	Position de la rainure : rotation par rapport à l'axe en degrés	Angle α en degrés	numéro rainure	Position de la rainure : rotation par rapport à l'axe en degrés	Angle α en degrés
1	0,937	0,937	13	23,437	1,061
2	2,812	0,937	14	25,312	1,072
3	4,687	0,939	15	27,187	1,081
4	6,562	0,946	16	29,062	1,091
5	8,437	0,956	17	30,937	1,096
6	10,312	0,967	18	32,812	1,101
7	12,187	0,981	19	34,687	1,102
8	14,062	0,994	20	36,562	1,102
9	15,937	1,007	21	38,437	1,099
10	17,812	1,022	22	40,312	1,093
11	19,687	1,035	23	42,187	1,086
12	21,562	1,048	24	44,062	1,074

Contrairement au cas de la structure 1D, la largeur W_1 des rainures varie le long du dispositif, c'est à dire que la différence de pression capillaire développable $P_{cap,max}$ varie dans la rainure suivant l'expression suivante :

$$P_{cap, max}(x) = \frac{2 \cdot \sigma \cdot \cos(\theta)}{W_1(x)} \quad \text{Eq 90}$$

En terme de rayon de courbure minimal r_{min} possible localement dans chacune des rainures, la variation est donné par l'expression suivante

$$r_{min}(x) = \frac{W_1(x)}{2 \cdot \cos(\theta)} \quad \text{Eq 91}$$

Pour déterminer la limite capillaire attendue, il faut donc connaître la variation du rayon de courbure dans le réseau et la comparer à celle du rayon minimal possible du fait de la largeur de la rainure.

Pour cela, un système de trois équations constitué de l'équation de Young-Laplace et des équations de conservations de la quantité de mouvement pour les phases liquides et vapeur et d'inconnues P_l , P_v , $1/r$ est résolu par une méthode de Runge-Kutta du quatrième ordre. Une condition limite imposant l'égalité de P_l et P_v et donc la nullité de r à l'extrémité du condenseur est utilisée.

La limite capillaire est atteinte lorsque pour une puissance injectée la courbe $1/r(x)$ devient tangente à $1/r_{min}(x)$ dans une des 24 rainures (Figure 96).

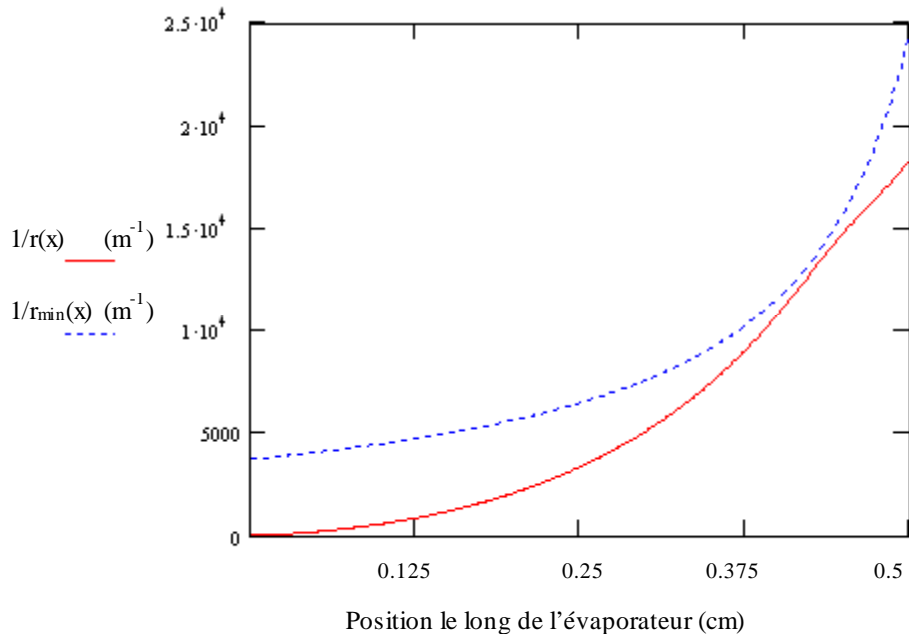


Figure 96 : Variation de $1/r_{\min}$ et $1/r$ dans une rainure pour la limite capillaire

La courbe de prévision de la limite capillaire en fonction de la température de fonctionnement pour un dispositif en position horizontale est donnée Figure 97. Sur cette figure est également donnée la courbe de la limite d'ébullition.

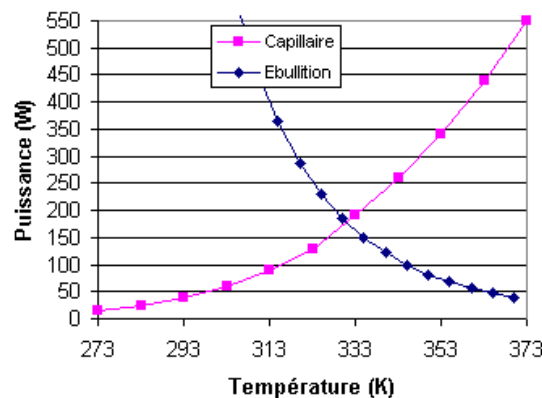


Figure 97 Prédiction de limites de fonctionnement du dispositifs

D'après cette figure, le réseau capillaire adiabatique devrait permettre de dépasser les 25 W dissipés et ceci dès les basses températures de fonctionnement à partir de 293K. Pour les hautes températures, la limite d'ébullition devient prépondérante mais le dispositif devrait continuer de dissiper les 25 W au delà de 393 K.

2.2.4 Dimensionnement des picots hexagonaux de l'évaporateur

L'idée qui sous-tend la conception de l'évaporateur est la réalisation d'une structure dont les interstices entre picots qui assurent la capillarité vont décroissants de la périphérie de l'évaporateur à son centre. En effet, une telle structure devrait permettre d'améliorer la thermique de l'évaporateur en accroissant la longueur totale de l'accrochage des ménisques et ainsi de diminuer la résistance thermique liée à l'évaporation.

Bien sûr, une telle réalisation n'est pas sans conséquence sur les pertes de charge dans l'évaporateur qui se trouveront alors augmentées du fait de la réduction des sections de passage. Le but du dimensionnement hydraulique des picots est de trouver des valeurs a_n des côtés de la maille permettant de maintenir un gradient de pression acceptable pour le fonctionnement.

Comme il a été énoncé précédemment, le nombre de rangs des picots est assujéti au nombre de rainures du réseau rainuré.

En effet, afin de réaliser la jonction entre l'évaporateur et le réseau capillaire rainuré, 33 rangs d'hexagone doivent être réalisés. Ainsi, en périphérie de l'évaporateur, il y a 192 interstices reliés un à un avec les 192 rainures qui constituent le réseau capillaire.

L'évaporateur étant inscrit dans un cercle de 0.5 cm de rayon, le nombre de rangs des picots fixe le paramètre c de la maille hexagonale qui est constant sur l'ensemble de l'évaporateur.

Soit C le côté de l'hexagone enveloppe, la relation entre C et c est donnée par :

$$C = c \cdot \sqrt{3} \cdot (n-1) \text{ pour } n > 1,$$

ce qui impose la valeur de c car $C = 0.005$ et $n = 33$.

Cette valeur de c est la valeur pour avoir exactement $C = 5$ mm. Par contre, d'un point de vue pratique, c a été choisi égal à $86.2 \mu\text{m}$ ce qui résulte en une diminution de C à 4.86 mm sans conséquence pour le fonctionnement.

Dans une réflexion préliminaire, l'hypothèse d'une variation linéaire de la vitesse du liquide avec la distance r au centre de l'évaporateur est faite. En effet, considérant des densités de flux constantes, la masse d'eau évaporée par seconde dans un cercle de rayon r centré sur l'évaporateur varie comme la surface du disque en r^2 et la section d'entrée du fluide dans ce cercle en r (en ne considérant pas les picots), par des considérations de conservation de la masse, la vitesse du fluide varie donc comme $r^2/r = r$.

D'un autre côté, d'après Eq 86 considérée pour une rainure radiale dont la largeur varie avec r , le gradient de pression le long de l'évaporateur serait donné par :

$$\frac{dP_1}{dr} = - 2 \cdot \mu \cdot \frac{(f \cdot \text{Re})_1}{D_h^2} \cdot V_1(r) - \beta \frac{d(\rho_1 V_1^2(r))}{dr} - \rho_1 \cdot g \cdot \sin(\varphi) \quad \text{Eq 92}$$

En considérant le nombre de Poiseuille constant, le gradient de pression varie comme $V_1(r)/D_h^2$. Pour obtenir, un gradient de pression constant il faut dès lors avoir D_h variant en $r^{0.5}$ ou, assimilant r à n , en $n^{0.5}$.

Bien entendu, le nombre de Poiseuille n n'est pas effectivement constant tant il dépend des paramètres géométriques des rainures entre les picots et de la température. De plus, du point de vue de la réalisation technologique, D_h n'est pas un paramètre naturel, il est plus intéressant de considérer la largeur de la rainure W_1 qui est le paramètre directement reporté sur les masques pour la réalisation. Il est donc décidé d'étudier, pour des rainures de $100 \mu\text{m}$ de profondeur, l'impact des variations de $W_1(r)$ en r^0 (picots constants), $r^{0.5}$ et $r^{0.33}$ sur le frottement effectif.

Le modèle et la démarche utilisés sont semblables au modèle exposé précédemment à l'exception des variations suivantes.

La géométrie de l'évaporateur est considérée circulaire. Pour avoir une appréciation de l'influence de la variation de W_1 avec n , n est assimilé à r et il est considéré que W_1 varie continûment avec r alors qu'en toute rigueur, W_1 a une variation discrète selon n .

Soit Re le rayon du cercle circonscrit à l'évaporateur égal à 0.005 m.

L'hypothèse d'une densité d'évaporation constante est effectuée. Dans ce cas, Q qui était constant précédemment, varie désormais en r^2/Re^2 .

Le nombre de rainures liquides N_l est considéré également comme variant continûment de 0 à 192. Pour cela, N_l est remplacé par $r/\text{Re} \cdot 192$ dans les équations.

Quant au nombre de canaux vapeur N_v il est égal à 6 car les picots constituant les diagonales de l'évaporateur hexagonal ont été choisis pour constituer des renforts et scindent donc la cavité vapeur de l'évaporateur en 6.

Les calculs ont été effectués pour les variations de $W_1(r)$ de 0 à $80\mu\text{m}$ pour un comportement en r , $r^{0.5}$ et $r^{0.33}$ et pour une puissance injectée de 25W.

Les résultats montrent qu' à 373K le comportement le plus défavorable en $r^{0.5}$ augmentent la perte de pression de 66% par rapport à un comportement constant. Celui en $r^{0.33}$ l'augmente de 31% pour la même température (Figure 98).

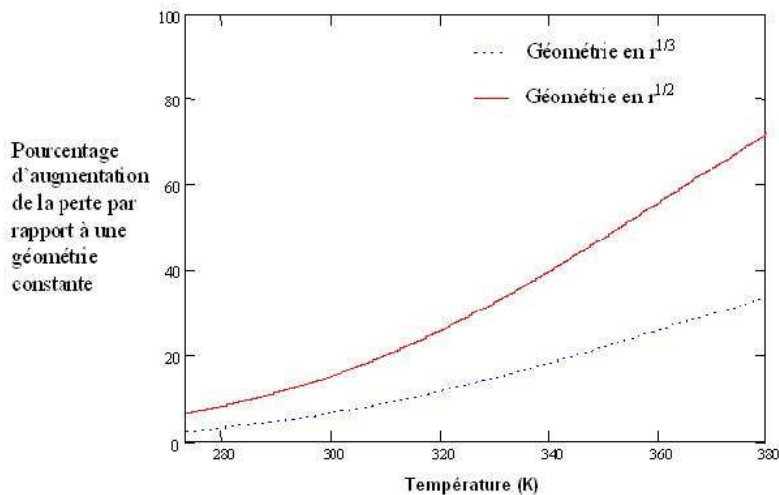


Figure 98 : Augmentation des pertes de pression par rapport à une géométrie picot constante pour des géométries en $r^{0.5}$ et $r^{0.33}$

Cette augmentation est acceptable car la différence de perte de pression entre la géométrie constante et les comportements en $r^{1/2}$ ou $r^{1/3}$ ne représentent que quelques pour cents de la différence de pression maximale développable par un canal de $100\mu\text{m}$ de profondeur sur $80\mu\text{m}$ de largeur. En outre pour une géométrie en $r^{1/2}$, le rétrécissement du canal liquide de la périphérie au centre augmente le gradient de pression capillaire développable et compense jusqu'à des puissances supérieures à 25W l'augmentation des pertes induites (Figure 99).

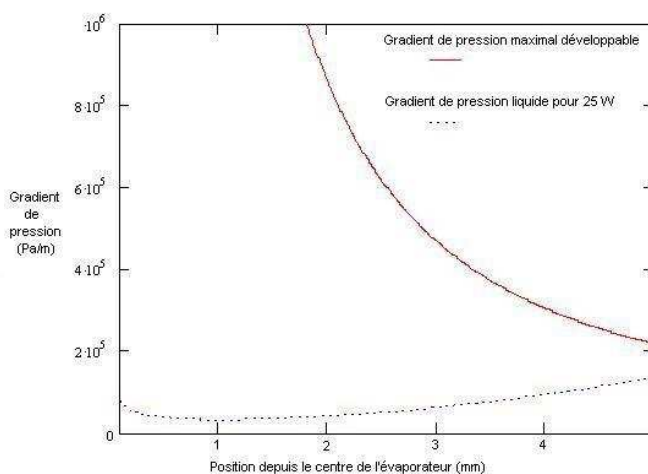


Figure 99 : Comparaison du gradient de pression capillaire maximal développable dans un réseau picot en $r^{0.5}$ et du gradient de pression dû à une puissance de 25W dans la phase liquide pour une température de 303K.

Au vu de ces considérations, il est décidé de réaliser une structure en $r^{1/2}$ augmentant la longueur totale de la zone d'accrochage du ménisque disponible.

Les a_n sont alors donnés par la formule suivante en fonction du rang n :

$$a_n = \left(c - 40 \frac{2}{\sqrt{3}} \sqrt{\frac{n}{n_{max}}} \right) \quad \text{Eq 93}$$

En remplaçant, c et n_{max} par leurs valeurs cette formule devient :

$$a_n = \left(86.2 - 46.2 \sqrt{\frac{n}{n_{max}}} \right) \mu\text{m}. \quad \text{Eq 94}$$

Les dimensions du côté du picot hexagonal en fonction du rang de la maille sont données dans le Tableau 9. On rappelle que le picot central est numéroté 1.

Tableau 9 : dimensions du côté a_n du picot hexagonal suivant le rang de la maille n

n	a_n (μm)	n	a_n (μm)	n	a_n (μm)
1	78,1	12	58,3	23	47,6
2	74,8	13	57,2	24	46,8
3	72,3	14	56,1	25	46,0
4	70,1	15	55,1	26	45,1
5	68,2	16	54,0	27	44,4
6	66,5	17	53,0	28	43,6
7	64,9	18	52,1	29	42,9
8	63,5	19	51,1	30	42,1
9	62,1	20	50,2	31	41,4
10	60,8	21	49,3	32	40,7
11	59,5	22	48,5	33	40

Sur chaque picot dans chaque maille (sauf les picots renforts), on réalise des encoches de l'ordre de $5 \mu\text{m}$ de large dans les hexagones (Figure 100) dans le but d'augmenter la longueur totale des zones d'accrochage du ménisque.

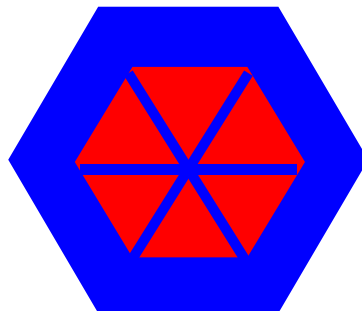


Figure 100 : Vue schématique d'un picot avec encoches

3. Prévisions des performances thermiques

Le flux dissipé par la résistance prend schématiquement dans une maille de l'évaporateur deux chemins distincts pour réaliser l'évaporation du liquide à l'interface liquide vapeur (Figure 17) :

-l'un à travers le picot, résultant en une résistance thermique R_1 , puis à travers un film liquide à proximité de la zone d'accrochage du ménisque, résultant en une résistance thermique R_2 .

-l'un à travers le liquide, résultant en une résistance thermique R_3 .

Nous reprenons ici, le modèle de Chi (cf II3.1.1) pour l'évaporateur et l'adaptions à notre géométrie 2D (rappelée Figure 101) en considérant la longueur totale $6a$ de la zone d'accroche du ménisque dans la maille et les aires de la maille et du picot.

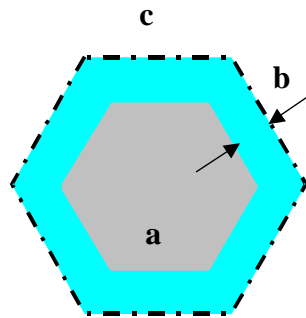


Figure 101 : rappel des paramètres de la structure de l'évaporateur

Par rapport au modèle 1D, L_e est donc remplacé par $6a/2$ et le produit $L_e W_f$ (aire de l'ailette) par l'expression de l'aire du picot. La somme des résistances thermiques R_1 et R_2 s'exprime alors comme suit:

$$\left(R_1 + R_2 \right) = \frac{0.185 \cdot 2}{k_l \cdot 6 \cdot a} + \frac{\delta}{k_w \cdot \frac{3 \cdot \sqrt{3}}{2} \cdot a^2} \quad \text{Eq 95}$$

et la résistance thermique à l'évaporateur devient :

$$R_{th,e} = \frac{1}{\left(\frac{1}{R_1 + R_2} + \frac{1}{R_3} \right)} = \frac{1}{\frac{0.185}{k_l \cdot 3 \cdot a} + \frac{\delta}{k_w \cdot \frac{3 \cdot \sqrt{3}}{2} \cdot a^2} + \frac{k_l \cdot \frac{3 \cdot \sqrt{3}}{2} \cdot (c^2 - a^2)}{\delta}} \quad \text{Eq 96}$$

ce qui se traduit en terme de conductivité thermique équivalente de la maille par:

$$k_e = \frac{\left(3 \cdot a^3 \cdot k_l \cdot k_w \cdot \delta \right) + \left(k_l \cdot (c^2 - a^2) \right) \cdot \left(0.185 \cdot k_w \cdot \frac{3 \cdot \sqrt{3}}{2} \cdot a^2 + \delta \cdot k_l \cdot 3 \cdot a \right)}{c^2 \cdot \left(0.185 \cdot k_w \cdot \frac{3 \cdot \sqrt{3}}{2} \cdot a^2 + \delta \cdot k_l \cdot 3 \cdot a \right)} \quad \text{Eq 97}$$

Sur la Figure 102 est représentée la courbe de la conductivité équivalente d'une maille en fonction de sa position dans l'évaporateur.

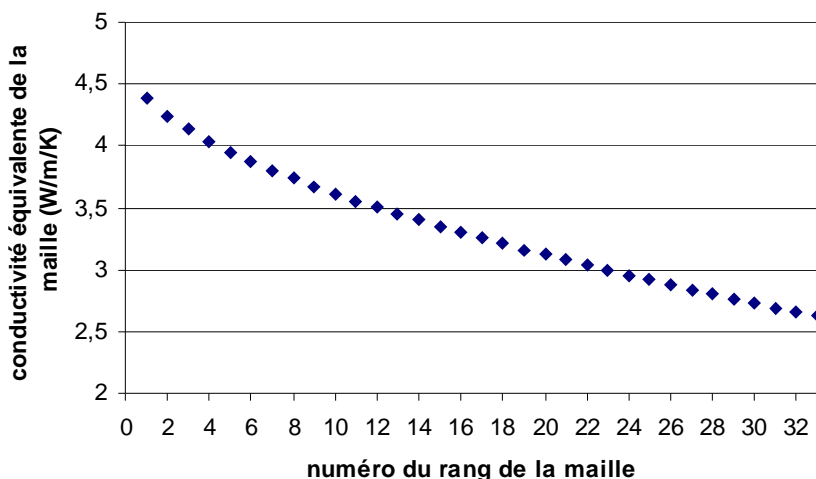


Figure 102 : conductivité équivalente d'une maille suivant son rang

La valeur de la conductivité thermique moyennée sur l'ensemble de l'évaporateur est alors de 3 K.W^{-1} alors qu'elle était de 2.6 K.W^{-1} pour le réseau capillaire rainuré de même profondeur ce qui devrait se concrétiser par une diminution de 15% de la résistance thermique de l'évaporateur par rapport à la structure rainurée.

4. Réalisation technologique

Nous avons précédemment déterminé l'ensemble de la structure donné tant au niveau de l'évaporateur que du capillaire et du condenseur. La structure étant totalement définie et dimensionnée, nous allons maintenant aborder la réalisation technologique de cette dernière.

4.1 Description de la fabrication des prototypes

Comme dans le cas des prototypes 1D, la fabrication des prototypes 2D procède de trois étapes principales :

- Réalisation des plaques
- Assemblage
- Lien avec le système de remplissage

Les mêmes techniques de gravure profonde et de scellement sont utilisées, nous invitons donc le lecteur à se référer à la partie II2 de ce mémoire pour trouver les renseignements les concernant.

La principale difficulté de la réalisation technologique réside dans la réalisation de la structure capillaire qui se trouve ici enterrée du fait de la suppression de la plaque intermédiaire dans l'épaisseur de laquelle était gravée la cavité vapeur pour les dispositifs 1D. Dans le cas d'une structure à deux plaques, cavité vapeur et réseau capillaire sont réalisés dans le même substrat, ce qui impose d'utiliser deux étapes de gravure profonde.

La solution proposée consiste en une gravure en deux temps utilisant, tour à tour, un masque résine pour la réalisation du réseau capillaire et un masque en oxyde de silicium pour la cavité vapeur et les renforts comme il sera expliqué dans le paragraphe suivant.

4.2 Développement de la gravure double niveau

Afin de mettre au point cette étape, avant de réaliser les masques définitifs de la structure 2D, un lot de validation a été réalisé. Deux masques résultant du développement de la structure 1D ont été utilisés. L'un d'eux, le masque CAVITE, définit la cavité vapeur et un peigne d'ailettes aux extrémités de celle-ci, l'autre, RAINURE, permet la réalisation de la structure rainurée. Les deux masques utilisés sont schématisés sur la Figure 103.

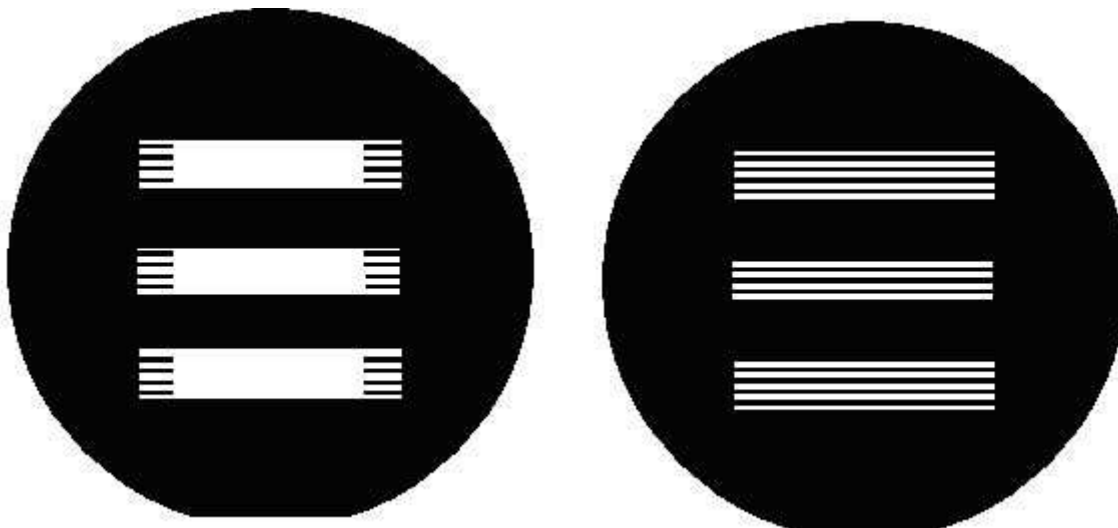


Figure 103 : Schéma du masque CAVITE

Schéma du masque RAINURE

Les étapes technologiques de ce lot sont schématisées Figure 104.

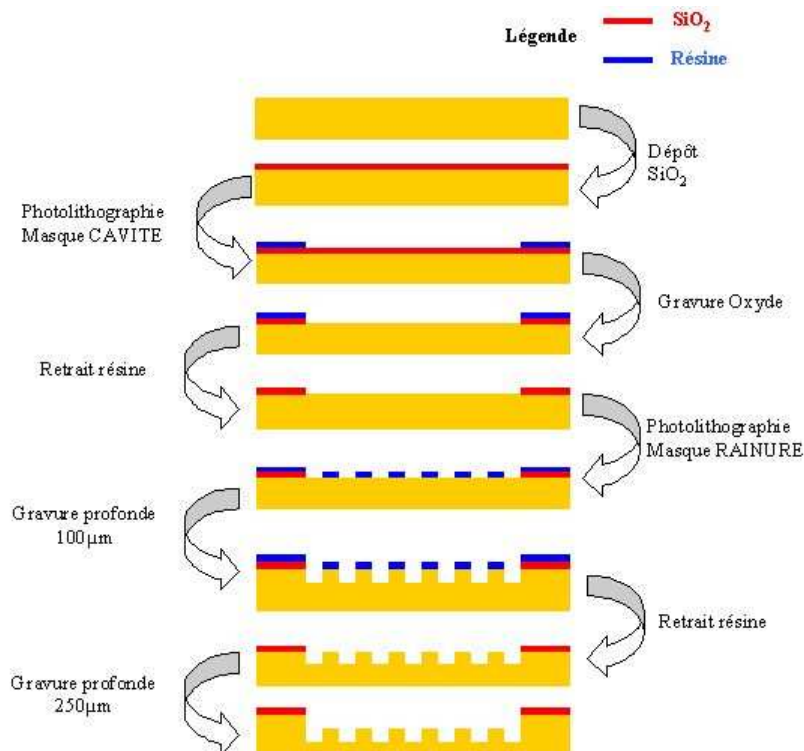


Figure 104 : Synthèse des étapes du lot de validation pour l'obtention de motifs enterrés

L'objectif de ce lot est de vérifier que lors de la seconde gravure profonde avec le masque oxyde, les motifs rainurés qui se retrouvent en fond de cavité n'ont pas de pertes de

cotes rédhibitoires. Il permet également de vérifier que les renforts envisagés, similaires dans ce lot au peigne d'ailettes, ne posent pas de problème de réalisation.

L'équipement utilisé pour réaliser les gravures est le même que dans le cas du 1D, à savoir un réacteur STS Multiplex ICP utilisant la succession d'étapes de gravure SF_6 et de passivation des flancs de gravure par polymérisation (cf II.2.1.2.2)

4.2.1 Gravure du réseau rainuré avec masque résine

Cette première étape de gravure est totalement maîtrisée du fait des développements sur les structures 1D.

Les profondeurs de gravure obtenues ont été mesurées avec un profilomètre mécanique et, en clivant une plaque, grâce à une observation au Microscope Electronique à Balayage. Elles varient de $93\mu\text{m}$ au centre du motif jusqu'à $102\mu\text{m}$ à son bord. Cette inhomogénéité est inhérente au réacteur utilisé (recombinaison des espèces du plasma sur les parois).

Cette première gravure est satisfaisante, les murs des rainures sont droits et aucune rugosité notable n'est observée au fond des rainures.

4.2.2 Deuxième gravure avec masque oxyde

Résultats préliminaires

Les premiers essais ont révélé quelques difficultés dans l'obtention des motifs enterrés. En effet, les ailettes obtenues lors de cette première tentative présentent sur leurs faces supérieures des pointes de silicium suspectées d'être le résultat de micromasquages dus à des résidus de polymère (Figure 105). Pour des raisons de disponibilités du réacteur de gravure, la deuxième gravure était seulement de $200\mu\text{m}$ pour les échantillons des photos MEB présentées. Sur ces échantillons, le fond des tranchées demeure lisse, les cotes sont respectées et la réalisation du peigne d'ailettes (Figure 106) est sans problème.

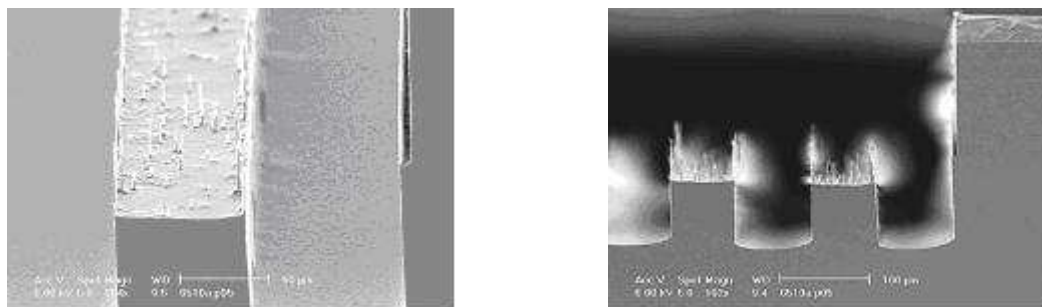


Figure 105 : Images MEB des ailettes après la gravure de la cavité vapeur

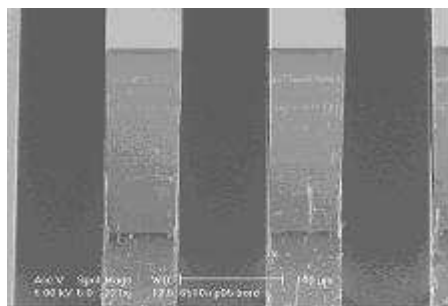


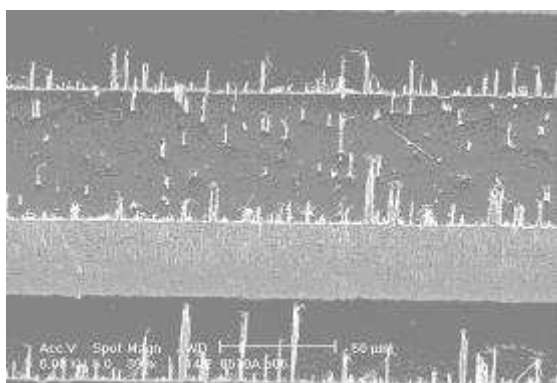
Figure 106 : Image MEB du peigne d'ailette à l'extrémité de la cavité

Pour un bon déroulement des étapes technologiques ultérieures, il convient d'éliminer les pointes de silicium formées. En effet, le passage de telles plaques dans des bains chimiques tels que ceux nécessaires au retrait du masque oxyde entraîne la cassure des pointes

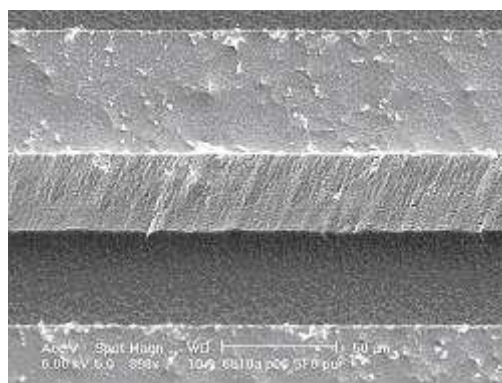
qui vont alors se déposer sur les surfaces utiles au scellement et rendent caduque toute tentative pour effectuer ce dernier.

Amélioration du procédé

Après différents essais infructueux d'amélioration du procédé de gravure, un traitement permettant l'élimination des pointes de silicium a été mis au point. En fin de gravure, une étape de 1min de gravure isotrope en plasma SF₆ pur est introduite. Elle permet l'élimination des pointes de silicium. Une rugosité rémanente est toutefois observée, mais est sans conséquence pour la poursuite du procédé ou pour le fonctionnement final du dispositif (Figure 107). En effet, cette rugosité qui n'affecte que l'écoulement vapeur du fait de sa position en haut des ailettes ne peut augmenter les pertes visqueuses dans la vapeur de façon significative et ne change en rien la contrainte interfaciale liquide vapeur.



Avant traitement



Après traitement

Figure 107 : Images MEB des ailettes avant et après le traitement pour le retrait des pointes silicium

La gravure à double niveau ayant été mise au point avec ce lot d'étude, le procédé peut être appliqué pour la réalisation des prototypes 2D.

4.3 Réalisation des prototypes

4.3.1 Réalisation des plaques

L'enchaînement des diverses étapes technologiques est synthétisé sur la Figure 108. Trois niveaux de masques sont nécessaires.

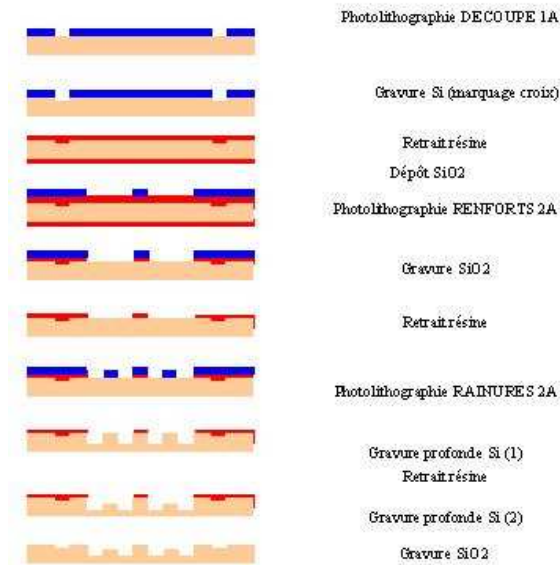


Figure 108 Représentation schématique de la succession des étapes technologiques pour la réalisation de répartiteur.

En plus des motifs pour la structure répartiteur, des motifs pour réaliser des prototypes 1D sont insérés sur chaque masque (Figure 109) pour la fabrication de prototypes 1D. Ces dispositifs supplémentaires pourront permettre, par exemple, le développement d'une nouvelle méthode de remplissage en utilisant des dispositifs réels mais sans risquer de détruire les prototypes de la structure 2D.

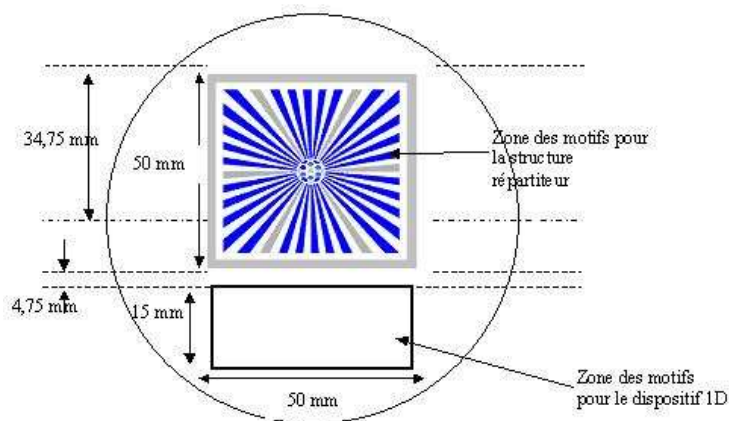


Figure 109 : Implantation des structures répartiteur et 1D sur les masques

Les différentes étapes de la réalisation sont détaillées dans les paragraphes suivants.

4.3.1.1 *Marquage des croix et chemin de découpe*

La réalisation des prototypes se fait à partir du scellement Si-Si de deux plaques identiques quant aux motifs définissant, au final, le dispositif. De par la technique de scellement utilisée, il est nécessaire de réaliser des croix d'alignement sur les deux plaques à réunir. Les plaques à sceller diffèrent de par la position des croix de scellement par rapport aux motifs fonctionnels. Dans la suite, il est convenu de désigner par plaques A les plaques ayant les croix de scellement sur la même face que les motifs fonctionnels définissant le caloduc et plaques B celles les ayant sur une face opposée.

Afin de déterminer l'enveloppe finale du dispositif, il est, en outre, nécessaire de disposer de chemins de découpe sur l'une de ses faces extérieures. Pour éviter la multiplication des masques, croix d'alignement et chemins de découpe sont réalisés sur un masque unique nommé DECOUPE.

Le marquage des croix et chemins de découpe procède des étapes suivantes :

- photolithographie masque DECOUPE
- gravure sèche 150 nm du silicium
- retrait résine

Pour les plaques A, il est effectué en face avant, pour les plaques B, en face arrière du fait du principe de l'alignement des plaques avant scellement (cf II2.3.2.2).

4.3.1.2 *Réalisation des renforts et des motifs enterrés*

La deuxième gravure sèche est le point délicat de la réalisation des plaques qui a été validé précédemment. La Figure 110 est une photographie d'une plaque après gravure. Des pointes de silicium apparaissent au niveau des arrêtes des motifs et sur les ailettes enterrées.

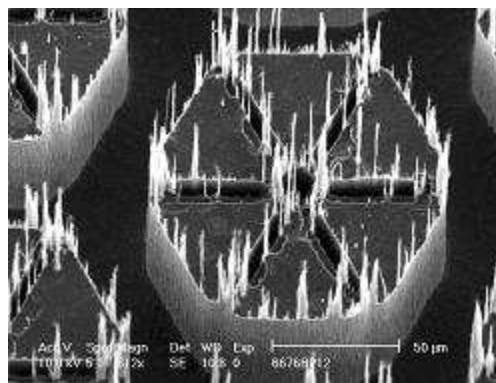


Figure 110 : Photographie MEB des picots enterrés avant traitement

Un traitement ultérieur similaire à celui développé précédemment permet la suppression de ces pointes (Figure 111, Figure 112, Figure 113). Cependant, demeurent en haut des ailettes des aspérités de l'ordre du micromètre qui sont sans conséquence quant au bon fonctionnement des dispositifs.

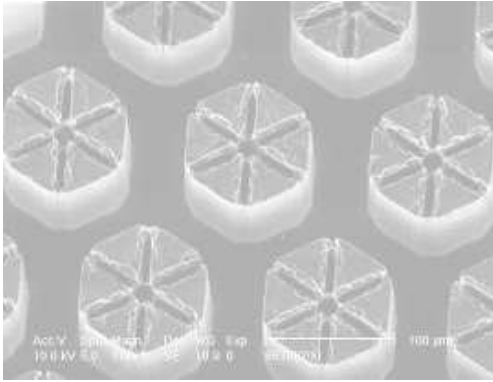


Figure 111 : Photographie MEB des picots enterrés de l'évaporateur

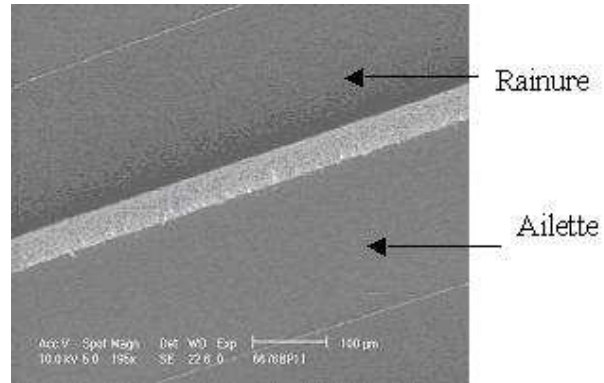


Figure 112 : Photographie MEB d'une ailette enterrée et d'une rainure enterrées

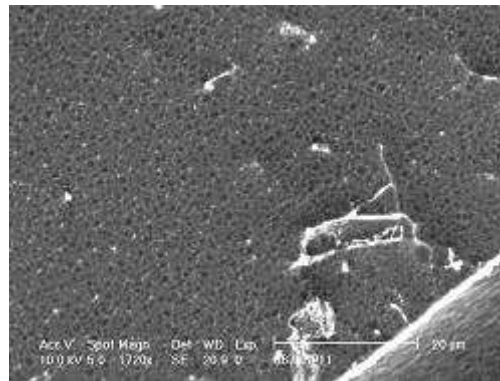


Figure 113 : Photographie MEB des aspérités au niveau de la surface supérieure d'une ailette enterrée

4.3.1.3 Contrôle dimensionnel

Dans l'optique d'une modélisation fine de la structure par le CETHIL, il est nécessaire de vérifier les différentes grandeurs caractéristiques des prototypes afin de fournir les paramètres géométriques les plus proches des dispositifs réels pour leur insertion dans les codes de calcul. Les modifications de cotes par rapport à la géométrie conçue ont une influence sur les performances prévisibles du caloduc. Nous n'avons toutefois pas réinjecté les dimensions réels des dispositifs dans nos modèles, faute de temps. En effet la prise en compte de toutes les modifications nécessite de lourds changements dans la modélisation.

Contrôle des dimensions à l'évaporateur

Le contrôle des dimensions à l'évaporateur est réalisé par la mesure par MEB des interstices entre picots le long d'une diagonale de l'hexagone enveloppe (Figure 114). Les interstices sont numérotés depuis le centre de l'évaporateur (picot 1) jusqu'à sa périphérie.

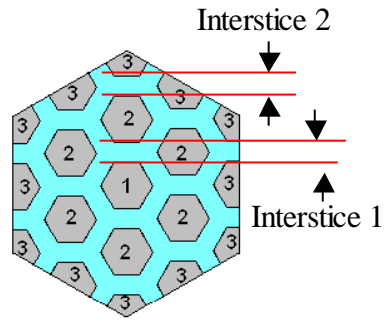


Figure 114 : Mesure des dimensions à l'évaporateur

Sur la Figure 115, est donnée la comparaison entre valeurs théoriques et mesurées.

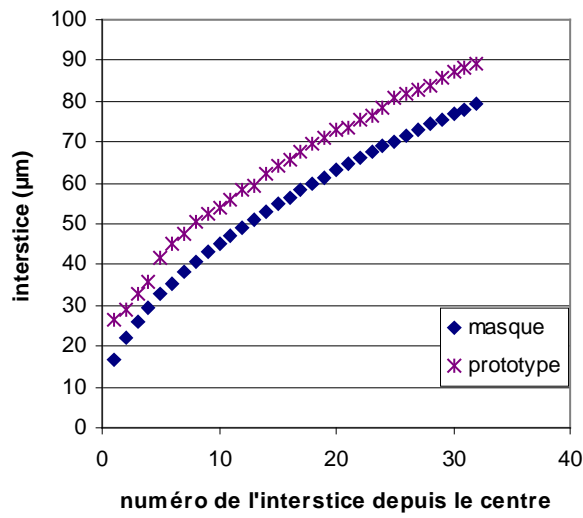


Figure 115 : Comparaison des interstices mesurés entre picots et des interstices théoriques

La différence entre les mesures et les dimensions du masque, de l'ordre de la dizaine de μm, provient d'un phénomène de surgravure du silicium.

Contrôle des dimensions des rainures

Pratiquement, le contrôle dimensionnel des différentes rainures ne peut se faire par la mesure des angles β qui les caractérisent. Afin de vérifier la conformité des plaques réalisées par rapport au masque, un paramètre plus facilement mesurable est choisi : l'ouverture W des rainures au niveau du carré enveloppe du réseau rainuré.

Par des considérations géométriques (Figure 116), cette dernière est déterminée avec la formule suivante :

$$W = \frac{a}{\cos(\alpha)} \cdot \sin(\alpha) \cdot \left[2 \cdot \cos(\alpha) + \sin(\alpha) \cdot \left[\tan\left(\alpha - \frac{\beta}{2}\right) + \tan\left(\alpha + \frac{\beta}{2}\right) \right] \right]$$

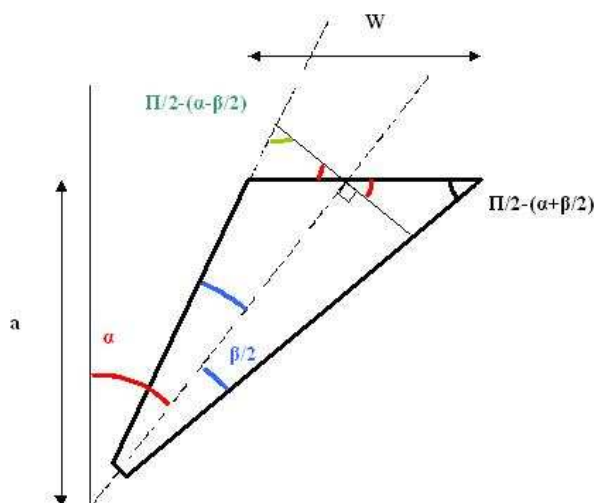


Figure 116 : Principales données géométriques pour le calcul des W

La comparaison entre les ouvertures du masque et celles mesurées sur les prototypes des 24 rainures de base est donnée Figure 117. La numérotation des rainures se fait depuis la médiane jusqu'à la diagonale du carré enveloppe.

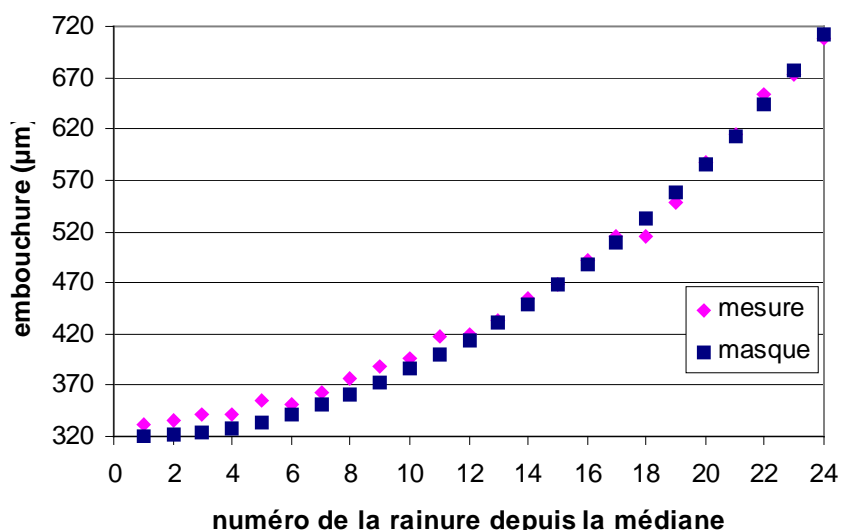


Figure 117 : Comparaison des valeurs théoriques et mesurées des W

La différence entre valeurs mesurées et théoriques est au plus de 3,2 %.

Contrôle des profondeurs des motifs

La vérification des profondeurs des rainures est effectuée grâce à un profilomètre mécanique. Les mesures sont prises en différents endroits de la plaque. Les différentes positions des mesures sont données Figure 118.

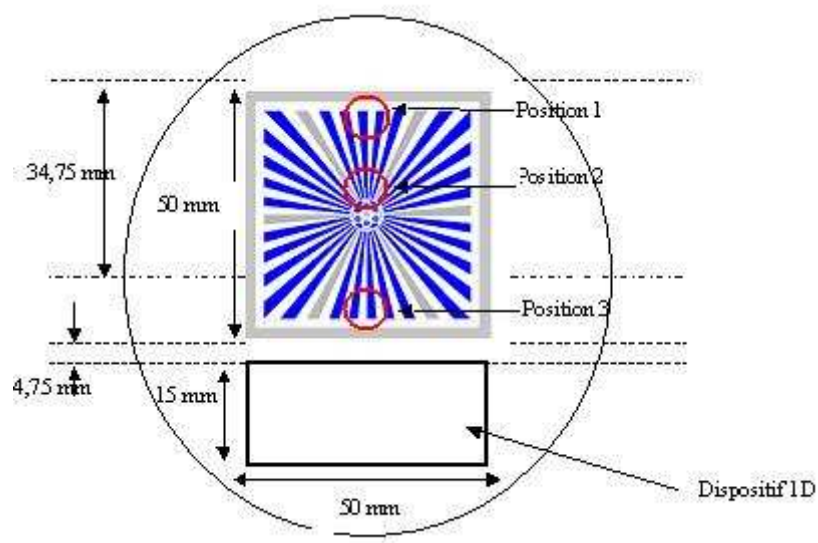


Figure 118 : Lieux des mesures

La Figure 119 définit les grandeurs mesurées, A étant la hauteur la profondeur gravée depuis la surface de la plaque jusqu'en fond de rainure et B la hauteur des ailettes.

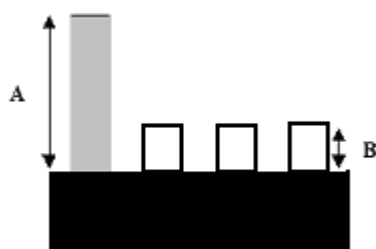


Figure 119 : Données A et B mesurées

Les mesures pour les plaques ayant servi aux deux premiers prototypes réalisés sont présentées dans le Tableau 10.

Tableau 10 : Profondeurs de gravure

N° Plaque	Position 1		Position 2		Position 3	
	A (μm)	B (μm)	A (μm)	B (μm)	A (μm)	B (μm)
6675P P01	374	100	304	80	334	90
6675P P02	364	99	301	84	326	90
6676P P11	364	110	304	92	331	100
6676P P12	362	104	303	89	333	94

Les valeurs visées étaient de 350 μm pour la profondeur de gravure totale et 100 μm pour la profondeur des rainures enterrées. La dernière plaque usinée, la 6676P P12, est la plus proche de ces valeurs. Une inhomogénéité de 20% environ est observée entre le centre du dispositif et sa périphérie. Elle est inhérente à l'équipement, aux différences d'angle solide de collection des espèces suivant la position et à l'environnement des motifs en fonction de leur position en terme de densité des zones ouvertes à proximité.

4.3.2 Réalisation du trou de remplissage

Pour le remplissage du dispositif, un trou est façonné dans les plaques A. Pour ce faire, le silicium est amorphisé par un laser sur le contour de la zone que l'on veut enlever. Puis, cette zone est libérée par trempage dans une solution de potasse. Pour protéger les motifs gravés précédemment, la plaque est préalablement revêtue d'une couche protectrice.

Le déroulement synthétique pour la réalisation des trous est :

- dépôt protecteur
- découpe LASER
- libération des trous par KOH
- retrait couche protectrice

La Figure 120 représente une photographie d'un tel trou. Les motifs usinés précédemment sur la plaque y apparaissent inaltérés. Le diamètre du trou réalisé est de 1.7 mm.

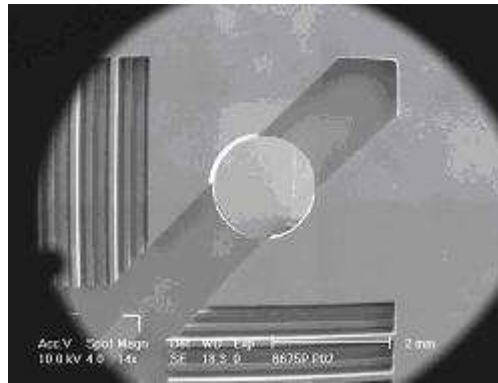


Figure 120 : Image MEB du trou de remplissage

4.3.3 Présentation photographique de la structure des plaques

Afin de mieux appréhender la géométrie structurale des plaques, l'une d'elle est représentée Figure 121.

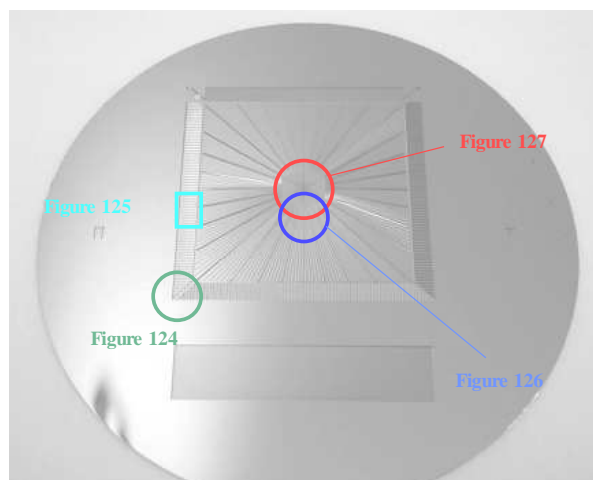


Figure 121 : photographie d'une plaque avant scellement

Sur cette figure, des zones sont visualisées qui renvoient chacune à l'image MEB correspondant au numéro de figure annotée.

La Figure 122 présente un coin du condenseur. Peuvent y être observées les ailettes du condenseur dont une sur trois constitue un renfort, la rainure marquant la séparation d'avec le réseau rainuré et ce dernier dans la partie supérieure droite de l'image. Les ailettes du condenseur sont également visibles à un plus fort grossissement Figure 123.

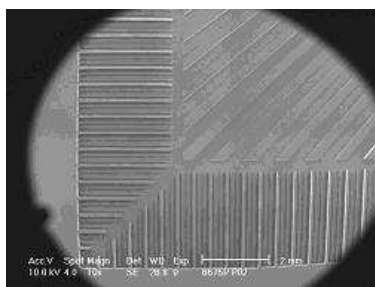


Figure 122 : Image MEB d'un coin du condenseur

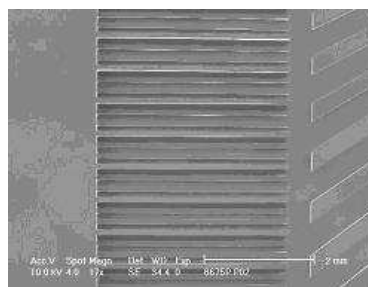


Figure 123 : Image MEB des rainures du condenseur

La Figure 124 présente dans sa partie inférieure le réseau rainuré où sont observables toutes les six ailettes, les renforts. Dans sa partie supérieure, peut être observé une partie de l'évaporateur où apparaissent clairement les picots surélevés devant jouer également le rôle de renforts. L'évaporateur apparaît dans son ensemble sur la Figure 125. Les rainures assurant la jonction entre les 192 interstices en périphérie de l'évaporateur et les 192 rainures du réseau capillaire sont visibles sur les bords de l'image.

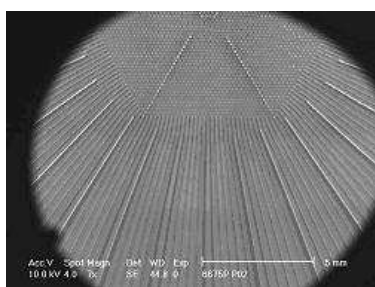


Figure 124 : Image MEB d'une partie de l'évaporateur et du réseau rainuré

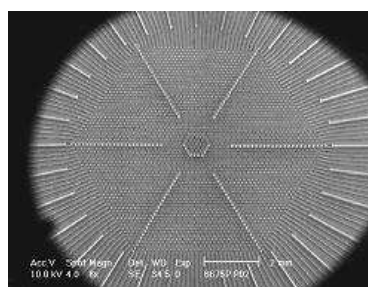


Figure 125 : Image MEB de l'évaporateur hexagonal

La Figure 126 présente un grossissement de cette liaison évaporateur/réseau rainuré.

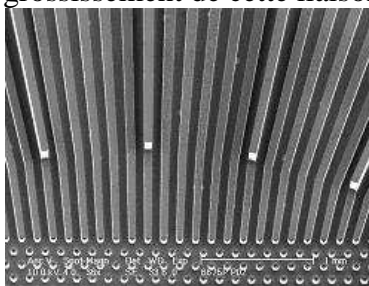


Figure 126 :Image MEB de la jonction entre réseau rainuré et évaporateur

Sur la Figure 127 et la Figure 128 sont présentées des images MEB à fort grossissement de la structure au centre de l'évaporateur. Surélevés par rapport aux picots enterrés, y apparaissent les picots renforts dont la surface supérieure n' a subi aucune modification afin d'en respecter la planéité nécessaire au scellement direct. Les picots enterrés ont été gravés par des tranchées d'une dizaine de microns au final, afin d'augmenter la longueur disponible pour l'accrochage du ménisque.

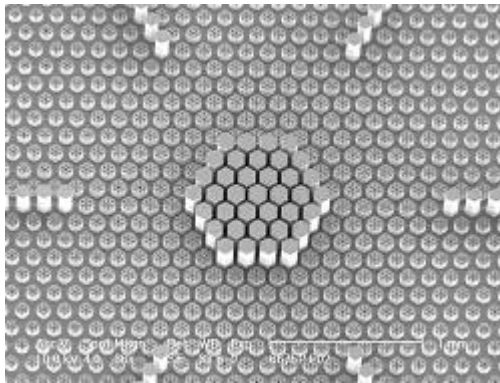


Figure 127 : Image MEB des picots renforts centraux

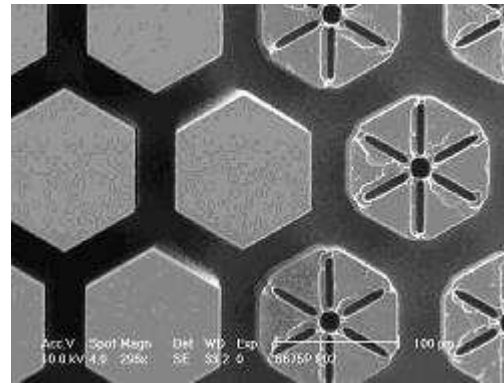


Figure 128 : Image MEB des picots renforts et picots enterrés

Par contre, il est clairement visible, Figure 129 que le résultat escompté n'a pas été obtenu. En effet, les tranchées n'atteignent pas le pied du picot du fait du procédé utilisé et de la petitesse de leur taille par rapport aux tranchées entre picots. Ainsi, ces dernières sont gravées plus vite.

Enfin pour clore cette visite géométrique, la Figure 130 présente dans sa partie inférieure la structure de l'évaporateur et dans sa partie supérieure le réseau capillaire. Y apparaissent clairement les motifs voués à former les renforts tant au niveau de l'évaporateur que du réseau capillaire.

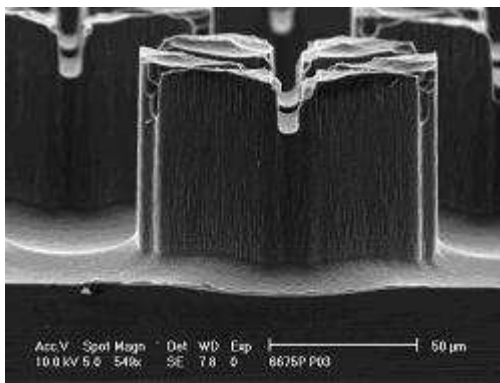


Figure 129 : Image MEB d'un picot vu de profil

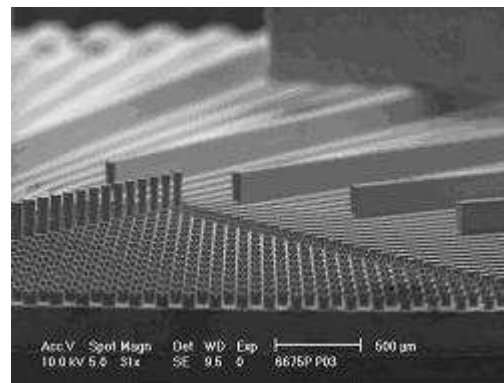


Figure 130 : Image MEB du dispositif vu depuis l'évaporateur

4.3.4 Scellement des plaques

Une fois les plaques A et B usinées et la plaque A percée, un scellement direct silicium/silicium est effectué.

La mise en œuvre de ce scellement nécessite certaines précautions. Ainsi, il nécessite l'élimination des particules se trouvant sur les surfaces à sceller. De plus, ces dernières doivent être les plus planes possibles.

Les substrats sont nettoyés chimiquement puis subissent un autre traitement chimique rendant leurs surfaces hydrophiles. Dès lors, leur mise en contact crée des liaisons hydrogène qui soudent les deux plaques. Un recuit haute température à 1100°C est alors pratiqué afin de rendre irréversible le scellement par création de liaisons Silicium-Silicium.

La qualité des scellements avant et après recuit est vérifiée par le biais d'une caméra infra-rouge (Figure 131).

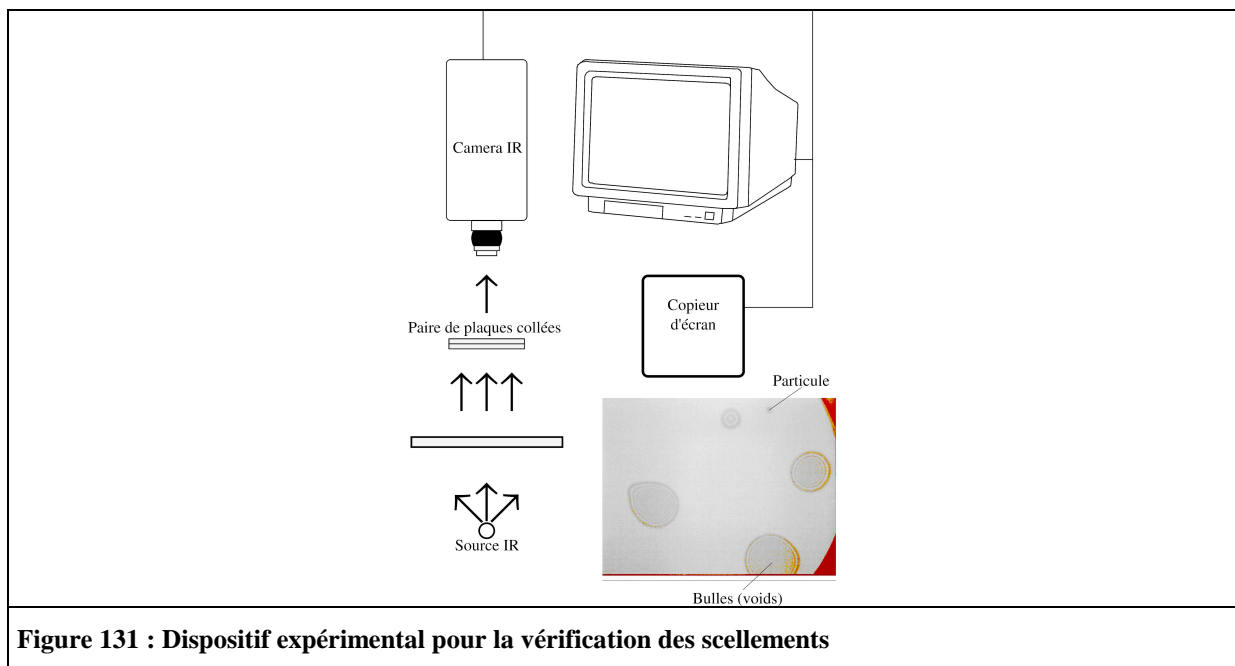


Figure 131 : Dispositif expérimental pour la vérification des scellements

Figure 132 et Figure 133, sont présentées les photos infrarouges du scellement avant et après recuit d'un des deux premiers prototypes réalisés. Quelques défauts apparaissent avant le recuit. Du fait du nombre limitée de plaques disponibles de la position peu désavantageuse des défauts, il a été décidé de procéder malgré tout au recuit. Les défauts sont résorbés par le traitement en température mais demeurent. Les deux prototypes ont été découpés en contournant les zones de défaut pour garantir l'herméticité des prototypes.

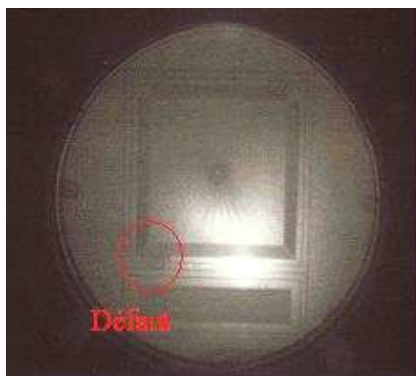


Figure 132 : 6675P P01 + 6676P P11 avant recuit



Figure 133 : 6675P P01 + 6676P P11 après recuit

La qualité de l'alignement a été vérifiée à l'aide d'un microscope à infrarouge, aucun désalignement n'a été observé. La casse ultérieure et accidentelle d'un dispositif a permis de vérifier le très bon alignement comme il est constatable sur la Figure 134 où les deux ailettes formant le renfort sont parfaitement en vis à vis.



Figure 134 : Image MEB d'un dispositif brisé

Après le scellement, le dispositif subit un traitement spécifique afin d'oxyder les parois internes pour améliorer la mouillabilité de l'eau dans les rainures. En effet, l'eau mouille moins bien le silicium que son oxyde. La limite capillaire dépendant du cosinus de l'angle de contact liquide/paroi, ce traitement est absolument nécessaire.

4.3.5 Lien avec le système de remplissage

Le lien avec le système de remplissage s'effectue exactement de la même façon que pour le dispositif 1D.

Cette méthode de remplissage avec un tuyau brasé a été conservée uniquement pour tester les caractéristiques des dispositifs. En effet, elle présente de nombreux problèmes dont le plus important réside dans l'annihilation, de par la présence du tuyau, dont la hauteur demeure importante même queusoté, des efforts fournis pour réduire l'épaisseur totale du dispositif (Figure 135).

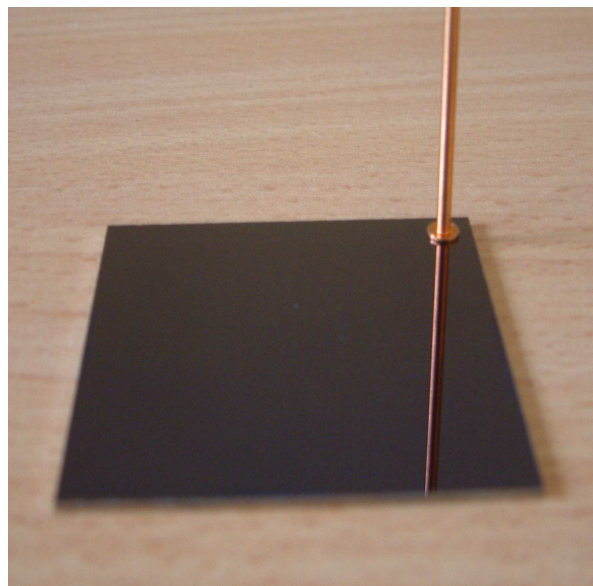


Figure 135 : caloduc 2D avant remplissage

Une prochaine partie traitera de la recherche d'une alternative pour le remplissage de la structure.

5. Tests

5.1 Banc de test

Le banc de test utilisé pour la caractérisation du prototype 2D est représenté Figure 136.

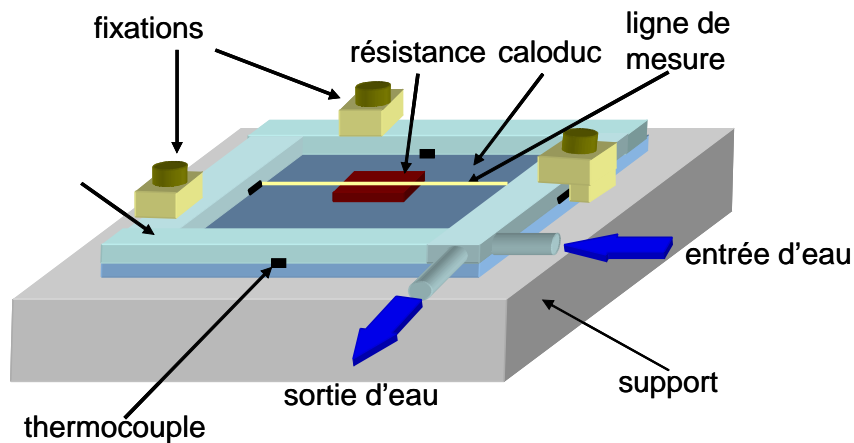


Figure 136 : Banc de test pour le caloduc 2D

Comme auparavant, pour les structures caloduc rainurées étudiées, la caractérisation est effectuée par l'intermédiaire d'une caméra IR. La source de dissipation est toujours constituée d'une résistance chauffante centrée sur le dispositif. Le puits thermique est constitué d'une plaque à circulation d'eau, usinée de telle façon à délimiter une zone de refroidissement périphérique de 5 mm de large. La liaison entre la plaque à eau et le prototype est réalisée grâce à une graisse thermique. Les dispositifs sont remplis de la même façon que pour les prototypes 1D (voir II.4.1.2 Mise en œuvre du remplissage). La visualisation infrarouge ne permettant pas d'accéder à la température surfacique du condenseur à cause de la plaque à eau, des thermocouples sont utilisés à cette fin.

5.2 Résultat des tests

5.2.1 Remplissage optimal du dispositif

Des essais préliminaires ont été conduits pour déterminer la quantité optimale de liquide. Comme auparavant, ils ont été effectués en faisant varier la quantité injectée autour du point de remplissage nécessaire à la saturation du réseau capillaire. Cette quantité a été estimée à environ 330 μ l. Or durant, cette recherche d'optimum, un phénomène singulier a été observé. En effet, le dispositif semblait pleinement opérationnel à puissance modérée (7W) durant une période de quelques minutes, au plus, au delà de laquelle la température s'accroissait brutalement dévoilant un assèchement subit de l'évaporateur. L'augmentation de la quantité de fluide injectée, toujours autour de la quantité nécessaire à la saturation, permettait de retarder quelque peu ce phénomène qui ne pouvait être évité. Ce phénomène a été analysé comme étant dû à un blocage du liquide au niveau du condenseur. En effet, le liquide ne pouvant revenir dans le réseau rainuré, le dispositif fonctionne pendant un certain temps, en drainant l'eau originellement présente dans les rainures, une fois cette eau totalement drainée l'assèchement survient. Le fait que la durée de fonctionnement augmente avec la quantité initiale injectée, c'est à dire avec la quantité d'eau initialement présente dans le réseau rainuré, semble étayer cette conjecture.

La responsabilité de ce blocage au condenseur a été imputée à la rainure de 400 μ m de large séparant ailettes du condenseur et réseau rainuré, initialement prévu pour permettre une recirculation d'eau au niveau du condenseur. Il a donc été décidé de procéder à des tests en

injectant une quantité d'eau nécessaire à la saturation de la totalité du réseau rainuré et du volume de la zone vapeur depuis le condenseur jusqu'à après la rainure incriminée. La quantité à injecter s'est alors trouvée augmenter de 290 μ l. Ceci fait, le dispositif a fonctionné durablement en régime permanent. La quantité optimale de remplissage a alors été déterminée autour d'une valeur de 650 μ l. Ce remplissage excessif a bien entendu des répercussions sur l'échange au condenseur (cf II.4.1.1) et sera discuté ultérieurement.

5.2.2 Tests avec refroidissement au condenseur par convection forcée liquide

Sur la Figure 137, sont représentées les courbes des profils de résistance thermique locale $(T-T_{\text{cond}})/Q$ le long de la partie du système observable par la caméra IR, pour un dispositif 2D rempli avec 650 μ l et pour une tranche de silicium de mêmes dimensions pour une puissance Q injectée autour de 12W.

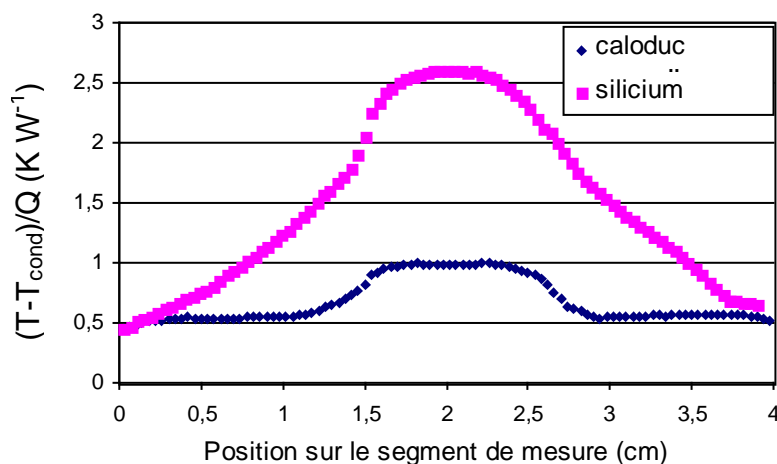


Figure 137 : Comparaison du profil de R_{th} locale entre dispositif rempli et tranche de silicium de dimensions équivalentes

La forte zone quasi isotherme sur le dispositif dénote du bon fonctionnement du dispositif rempli. Par rapport, au dispositif massif en silicium la résistance thermique est quasiment divisée par 3.

Sur la Figure 138, est représentée l'évolution de la température maximale de la puce en fonction de la puissance injectée pour un dispositif rempli avec 650 μ l d'eau, un dispositif vide et un dispositif rempli pour une température de l'eau au condenseur de 52°C.

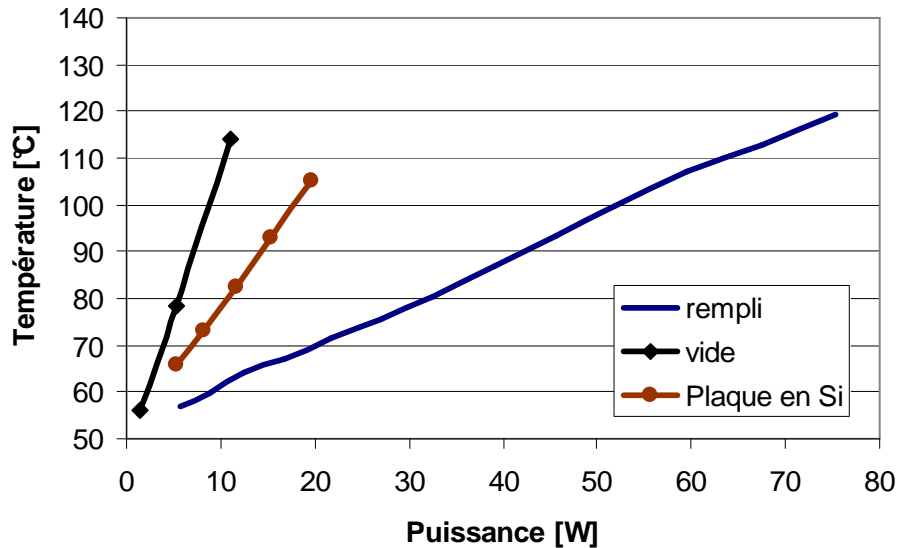


Figure 138 : Evolution de la température maximal de la résistance en fonction de la puissance avec un condenseur refroidi par une eau à 52°C, pour un dispositif rempli, un dispositif vide et une tranche de Si

La variation quasi-linéaire de la température en fonction de la puissance injectée dénote de la quasi-constance de la résistance thermique de tous les systèmes étudiés. La résistance thermique du dispositif 2D vide est de 5.3 K.W^{-1} , celle de la tranche de silicium de 2.6 K.W^{-1} et celle du dispositif rempli de 0.9 K.W^{-1} .

Aucune limite de fonctionnement n'a pu être trouvée jusqu'à des puissances injectées de 75W. Au delà, les expériences ont cessé par crainte d'endommager les soudures sur la résistance, à cause de température trop élevées, ce qui nécessiterait de remplacer cette dernière avec le risque de détruire le dispositif lors de manipulations pour l'enlever.

Des tests suivant l'inclinaison du plan des prototypes par rapport au champ gravitationnel, n'ont montré aucune différence quant aux limites de transfert ou quant à la résistance thermique du dispositif.

La résistance thermique à l'évaporateur varie entre 0.42 K.W^{-1} et 0.35 K.W^{-1} suivant la température, pour un premier dispositif testé, entre 0.36 K.W^{-1} et 0.32 K.W^{-1} pour un second dispositif. La différence entre les deux dispositifs est suspectée d'être liée à une différence de l'interface puce / dispositif d'un dispositif à l'autre.

Néanmoins, la nouvelle structure de l'évaporateur a permis, considérant la meilleure résistance thermique obtenue pour la structure 1D, une réduction de 12 à 29% de la résistance thermique à l'évaporateur.

Un recouplement entre tests et modélisation de plaques pleines d'un matériau homogène sous le logiciel FLOTHERM a permis d'estimer la conductivité équivalente du dispositif aux alentours de $400 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$. La structure serait donc à peu près équivalente à une plaque en cuivre de mêmes dimensions. Cependant, étant donné le problème de fonctionnement identifié au condenseur, il a été estimé que la résistance thermique pouvait être sensiblement diminuée. En considérant plutôt la différence de température entre l'évaporateur et la fin de la zone adiabatique, la conductivité équivalente semble plutôt être aux alentours de $800 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$. Nous rappelons que les dispositifs 1D avaient une conductivité équivalente de l'ordre de $1000 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$. Le dispositif 2D pourrait donc paraître moins performant mais la comparaison en terme de conductivité équivalente des deux structures n'est pas significative. En effet, la conductivité équivalente d'un dispositif est estimée en regard des gradients thermiques le long du dispositif. Or dans un caloduc on peut considérer que les chutes de températures sont localisées en quasi-totalité au condenseur et à l'évaporateur. Si en conservant une même géométrie de condenseur et d'évaporateur, on éloigne ces derniers en accroissant la longueur de la zone adiabatique, la chute totale de

température le long du dispositif reste donc la même à puissance injectée constante mais le gradient de température est réduit et donc la conductivité équivalente se trouve augmentée. Or les distances maximales entre condenseur et évaporateur diffèrent dans les deux systèmes 1D et 2D, on ne peut donc rien conclure de la comparaison de leurs valeurs respectives de conductivités thermiques équivalentes. Pour comparer ces deux structures, il faut plutôt regarder les chutes de température au niveau de l'évaporateur et du condenseur et donc les résistances thermiques au condenseur et à l'évaporateur. Pour la résistance thermique au condenseur, les surfaces d'échange différentes et l'incertitude quant à l'égalité des coefficients globaux des échangeurs des bancs de tests 1D et 2D ne permettent pas de conclure. Les comparaisons pour les résistances thermiques à l'évaporateur ont déjà été effectuées précédemment. Nous rappelons que la nouvelle structure de l'évaporateur a permis, considérant la meilleure résistance thermique obtenue pour la structure 1D, une réduction de 12 à 29% de la résistance thermique à l'évaporateur.

5.2.3 Tests avec refroidissement pleine face avec échange à faible coefficient

Dans cette série de tests, l'objectif était de voir l'apport de la géométrie réalisée par rapport à une tranche de silicium de mêmes dimensions pour un refroidissement pleine plaque avec un faible coefficient d'échange. Pour cela, les plaques testées ont juste été posées sur un support isolant, de telle sorte qu'elles soient essentiellement refroidies par convection naturelle et transfert radiatif.

La Figure 139 présente une comparaison des profils de R_{th} locale entre le dispositif et une plaque de silicium de mêmes dimensions pour une puissance injectée autour de 5 W.

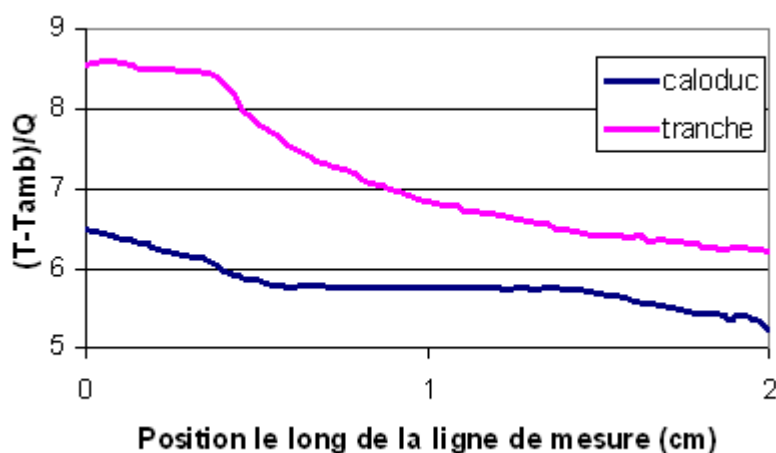


Figure 139 : Comparaison entre les profils de R_{th} locale d'une tranche de silicium et d'un dispositif caloduc refroidis en pleine face avec un échange à faible h

La résistance thermique $(T_{max}-T_{amb})/Q$ de la tranche de silicium est de 8.7 K.W^{-1} alors qu'elle est réduite à 6.6 K.W^{-1} pour le dispositif caloduc, soit une réduction de 25% de la résistance thermique. Ces tests ont été effectués pour des puissances variant de 0 à 12 W et une température de l'ambiante de 23°C . Au delà, les températures au niveau du composant deviennent trop importantes ($>120^\circ\text{C}$) et risquent de poser problème par rapport au point de fusion de l'alliage de soudure pour le maintien des fils d'alimentation sur la résistance.

6. Conclusions

A partir de l'expérience acquise sur le prototypage des dispositifs 1D, le choix d'une structure pour le transport de chaleur avec un refroidissement périphérique a été effectué.

Une méthode de dimensionnement mécanique et hydraulique des dispositifs a été élaborée. Cette méthode a été utilisée pour la réalisation de prototypes en silicium.

Le choix d'une structure d'évaporateur spécifique a permis d'améliorer la résistance thermique de façon appréciable par rapport aux prototypes 1D.

D'un point de vue technologique, un procédé a été validé afin d'intégrer sur un même substrat, un réseau hydraulique enterré et des motifs affleurant la surface de la plaque pour constituer des renforts mécaniques. Ce procédé a permis d'améliorer la compacité du dispositif et de réduire son épaisseur totale à 1 mm.

Les prototypes testés ne pèsent que 6g. Leurs performances en terme de conductivité équivalente ont été estimées à $400 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$, en dépit d'un dysfonctionnement identifié au condenseur et néfaste thermiquement.

Aucune limite de fonctionnement n'a pu être identifiée sur une plage de puissance injectée de 0 à 76 W et ceci quelle que soit l'orientation du prototype par rapport au champ gravitationnel.

Il a été estimé que la résolution du problème au condenseur permettrait d'obtenir des conductivités équivalentes du dispositif proches, voire au delà, de $800 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$.

IV Développement d'une nouvelle méthode de fermeture

Comme il a été énoncé auparavant, la méthode de remplissage actuelle ne saurait constituer une solution définitive pour le remplissage du répartiteur. En effet, l'encombrement du queusot annihile l'effort réalisé sur la compacité du dispositif. Une solution définitive pour la fermeture hermétique du dispositif ne devrait pas imposer une surépaisseur de plus d'1 mm sur la surface du substrat. Dans la suite, une idée pour une nouvelle méthode de remplissage est exposée.

1. Bibliographie

Kang [KAN] propose une méthode intéressante de remplissage afin de tester ses dispositifs à changement de phase. Un support en silicone avec deux cavités a été présenté afin de mettre sous vide un caloduc et le remplir avec une seringue (Figure 140).

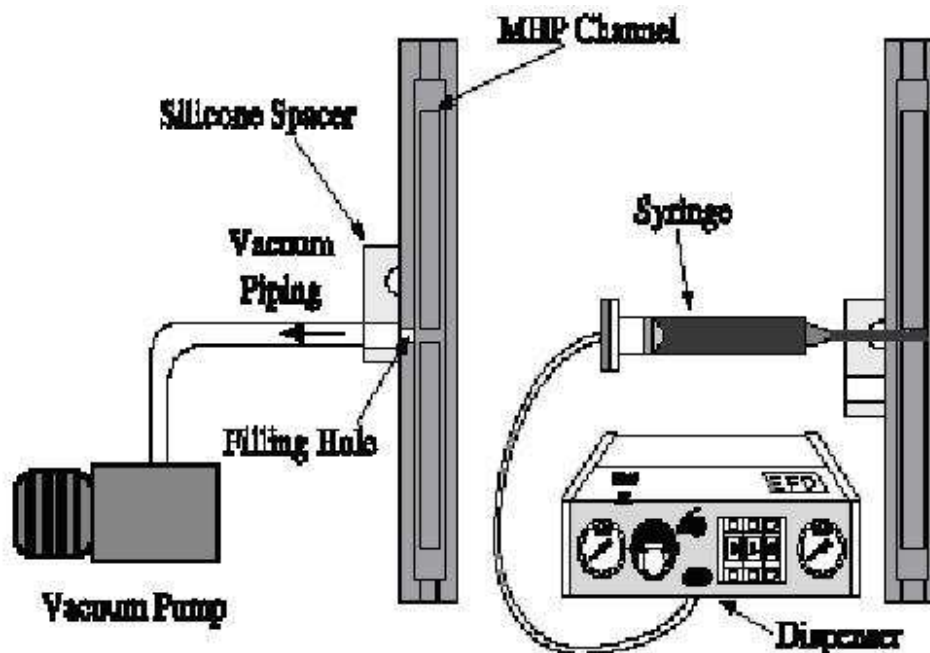


Figure 140 : Remplissage d'un dispositif caloduc selon la méthode utilisée par Kang

Dans ce cas le support silicone a une de ses cavités, débouchante, reliée à une pompe à vide et une autre cavité surmontée d'une fine membrane amenée à jouer le rôle d'un septum pour le remplissage à l'aide d'une seringue. Initialement, la cavité liée à la pompe est placée au dessus du trou de remplissage du caloduc. Une fois le vide recherché atteint, le support est déplacé et la seconde cavité est placée en regard du trou de remplissage. Le liquide est alors introduit à l'aide d'une seringue à travers le silicone. Une fois, la seringue retirée, le support en silicone demeure sur le dispositif afin d'assurer l'herméticité de la cavité du caloduc.

Cette méthode est uniquement une méthode de remplissage de laboratoire pour permettre de tester sur une courte durée les caractéristiques du dispositif mais elle a permis de générer l'idée de remplissage décrite dans le paragraphe suivant.

2. Méthode envisagée

Une nouvelle solution de remplissage envisagée est schématisée Figure 141. Elle consiste en l'utilisation d'un support **1** amené à glisser, dans un mouvement de translation ou de rotation sur le substrat enveloppe de la cavité **2**, mettant, tour à tour, le trou de remplissage **3** de la cavité en contact avec un tuyau **4** pour le vide et le remplissage puis avec un « bouchon » **5**. Le bouchon est en partie constitué de matière fusible afin qu'une fois

refondue, cette dernière mouille une métallisation sur le pourtour du trou **3** le bouchant alors hermétiquement. La fusion de la matière est réalisée sans contact, à travers le support. Elle peut être réalisée grâce à un LASER, par exemple. Il faut alors utiliser une longueur d'onde transparente pour le matériau du support mais absorbée par la matière fusible. Le support peut-être homogène avec un seul matériau adapté ou hétérogène comportant une fenêtre avec un matériau adéquat pour la refonte. En effet, ce matériau doit être transparent à la longueur d'onde utilisée pour utiliser la totalité du flux du LASER pour l'échauffement de la matière fusible. Par exemple, il est possible d'utiliser une fenêtre KCl pour une longueur d'onde de $10.6 \mu\text{m}$ [TAO 04].

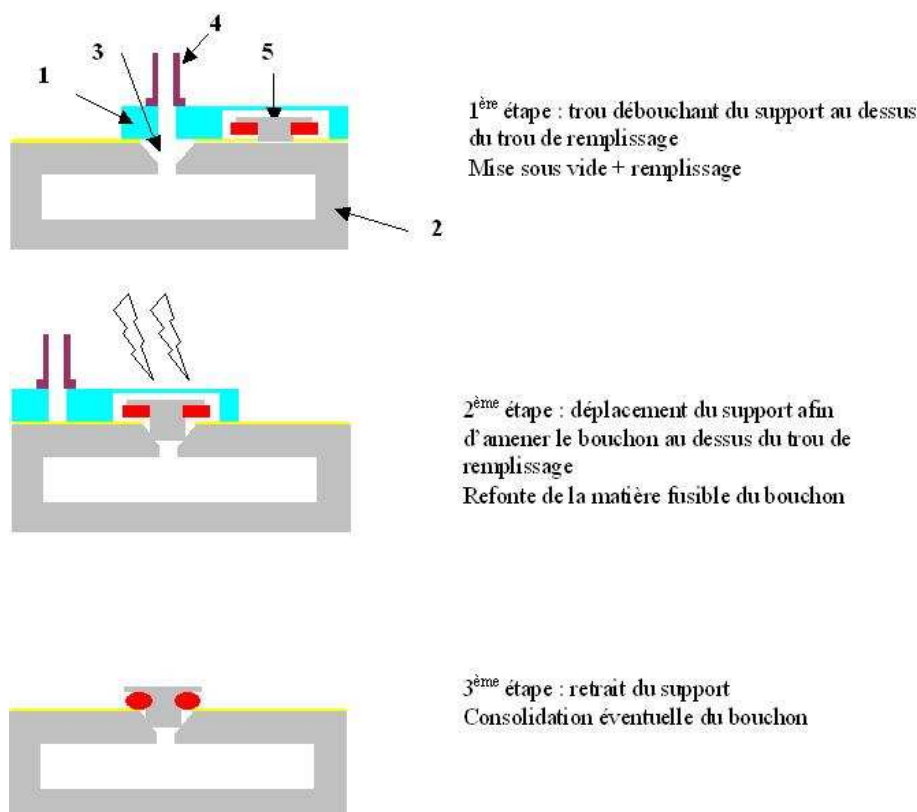


Figure 141 : Schéma de principe de la nouvelle méthode étudiée

Cette méthode a fait l'objet d'une demande de dépôt de brevet.

3. Développement des briques élémentaires

Les différentes étapes permettant d'aboutir à cette nouvelle méthode ont été étudiées séparément afin de mettre au point les briques élémentaires nécessaires.

Globalement, il existe deux problèmes majeurs :

- la réalisation d'une liaison hermétique à un degré de liberté entre le support pour le remplissage et le substrat
- la refonte de la matière fusible du bouchon alors qu'il se trouve entre le support et le substrat.

Pour le premier point, il est envisagé comme dans la solution de Kang d'utiliser de la graisse à vide entre les parties amenées à glisser l'une sur l'autre. Pour éviter d'introduire de la graisse dans le trou, la partie du dispositif devant passer au dessus de ce dernier ne sera pas graissée. Il est également possible de ménager un léger espace entre le substrat et le dispositif au niveau de cette partie devant passer au dessus du trou (voir Figure 142). Une autre solution s'appuyant sur un déplacement en rotation est envisagée grâce à un système de joints toriques.

Ce premier point nécessite toutefois, de plus amples développements qui n'ont pu être menés à ce jour.

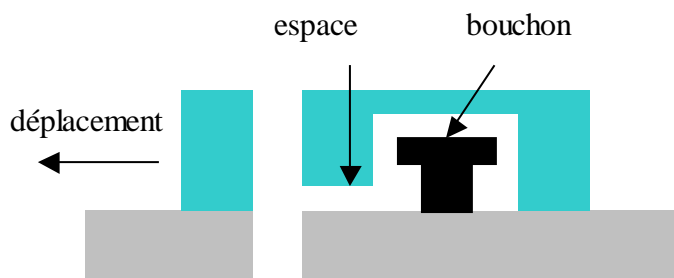


Figure 142 : Schéma d'une variante du dispositif

Pour le deuxième point, plusieurs solutions ont été envisagées comme entre autres une refonte par effet Joule ou sous l'action d'un rayonnement localisé. Parce qu'elle peut être mise en œuvre sans contact, la méthode de refonte par l'action d'un rayonnement est préférée.

Dans la suite, il est question de la mise en œuvre d'une solution de refonte localisée par le biais d'un LASER et de la caractérisation de taux de fuite de trous rebouchés par une telle solution.

4. Synthèse des expériences de refonte par Laser

L'optique de ces expériences réside en la détermination, à partir du matériel LASER disponible au CEA, d'une méthode permettant le bouchage hermétique d'un trou à partir d'une bille d'étain plomb de 500 μm de diamètre. Le LASER utilisé est un MEL 40 de FLOROD Corporation. C'est un LASER pulsé Nd:YAG (Neodymium doped Yttrium-Aluminium-Garnet) de longueur d'onde 1060 nm.

4.1 Bibliographie sur la refonte par LASER

Dans les dernières années, plusieurs groupes se sont intéressés, principalement pour des applications MEMS (Micro Electro Mechanical Systems), à la fonte localisée de matière fusible. Un aperçu, non exhaustif, de la littérature est donné ci dessous.

Ainsi le groupe de Yi Tao et al [TAO], de l'université de l'Arkansas, a utilisé un LASER CO2 continu ($\lambda=10.6 \mu\text{m}$) pour réaliser un scellement entre deux plaques métallisées par l'intermédiaire d'une préforme Pb37/Sn63. Cette méthode est tout particulièrement dédiée au packaging sous vide.

D'autre part, Cheng Luo et al [CHE] de l'université de Berkeley, se sont également intéressés à des techniques de scellement localisé et notamment à un scellement entre du silicium et du verre par l'intermédiaire d'une préforme d'indium refondue reposant sur l'utilisation d'un LaserYAG, fonctionnant par impulsions de quelques nanosecondes.

Enfin, Jong-Hyun Lee et al [LEEJ] de l'université de Hong Ik de Séoul s'est spécifiquement intéressé à la fusion sans flux d'eutectique d'étain plomb sous atmosphère Argon.

Le Tableau 11 présente une synthèse des procédures expérimentales de ces trois auteurs.

Tableau 11 : Synthèse bibliographique sur la refusion par laser

Auteur	Type de LASER /paramètres de la meilleure exposition	Nature du matériau fusible et dimensions	Atmosphère	But du procédé	Caractérisation
Yi Tao [TAO]	CO2 continu $\lambda=10.6 \mu\text{m}$ taille du spot 500 μm à distance focale Puissance 40W Vitesse de déplacement 0.5mm/s	Empilement Ti/Cu/Ni/Au/Pb 37-Sn63 Ou Ti/Cu/Pb37-Sn63	Vide 10 ⁻³ Torr	Obtention de cavités hermétiques par scellement eutectique	Résistance à l'arrachement 2-4 MPa Tests fuite Hélium 10 ⁻⁹ atm cc/s
Cheng Luo [CHE]	Laser YAG Surelit II pulsé Durée des pulses 4-6ns $\lambda=355 \text{ nm}$ Diamètre focal : 1mm Utilisation d'un masque pour une exposition localisée	Préforme Indium en couronne de 4 μm d'épaisseur, 1.1 mm de large	Ambiante	scellement entre Si et Verre par l'intermédiaire d'une préforme d'indium	Résistance à l'arrachement 2.6MPa (comparable à indium)
Jong-Hyun Lee [LEEJ]	CO2 continu puissance maximale 65 W Laser défocalisé et utilisation d'un masque pour une exposition localisée Temps d'exposition # 1s Puissance d'exposition 20W	63Sn/37Pb cylindre de 1mm de diamètre 290 μm d'épaisseur déposé sur un plot de cuivre pré-étamé (1 μm)	Argon	Refonte de billes	Résistance au cisaillement légèrement inférieure au procédé avec flux

4.2 Essais préliminaires

Dans un premier mode opératoire, une plaque constituée d'une matrice de trous reposant sur une autre plaque métallisée Ti/Ni/Au accueille les billes comme sur la Figure 143, qui reçoivent un rayonnement LASER paramétré par la puissance et la durée d'exposition dans le but de venir faire refondre la bille sur la métallisation. La plaque trouée a pour unique vocation de maintenir les billes en place pour faciliter les manipulations.

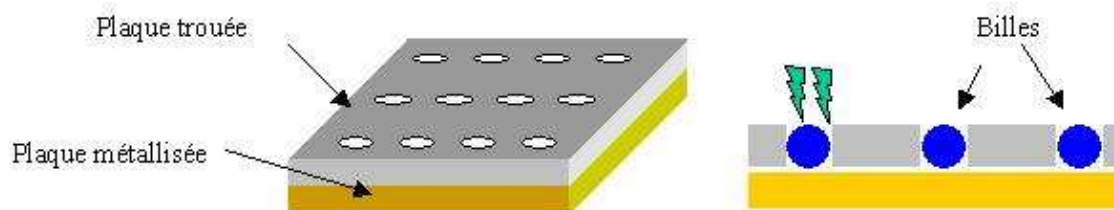


Figure 143 : Vue schématique du positionnement des billes

Ces premiers essais ont mis en exergue quelques difficultés.

Tout d'abord, les billes sont altérées sur une zone très réduite du fait de la tâche focale du LASER qui est petite par rapport à la dimension de la bille (de l'ordre de $80\mu\text{m}$ de diamètre à comparer au $500\mu\text{m}$ de diamètre de la bille) et traversées de part en part.

De plus, la marge de manœuvre sur le paramètre puissance du faisceau pour l'obtention de la fusion de la bille est insuffisante du fait de densités de puissance du faisceau trop importantes sur l'ensemble du spectre de puissances possibles et dans la plupart des cas, un dégagement gazeux qui indiquerait une sublimation partielle de la bille est constaté.

En effet, la densité de puissance du faisceau, estimée à partir de la puissance moyenne du faisceau mesurée par un photomètre et de la mesure approximative de la tâche focale par l'empreinte laissée par un pulse dans une plaque silicium, est de l'ordre de plusieurs centaines de MW/m^2 .

4.3 Recherche de paramètres pour la fusion

Pour remédier aux problèmes de densités de flux trop importantes, il a été décidé de placer la bille à refondre hors du plan focal de la lentille convergente qui concentre le rayonnement. Les densités peuvent alors être modérées de façon plus importante que par le truchement de la puissance du faisceau.

Dans un deuxième temps, le premier mode opératoire a donc été repris en introduisant comme paramètre expérimental supplémentaire, la distance d du plan focal de la lentille au plan supérieur du substrat contenant les billes (voir Figure 144).

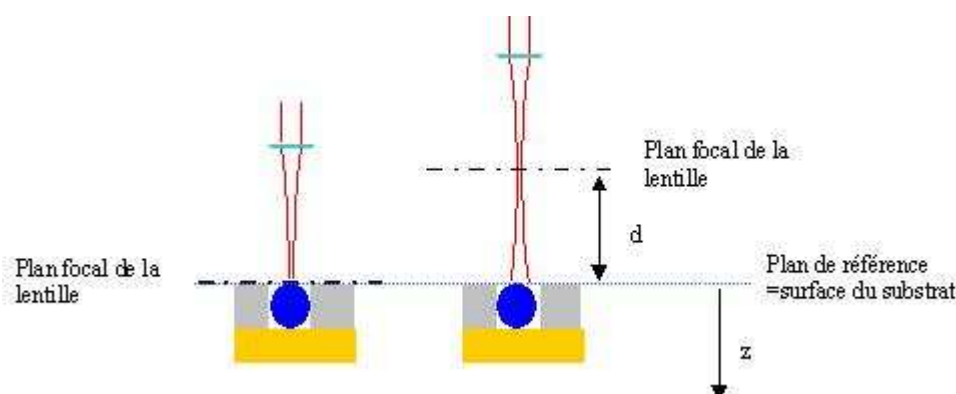


Figure 144 : Définition de la distance d de défocalisation

En jouant sur la distance du plan focal de la lentille au plan du substrat troué contenant les billes, des paramètres pour fondre partiellement la bille ont été trouvés.

Par contre, plusieurs problèmes ont été mis à jour. Des résultats reproductibles n'ont pu être obtenus du fait d'une imprécision du positionnement du faisceau par rapport à la bille dû à la méthode d'alignement du faisceau sur la cible. En effet, l'alignement se fait par l'intermédiaire d'une caméra, dont la netteté est dans le plan focal de la lentille. La visée est effectuée au moyen d'un réticule, préalablement centré sur le point d'impact du faisceau, qui est positionné au centre de la bille visée. Une fois cet alignement fait, on déplace verticalement la lentille convergente grâce à un système motorisé. Or il se trouve que le centre du faisceau incident sur la bille se trouve déplacé sensiblement quand on sépare le plan focal de celui du substrat, comme en témoigne la photographie qui montre parfaitement que la zone fondue n'est pas centrée par rapport à la bille (Figure 145).

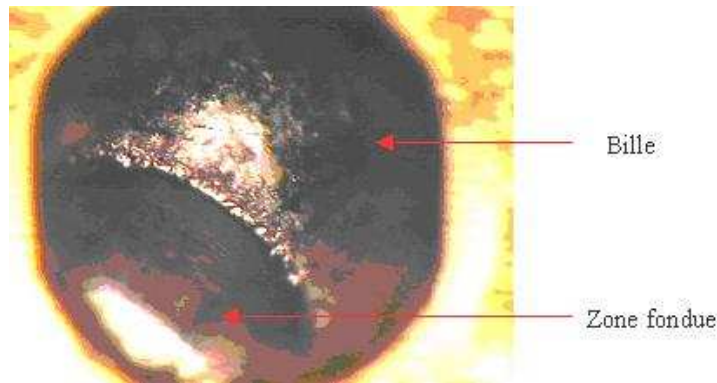


Figure 145 : Photographie d'une bille partiellement fondue

De plus, si la bille a indéniablement fondu superficiellement, elle n'a pas mouillé la métallisation sous jacente. Le fort confinement de la bille dans le trou est suspecté d'avoir empêché un tel phénomène.

Des essais ultérieurs en résolvant les problèmes d'alignement ont permis de dégager des paramètres intéressants pour la suite des investigations.

Quelques essais en utilisant un flux pour désoxyder les billes avant fusion, n'ont pas apporté de réelles améliorations.

4.4 Premiers essais de bouchage

Une fois la possibilité d'une fusion contrôlable de la bille avérée, un nouveau mode opératoire plus proche des conditions envisagées pour la solution finale a été adopté. Les billes sont désormais placées sur une plaque trouée métallisée (voir Figure 146). Le diamètre des trous est de $540\ \mu\text{m}$.

La distance de défocalisation est alors redéfinie par rapport au plan du substrat troué (Figure 147).

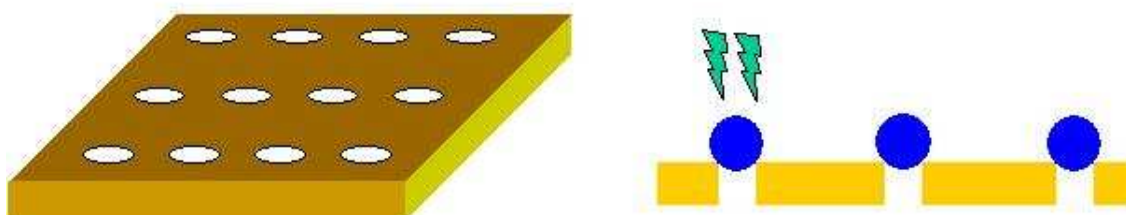


Figure 146 : Vue schématique du positionnement des billes

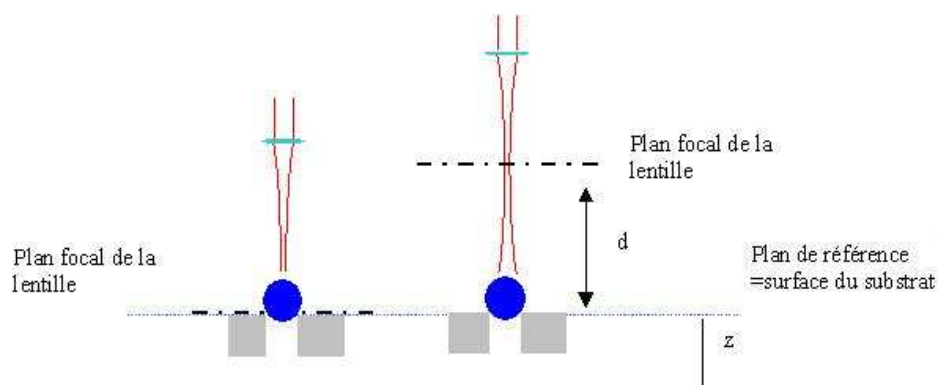


Figure 147 : Changement de référence pour le paramètre d

Les premiers essais ont révélé une difficulté : les billes ont une forte tendance à être éjectées du trou avec l'impact du laser.

Pour pallier ce problème, des trous avec chanfrein (Figure 148) sont réalisés en procédant par gravure, à l'aide d'une solution de potasse (KOH), de cavités de 50 μm de profondeur dans la plaque que l'on vient percer par LASER + KOH (Figure 149). Le résultat escompté n'est pas atteint : la fréquence des éjections a faiblement décréu.

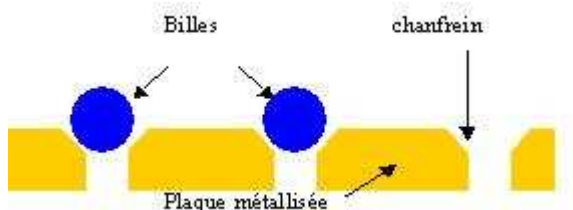


Figure 148 : Schéma du positionnement des billes

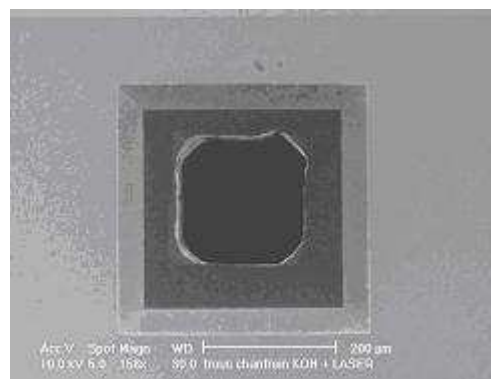


Figure 149 : Trou avec chanfrein

Toutefois les essais concluants permettent les constatations suivantes. Les billes ont fondu (Figure 150), se sont visiblement étalées mais une fois encore n'ont pas mouillé la métallisation de façon significative afin de pouvoir envisager à l'avenir un joint hermétique.

La bille a fondu de façon abrupte et la matière a été projetée du centre de l'impact du faisceau vers la périphérie. Cette essai montre bien la grande difficulté à venir refondre de façon satisfaisante la bille avec un faisceau de largeur bien inférieure à son diamètre en un pulse unique et oriente la réflexion vers un procédé à pulses multiples.

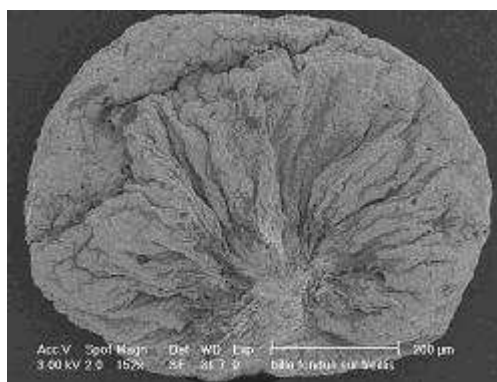


Figure 150 : Bille après refonte

4.5 Procédé à pulses multiples

Au vu des expériences précédentes, il est nécessaire d'envisager une nouvelle méthode pour refondre la bille. En effet, étant donné le rapport entre le diamètre de la bille et celui du faisceau, la fonte de la bille en un pulse unique fixe est inenvisageable.

De nouveaux essais ont été réalisés. La bille est désormais refondue en périphérie par des pulses rapprochés dans l'espace.

Afin de pallier les problèmes de maintien en place des billes et de permettre à l'étain plomb de rentrer en fusion aux abords même de la métallisation, les billes sont désormais entrées en force dans les trous avant la fusion afin d'obtenir un bouchon dont une grande partie est enfoncée dans le trou assurant une plus grande stabilité. Ce procédé reste compatible avec la solution envisagée le fait de forcer la bille dans le trou ne visant qu'à modifier la bille afin qu'elle prenne littéralement une forme de bouchon.

Figure 151 est photographiée une telle bille forcée dans un trou. La partie proéminente de la bille a alors une épaisseur de 60 μm .



Figure 151 :Bille forcée dans un trou avant refusion périphérique

Dans les expériences suivantes, des pulses ont été effectués sur l'intégralité du pourtour de la bille. Les paramètres les plus concluants des expériences précédentes ont été réutilisés.

En jouant légèrement sur ces derniers, à savoir défocalisation, puissance, intervalle entre les tirs et nombre de ceux-ci, de bons résultats ont été obtenus.

Le déplacement du laser le long de la périphérie a été, en outre, totalement automatisé.

Deux photographies prises au MEB du bouchon obtenu sont présentées Figure 152 et Figure 153 .

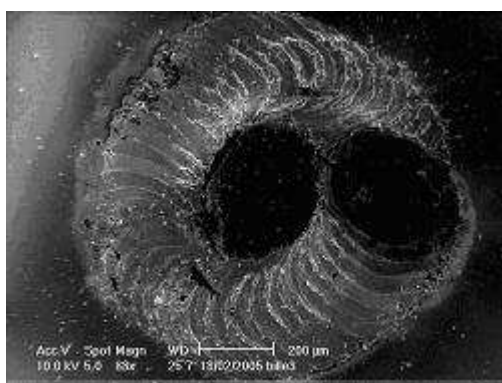


Figure 152 : Bille refondue en périphérie vue de dessus

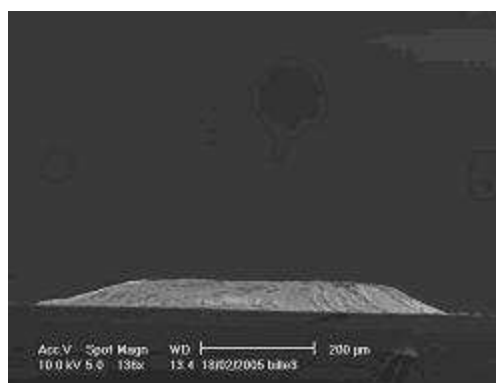


Figure 153 :Bille refondue en périphérie vue de côté

4.6 Herméticité des bouchons

Une fois des bouchons cohérents obtenus, une expérience a été montée pour essayer de quantifier le taux de fuite des trous bouchés. Cette expérience est schématisée Figure 154. Une plaque en silicium trouée et métallisée est bouchée par la méthode exposée précédemment. Elle est alors placée dans un porte échantillon. La plaque scinde en deux un espace creux. Pour assurer l'étanchéité entre les deux espaces, deux joints toriques élastomères sont utilisés. Un jeu de vis permet un bon écrasement des joints pour une étanchéité optimale. La cavité supérieure demeure à pression ambiante, la cavité inférieure est reliée à un détecteur de fuite ASM 180 t d'Alcatel. Afin de détecter les fuites, de l'hélium y est injecté. Le trou est un carré de côté 300 μm .

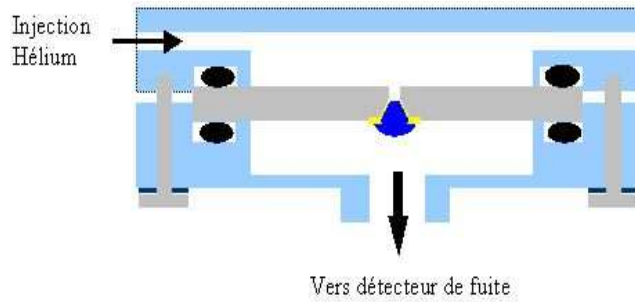


Figure 154 : Principe expérimental du test d'herméticité

Un premier essai a tout d'abord été réalisé avec une plaque silicium pleine pour appréhender les limites de détection dues aux fuites au niveau des joints. Puis, une bille refondue dans un trou a été testée. Le Tableau 12 présente une synthèse des résultats de l'expérience.

Tableau 12 : Résultats de mesure de fuite

Type de substrats	Taux de fuite (mbar.l.s ⁻¹)
Plaque pleine	7 10 ⁻⁹
Bille refondue	1 10 ⁻⁸

La plaque bouchée avec la bille refondue présente un taux de fuite insuffisant par rapport aux spécifications requises (10⁻¹⁰ mbar.l.s⁻¹). Cependant, il n'a pas été non plus possible d'atteindre de telles performances pour une plaque pleine avec notre dispositif expérimental, les fuites provenant, probablement, principalement des joints.



Figure 155 : Plaque avec bille refondue

Le taux de fuite mesuré pour la bille refondue est de 10⁻⁸ mbar.l.s⁻¹ qu'il faut comparer au 7.10⁻⁹ mbar.l.s⁻¹ de l'essai avec plaque pleine. La différence est faible mais le dispositif expérimental ne permet pas de conclure sur l'herméticité du bouchon.

En conclusion, ces résultats préliminaires semblent prometteurs mais doivent être validés par de futures expériences avec différentes billes maintenant que la refusion au LASER est convenablement maîtrisée. Au long terme, il faudra revoir le mode opératoire pour la mesure du taux de fuite pour pouvoir détecter des fuites inférieures à la spécification souhaitée.

5. Conclusions

A partir d'une étude bibliographique de diverses solutions de remplissage et de fermeture de caloducs et de scellement localisés exposés dans la littérature, une méthode de

fermeture, permettant la suppression du queusot inhérent à la solution précédemment utilisée, a été proposée. Cette méthode a fait l'objet d'une demande de dépôt de brevet.

Plusieurs briques de base ont été identifiées pour la réalisation finale d'une telle solution :

-réalisation d'une liaison mobile hermétique entre le système à remplir et le support de remplissage,

-bouchage du trou.

La solution pour la réalisation de la liaison mobile hermétique est encore à définir.

De premiers essais ont permis de réaliser le bouchage d'un trou de remplissage, à partir d'une bille d'étain-plomb refondue par le biais d'un LASER.

Une démarche a été initiée pour caractériser l'herméticité du bouchon et doit être poursuivie.

Conclusions

La miniaturisation et les performances accrues des composants électroniques entraînent l'augmentation des densités de flux de chaleurs à gérer et la nécessité de techniques de refroidissement toujours plus performantes. De plus, interviennent parfois des critères de poids, de consommation, de maintenance des systèmes comme pour le refroidissement des systèmes embarqués. Il apparaît alors que pour des densités de flux inférieures à 100W l'utilisation de systèmes passifs à changement de phase reposant sur le phénomène caloduc peut s'avérer intéressante.

Après avoir présenté quelques généralités concernant les solutions de refroidissement de l'électronique, nous avons développé plus spécialement divers aspects concernant les systèmes caloduc. Le phénomène moteur des écoulements dans de tels systèmes, à savoir la capillarité, a été présenté et l'importance de la bonne mouillabilité du fluide sur le substrat exposée. Ont aussi été abordés les problématiques de choix du fluide, choix du matériau enveloppe, méthode de remplissage. Enfin, diverses réalisations de caloducs pour le refroidissement de l'électronique ont été présentées ainsi que leurs performances.

Dans, une seconde partie, une structure unidimensionnelle de caloduc plat en silicium a été présentée. La réalisation de caloducs à enveloppe silicium présente divers avantages pour le refroidissement de l'électronique. L'intérêt de l'utilisation de silicium en terme de poids, résistance mécanique, liberté de forme des motifs réalisés et avantages d'usinage, compacité, compatibilité avec l'environnement électronique en terme de coefficient de dilatation a été exposé. Des modèles thermique et hydraulique découplés ont été présentés et discutés en regard de résultats expérimentaux sur un démonstrateur dans l'optique du dimensionnement d'une nouvelle structure pour une gestion bidimensionnelle de la chaleur dissipée. Les démonstrateurs, de profondeur de rainures de 210 μ m, permettent de dissiper des flux de 35 W.cm⁻² en fonctionnement extracteur de chaleur avec une conductivité thermique équivalente de l'ordre de 2000 W.m⁻¹.K⁻¹.

A partir d'un cahier des charges fourni par le CNES et en utilisant les modèles précédents, la conception d'un dispositif plat répartiteur de chaleur à refroidissement périphérique de 5 x 5 x 0.1 cm³ a été effectuée. Le choix de la structure s'est appuyé sur des considérations hydrauliques, mécaniques, et thermiques. Un effort particulier sur l'amélioration de la thermique au niveau de la zone d'évaporation a été apportée en multipliant la longueur totale des zones d'accrochage du ménisque. La tenue mécanique des dispositifs a été assurée grâce à un procédé spécifique développé afin de créer des ailettes enterrées et des renforts affleurant la surface des substrats en silicium. Les démonstrateurs réalisés ont permis la dissipation de puissances au delà des spécifications du cahier des charges. Ainsi, aucune limite de fonctionnement n'a pu être observée lors des tests effectués et ceci pour des densités de puissance jusqu'à 76 W.cm⁻² quelque soit l'orientation des dispositifs par rapport au champ gravitationnel. La conductivité équivalente des dispositifs est de 400 W.m⁻¹.K⁻¹ mais l'amélioration des échanges au condenseur devrait permettre d'atteindre des performances thermiques de l'ordre de 800 W.m⁻¹.K⁻¹. Le poids des démonstrateurs avec leur tuyau de remplissage en cuir est de 6 g soit 5,5 fois moins qu'une plaque en cuivre de même dimension.

Enfin, une réflexion sur l'usage d'une autre méthode de fermeture des caloducs, pour permettre l'élimination de la surépaisseur importante due à l'utilisation d'un tuyau queue de cochon, a été initiée. Une solution alternative a été proposée et brevetée. Plusieurs briques de base pour son développement ont été identifiées. Les premiers développements ont montré que la solution définitive devrait permettre de limiter la surépaisseur due à la méthode de fermeture à une centaine de microns, au maximum. De futurs développements seront effectués dans le cadre du post-doctorat de Mariya Ivanova.

Bibliographie

- [ABE]: T. Abe, M. Nakano, T. Itoh
4th Int. Symp. On Silicon-on-insulator Technology and Devices
Electrochemical Society, may 1990.
- [AKA]: **Akachi H., Polasek F.**
“Pulsating Heat Pipe : Review of the present state of the Art”
Technical Report to Industrial Technology Research Institute
Energy and Resources Laboratory”
Chutung, Taiwan, 1995
- [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.**
“Etude et réalisation de caloducs plats miniatures pour l’intégration en
électronique de puissance”
Thèse de doctorat de l’INPG, décembre 2002
- [AYO]: **A.A. Ayon, R. Braff, C.C. Lin, H.H. Sawin, M.A. Schimdt :**
“Characterization of a Time Multiplexed Inductively Coupled Plasma
Etcher”
Journal of the Electrochemichal Society, Vol. 146,
pp. 339-349, 1999.
- [BEN]: **D.A. Benson, R.T. Mitchell, M.R. Tuck et al**
“Micro-machined heat pipes in silicon substrates”
IEEE Multi-Chip Module Conference MCM’96, pp 127-129
- [BOS]: R . Bosh GmbH,
Patent 4855017 and 4784720 (USA) and 4241045 (Germany), 1994.
- [BRI]: **A. Bricard, S. Chaudourne**
“Caloducs”
Techniques de l’ingénieur,
traité Génie énergétique, B 9 54 -1 à 24, B9 54 -1 à 2.
- [COB1]: **J.W. Coburn, H.F. Winters,**
Journal of Applied Physics. Vol. 50, 1979.
- [COB2]: **J.W. Coburn, H.F. Winters,,**
Journal of Vacuum Science and Technology, Vol. 16, 1979.

- [COT]: **T.P. Cotter**
 “Principles and prospects for micro heat pipes”
 Int. Heat Pipe Conf., Tsukuba, Japan,
 vol 4, May 14-48, 1984, pp. 328-334.
- [CAO]: **Y. Cao, M. Gao, J.E. Beam, B. Donovan**
 “Experiments and analyses of flat miniature heat pipes”
 IECEC’96, vol 2 , 1996, pp. 1402 –1409.
- [CAO2]: **Y.Cao, M.Gao**
 “Wickless network heat pipes for high heat flux spreading applications”
 International Journal of heat and mass transfer, vol 45,
 pp 2539-2547, 2002
- [CAR]: **Carey Van P.**
 “Liquid-vapor phase-change phenomena: An introduction to the
 Thermophysics of Vaporization and Condensation Processes in Heat
 Transfer Equipment”
 Series in Chemical and Mechanical Engineering,
 Taylor and Francis 1992
- [CHE]: **Cheng Luo, Liwei Lin**
 “The application of nanosecond-pulsed laser welding technology in
 MEMS packaging with a shadow mask”
 Sensors and actuators A 97-98, pp 398-404, 2002
- [CHI]: **Chi S.W.**
 “Heat pipe theory and Practice”
 McGrawHill, 1976.
- [CEZ]: **Cézac Nathalie**
 “Etude et réalisation de microcaloducs en silicium”
 Rapport de post-doctorat CEA-LETI, Septembre 2002
- [CZU]: **Czuprynski Pascal**
 "Mise au point et caractérisation de procédés plasma intervenant lors de
 l’élaboration des interconnexions pour les filières CMOS 0.25/0.18 μm ",
 Thèse de l’université d’Orléans, janv. 1999.
- [DUN]: **Dunn P.D., Reay D.A.**
 “Heat pipes”
 Pergamon, 1994, Oxford, UK
- [GAU] : G. Gautherin :
 "Interaction plasma-surface", Réactivité dans les plasma,
 Les Editions de la physique, 1983.
- [GAO]: **M. Gao, Y. Cao, J.E. Beam, B. Donovan**
 “Structural optimization of axially grooved flat miniature heat pipes”
 AIChE symposium series, n° 314, 1997, pp. 152-157.

- [GAO2]: **M. Gao, Y. Cao, W.K. Jones, M.A. Zampino**
“Ceramic miniature heat pipes and liquid charging method”
ASME Publications HTD, vol 366, no 4, 2000, pp. 429-434.
- [GIL]: **Gillot C.**
“Etude et réalisation d’une fonction interrupteur en technologie hybride à haute intégration”
Thèse de doctorat de l’INPG, septembre 2000
- [GIL2]: **Gillot C.**
“Intégration de caloducs dans un substrat silicium”
Rapport de post-doctorat CNES, décembre 2001
- [GILL]: **P.P. Gillis, J.J. Gilman**
Journal of Applied Physics, Vol. 35, 1964.
- [GLA]: **Glassbrenner C.J., Slack G.A.**
Physical Review, vol 134, 1964
- [GRO]: **M. Groll, M. Schneider, V. Sartre, and al.**
“Thermal control of electronic equipment by heat pipes”
Revue Générale de Thermique, vol 37, 1998, pp. 323-352.
- [GRU]: **M. Grundner, H. Jacob**
"Investigations on hydrophilic and hydrophobic silicon (100) surfaces by x-ray photoelectron and high resolution energy loss spectroscopy",
Journal of Applied Physics, Vol. 39, pp. 73-82, 1986.
- [GROV]: **Grover, G.M., T. P. Cotter, and G. F. Erickson**
"Structures of Very High Thermal Conductance,"
Journal of Applied Physics, 35, 6, pp. 1990-1991.
- [HOP]: **R. Hopkins, A. Faghri, D. Khrustalev**
“Flat miniature heat pipes with micro capillary grooves”
ASME Jour. Heat Transfer,
vol 121, February 1999, pp. 102-109.
- [ILE]: **R.K. Iler**
"The chemistry of silica"
Wiley, New York, 1979.
- [IVA]: **Ivanova Mariya**
“Conception et réalisation de fonctions thermiques intégrés dans le substrat de composants électroniques de puissance. Apport de la gestion des flux thermiques par mini et microcaloducs ”
Thèse de doctorat de l’INPG, septembre 2005
- [JON1]: **Jones K., Cao Y., Gao M.**
“Embeddes heat pipes in ceramic electronic packages and filling process”
Report AFRL-PR-WP-TR-2001-2035, from the Air Force Research Laboratory, 2001

- [JON2]: **Jones K., Liu Y., Gao M.**
 “Micro heat pipes in low temperature cofire ceramic substrates”
 IEEE Transaction on components and packaging technologies
 Vol 26, n° 1, March 2003
- [KAN]: **Shung-Wen Kang, Derlin Huang**
 “Fabrication of star grooves and rhombus grooves micro heat pipe”
 Journal of Micromechanics and Microengineering,
 vol 12, pp 525-531, 2002
- [KAN2]: **Shung-Wen Kang, Sheng-Hong Tsai, Hong-Chih Chen**
 “Fabrication and test of radial grooved micro heat pipes”
 Applied thermal engineering, vol 22, pp 1559-1568, 2002
- [KAN3]: **Shung-Wen Kang, Sheng-Hong Tsai, Hong-Ming-Han Ko**
 “Mettalic micro heat pipe heat spreader fabrication”
 Applied thermal engineering, vol 24, pp 299-309,2004
- [KAR]: **Karim O.**
 “Etude des stratégies de refroidissement pour convertisseurs
 électroniques dans des véhicules automobiles hybrides »
 Thèse de doctorat de l’INPG, octobre 2002
- [KHR]: **Khrustalev D., Faghri A**
 “Thermal characteristics of conventional and Flat Miniature Axially
 grooved Heat Pipes”
 Journal of heat transfer, vol 117, No.4, 1995
- [KHR2]: **Khrustalev D., Faghri A**
 “Estimation of the maximum heat flux in the inverted meniscus
 evaporator of a falt miniature heat pipe”
 International Journal of heat and mass transfer,
 vol 39, No9,1996
- [KEM]: **Kemme, J.E.**
 “High Performances Heat Pipes”
 Thermionic Conversion Specialist Conference, Palo Alto,
 California, October 1967
- [LAI]: **A. Lai, N. Cézac, C. Gillot, Y. Avenas, C. Schaeffer, G. Poupon, E.
 Fournier**
 “Caractérisation d’un caloduc miniature en silicium”
 Congrès français de thermique, SFT, Grenoble, 3-6 juin 2003
- [LAI2]: **A. Lai, C. Gillot, M. Ivanova, Y. Avenas, C. Louis, C. Schaeffer, E.
 Fournier**
 “Thermal characterization of flat silicon heat pipes”
 SEMITHERM’04, San Jose, USA, March 2004
- [LAS]: **J.B Lasky**
 “Wafer bonding for silicon-on-insulator technologies”,
 Applied Physics Letters, Vol. 48, 1986.

- [LAU]: **Launay S.**
 “Performances thermiques de microcaloducs usiné dans du silicium.
 Modélisation et étude expérimentale”
 Thèse de doctorat de l’INSA Lyon, janvier 2002
- [LEEJ]: **Jong-Hyun Lee, Yong-Ho Lee, Yong-Seog Kim**
 “Fluxless laser reflow bumping of Sn-Pb eutectic solder”
 Scripta materialia, vol 42, pp 789-793, 2000
- [LIN]: **Lin L., Ponnappan R.**
 “High performance miniature heat pipes”
 Report AFRL-PR-WP-TR-2001-2041, from the Air Force Research
 Laboratory, 2001
- [LJU]: **K. Ljungberg, Y. Backlund, A. Soderbarg, S. Bengtsson**
 Journ. Electrochem. Soc., Vol. 142, 1995.
- [LJU2]: **K. Ljungberg, A. Soderbarg, Y. Backlund**
 Applied Physics Letters, Vol. 62, 1993
- [MAD]: **Madou Marc**
 “Fundamentals of Microfabrication”
 CRC Press, 1997
- [MAL]: **A.K. Mallik, G.P. Peterson**
 “Steady-state investigation of vapor deposited micro heat pipe arrays”
 J. Electron. Pack., 117(3), 1995, pp. 75-81.
- [MAS]: **W.P. Maszara, G. Goetz, A. Caviglia, J.B. McKitterick**
 "Bonding of silicon wafers for silicon-on-insulator"
 Journal of Applied Physics, Vol. 64, n° 15, november 1988.
- [MEY]: **Meysenc.L**
 “Etude des micro-échangeurs intégrés pour le refroidissement des
 composants de puissance”
 Thèse de doctorat de l’INPG, février 1998
- [MUR]: **S. S .Murthy, Y. K. Joshi, W. Nakayama**
 “Single chamber compact two-phase heat spreaders with
 microfabricated boiling enhancement structures”
 IEE Transactions on components and packaging technologies, vol 25,
 pp 156-163, Mars 2002.
- [MUR2]: **S. S .Murthy, Y. K. Joshi, W. Nakayama**
 “Orientation independent two-phase heat spreaders for space
 constrained applications”
 Microelectronics Journal, vol 34, pp 1187-1193, 2003
- [PAU]: **L. Pauling**
 "The nature of the chemical bond"
 3rd edition, Cornell University Press, 1960

- [PER]: **Perret C.**
 “Réalisation et optimisation de refroidisseurs à micro-canaux en technologie silicium”
 Thèse de doctorat de l’INPG, mai 2001
- [PET]: **G.P. Peterson, A.B. Duncan, A.S. Ahmed and al.**
 “Experimental investigation of micro heat pipes in silicon wafers”
 Micromech. Sensors, Actuators and Systems
 ASME-DSC 32, 1991, pp. 341-348.
- [PET2]: **G.P. Peterson**
 “Overview of micro heat pipe research and development”
 Appl. Mech. Rev., vol 45, no 5, May 1992, pp. 175-189.
- [PET3]: **G.P. Peterson, A.B. Duncan, M.H. Weichold**
 “Experimental investigation of micro heat pipes fabricated in silicon wafers”
 ASME Jour. Heat Transfer, 115(3), 1993, pp. 751-756.
- [PET4]: **G.P. Peterson**
 “Modeling, fabrication, and testing of micro heat pipes : an update”
 Appl. Mech. Rev., vol 49, no 10, October 1996, pp. 175-183
- [RIG]: **M.J. Rightley, C.P. Tigges, R.C. Givler, C.V. Robino, J.J. Mulhall, P.M. Smith**
 “Innovative wick design for multi-source, flat heat pipes”
 Microelectronics Journal, vol 34, pp 187-194, 2003
- [RAE] : **Raël S.**
 “Conception de micro-échangeurs dédiés au refroidissement des composants électroniques de puissance.
 Rapport de post-doctorat , 1997
- [SAC] : **Sacadura J.F.**
 “Initiation au transferts thermiques”
 Tech et doc., 1992
- [SAR]: **V. Sartre, M. Lallemand**
 “Synthèse théorique et bibliographique sur les microcaloducs”
 Journée d’Etudes SFT - GUT sur caloducs
 et boucles diphasiques à pompe capillaire, 3 mai 1996.
- [SHA] : **Shah R.K., Bhatti M.S.**
 “Laminar convective heat transfer in ducts”
 Handbook of single phase convective heat transfer,
 Wiley, 1987
- [SCH] **G.E. Schneider and R.Devos**
 “Nondimensional Analysis for the Heat Transport Capability of Axially-Grooved Heat Pipes including Liquid/Vapor Interaction”
 AIAA 18th, AEROSPCE SCIENCES MEETING, Pasadena, California January 14-16 1980

- [SHE]: **D.S. Shen, R.T. Mitchell, D. Dobranich and al**
 “Micro heat spreader enhanced heat transfer in MCMs”
 IEEE Multi-Chip Module Conference MCM’95, pp 189-194
- [SUH]: **Suh J.S., Greif R., Grigoropoulos C.P.**
 “Friction in microchannel flows of a liquid and vapor in trapezoidal and sinusoidal grooves”
 International Journal of Heat and Mass Transfer,
 vol. 44, pp 3103-3109, 2001
- [TAO]: **Yi Tao, Ajay P. Malshe, William D. Brown,**
 “Selective bonding and encapsulation for wafer-level vacuum packaging of MEMS and related micro systems”
 Microelectronics Reliability, vol 44, pp 251-258, 2004
- [THO] :**Daniel Lee Thomas**
 “Thin planar heat spreader”
 US Patent 6,158,502, Décembre 2000
- [TIA]: **W.C. Tian, J.W. Weigold, S.W. Pang :**
 "Comparison of Cl₂ and F-based dry etching for high aspect ratio Si microstructures etched with an inductively coupled plasma source"
 Journal of. Vacuum Science and Technology, Vol. 18,
 July 2000.
- [TIE] :**Tien C.L., Chung K.S.**
 “Entrainment Limits in Heat Pipes”
 3rd Int. Heat Pipe Conference, Palo Alto, California, 1978
- [TIM]: **Timoshenko S.P.**
 “Résistance des matériaux” pp-140 problème 21 “Plaques et coques minces”
 Dunod
- [WIL]: **Williams R., Goodman A.M.**
 “Wetting of thin layers of SiO₂ by water”
 Applied Physics Letters, vol 25, n°10, November 1974
- [WOL]: **S. Wolf, R.N. Tauber**
 “Silicon processing for the VLSI”
 Vol 1, Lattice Press
- [WRI] : **Wright P.E.**
 ICICLE Feasibility Study, Final Report,
 NASA Contract n° NAS5-21039, RCA, Camdem, New Jersey,
 September 1970
- [ZAM]: **M.A. Zampino, W.K. Jones**
 “Embedded miniature heat pipes in ceramic cofire substrates”
 Aerospace Power Systems Conference, April 1999, pp. 29-34.

Résumé :

Dans un contexte d'intégration toujours plus poussée et d'augmentation des domaines de fonctionnement des systèmes électroniques à bord des satellites, la conception de systèmes de refroidissement compacts et performants permettant la gestion de puissances de densités de plusieurs W/cm^2 est nécessaire. Ce travail de thèse effectué au laboratoire d'électrotechnique de Grenoble (LEG) et utilisant l'expertise technologique du CEA-LETI se propose d'étudier l'emploi de systèmes à changement de phase en silicium utilisant l'eau comme fluide pour le refroidissement de l'électronique embarquée selon un cahier des charges défini par le CNES.

S'appuyant sur les techniques de la microélectronique (notamment celles de la gravure profonde), les avantages intrinsèques du silicium pour l'application spatiale (faible masse volumique, bonnes propriétés mécaniques, compatibilité avec l'environnement électronique) et une première expérience de réalisation de systèmes diphasiques, le dimensionnement hydrauliques, mécanique et thermique de répartiteurs de chaleur carrés $5\text{ cm} \times 5\text{ cm}$ de compacité réduite (1 mm) capables de fonctionner en microgravité et la réalisation de démonstrateurs ont été effectués. La caractérisation des performances thermiques et hydrauliques de ces derniers permettent de prévoir à terme la dissipation de densités de puissance au delà de 76 W/cm^2 avec une conductivité équivalente de 800 W/(m.K) selon le domaine de fonctionnement en température considéré.

Une réflexion sur la problématique de l'injection du fluide dans la structure et son confinement hermétique dans le dispositif a également été menée et a donné lieu à une proposition de solution originale et brevetée.

Mots clés :

Silicium, gravure plasma, scellement direct, caloducs, remplissage, applications spatiales, contrôle thermique

Abstract :

In a context of further integration and increase of operational working domains of electronic systems aboard satellites, the conception of effective and compact cooling systems for the thermal management of power densities of several decades of W/cm^2 is necessary. This Phd work which took place at the "Laboratoire d'Electrotechnique de Grenoble" (LEG) and used the technological expertise of the CEA-LETI focuses on the study of silicon phase-change systems using water as the working fluid for the on board cooling of electronics considering specifications provided by the CNES.

Using microelectronic technics (especially deep etching technics), specific advantages of silicon for space applications (low mass, good mechanical behaviour, compatibility with electronics) and a first experience of the realization of phase change systems, hydraulical, mechanical and thermal designs of 5 cm square spreaders with reduced compacity (1mm) able for microgravity working and the realization of prototypes were dealt. Thermal and hydraulical performances characterization of the latter enable to forecast dissipation of power densities up to 76 W/cm^2 with an equivalent thermal conductivity of 800 W/(m.K) according to the working temperature domain considered.

Moreover, a study of the issue of the filling of the structure and hermetic confinement of the fluid was dealt and an innovative patented solution was proposed.

Keywords :

Silicon, plasma etching, direct bonding, heat pipes, filling, space, thermal management