

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

BADJI MOKHTAR – ANNABA UNIVERSITY
UNIVERSITE BADJI MOKHTAR – ANNABA



جامعة بأجي مختار عنابه

**Faculté des Sciences de l'ingénieur
Département d'Electromécanique**

THESE

Présentée en vue de l'obtention du diplôme **DE DOCTORAT**

Année 2008

**ETUDE DE LA PERFORMANCE D'UN THERMOSIPHON DIPHASIQUE
UTILISE POUR LE REFROIDISSEMENT DE COMPOSANTS
ELECTRONIQUES DE PUISSANCE**

Option

Electromécanique

Par

Mr. BOULAHROUZ SALIM

DIRECTEUR DE THESE: Dr. HADDOUCHE ALI M.C U. Annaba

DEVANT LE JURY

Président : Dr. BENRETEM ABDELWAHAB M.C U. de ANNABA

Examineurs :

Pr. DAOUD EL ALLOUCI	Pr	U. de SKIKDA
Dr. KHOCHEMANE LAKHDAR	M.C	U. de SKIKDA
Dr. CHEIKCHOUK NASSIR	M.C	U. de ANNABA
Dr. ASSAS MEKKI	M.C	U. de BATNA

Remerciement

Tout d'abord, Je remercie ALLAH de m'avoir aider et bénie tout au long de ma vie, et de m'avoir surtout donner le courage de choisir à travailler sur un thème qui est si intéressant et que j'aime beaucoup.

Je remercie vivement le Docteur Haddouche Ali d'avoir accepter d'être l'encadreur de ma thèse. Je lui adresse une sincère gratitude pour m'avoir suivi tout au long de ce travail et en particulier pour ses conseils précieux. Qu'il soit pareillement remercié de m'avoir accepter comme membre au sein de son laboratoire de recherche et surtout pour la confiance qu'il m'a accordée.

Je remercie également le Docteur Benratem. A d'avoir accepter d'honorer par sa présence et présider la soutenance de ma thèse de Doctorat.

Je n'oublierai jamais le Docteur Khochemane. L, l'homme qui a marqué le plus ma vie professionnelle. Avec son soutien inconditionnel et ses aides innombrables, avec sa patience et sa sagesse, il est et il sera pour toujours pour moi l'homme le plus respectable qui mérite mes sincères gratitude.

Je remercie vivement Le Docteur Assas. M d'avoir participer à mon jury de thèse en apportant une vision de thermicien sur le travail réalisé.

Je remercie vivement Le Professeur D.S. El Alouci d'avoir participer et d'accepter d'honoré par sa présence le jury de cette thèse.

Je remercie vivement Le Docteur Cheikhouk N. d'avoir participer et d'accepter d'honoré par sa présence le jury de cette thèse.

Dédicace

A la mémoire

De mes parents

RESUME

Cette étude de simulation numérique a pour objectif de déterminer le comportement thermohydraulique d'un thermosiphon diphasique utilisé pour le refroidissement de composants électroniques de puissance. Ces composants sont placés dans une cuve étanche et ailetée, leur refroidissement est assuré par ébullition d'un fluide diélectrique (FC-72). La vapeur générée se condense sur la paroi du thermosiphon refroidie par convection forcée d'air.

Le modèle numérique présenté dans ce travail de thèse est constitué de cinq sous-modèles; 1) La conduction dans la paroi du thermosiphon, 2) La conservation de masse, énergie et quantité de mouvement du film liquide, 3) La conservation de masse, énergie et quantité de mouvement du liquide contenu dans la cuve, 4) La conservation de masse, énergie et quantité de mouvement de la vapeur produite par ébullition du liquide, 5) La condensation au niveau du condenseur. Le modèle suppose que l'écoulement de la vapeur est monodimensionnel et permanent, alors que l'écoulement du film liquide est monodimensionnel et transitoire, le comportement transitoire du liquide dans la cuve est analysé. Le modèle suppose aussi que la conduction est bidimensionnelle et transitoire dans la paroi du thermosiphon.

La méthode des volumes finis est utilisée pour la discrétisation des équations du modèle. Les effets de la masse du liquide dans la cuve et sa nature ainsi que la puissance des composants électroniques sur le comportement thermohydraulique du thermosiphon sont discutés. La validation du modèle numérique est faite contre des résultats expérimentaux et analytiques récents. Cette comparaison révèle qu'il y a un accord presque parfait avec une marge d'erreur maximale de 5 %.

Mots clés : Thermosiphon diphasique, Refroidissement, composants électroniques, modélisation, méthode des volumes finis, condensation, évaporation, réfrigérants.

STEDY OF THE PERFORMANCE OF TWO PHASE THERMOSYPHON USED FOR COOLING OF HIGH POWER ELECTRONIC COMPONENTS.

ABSTRACT

This study is a numerical simulation of the thermohydraulic behavior of a two phase loop thermosyphon used for cooling of power electronic components. These components are completely immersed in a dielectric fluid (FC-72) and their cooling is ensured by the boiling of liquid phase. The generated vapor condenses on the thermosyphon wall witch is cooled by a forced convection of air.

The numerical model presented in this work consists of five sub-models; 1) Conduction in the thermosyphon wall, 2) conservation of mass, energy and momentum of liquid film, 3) conservation of mass, energy and momentum of the liquid contained in the evaporator, 4) conservation of mass, energy and momentum of the vapor produced by boiling of the liquid. 5) the condensation in the condenser. The model supposes that the vapor flow is monodimensional and permanent, the flow of liquid film is monodimensional and transitory, the transitory behavior of the liquid in the evaporator is discussed. The model supposes that conduction is two-dimensional and transitory across the thermosyphon wall.

The finite volumes method is used for the discretization of the model's equations. The effects of the mass of the liquid in the evaporator and its nature as well as the power of the electronic components on the thermohydraulic behavior of the thermosyphon are discussed. The validation of the numerical model is made against recent experimental and analytical results of the bibliography and shows a perfect agreement with a maximum error margin of 5 %.

Key words: Two phase thermosyphon, cooling, electronic components, modeling, finite volumes method, condensation, evaporation, coolants.

عنوان الرسالة :

دراسة كفاءة مبادل حراري من نوع ترموسيفون ثنائي الطور
يستخدم في تبريد الرقائق الإلكترونية العالية الاستطاعة.

ملخص:

هذه الدراسة عبارة عن ممانلة عددية تهدف إلى تعيين السلوك الهيدروليكي-الحراري لمبادل حراري من نوع " ترموسيفون " ثنائي الطور يستخدم في تبريد الرقائق الإلكترونية العالية الاستطاعة. توضع هذه الرقائق في مائع تبريد غير ناقل للكهرباء (الفليوروكربون FC-72) داخل بوتقة محكمة الإغلاق و مجنحة، حيث تبرد أثناء تبخر المائع. البخار الناتج عن عملية الغليان يتكثف على سطح الجدار الداخلي للمبادل الحراري، ويبرد بواسطة الحمل القسري للهواء.

يتكون النموذج العددي المعروف في هذه الرسالة من خمس تحت-نماذج : (1) تحت-نموذج خاص بانتقال الحرارة في جدار المبادل الحراري، (2) تحت-نموذج خاص بانحفاظ الكتلة، الطاقة و كمية الحركة للسائل بعد عملية التكثيف، (3) تحت نموذج خاص بانحفاظ الكتلة، الطاقة و كمية الحركة للمائع داخل البوتقة (المبخر)، (4) تحت-نموذج خاص بسريان البخار الناتج من تبخر المائع داخل البوتقة، (5) تحت-نموذج خاص بتكثف البخار داخل المكثف.

يقوم النموذج الكامل على فرضيات، من بينها : أن سريان البخار يكون أحادي البعد و مستقر، سريان السائل بعد تكثفه على جدار المبادل الحراري يكون ثنائي البعد و متغير، و انتقال الحرارة في جدار المبادل يكون ثنائي البعد و متغير.

استخدمت الطريقة العددية للأحجام المحددة لمكاملة معادلات النموذج. قمنا بمناقشة تأثيرات كتلة السائل داخل البوتقة، طبيعة السائل و الاستطاعة الحرارية للرقائق الإلكترونية على السلوك الهيدروليكي-الحراري للترموسيفون.

تحقيق نتائج النموذج العددي تمت بواسطة مقارنتها مع نتائج تطبيقية و تحليلية حالية بأكبر قيمة لهامش الخطأ تقدر ب: 5%.

الكلمات المفاتيح : ترموسيفون ثنائي الطور، تبريد، رقائق الكترونية، نمذجة، طريقة الأحجام المحددة، تكثيف، تبخير، موائع التبريد.

RESUME

Cette étude de simulation numérique a pour objectif de déterminer le comportement thermohydraulique d'un thermosiphon diphasique utilisé pour le refroidissement de composants électroniques de puissance. Ces composants sont placés dans une cuve étanche et ailetée, leur refroidissement est assuré par ébullition d'un fluide diélectrique (FC-72). La vapeur générée se condense sur la paroi du thermosiphon refroidie par convection forcée d'air.

Le modèle numérique présenté dans ce travail de thèse est constitué de cinq sous-modèles; 1) La conduction dans la paroi du thermosiphon, 2) La conservation de masse, énergie et quantité de mouvement du film liquide, 3) La conservation de masse, énergie et quantité de mouvement du liquide contenu dans la cuve, 4) La conservation de masse, énergie et quantité de mouvement de la vapeur produite par ébullition du liquide, 5) La condensation au niveau du condenseur. Le modèle suppose que l'écoulement de la vapeur est monodimensionnel et permanent, alors que l'écoulement du film liquide est monodimensionnel et transitoire, le comportement transitoire du liquide dans la cuve est analysé. Le modèle suppose aussi que la conduction est bidimensionnelle et transitoire dans la paroi du thermosiphon.

La méthode des volumes finis est utilisée pour la discrétisation des équations du modèle. Les effets de la masse du liquide dans la cuve et sa nature ainsi que la puissance des composants électroniques sur le comportement thermohydraulique du thermosiphon sont discutés. La validation du modèle numérique est faite contre des résultats expérimentaux et analytiques récents. Cette comparaison révèle qu'il y a un accord presque parfait avec une marge d'erreur maximale de 5 %.

Mots clés : Thermosiphon diphasique, Refroidissement, composants électroniques, modélisation, méthode des volumes finis, condensation, évaporation, réfrigérants.

Table des matières

DEDICADE	1
REMERCIEMENTS	2
RESUME (en arabe, français et anglais)	3
TABLES DES MATIERES	7
NOMENCLATURE	11
INTRODUCTION GENERALE	14
CHAPITRE I : ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE	18
1.1 Introduction.....	19
1.2 Thermosiphon.....	19
1.3 Les caloducs	21
1.4 Ecoulement de la vapeur.....	21
1.5 La paroi du caloduc.....	23
1.6 Coefficient de Transfert de chaleur par convection.....	23
1.7 Les caloducs dans le domaine de refroidissement des composants électroniques.....	24
1.8 Conclusion.....	24
CHAPITRE II : INTRODUCTION A LA NOTION DE CALODUC	25
2.1 Introduction.....	26
2.2 Historique.....	26
2.3 Principe de fonctionnement du caloduc.....	27
2.4 Exemples d'utilisation des caloducs.....	28
2.4.1 Les applications spatiales	28
2.4.2 Les applications terrestres	29
2.4.2.1 L'électronique de puissance.....	30
2.4.2.2 La microélectronique	31
2.4.2.3 Autres applications.....	32
2.5 Classifications des caloducs	33
2.5.1 Type d'écoulement du fluide.....	33
2.5.1.1 Les Boucles diphasiques.....	34
2.5.1.2 Les Caloducs.....	35
2.5.1.3 Les caloducs à artères.....	36
2.5.2 Dimensions de la section de passage du fluide.....	36
2.5.2.1 Les caloducs de tailles macroscopiques.....	37
2.5.2.2 Les caloducs miniatures.....	38
2.5.2.3 Les Microcaloducs.....	39
2.5.3 Forces motrices dans la phase liquide.....	40
2.5.3.1 Pompage capillaire et structures capillaires.....	41

2.5.3.1.1	Principe élémentaire du pompage capillaire.....	41
2.5.3.1.2	Les structures capillaires.....	42
2.5.3.2	Forces de volumes.....	44
2.5.3.2.1	Le champ de gravitation terrestre.....	45
2.5.3.2.2	Champ d'accélération.....	46
2.6	Autres types de caloduc.....	49
2.7	Conclusion.....	51

CHAPITRE III : LES CALODUCS DANS L'ELECTRONIQUE-----**52**

3.1	Techniques de refroidissement en électronique	53
3.1.1	Problèmes d'évacuation de chaleur.....	53
3.1.2	Techniques de gestion thermique dans l'électronique.....	56
3.1.2.1	Amélioration des échanges thermiques.....	56
3.1.2.2	Convection naturelle et rayonnement.....	56
3.1.2.3	Convection forcée.....	56
3.1.2.4	Ebullition.....	56
3.1.2.5	Microcanaux.....	56
3.2	Intérêt du refroidissement passif par changement de phase.....	57
3.2.1	Caloducs.....	59
3.2.2	Microcaloducs.....	59
3.2.3	Boucles diphasiques à pompage capillaire.....	60
3.2.4	Caloducs pulsés.....	62
3.3	Parties constituantes des caloducs.....	63
3.3.1	Réseaux capillaires.....	64
3.3.2	Fluides.....	66
3.3.3	Matériaux enveloppe.....	66
3.4	Utilisation des caloducs plats en électronique haute densité.....	68
3.4.1	Exemples d'utilisation des caloducs plats.....	69
3.4.1.1	Modes de fonctionnement des caloducs plats.....	69
3.4.1.2	Caloducs plats en métal.....	71
3.4.2	Caloducs miniatures plats en silicium et céramiques.....	73

CHAPITRE IV : MODELISATION DU COMPORTEMENT THERMOHYDRAULIQUE DU THERMOSIPHON-----**80**

4.1	Introduction.....	80
4.2	La conduction au sein de la paroi du Thermosiphon	81
4.2.1	Dérivation des équations de conservation.....	82
4.2.2	Comparaison avec des solutions connues.....	82
4.3	Comportement thermohydraulique du film liquide.....	86
4.3.1	Dérivation des équations de conservation.....	87
4.3.1.1	Equation de continuité.....	87
4.3.1.2	Conservation de la quantité du mouvement.....	88
4.3.1.3	Conservation d'énergie.....	89
4.3.2	La méthodologie de résolution	94
4.3.3	Comparaison avec des solutions connues.....	96

4.4 Ecoulement de la vapeur.....	100
4.4.1 Dérivation des équations de conservation	101
4.4.2 Méthodologie de résolution	103
4.4.2.1 Les gaz non condensables.....	104
4.4.2.2 Comparaison avec des solutions connues.....	107
CHAPITRE V : MODELISATION DE LA CONDENSATION	108
5.1 Introduction.....	109
5.2 Analyse du phénomène de condensation.....	110
5.2.1 Régime de désurchauffe	112
5.2.2 Régime de changement de phase.....	112
5.2.3 Régime de sous refroidissement.....	113
5.2.4 L'efficacité et le nombre d'unités de transfert.....	113
5.2.5 Résultats et discussion.....	114
5.2.6 Validation des résultats.....	122
5.3 Exemple pratique	125
5.4 Conclusion.....	128
CONCLUSION GENERALE	129
PERSPECTIVES ET RECOMMANDATIONS	132
ANNEX A	133
ANNEX B	137
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	140

INTRODUCTION GENERALE

L'amélioration des performances des systèmes électroniques a permis une augmentation des vitesses de calcul et des puissances de travail tout en maintenant une fabrication de composants de plus en plus petits et de plus en plus sophistiqués. Cependant, cet exploit magnifique de la technologie moderne a été heurté dès sa naissance au problème de l'augmentation très importante du flux thermique surfacique dissipé par les composants. En effet, les systèmes microélectroniques sont très sensibles à la température et il est toujours déconseillé de porter un composant au-dessus de 125°C environ, alors même que des densités de flux thermique atteignent désormais près de 100 W/cm². Au-delà, leur durée de vie se trouve considérablement réduite, ce qui peut être très dommageable lorsque la maintenance est délicate ou impossible, comme dans les satellites par exemple.

Il est donc aujourd'hui essentiel de développer des systèmes de refroidissement aux performances compatibles avec les puissances à dissiper. Parmi les différentes méthodes utilisées pour extraire ces flux de chaleur élevés, les transferts avec changement de phase de certains liquides sont a priori les plus intéressants car la chaleur latente récupérée est beaucoup plus élevée que la chaleur sensible mise en jeu lors des transferts thermiques monophasiques. Désirant utiliser des procédés de transferts thermiques diphasiques, Gotter (1984) a repris le principe des caloducs, connu depuis la fin du XIX^{ème} siècle, mais utilisé réellement depuis les années 1960, et l'a appliqué à des échelles plus réduites, créant ainsi les caloducs. Le caloduc est une enceinte close, généralement un tube, contenant un fluide saturé, évaporé à proximité d'une source chaude et condensé au voisinage d'une source froide. Le liquide revient vers la zone chaude à travers une structure capillaire ou par gravité.

Le caloduc assisté par gravité dit simplement "thermosiphon" est largement utilisé aujourd'hui dans le domaine de refroidissement des composants électroniques. Son fonctionnement ne nécessite pas de pompe, ni aucune autre forme d'énergie, il est complètement passif. De plus, il permet d'homogénéiser les températures sur une surface et d'éviter des valeurs localement très élevées. Il est de faible coût et de simple mise en œuvre car il utilise la force de gravité au lieu de la structure capillaire pour véhiculer l'écoulement du fluide à l'intérieur du tube.

Afin d'étudier de façon précise ce type de refroidisseurs, et comprendre les différents phénomènes régissant son comportement, ainsi que les différents problèmes rencontrés lors de son fonctionnement, plusieurs thèses et travaux de recherches se sont succédés sur ces différents axes. Le présent travail présenté dans cette thèse est une contribution à l'étude du comportement thermohydraulique d'un thermosiphon diphasique utilisant le fluide caloporteur FC-72 pour le refroidissement des composants électroniques de puissances.

Afin de comprendre les phénomènes couplés (thermique et hydraulique) au sein du thermosiphon, on a établi une modélisation de l'ensemble de ces phénomènes par l'application des équations de conservation de masse, d'énergie et de quantité de mouvement concernant les deux phases du fluide, au niveau de l'évaporateur, du condenseur et de la paroi du thermosiphon. Essentiellement, cinq sous-modèles couplés sont nécessaires :

- 1) La conduction au sein de la paroi du thermosiphon,
- 2) Le sous-modèle décrivant le bilan de masse, quantité de mouvement et énergie du film liquide,
- 3) Le sous-modèle décrivant le bilan de masse, quantité de mouvement et énergie de la cuve situé à l'extrémité inférieure du thermosiphon,
- 4) Le sous-modèle décrivant le bilan de masse, quantité de mouvement et énergie de la phase vapeur au sein du thermosiphon,
- 5) Le sous-modèle de condensation de la vapeur au niveau du condenseur.

Ces différentes parties sont couplées par une interface thermodynamique commune.

L'équation de la chaleur décrivant la conduction au sein de la paroi du thermosiphon est présentée en sa forme bidimensionnelle et cylindrique. La discrétisation de cette équation est faite par la méthode des volumes finis. Les résultats numériques sont comparés aux solutions analytiques disponibles et montrent un accord presque parfait. Le comportement thermohydraulique du fluide au sein du thermosiphon est modélisé en appliquant la formulation intégrale concernant la masse, l'énergie et la quantité de mouvement à un élément de volume du fluide. Une comparaison avec le modèle analytique du Nuselt et les résultats expérimentaux montre la validité et l'exactitude des résultats obtenus.

La modélisation du phénomène de condensation au sein du thermosiphon diphasique est réalisée en appliquant l'équation de la chaleur au fluide réfrigérant (le fluorocarbone FC-72). La discrétisation de cette équation différentielle aux dérivées partielles est faite par la méthode numérique des volumes finis. Le type du condenseur considéré est à tubes et fils largement utilisé pour des applications de refroidissement. L'analyse du phénomène de condensation représente un outil performant pour un bon

dimensionnement du condenseur à tubes et fils. Le but est d'assurer un changement de phase complet (de la phase liquide vers la phase vapeur). L'analyse établie est capable de prédire avec précision le nombre de tubes nécessaires pour accomplir une condensation complète de la vapeur du fluide FC-72 sous des conditions du débit massique et de température ambiante variables.

La résolution des équations aux dérivées partielles de chaque sous-modèle est réalisée par un traitement numérique par la méthode des volumes finis. Par le moyen de cet outil mathématique et en connaissant la puissance thermique dissipée par les composants électroniques, on peut prédire l'état hydraulique du fluide et la distribution de la température spatiotemporelle du thermosiphon. Cela nous permet de calculer la puissance dissipée par ce refroidisseur vers le milieu environnant, et connaître son efficacité.

Chaque fois qu'un modèle numérique est développé pour un processus complexe, certaines limitations et hypothèses s'imposent. Donc le présent modèle développé n'est pas une exception. Comme exemple citons le modèle de la paroi où on suppose qu'il n'y a aucune chaleur perdue axialement. La température de fonctionnement du thermosiphon est limitée entre 280 et 450 K. Cette plage de température a été choisie pour mieux représenter le comportement des composants électroniques dans un environnement extérieur. L'écoulement du film du condensat dans le modèle est considéré laminaire et sans ondes. La cuve contenant les composants électroniques est toujours considérée comme la plus basse partie du thermosiphon. L'écoulement de la vapeur est considéré comme quasi-stationnaire. Même si hypothèses limitent l'utilisation du modèle, sa vraie valeur réside dans sa capacité de traiter des phénomènes aussi variés, ce qui lui rend utile pour la majorité des applications terrestres.

Dans le premier chapitre, une analyse des travaux antérieurs sur le refroidissement des composants électroniques par les thermosiphons est présentée. Au début, nous avons présenté les travaux qui concernent les thermosiphons, puis, ceux traitant les caloducs. L'écoulement de la phase vapeur, de la phase liquide, la conduction dans la paroi du thermosiphon, et les coefficients de transfert thermique ont été discuté dans la suite de ce chapitre. Le présent chapitre offre une base de données très riche, qui peut nous aider à mieux comprendre le fonctionnement et les domaines d'application de ce type de refroidisseurs.

L'étude des caloducs est une discipline très vaste que nous introduirons au deuxième chapitre de cette thèse en détaillant leurs principes de fonctionnement et donnant des exemples variés

d'applications. Nous introduirons alors une classification précise des différents caloducs en fonction de trois paramètres essentiels que sont le type d'écoulement du fluide, la dimension de la section de passage du fluide et enfin la nature des forces motrices de l'écoulement liquide. Cette première approche, originale de par sa vision générale, nous permettra de restreindre notre domaine principal d'analyse aux caloducs constitués d'un tube circulaire avec ou sans structure capillaire soumis ou non à des forces de volume.

Dans le troisième chapitre, on a présenté les techniques de refroidissement les plus utilisées dans les systèmes électroniques. Les méthodes de transfert de chaleur par changement de phase seront abordées en détails, parce qu'elles sont beaucoup utilisées dans le domaine de l'électronique de puissance. Ces dernières seront ensuite classifiées en fonction de leurs structures et de leurs technologies de fabrication. Quelques exemples d'application des caloducs miniatures plats utilisés en électronique de haute densité seront illustrés. La dernière partie de ce chapitre sera également consacrée à une étude sur la thermique et la mécanique des fluides qui seront nécessaires par la suite pour modéliser et comprendre les phénomènes physiques dont le caloduc est le siège.

La modélisation thermohydraulique du fluide réfrigérant et de la paroi du thermosiphon est exposée en détail dans le quatrième chapitre. Un traitement numérique par la méthode des volumes finis des équations de conservation est réalisé dans le but de connaître et de pouvoir prédire l'état hydraulique et la distribution de la température au sein du thermosiphon. Une validation des résultats de simulation contre des résultats analytiques et expérimentaux est présentée individuellement pour chaque sous-modèle.

L'analyse des phénomènes de changement de phase lors de la condensation et de l'évaporation est présentée au cinquième chapitre. La discrétisation de l'équation de la chaleur pour un condenseur à tubes et fils est réalisée dans le but de dimensionner convenablement cet échangeur thermique, de prédire les différentes phases de condensation et de déterminer la distribution de la température du fluide au sein du condenseur. La modélisation de l'évaporation en vase est présentée dans le but de calculer le débit fluide évaporé et la puissance thermique extraite des composants électroniques de puissance.

Enfin, nous concluons et nous apporterons quelques idées pour la poursuite de la compréhension des phénomènes étudiés.

CHAPITRE I

ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

1.1 Introduction

L'analyse des travaux antérieurs sur le refroidissement des composants électroniques par les thermosiphons est mieux présentée en discutant les articles et les travaux de recherches qui sont directement appliqués, et ensuite ceux qui sont indirectement liés, comme les travaux concernant les caloducs. Puisqu'un thermosiphon est un caloduc assisté par gravité, il se trouve beaucoup de similitudes entre les deux dispositifs et de la façon dont ils sont modélisés. Ce premier chapitre discute les travaux intenses effectués dans ce domaine pour offrir une base de données riche et capable d'être employé pour mieux comprendre le fonctionnement et les domaines d'application de ce type de refroidisseurs. Au commencement, les travaux concernant les thermosiphons sont présentés, puis, ceux traitant les caloducs. Plus tard, ceux concernant l'écoulement de la phase vapeur, de la phase liquide, la conduction dans la paroi du thermosiphon, et enfin les coefficients de transfert thermique sont discutés.

1.2 Les thermosiphons

Amir Faghri a publié beaucoup de recherches au sujet des caloducs. Une partie de son travail avec C. Harley s'intéressé à la modélisation du comportement thermique du thermosiphon en régime transitoire [1]. Ce travail a employé un gaz parfait en écoulement bidimensionnel et laminaire. Ils ont également employé un modèle bidimensionnel pour le profil de température au sein des parois. Aucune cuve n'a été considérée dans l'évaporateur au démarrage, ce qui pourrait nettement changer le comportement de coupure de thermosiphon. Au lieu de cela, le modèle a supposé que le volume critique de suffisance était présent à tout moment. Un volume critique de suffisance se produit quand il y a suffisamment de fluide pour mouiller les parois de thermosiphon. Le fluide additionnel formerait une vase au fond du thermosiphon, et le fluide réfrigérant insuffisant aurait comme conséquence une condition d'adhérence à la paroi. La suffisance critique implique que la masse du fluide est une fonction de la charge thermique imposée. Ceci n'est pas complètement précis pour les thermosiphons. Un autre domaine de recherche est la détermination du profil de vitesse de film du condensat. Faghri et Harley ont employé le modèle de Nusselt, cependant, ils ont assumé une épaisseur moyenne du film pour modéliser la partie vapeur. Ceci a été fait pour faciliter le placement des grilles et pour éliminer le besoin aux coordonnées adaptées au corps dans le modèle. La faiblesse principale du travail est comment le film du condensat était modelé en ignorant la vase liquide et en assumant un pseudo écoulement de Nusselt.

J.G. Reed et C.L. Tien ont étudié le comportement thermique des thermosiphons [2] leur travail a inclus la vase de l'évaporateur, ainsi que l'effet d'entraînement du film du condensat. Les auteurs ont employé un modèle unidimensionnel de l'écoulement de la vapeur en introduisant des corrélations de frottement pour tenir compte de l'effet de l'écoulement annulaire. Le coefficient de transfert thermique du film du condensat a été rapproché par deux corrélations, une pour l'écoulement laminaire, et l'autre pour l'écoulement turbulent. Reed et Tien résolvent les équations de la masse, de quantité de mouvement et d'énergie pour le film liquide, ayant pour résultat une série d'équations algébriques non linéaires couplées. L'inconvénient était que ce modèle n'a pas inclus les effets des parois de thermosiphon, et seulement trois points situés axialement le long du thermosiphon ont été considérés. Leur travail présente seulement une solution analytique pour le problème transitoire. Leur travail présente un bon point de départ pour les recherches dans ce domaine.

Une autre recherche effectuée par Reed, Tien et Chen [3] a fourni des solutions analytiques de l'écoulement permanent, basé sur le travail empirique effectué par Blangetti et Nanshaki [4] Ils ont trouvé une expression plus meilleure qui décrit le coefficient de frottement entre le film liquide et la vapeur quand l'évaporation ou la condensation est présente. Ils ont trouvé également que la corrélation de Nusselt pour le film du condensat ne se corrèle pas bien avec les conditions annulaires biphasés d'écoulement. Cela est dû à l'écoulement de la vapeur qui empêche l'écoulement du film liquide de s'effectuer librement.

Niro et Beretta [5] ont également développé une corrélation pour le coefficient interne de transfert thermique au sein des parois du thermosiphon vers l'espace de vapeur. Cette corrélation est établie pour un régime permanent.

L'écoulement de la vapeur au sein du caloduc à été étudié par Bowman [6] où le coefficient de frottement en présence de la condensation et de l'évaporation à été présenté. Ceci sera employé comme base du modèle d'écoulement de la vapeur dans ce travail.

Den Braven [7] a étudié l'importance des ondes et des contraintes de cisaillement sur le film du condensat, le résultat de cette investigation numérique conduit à constaté que les ondes interfaciales augmente le transfert de chaleur près de 50%. Beaucoup de travaux de recherches ont été effectué pour décrire la surface onduleuse du film tombant. Massot [8] a présenté une autre théorie au sujet des effets des ondes interfaciales et la physique de leur formation à des petites échelles.

La différence entre le modèle du caloduc et celui du thermosiphon est la manière avec laquelle le condensat est considéré. Les pores dans la paroi du caloduc protègent le liquide de renvoi contre l'écoulement de la vapeur au centre, tandis que l'écoulement de la vapeur dans un thermosiphon est en contact direct avec le film tombant. Pour cette raison, considérer les contraintes de cisaillement entre la vapeur et le film tombant comme négligeables conduit à des conclusions incorrectes dans le cas du thermosiphon comme il a été montré par Spindel [9].

Quelques chercheurs [2.10.11] ont employé la continuité électrique et une sonde d'aiguille pour déterminer l'épaisseur du film tombant. Cependant, cette méthode perturberait le fonctionnement du thermosiphon. D'autres [1.12] ont employé des expériences sur des condenseurs à parois planes et ont assumé le profil du film du condensat comme similaire à celui au sein du thermosiphon.

1.3 Les caloducs

Pour les caloducs le problème d'exiger le condenseur d'être plus haut que l'évaporateur a été résolu en installant des pores sur la paroi du caloduc. Ceci permet au fluide de fonctionnement d'être pomper, par l'intermédiaire des forces capillaires, ce phénomène assure le revient du fluide à l'évaporateur même dans des cas défavorables de pesanteur.

En raison de l'influence de l'industrie de l'espace, et de la disponibilité du financement des recherches, le caloduc a été étudié intensivement, alors que le thermosiphon a été moins étudié en comparaison. Heureusement l'écoulement de la vapeur, la propagation de la chaleur à travers la paroi et certaines conditions d'ébullition et de condensation sont très semblables à ceux concernant le thermosiphon. Cela peut offrir une base solide à la compréhension des phénomènes communs aux deux dispositifs.

1.4 Ecoulement de la vapeur

L'écoulement au sein du thermosiphon est à caractère diphasique et annulaire; l'écoulement de la vapeur produite dans l'évaporateur et celui du condensat liquide produit au sein du condenseur. Dans les caloducs l'écoulement du condensat est assuré par l'intermédiaire d'une structure capillaire, ceci permet de le protéger contre les contraintes de cisaillement provoqués par l'écoulement de la vapeur. La modélisation de l'écoulement de la vapeur a été le thème de plusieurs travaux, parmi lesquels figurent ceux établis par Bowman et Hitchcock [12], Harley et Faghri [13], Tournier et El-Genk [14], Issacci

[15] et autres. Ces modèles sont bidimensionnels qui dérivent des équations de Navier-Stokes dont la solution nécessite le recours aux méthodes numériques. Cependant, d'autres ingénieurs, dont Bowman [16,17], Reed [2] et Hoon [18] ont utilisé avec succès des modèles monodimensionnels. Leur raison est que avec un modèle correct de frottement, un modèle unidimensionnel de vapeur est presque aussi précis qu'un modèle de vapeur bidimensionnel, mais il exige de manière significative moins de puissance informatique. Il reste beaucoup de discussion au sujet du modèle le plus précis comme il est montré par les quelques exemples qui suivent.

Issacci, Catton et Ghoniem [15] ont étudié la dynamique de l'écoulement de la vapeur au démarrage du caloduc et réclament que seulement un modèle bidimensionnel serait précis. Ils ont assumé que l'écoulement est visqueux et compressible. C'était un modèle très détaillé et un temps machine significatif a été exigé pour résoudre le problème.

L'article de Bowman [19], "Numerical Modeling of Heat-Pipe Transients." donne une bonne vue d'ensemble des techniques résolvent le problème d'écoulement de vapeur dans les caloducs. Il a conclu que les temps de réponse de la vapeur et de la paroi étaient sensiblement différents. Le temps de réponse de la vapeur est plus rapide que celui de la paroi, il est raisonnable de supposer qu'un pseudo modèle permanent de la vapeur peut être employé en même temps qu'un modèle transitoire de la paroi.

Hoon, Faghri et Chang [18] ont également étudié le comportement transitoire de l'écoulement de la vapeur dans un caloduc. En utilisant un gaz idéal dans leur modèle, les auteurs ont calculé l'écoulement de fluide compressible dans un caloduc. Ils ont utilisé des facteurs de frottement des modèles bidimensionnels pour développer des corrélations nécessaires pour inclure les effets de frottement dans le modèle unidimensionnel. Ils modélisent l'écoulement comme laminaire dans l'évaporateur et les sections adiabatiques, tout en le considérant turbulent dans le condenseur. La raison de ce choix des régimes d'écoulement est peu claire. Hoon, Faghri et Chang notent que la pression dans la phase vapeur atteint rapidement des valeurs de l'état permanent dans quelques millièmes de seconde, au moins pour les charges thermiques considérées.

Bowman et Hitchcock [12] ont modélisé le comportement transitoire de la vapeur dans un caloduc. Ceci était un modèle bidimensionnel d'un gaz idéal avec quelques conclusions intéressantes. L'une des conclusions était que le modèle de vapeur réagit rapidement lorsqu'il s'agit d'un modèle permanent de vapeur qui peut être précis lorsque les parois et les pores du caloduc ont été considérés. Un autre point

intéressant est que les modèles unidimensionnels rapides peuvent être la meilleure manière de modéliser le problème.

1.5 La paroi du caloduc

Quand La paroi est modélisée en tant qu'élément du caloduc, elle a été considérée comme bidimensionnel dans beaucoup de cas. Par exemple, El-Genk et Tournier [14] ont employé l'approche bidimensionnelle. D'autres ont identifié que les caloducs sont faites à partir de matériaux fortement conducteurs, et l'épaisseur des parois est en général très mince. Pour cette raison un modèle unidimensionnel est utilisé, qui semble comme une conclusion très raisonnable. Les complexités se sont ajoutées en employant un modèle bidimensionnel pour des parois de petites dimensions en comparaison avec le reste du système. Par contre, si les parois sont plus épaisses ou elles sont faites de matériaux moins conducteurs, un modèle bidimensionnel des parois sera la meilleure façon pour modéliser le comportement du caloduc.

1.6 Coefficient de Transfert de chaleur par convection

Reed [2], Niro [5] et d'autres [11,17] ont exploité des données sur des coefficients de transfert thermique à l'état permanent entre la paroi et la vapeur dans un thermosiphon diphasique. Une autre recherche faite par Collier [20] présentait les coefficients de condensation et d'évaporation. La corrélation de Collier sera la base de ce travail. La limitation de base du modèle de Collier est que la pression et la température de la vapeur nécessite d'être près de la pression et de la température de la vapeur saturée. Un modèle de vapeur saturé a été également assumé dans ce travail, justifiant l'utilisation du modèle de Collier.

Le phénomène d'évaporation à partir de la cuve jusqu'à l'espace vapeur a été modélisée en utilisant une relation présentée par Lock [25]. Le choix de cette relation est justifié en raison de sa facilité d'application dans des exemples semblables et sa simple mise en oeuvre. En particulier, l'étude de Lock fait une analyse thermique de la surface interfaciale entre la cuve et la vapeur. Le coefficient de transfert de chaleur à l'état permanent entre la paroi du thermosiphon et la cuve était étudié par Shiraishi [22]. La corrélation présentée par Shiraishi sera la base des calculs des transferts de chaleur entre la vapeur et la cuve. Le modèle de Shirashi est bien adapté à la convection normale, à la convection combinée et aux régimes d'ébullition nucléée.

1.7 Les caloducs dans le domaine de refroidissement des composants électroniques

Un travail antérieur considérable a été élaboré dans le domaine de l'utilisation des thermosiphons comme systèmes de refroidissement. Tengblad et Palm [66] ont proposé une conception de thermosiphon à simples et multiples évaporateurs pour le refroidissement des composants électroniques. Ils ont employé le R142b et le R22 comme fluides caloporteurs. Dans le contexte du refroidissement par un liquide caloporteur, Nakayama et al [67] et Mudawar et Anderson [68] ont montré l'importance des surfaces augmentées dans le processus d'ébullition. En utilisant une structure semblable à celle présentée par Nakayama et al [67], une conception de thermosiphon a été étudiée par Ramaswamy et al [69] en précisant l'effet de l'inclinaison de l'évaporateur et le volume du liquide sur le fonctionnement du thermosiphon. Plus tard Ramaswamy et al [70] ont étudié les effets combinés de la pression de fonctionnement et le sous-refroidissement sur la performance du thermosiphon. Garner et Patel [71] ont examiné l'application des thermosiphons pour le refroidissement des circuits électroniques de hautes puissances. Ils ont prouvé que les thermosiphons sont capables d'évacuer de hauts flux de chaleur du module électronique par une structure simple et flexible. Dans le même contexte Pal et al. [72] ont appliqué le thermosiphon pour le refroidissement d'un micro-ordinateur Hewlett Packard Vectra VL800. Pour montrer l'importance du type de condenseur sur la performance du thermosiphon Quadir et al. [73] ont étudié la performance d'un condenseur à tubes ailettes utilisé dans une boucle de thermosiphon et refroidi par un courant d'air dans un environnement de convection libre et forcée.

1.8 Conclusion

Un travail de recherche considérable a été élaboré pour l'analyse et la compréhension du comportement thermohydraulique des caloducs et plus spécialement des thermosiphons. En comparaison, les études sur le comportement transitoire des caloducs sont beaucoup moins considérables. Les études incluant l'évaporation en cuve, la réponse transitoire de la paroi du caloduc, le comportement des gaz non condensables représentent actuellement des axes de recherches très importants en vue d'une compréhension globale de la physique des caloducs.

CHAPITRE II

INTRODUCTION
A LA NOTION DE CALODUC

2.1 Introduction

L'utilisation du terme « caloduc » tend à devenir de plus en plus courante au sein de l'industrie au fur et à mesure de la diffusion de solutions technologiques utilisant le principe de fonctionnement du caloduc. Notons que, si la première finalisation de ce principe date des années 40, l'utilisation des caloducs a démarré avec l'avènement de la conquête spatiale et aujourd'hui, les applications terrestres se multiplient.

Après un bref historique, nous présenterons le principe de fonctionnement du caloduc en nous appuyant sur le cas d'un caloduc classique. Toutefois, sous une apparente simplicité de fonctionnement se cache une grande complexité des phénomènes physiques mis en jeu. La classification des caloducs selon leur taille, selon la nature de la circulation du fluide ou des forces motrices du fluide permet de les différencier en fonction de la physique mise en jeu.

2.2 Historique

Le premier brevet porte sur des systèmes diphasiques basés sur la circulation en boucle fermée d'eau à l'état de saturation. Il est l'oeuvre de Jacob Perkins et date de 1836. En 1944, Gaugler en collaboration avec General-Motors dépose le premier brevet de caloduc à pompage capillaire, mais aucune suite n'est donnée à ce projet.

Le vrai départ des caloducs date des premiers programmes spatiaux. En 1963 Grover dépose un brevet d'application au Los Alamos Laboratory (Nouveau Mexique USA). Dans ce cadre, de nombreux prototypes (caloduc à eau ou à sodium liquide) sont fabriqués et testés. En 1965, Cotter publie, dans un rapport du Los Alamos Laboratory, les premiers travaux théoriques et développe les premiers outils d'aide au dimensionnement. En France, de nombreux travaux ont également été réalisés notamment sous l'impulsion de Martinet [74] à partir de la fin des années 60. A partir des années 80, un foisonnement de réalisations font exploser les domaines de recherche portant sur les caloducs (micro caloducs, boucles diphasiques, caloducs à pompage capillaire, caloducs pulsés, ...).

Pour illustrer l'importance grandissante des caloducs, on peut rappeler que depuis 1973 (date de la première conférence internationale à Stuttgart) des conférences spécifiques aux caloducs ont lieu régulièrement tous les deux ou trois ans dans de nombreux pays.

2.3 Principe de fonctionnement du caloduc

Le but de l'utilisation d'un caloduc est de transférer de la chaleur entre deux sources. Le principe de fonctionnement repose sur la circulation en boucle fermée d'un fluide caloporteur en état de saturation liquide/vapeur. La chaleur est prélevée à une source chaude par évaporation du liquide et restituée à une source froide par condensation de la vapeur. Un caractère essentiel d'un caloduc est l'absence de systèmes mécaniques de pompage du fluide aussi bien à l'état vapeur que liquide. Pour illustrer plus précisément le principe de fonctionnement, considérons le cas d'un caloduc circulaire à pompage capillaire (Figure 2.1).

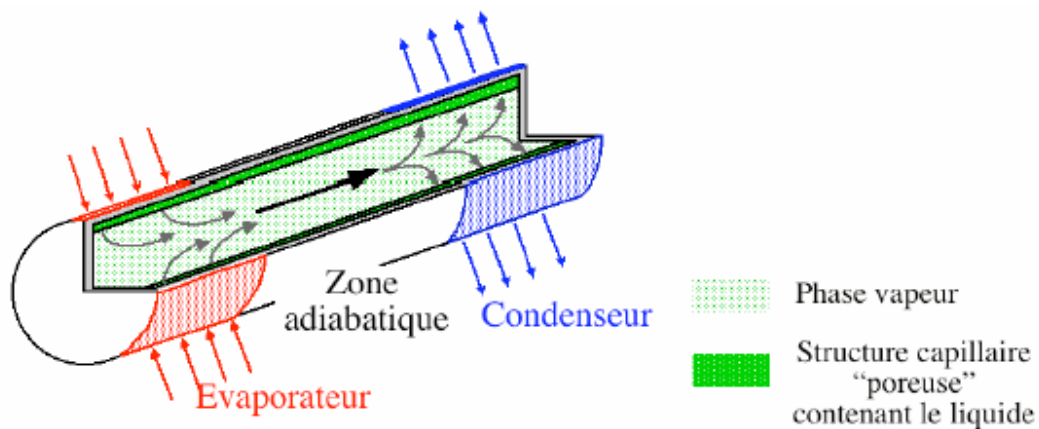


Figure 2.1 : principe de fonctionnement du caloduc à pompage capillaire.

Le caloduc transfère de l'énergie entre la zone évaporateur et la zone condenseur en exploitant la chaleur latente de changement de phase d'un fluide en suivant le cycle suivant :

- ✓ le fluide étant à l'état de saturation liquide vapeur, le liquide présent dans la structure capillaire s'évapore lorsque de l'énergie est fournie (évaporateur).
- ✓ Cette évaporation provoque une augmentation de la pression dans la phase vapeur, ce qui entraîne un écoulement du gaz vers la zone condenseur où la pression est plus faible.
- ✓ La vapeur se condense dans la partie refroidie en y restituant la chaleur latente de changement de phase.
- ✓ Dans un caloduc à pompage capillaire, le retour du liquide entre la zone de condensation et la zone d'évaporation est assuré par "pompage" capillaire au sein d'un milieu poreux.

La température de la phase vapeur est liée à la pression puisque le fluide est à l'état de saturation. La différence de pression dans la phase vapeur étant en général très faible (de l'ordre du Pascal) on obtient un transport d'énergie quasi-isotherme au niveau de la vapeur. C'est cette isothermicité de la phase vapeur qui confère aux caloducs leurs très bonnes performances dans le transport de l'énergie entre deux sources éloignées.

Cet exemple permet de visualiser les trois domaines physiques fondamentaux qui doivent être pris en compte pour avoir une bonne compréhension des caloducs : la thermodynamique des changements de phase du fluide, la mécanique des fluides associée au phénomènes capillaires et les transferts thermiques dans les zones évaporateur et condenseur. Toutefois, chaque domaine doit être défini plus précisément en fonction du type de caloduc et de l'utilisation qui en est faite.

2.4 Exemples d'utilisation des caloducs

Le domaine d'application des caloducs est très vaste. Toutefois, si les premières études remontent au milieu du XIX^{ème} siècle, la première utilisation importante est récente puisqu'elle provient du domaine spatial. Actuellement, les applications terrestres tendent à se généraliser aussi bien dans le domaine industriel que scientifique.

2.4.1 Les applications spatiales

L'intérêt porté par l'industrie spatiale aux caloducs repose principalement sur les performances et la fiabilité de ce type de refroidisseur. Le fonctionnement autonome sans organe mécanique en mouvement permet d'atteindre facilement les spécifications de fiabilité exigées. Les très nombreuses applications dans les satellites sont liées à la régulation thermique des éléments tels que les batteries (Alexandre & al [75]) et au transport des flux thermiques vers les panneaux radiants dissipant vers le fond de l'espace à 3 Kelvin.

Schlitt [76], dans une présentation au « Xth International Heat Pipes Conference » a divisé les trente ans de développement en trois décades principales : les années 70 ont été celles de la créativité, les années 80 celles de la mise en pratique, et les années 90 ont vu se développer la recherche sur les boucles diphasiques. A cette analyse, on peut rajouter pour la dernière décennie un important développement des caloducs à artères (Pietsch & Hauser [77], Dubois & al [78]).

Pour les applications spatiales, le retour du liquide du condenseur vers l'évaporateur se fait par pompage capillaire. De nombreux types de structures capillaires ont été testés, avec plus ou moins de réussite (Pietsch & Hauser [76], Grenouilleau P. [79]). Toutefois, pour des raisons de robustesse aux surpuissances temporaires, tous les caloducs ayant subi les tests de qualification ont une structure capillaire simple. Elle est composée de rainures longitudinales dont les dimensions sont de l'ordre du millimètre et dont la configuration optimale est fonction du type de caloduc. La géométrie des rainures étant un compromis entre performance et robustesse, les études débutées au début des années 80 sont toujours d'actualité (Moschetti & Voyer [80], Romestant & Alexandre [81]).

En outre, si la diversité des caloducs utilisés dans les satellites peut paraître faible en regard des multiples idées développées dans les années 70 et 80, il faut garder à l'esprit que les tests de qualification et les possibilités d'implantations sont soumis à des contraintes extrêmes de fiabilité (Patacia & al [82]).

Les études sur les caloducs à pompage capillaire ont permis de cerner les possibilités de transfert de puissance, mais tous les aspects du caloduc ne sont pas totalement maîtrisés. En effet, si le calcul des puissances thermiques maximales transférables peut être prédit correctement ($\text{Err} \pm 10\%$) lorsque le pompage capillaire est assuré par des rainures longitudinales, il n'en va pas de même pour le calcul des coefficients d'échange thermique à l'évaporateur et au condenseur (Romestant [83]). Cela s'explique, comme nous le verrons par la suite, par le caractère macroscopique des lois régissant le pompage capillaire alors que les phénomènes d'évaporation sont dominés par des échanges se produisant dans des films dont l'épaisseur est inférieure ou de l'ordre du micromètre.

2.4.2 Les applications terrestres

La différence principale entre les applications spatiales et les utilisations terrestres réside dans l'influence des forces de gravité sur l'écoulement du fluide et plus particulièrement sur l'écoulement de la phase liquide. Le positionnement du caloduc dans le champ de gravité revêt ainsi une importance capitale. Les forces capillaires utilisées dans les applications spatiales sont en général faibles et surtout non fonction de la longueur du caloduc, alors que les forces de gravité sont volumiques et donc dépendantes de la "hauteur" de liquide. Ainsi, les caloducs seront en général positionnés de telle sorte que la gravité favorise le retour du liquide du condenseur vers l'évaporateur.

Dans de nombreux domaines d'activité, les caloducs ont prouvé leurs intérêts comme le montre la diversité des produits réalisés par la société NOREN (Figure 2.2).

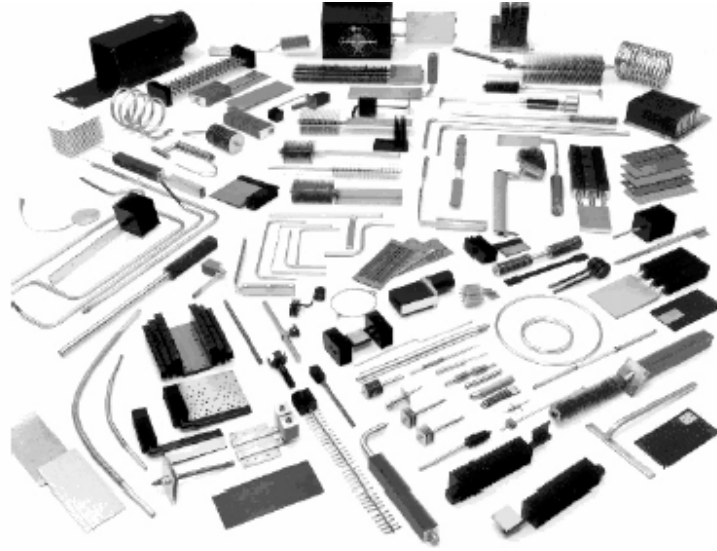


Figure 2.2 : produits réalisés par la société NOREN depuis 30 ans.

L'utilisation des caloducs dans le domaine de l'électronique a aussi fait l'objet de nombreuses recherches mettant en avant des solutions très diverses (Polasek [84], Groll & al [85], Peterson [86]). Nous allons mettre en avant deux applications principales qui sont industrialisées. La première concerne le refroidissement de l'électronique de puissance utilisée dans la traction ferroviaire et la deuxième répond aux besoins de la microélectronique portable.

En outre, nous citerons quelques exemples représentatifs du potentiel de développement du caloduc dans de multiples domaines.

2.4.2.1 L'électronique de puissance

La traction ferroviaire fait appel à de nombreux composants d'électronique de puissance tels que diode, thyristor, IGBT, ... Ces composants dissipent des puissances importantes qu'il faut évacuer dans l'environnement. Dans ce cas, le caloduc est utilisé pour transférer l'énergie d'une zone à forte densité de puissance (sur les surfaces des composants) vers une zone de plus faible densité (échangeur à air). Par rapport aux applications spatiales, la fiabilité est un critère moins restrictif. Toutefois, le niveau quasi-nul de maintenance du système à caloduc est un élément important qui a conduit à une utilisation très répandue de ce type de produit, aussi bien dans les rames de métro que dans les TGV.

Pour illustrer cette application, citons le groupe FERRAZ DATE Industrie [87] qui produit industriellement des refroidisseurs à caloducs. Un travail récent de modélisation effectué en collaboration avec cette société nous a permis de mettre en évidence les différents éléments de la chaîne thermique (Romestant & al [88]). L'isolation électrique requise impose l'utilisation d'un fluide caloporteur ayant de faibles performances thermiques. Cependant, on a montré que la principale résistance thermique provient de l'échangeur à air, illustrant par la même les performances des caloducs.

Les électroniciens pensent pouvoir industrialiser des composants de puissance dissipant des densités de flux de l'ordre de 100 W cm^{-2} (soit 1 MW m^{-2}) à court terme.

2.4.2.2 La microélectronique

Les ordinateurs portables représentent un autre défi pour les thermiciens. L'augmentation de la puissance des processeurs, la diminution du volume et du poids et l'intégration d'un nombre croissant de périphériques (CD ROM, multimédia, ...) conduisent à des confinements de matériels dissipant des puissances relativement faibles (50 W maximum pour un processeur) mais avec une densité de flux très importante. Le refroidissement par circulation d'air pose donc des difficultés qui tendent à devenir insurmontables en raison du faible coefficient d'échange et des faibles surfaces d'échanges auxquelles on est confronté ou des différences de température entre le composant et l'air qui sont en général imposées.

Notons de plus que pour des raisons de bruit, la vitesse de circulation de l'air doit être limitée à des valeurs inférieures à 1 m.s^{-1} . L'utilisation de caloducs a été envisagée depuis quelques années (Polasek [84], Peterson & Ortega [89]) car ils permettent d'extraire de fortes densités de puissance au contact des zones générant l'énergie et de la transporter vers des zones plus appropriées à la dissipation dans l'air ambiant en facilitant notamment une très forte augmentation de la surface d'échange. En d'autres termes le caloduc permet une transformation importante (jusqu'à plusieurs ordre de grandeurs) de la densité de flux thermique.

Les deux principales sociétés proposant des caloducs de petites dimensions pour le refroidissement de la microélectronique sont Thermacore [90] et Noren [91]. La société Thermacore produit des caloducs en grande série pour les portables et prévoit l'utilisation de certaines solutions dans des ordinateurs de bureau. Le prix de vente d'un caloduc de ce type est de l'ordre de 2 à 5 dollars pièce

pour de grandes quantités ce qui permet de rendre très concurrentielle l'utilisation de caloducs dans le refroidissement de systèmes électroniques.

2.4.2.3 Autres applications

Si les applications liées au refroidissement de l'électronique jouent actuellement un rôle moteur, d'autres utilisations présentant un intérêt économique ou technique ont été réalisées et testées sur de longues périodes (Basilius [92]).

En effet, les performances très élevées des caloducs et leur fonctionnement autonome et sans maintenance en font de bons candidats dans l'exploitation des énergies renouvelables. Martinet [93] présente des applications réalisées à la fin des années 70, comme le maintien du gel dans le sol sous les pylônes des oléoducs sibériens et le dégivrage de bouées maritimes de signalisation. Plus récemment et pour des utilisations similaires, des systèmes de déneigement de routes ont été réalisés au Japon sur des surfaces de 6000 m² (Adachi & al [94]). Les condenseurs des caloducs positionnés sous les chaussées maintiennent une température supérieure à 0°C. L'énergie fournie est prélevée soit sur une source hydrothermale soit dans la terre profonde (10 m), permettant ainsi un coût d'exploitation très faible.

Les systèmes de climatisation sont maintenant performants et fiables dans la majorité des cas. Toutefois, lorsque l'air ambiant est chaud et humide, les systèmes sont mal adaptés. En effet, il faut dans ce cas sous refroidir l'air pour pouvoir le déshumidifier, ce qui nécessite de le réchauffer par la suite. Le caloduc sert dans ce cas à refroidir l'air chaud avant la batterie froide et à réchauffer l'air en sortie de batterie. Des études réalisées à l'université de Floride (Johannesen & West [95], Khattar [96]) ont montré l'efficacité de l'intégration des caloducs dans des systèmes de climatisation en ambiance humide.

Les caloducs sont aussi utilisés dans des échangeurs air/air de chaleur de grandes dimensions (typiquement entre 1 et 10 kW par caloduc) car ils permettent d'avoir de grandes surfaces d'échanges en gardant une bonne efficacité d'ailette pour le fluide chaud et le fluide froid. Chaudourne [97] a présenté les avantages de ce type de solution pour les échangeurs industriels de fortes puissances. Le caloduc peut aussi être un instrument très efficace lorsque l'isothermicité de la phase vapeur est exploitée comme l'ont montré Renaot et al [98] en utilisant des caloducs régulés en pression en tant que fours d'étalonnage de sondes de température. Ces essais, réalisés au sein du Laboratoire National d'Essais, mettent en avant l'intérêt du caloduc pour la réalisation d'enceintes isothermes nécessaires à

la métrologie de précision (de 1 à 10 mK). Dans ce même cadre, les caloducs sont aussi utilisés, au sein du LNE, pour réaliser des corps noirs permettant un étalonnage des instruments de mesure optique.

Il serait possible de multiplier les exemples d'utilisations fructueuses des caloducs dans de multiples domaines allant de la médecine à l'industrie métallurgique. Toutefois, derrière l'appellation commune de caloduc se cache une physique qui dépend de nombreux paramètres. Nous allons maintenant aborder les classifications des caloducs en grandes familles afin d'apporter un premier éclaircissement sur la prise en compte de ces paramètres en fonction du type de caloduc et de son utilisation.

2.5 Classifications des caloducs

Etant donnée la complexité des phénomènes physiques mis en jeu dans un caloduc, il n'existe pas de classification absolue. Nous allons distinguer ici trois types de classement. Le premier s'attache à l'écoulement du fluide et différencie les boucles diphasiques des caloducs ayant une interface liquide/vapeur dans la zone adiabatique. Le deuxième classement concerne la taille de la section d'écoulement car elle influence fortement les interactions entre les écoulements fluides et les phénomènes de changement de phase. Enfin, la présence ou l'absence de forces de volume est aussi un élément fondamental et permet d'effectuer une troisième différenciation.

La désignation d'un groupe de caloduc ayant des fonctionnements similaires doit faire appel à au moins une caractéristique de chacun de ces trois groupes. Toutefois, certains groupes particuliers de caloduc doivent être définis avec plus de caractéristiques comme par exemple les caloducs à conductance variable que nous évoquerons à titre d'exemple.

2.5.1 Type d'écoulement du fluide

La première différenciation au sein des caloducs est réalisée en fonction de l'écoulement de la phase vapeur et de la phase liquide. Une première grande famille comprend les boucles diphasiques dont les écoulements vapeurs et liquides sont totalement séparés entre les zones d'échanges thermiques. La seconde famille regroupe l'ensemble des caloducs ayant une interface liquide/vapeur entre les deux écoulements à contre courant.

2.5.1.1 Les Boucles diphasiques

Des travaux originaux, basés sur une boucle expérimentale permettant des visualisations et réalisés au sein du laboratoire par Lefric [99], ont permis d'identifier les modes de fonctionnement des boucles diphasiques à pompage capillaire. L'idée principale des boucles diphasiques (Figure 2.3) consiste à séparer les écoulements de la phase liquide et de la phase vapeur. Cette technique présente l'avantage de réduire les pertes de charge dans l'écoulement liquide et de supprimer les problèmes liés à l'écoulement à contre courant des phases liquide et vapeur. La circulation du fluide est assurée par pompage capillaire à l'évaporateur.

Un autre avantage des boucles diphasiques réside dans la présence d'un réservoir contrôlé en température. Celui-ci permet de fixer la pression et donc de réguler la température d'évaporation, l'adaptation du condenseur se faisant naturellement par variation de la longueur de condensation.

Cette configuration d'écoulement dans des conduites séparées conduit à des performances maximales supérieures aux caloducs usuels en termes de distance entre la source froide et la source chaude. Par exemple, dans le cas de système à pompage capillaire, l'ordre de grandeur du produit de la puissance transférable par la distance est de 1500 W m pour un caloduc alors que des valeurs de 50 000 W m sont tout à fait courantes pour des boucles diphasiques. Toutefois, le fonctionnement des boucles diphasiques peut être très instable et paradoxalement, il est parfois très difficile de faire fonctionner une telle boucle à faible puissance.

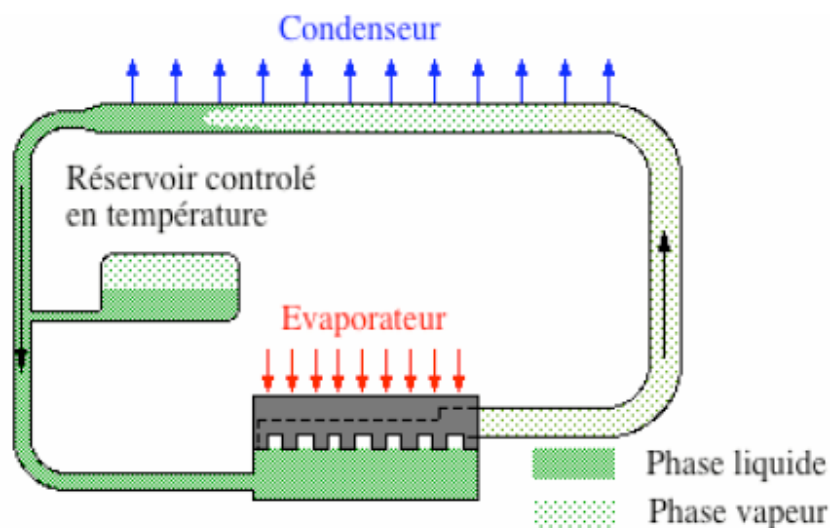


Figure 2.3 : schéma de principe d'une boucle diphasique à pompage capillaire.

De multiples configurations de boucles sont actuellement développées pour des applications spatiales ou terrestres. L'élément le plus difficile à optimiser est l'évaporateur qui doit être un compromis entre les coefficients d'échange, le pompage capillaire et la circulation du fluide. Notre étude ne traite pas des boucles diphasiques et l'appellation caloduc que nous utiliserons par la suite exclut les boucles de l'analyse.

2.5.1.2 Les Caloducs

Le terme caloduc regroupe donc tous les systèmes présentant un écoulement liquide vapeur à contre courant. Cette configuration présente souvent l'avantage d'une réalisation simple. L'exemple le plus évident est le tube lisse fonctionnant en utilisant la gravité (Figure 2.4) dont nous détaillerons le fonctionnement par la suite. Cependant, pour améliorer les coefficients d'échanges ou pour assurer un pompage capillaire, les parois internes sont le plus souvent recouvertes par une structure poreuse plus ou moins complexe comme des rainures, un milieu poreux fritté (voir Figure 2.6), des toiles, ...

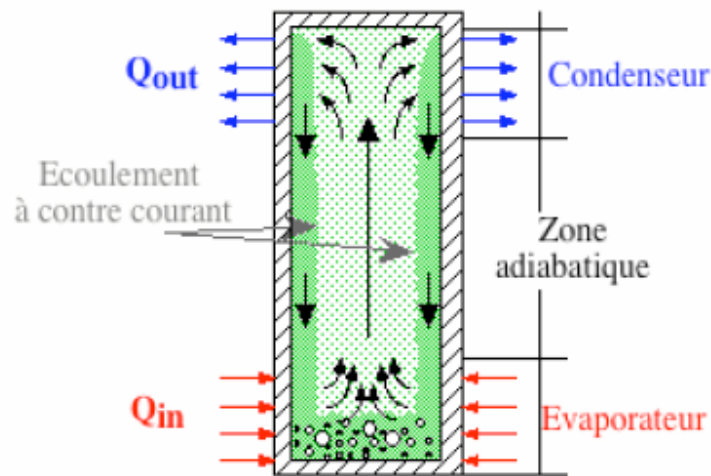


Figure 2.4 : schémas d'un caloduc à tube lisse

Les caloducs de section circulaire sont les plus courants et les plus simples à réaliser. Ils seront l'objet de notre étude à l'exclusion des structures complexes qui nécessitent une étude spécifique dans la plupart des cas.

2.5.1.3 Les caloducs à artères

A la frontière entre les caloducs courants et les boucles diphasiques se trouvent les caloducs à artère(s). Dans ce concept, la phase liquide s'écoule dans des artères afin de limiter les frottements dans l'écoulement (de même que dans les boucles diphasiques). Les sections évaporateur et condenseur restent cependant proches d'un caloduc usuel même si la séparation du liquide et de la vapeur peut faire penser aux boucles diphasiques (Figure 2.5). Les caloducs à artère(s) sont essentiellement développés pour des applications spatiales (Alario & al [100], Pietsch & Hauser [101]) et les structures capillaires peuvent être très complexes (Ponnappan & Mahefkey [102]). Ils reprennent partiellement les avantages des boucles diphasiques en termes de capacité de transport, mais ils sont aussi confrontés aux instabilités de fonctionnement dans certaines conditions. Des essais expérimentaux, menés au sein du LET par Grenouilleau [79] sur un caloduc à artère réalisé par la société LAVOCHKIN (Figure 2.5), ont montré clairement les problèmes de désamorçage liés à l'apparition de bulles vapeurs dans le canal liquide.

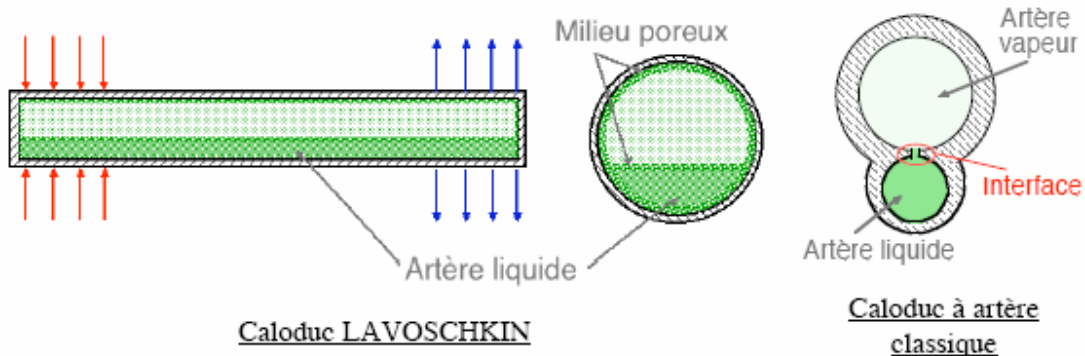


Figure 2.5 : exemples de caloduc à artère.

Nous ne traiterons pas par la suite des problèmes spécifiques à ces caloducs car leur utilisation est essentiellement envisagée que dans le cadre de la microgravité.

2.5.2 Dimensions de la section de passage du fluide

Après avoir classé les caloducs en fonction de l'interaction entre les écoulements liquide et vapeur, nous allons détailler un classement original basé sur la section de passage du fluide. Les caloducs seront différenciés en trois catégories qui sont : les macro caloducs, les mini caloducs et les micro

caloducs. En effet, selon la dimension caractéristique de la section, les phénomènes capillaires liés aux interactions entre les interfaces ont des conséquences qui peuvent être découplées ou qui doivent être traitées globalement.

Les caloducs de taille macroscopique sont historiquement les premiers à avoir été étudiés. Cotter [103] a défini les micro caloducs en 1984. Toutefois, le développement de ces derniers étant complexe sur le plan technologique en raison de leurs tailles ($\leq 1\text{mm}$), les premières miniaturisations de caloduc ont conduit à ce que nous appellerons les caloducs miniatures. Cette classification a été sommairement abordée par Peterson en 1987 [104] en considérant des critères d'utilisations mécaniques et non pas des critères d'écoulements de fluides.

2.5.2.1 Les caloducs de tailles macroscopiques

Couramment, les caloducs ont des diamètres de l'ordre du centimètre au décimètre pour des longueurs allant de quelques centimètres à plusieurs mètres. Ce type de caloduc peut comporter des structures capillaires qui assurent la circulation du fluide pour les applications spatiales (Figure 2.1) ou qui sont uniquement présentes pour améliorer les coefficients de transfert. Cependant, pour des raisons économiques, ces caloducs peuvent être des tubes lisses fonctionnant sous gravité (Figure 2.4). Ces caloducs ont des surfaces d'échanges internes dont les dimensions sont très grandes par rapport aux épaisseurs caractéristiques du transfert thermique. Cet élément est fondamental dans l'analyse des caloducs de grandes dimensions puisqu'il permet de découpler l'étude de la physique des écoulements fluides de l'analyse de la physique des transferts thermiques à l'évaporateur et au condenseur. La détermination des performances d'un caloduc peut ainsi être menée par des étapes distinctes qui ont peu d'influence l'une sur l'autre. Il en résulte une approche plus simple du caloduc. En général, c'est ce type de caloduc dont nous traiterons dans ce mémoire.

2.5.2.2 Les caloducs miniatures

Les caloducs miniatures ont typiquement été développés pour les applications liées à la microélectronique. Leur section est de l'ordre du millimètre avec des longueurs inférieures à 30 centimètres. Pour des raisons liées à la physique des interfaces (tension de surface, taille critique des bulles, ...), ce type de caloduc nécessite une structure capillaire pour présenter des performances intéressantes. La dimension caractéristique du canal vapeur se rapproche de celle de la structure capillaire comme on peut le voir sur la Figure (2.6).

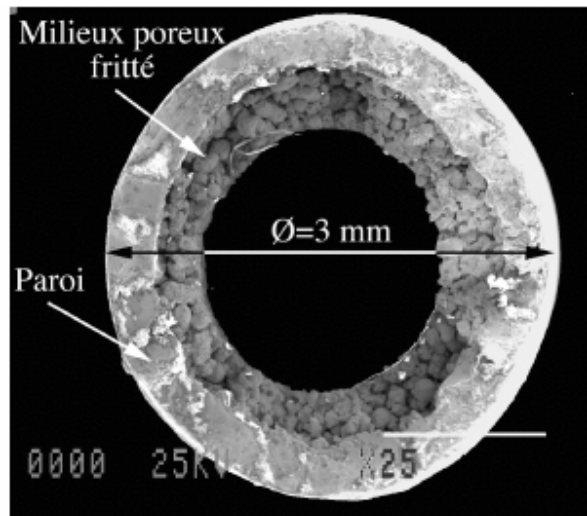


Figure 2.6 : photo au microscope électronique d'une section transversale d'un mini caloduc.

Cette photo prise au microscope électronique montre la section d'un caloduc circulaire en cuivre fonctionnant avec de l'eau. Elle a été réalisée suite à la rupture sous contraintes mécaniques d'un caloduc en test au LET.

Cette photo permet de se rendre compte de l'épaisseur de cuivre fritté par rapport au diamètre du canal vapeur. Ces dimensions étant proches, le comportement de l'écoulement du fluide devient non négligeable et il devient difficile de découpler totalement les phénomènes de transfert thermique de ceux de l'écoulement fluide lors de l'étude des caloducs miniatures.

Remarque : pour des tubes lisses de diamètre interne de l'ordre du millimètre, si on le remplit d'un fluide à l'état de saturation, le liquide se répartit entre des bulles de vapeur occupant toute la section. Lorsque l'on relie, avec plusieurs allers retours continus (Figure 2.7), une source froide et une source chaude, les bulles de gaz diminuent en volume et augmentent en nombre et l'ensemble oscille en transmettant de l'énergie avec une grande efficacité (Akachi & Polasek [105]).

Ce type d'échangeur, appelé caloduc pulsé (Pulsating Heat pipe) est développé par la société japonaise Actronic qui a déposé de nombreux brevets (Akachi [106]). Toutefois bien que des développements existent dans le domaine de la théorie du chaos en recherchant des structures fractales (Maezawa [107]), dans le domaine de l'analyse dimensionnelle (Delil [108]) ou dans la visualisation et l'étude des phénomènes capillaires et hydrodynamiques (Schneider & al [109]), aucune explication physique complète du phénomène n'est actuellement unanimement reconnue.

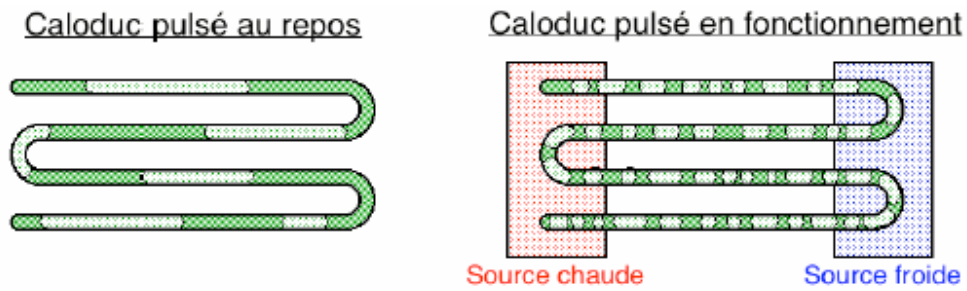


Figure 2.7 : répartition liquide-vapeur dans un caloduc pulsé.

2.5.2.3 Les Microcaloducs

Si la définition des microcaloducs a été initialement donnée par Cotter [103], la plupart des travaux ont été réalisés par l'équipe de Peterson aux USA. Signalons, qu'il existe aussi un projet européen dont les laboratoires de recherche associés sont le CETHIL (Lyon, France) et l'IKE (Stuttgart, Allemagne)[85]. La taille caractéristique d'une section d'un microcaloduc est de l'ordre de 10 à 1000 μm . Un microcaloduc fonctionne par capillarité mais de manière tout à fait originale puisque c'est la forme même de la section de passage du fluide qui assure le retour du liquide par pompage capillaire.

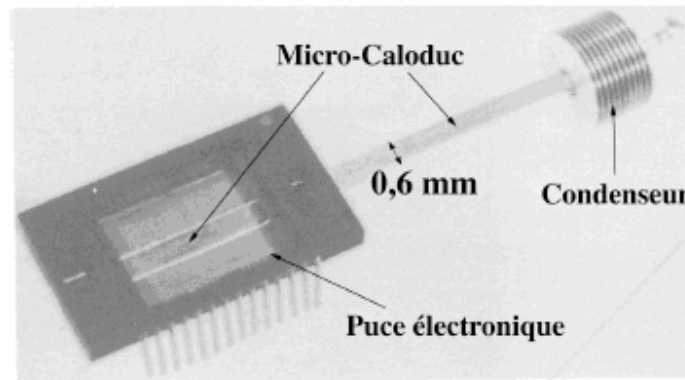


Figure 2.8 : Microcaloduc réalisé par le laboratoire ITOHR & D (Japan)

Cotter a défini le microcaloduc comme ayant une section de passage du fluide suffisamment petite pour que le diamètre hydraulique de la section soit du même ordre de grandeur que le rayon de courbure moyen de l'interface liquide vapeur. C'est ce rayon de courbure qui détermine le gradient de pression permettant le pompage capillaire. Ceci met en évidence la complexité de la physique des microcaloducs et la particularité de sa mise en équation. Dans un article de synthèse, Peterson [110] a

résumé les modèles simplifiés proposés et les premières mesures expérimentales réalisées. Les modèles sont basés sur ceux développés pour les caloducs à rainures de plus grande dimension en adaptant les géométries. Les modèles donnent des résultats en accord avec les mesures réalisées sur le caloduc développé par le laboratoire ITOH (Figure 2.8). Cependant, il reste des paramètres très influents sur les modèles qui ne peuvent pas être estimés avec précision, dont en particulier l'angle de contact entre l'interface liquide vapeur et la paroi solide.

Un axe important de développement porte sur la réalisation de plaques de silicium avec des microcaloducs incorporés. Peterson et al [111] décrivent la fabrication de plaques (20 x 20 mm) comportant 39 micro caloducs parallèles dont les sections sont soit rectangulaires (45 μm x 80 μm) soit triangulaires (base de 120 μm suivant le plan cristallographique (110)). Les premiers résultats en régime stationnaire montrent une augmentation de 30 à 80% de la conductivité longitudinale apparente de la plaque de silicium. Les études en transitoire (Peterson & Mallik [112]) permettent de confirmer cette amélioration et d'établir des constantes de temps légèrement inférieures pour les plaques comportant des microcaloducs. Des études récentes (Sartre & Lallemand [113], Zaghoudi & al [40]) font la synthèse des différentes approches de modélisation des microcaloducs en comparant les différentes formes de sections envisagées dans la littérature.

L'utilisation des microcaloducs dans le domaine du refroidissement des composants électroniques permet d'envisager de fortes densités de puissance, mais permet également de fortement limiter les gradients de température au sein des composants. Ces deux facteurs sont essentiels pour accroître les capacités des composants et maîtriser la fiabilité.

2.5.3 Forces motrices dans la phase liquide

L'approche des caloducs en fonction de leurs applications ou de leurs tailles a mis en évidence l'importance des conditions d'utilisation dans la compréhension des caloducs. Si les applications spatiales utilisent exclusivement les pressions capillaires pour assurer la circulation du fluide, les forces de volume constituent un élément essentiel pour les applications terrestres. En effet, elles agissent directement sur le fluide et notamment sur la phase liquide qui a une densité élevée.

Le principe de fonctionnement du pompage capillaire repose sur la physique des interfaces et permet de comprendre les différentes structures possibles et les compromis nécessaires en fonction de l'application. La présence de forces de volume influence fortement le comportement du caloduc et peut

aller de l'amélioration sensible du fonctionnement au blocage complet. Le champ de gravitation terrestre est la cause la plus courante des forces de volume, mais des caloducs soumis à des accélérations subissent aussi les effets des forces de volume résultantes dans le repère lié au caloduc.

2.5.3.1 Pompage capillaire et structures capillaires

L'utilisation du pompage capillaire pour assurer le retour du liquide du condenseur vers l'évaporateur permet de réaliser une circulation en boucle fermée du fluide sans apport d'énergie mécanique au caloduc. Nous allons exposer brièvement le principe du pompage capillaire qui peut être généré au sein de différentes structures dont nous détaillerons les caractéristiques essentielles.

2.5.3.1.1 Principe élémentaire du pompage capillaire

Les principes physiques mis en oeuvre par les phénomènes de pompage capillaire seront détaillés dans le chapitre II pour ce qui est du domaine macroscopique et pour le domaine sub microscopique. Néanmoins, nous pouvons dans un premier temps considéré une approche sommaire des phénomènes de pompage capillaire qui se produisent usuellement au sein de structures poreuses diverses (café remontant dans le sucre, humidité dans les murs de maison, ...). Ce phénomène d'écoulement d'un liquide dans une structure poreuse provient d'une dépression générée par la courbure de l'interface liquide/vapeur. La pression motrice capillaire maximale ($\Delta P_{c,max}$) que peut engendrer l'écoulement de la phase liquide du condenseur vers l'évaporateur, s'exprime par :

$$\Delta P_{c,max} = \frac{2\sigma}{D} \quad (2.1)$$

Avec :

σ : tension de surface du liquide (N.m).

D : dimension caractéristique du pompage capillaire (m).

A titre d'exemple, la dimension caractéristique d'un milieu poreux est le diamètre moyen de pore. Ce saut de pression dû au phénomène capillaire compense les pertes de charges dynamiques et statiques dans les deux phases. Il est l'élément moteur de l'écoulement et donc du fonctionnement du caloduc. Il est couramment appelé pression motrice capillaire.

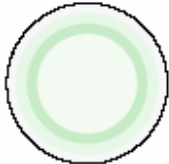
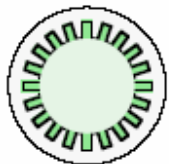
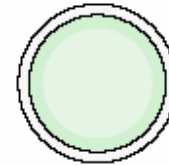
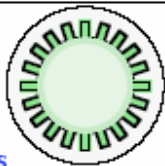

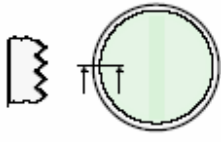
2.5.3.1.2 Les structures capillaires

La structure capillaire doit générer un écoulement en son sein au moyen de la pression motrice capillaire, cette dernière a une valeur maximale qui est exprimée par l'équation (2.1). Or, cette même structure entraîne des pertes de charge dans l'écoulement, ce qui limite le débit. En résumé, une structure capillaire doit générer un gradient de pression maximum tout en limitant les pertes de pression dues à l'écoulement du liquide. Ceci afin d'assurer un débit de fluide maximum puisque la puissance transférable est directement proportionnelle au débit d'évaporation (ou de condensation). En effet, la puissance transférée Q est reliée au débit de fluide \dot{m} par la chaleur latente de changement de phase h_{lv} selon :

$$Q = \dot{m} h_{lv} \quad (2.2)$$

Pour des structures capillaires simples du type rainures simples ou milieu poreux (Figure 2.6) les deux critères ci-dessus sont antagonistes. En effet, pour obtenir une différence de pression élevée il faut de très faibles rayons de courbures (voir équation (2.1)), mais la section de passage liquide est alors très faible et entraîne des pertes de charge importantes. D'autre part, la structure capillaire doit assurer un bon transfert thermique radial de la paroi externe vers l'interface liquide vapeur où se produit l'évaporation (ou la condensation). Ceci constitue aussi un point important dans le choix d'un type de structure. Faghri décrit les structures capillaires et définit trois critères permettant de comparer les structures entre elles : le pompage capillaire (ou pression motrice), la perméabilité qui caractérise les pertes de charge et le coefficient d'échange thermique. Le Tableau 2.1 reprend les structures courantes et permet d'avoir un aperçu des qualités intrinsèques de chaque type.

Tableau 2.1 : classification des structures capillaires

TYPE	Pompage capillaire	Coefficient d'échange thermique	Perméabilité	Remarques
 <u>Mèches tissées</u>	Elevé	Faible	Faible à moyenne	Le diamètre moyen des pores de la trame peut être ajusté. Fabrication très facile Mauvaise reproductibilité
 <u>Rainures longitudinales</u>	Faible	Très élevé	Moyenne à élevée	Il existe de nombreux profils de rainures : -rectangulaire, -triangulaire, -circulaire, -trapézoïdale, -ré-entrant Fabrication de série facile et bon marché.
 <u>Métal fritté</u>	Très élevé	Moyen	Faible à moyenne	Le diamètre moyen des pores peut être ajusté. Fabrication assez délicate mais coût pouvant être faible.
 <u>Rainures longitudinales et mèches</u>	Elevé à Très élevé	Elevé	Moyenne à élevée	Fabrication délicate (positionnement de la mèche). Risques importants de création de bulles de vapeur ou de gaz dans les rainures
 <u>Métal fritté avec artère liquide intégrée</u>	Elevé à Très élevé	Moyen	Moyenne à élevée	Le diamètre moyen des pores peut être ajusté ainsi que la section du canal liquide. Fabrication délicate .
 <u>Rainures radiales et milieu poreux central</u>	Elevé à Très élevé	Elevé à Très élevé	Moyenne à élevée	Difficulté importante pour la réalisation de rainures radiales sur de grandes longueurs Difficulté de maintien de l'élément central.

Un élément supplémentaire à considérer est la stabilité de comportement de la structure lors de la présence de gaz en son sein. En effet, l'apparition de bulle de vapeur dans la structure peut conduire à une rupture locale du pompage capillaire lors de l'évacuation de la bulle. Les structures complexes présentent souvent l'inconvénient de ne pas se réamorcer sans une diminution notable de la puissance injectée (Romestant & al [114], Thomas & Yerkes [115]).

Notons de plus que la tenue mécanique de la structure poreuse peut devenir importante dans certaines applications où le caloduc est soumis à de fortes contraintes.

2.5.3.2 Forces de volumes

Lorsque les forces de volume sont très largement supérieures aux forces engendrées par les phénomènes capillaires, les phénomènes physiques mis en jeu sont très différents. On considère alors que l'écoulement de la phase liquide est engendré par les forces de volume et les pressions capillaires sont négligées.

On peut envisager tous types de forces volumiques provenant par exemple de champs électromagnétiques. Cependant, les fluides non neutres électriquement ne sont pas utilisés dans les applications de type caloduc. Nous ne considérerons donc que les forces gravitationnelles ou inertielles.

Notons tout d'abord que si les forces de volume agissent sur le fluide et créent des gradients de pression dans la phase liquide et dans la phase vapeur, pour la plupart des fluides, le rapport entre la masse volumique du liquide et de la vapeur est très grand si l'on ne s'approche pas du point critique. Or les gradients de pression sont directement proportionnels à la masse volumique ce qui permet de négliger les effets des forces de volume sur la phase vapeur dans la plupart des cas.

La force volumique la plus courante est bien entendu la gravité terrestre, mais le positionnement de caloducs dans des systèmes en rotation entraîne des forces volumiques résultantes dans les repères liés aux caloducs. Dans cette partie, seuls les principes généraux sont abordés. La quantification des influences sera abordée tout au long de ce mémoire en fonction du domaine considéré.

Par soucis de simplification, nous adopterons les appellations suivantes :

- Lorsque la résultante des forces de volume parallèle à la direction de l'écoulement du fluide favorise le retour du liquide du condenseur vers l'évaporateur, le caloduc est en position favorable.

- Dans le cas contraire, la position du caloduc est défavorable.

2.5.3.2.1 Le champ de gravitation terrestre

Pour comprendre l'importance du champ de gravitation terrestre nous allons donner quelques applications numériques permettant de comparer les gradients de pression générés par des milieux capillaires typiques associés à des fluides courants et les gradients dus à la gravité. Pour cela nous donnons dans le Tableau 2.2 les différences de pression motrices capillaires maximales et les hauteurs de liquide correspondantes pour quatre cas typiques. En d'autres termes on calcule $H_{\text{équi}}$ par:

$$\rho_l g H_{\text{équi}} = \Delta P_{c,\text{max}} = \frac{2\sigma}{D} \quad (2.3)$$

Tableau 2.2 : Hauteur de liquide équivalente

Cas	Fluide	T (°C)	σ (N m ⁻¹)	P (Kg m ³)	structure capillaire	D (m)	$\Delta P_{c,\text{max}}$ (Pa)	$H_{\text{équi}}$ (m)
1	Ammoniac	20	$2,13 \cdot 10^{-2}$	610,3	Rainures	$0,410^{-3}$	107	0,018
2	Eau	60	$6,62 \cdot 10^{-2}$	983,0	Poreux	$25 \cdot 10^{-6}$	13240	0,55
3	Méthanol	10	$2,36 \cdot 10^{-2}$	800,5	Rainures	$0,7 \cdot 10^{-3}$	67	0,008
4	Sodium	800	$12,3 \cdot 10^{-2}$	757,3	Toiles	$0,15 \cdot 10^{-3}$	1640	0,22

Les hauteurs correspondent à la longueur maximale d'un caloduc dont la structure capillaire doit assurer le retour liquide du condenseur vers l'évaporateur en s'opposant à la gravité.

Dans les cas 1 et 3, les hauteurs sont très faibles. Le positionnement du caloduc par rapport aux champs de gravitation sera donc un paramètre fondamental. Par exemple, pour le cas 3, si l'évaporateur est situé au dessus du condenseur (avec une différence supérieure à 8 mm) le caloduc ne pourra pas fonctionner.

Les cas 2 et 4 permettent plus de possibilités. Toutefois, le type de structure capillaire utilisé a une faible porosité. Le moindre débit de liquide dans la structure entraînera alors de fortes pertes de charge qui limiteront la hauteur équivalente.

Il apparaît ainsi que l'influence des forces de volume est, dans la plupart des cas, fondamentale pour le dimensionnement d'un caloduc. Lorsque le caloduc est positionné avec la zone évaporateur à une altitude inférieure à la zone condenseur (forces de volume favorables), la position est nommée thermosiphon (Figure 2.4) et par abus de langage, on parlera de thermosiphon pour désigner le caloduc.

Pour un thermosiphon, la présence de structure capillaire n'est pas obligatoire puisque les forces de volume assurent le retour du liquide.

L'utilisation des thermosiphons est très développée et une importante littérature, que nous développerons par la suite, existe. Faghri propose une étude complète dans laquelle il détaille entre autres des modes de calcul des coefficients d'échanges au condenseur et à l'évaporateur ainsi que les limites et les instabilités de fonctionnement. Citons pour finir d'une manière générale les travaux de El-Genk que nous développerons dans l'ensemble du manuscrit et qui vont de la détermination de limites de fonctionnement au calcul de coefficients d'échange en passant par des enveloppes limites du remplissage en liquide [116].

2.5.3.2.2 Champ d'accélération

Les caloducs soumis à des champs d'accélération sont classés en trois types en fonction des accélérations longitudinales et transversales subies. Le premier type défini est le caloduc tournant, dont l'axe de rotation correspond à l'axe longitudinal. Lorsque l'axe de rotation n'est pas confondu avec l'axe du caloduc mais qu'il reste parallèle (ou forme un angle faible en restant coplanaire), on parle de caloduc de révolution. Lorsque le caloduc est soumis à des accélérations parallèles à son axe longitudinal, le comportement se rapproche des thermosiphons. Bien entendu, dans certain cas particulier, comme pour des profils rectilignes, les types peuvent être combinés.

a) Les caloducs tournants

Les caloducs tournants sont soumis à des forces d'accélérations radiales importantes, il est donc possible d'utiliser une partie de ces forces pour assurer le retour du liquide du condenseur vers l'évaporateur. Pour cela, la section de passage du fluide n'est pas constante mais augmente du condenseur vers l'évaporateur comme sur l'exemple de la Figure 2.10. On obtient ainsi une accélération motrice (Γ_r) pour le liquide qui s'exprime par :

$$\Gamma_r = r\omega^2 \sin(\alpha) \quad (2.4)$$

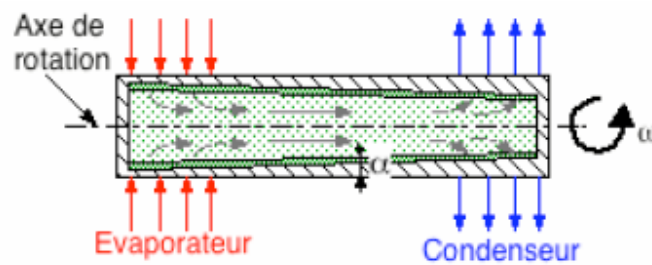


Figure 2.9 : caloduc tournant à section tronconique.

L'étude des caloducs tournants date du début des années 70. Les premières études expérimentales ont été réalisées par Daniels & Al-Jumaily [117] pour des vitesses de rotation de 600 à 1000 tr mn-1 (correspondant à des accélérations centrifuges de 7 à 28 g). Les résultats obtenus ont montré la validité du concept. Toutefois, le modèle simplifié utilisé ne donne pas toujours de bons résultats. Une étude numérique récente développée par Harley & Faghri [118] a mis en évidence la complexité des effets sur la phase vapeur et la nécessité d'une prise en compte d'un écoulement compressible dans la phase vapeur. On peut, entre autres, noter que la vitesse angulaire de la vapeur n'est pas constante et qu'il existe au centre un écoulement vapeur du condenseur vers l'évaporateur. Cette mise en évidence de l'influence de la phase vapeur peut être rapprochée des résultats expérimentaux obtenus par Ponnappan & al [119]. Leur étude porte sur des caloducs tournants avec des vitesses de rotation très élevées (entre 5 000 et 30 000 tr mn-1) correspondant à des accélérations radiales de 1 000 à 9 000 g. Les résultats obtenus montrent que les performances sont plus de dix fois inférieures aux prédictions des modèles simples.

D'autres profils ont été envisagés pour améliorer les performances des caloducs tournants. En outre, on peut citer le concept illustré par la Figure (2.11) et utilisé par Watel & al [120] pour le refroidissement de disques de frein de TGV.

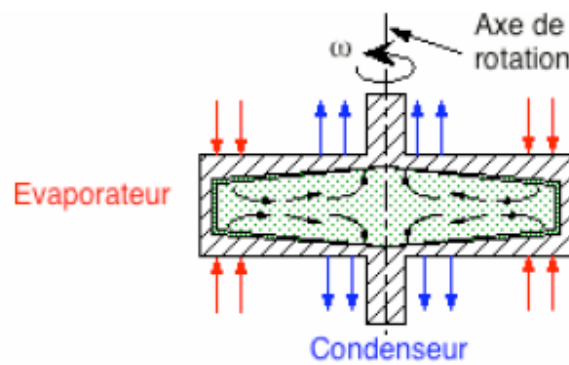


Figure 2.10 : caloducs tournants plats.

b) Les caloducs de révolution

La différence essentielle entre les caloducs tournants et les caloducs de révolution provient de la disparition de la symétrie angulaire pour ces derniers. En effet, le champ d'accélération est alors perpendiculaire à la section du caloduc comme illustré sur la figure (2.12).

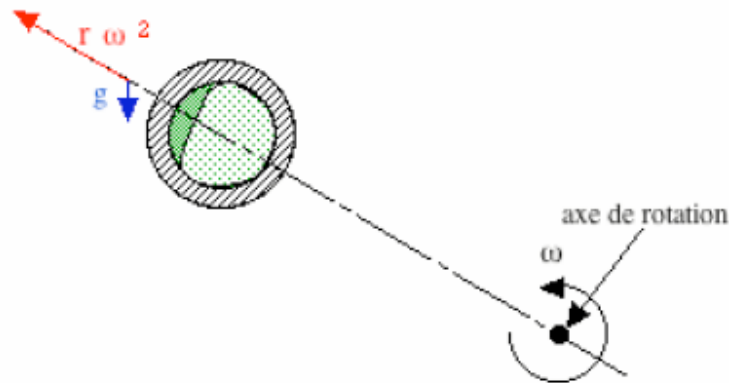


Figure 2.11 : section d'un caloduc de révolution répartition typique du liquide

Peu d'études ont été réalisées pour ce type de caloduc en raison de la complexité de l'écoulement. Toutefois, Gi & Maezawa [121] ont mené une étude expérimentale en faisant varier la quantité de fluide et la vitesse de rotation. Ils ont montré qu'un modèle simple de condensation peut conduire à de bonnes prédictions lorsque la vitesse de rotation est suffisante pour négliger les effets de la gravité terrestre. Jian & al [122] ont réalisé une étude sur des caloducs de révolution de trois types différents, dont notamment un cas pour lequel un angle de 6° existe entre l'axe du caloduc et l'axe de rotation. L'essentiel de leur étude a porté sur le comportement de la zone évaporateur. Leurs résultats montrent une amélioration importante des performances pour le cas où l'inclinaison facilite le retour du liquide.

c) Caloducs soumis à des accélérations longitudinales

La bibliographie sur les caloducs soumis à des accélérations longitudinales élevées est très restreinte. Les premières études ont été réalisées au Laboratoire d'Etudes Thermiques par Gourdache [123] dans le cadre d'études amonts sur les systèmes de refroidissement des composants de navigation de navettes spatiales lors des phases de rentrée dans l'atmosphère.

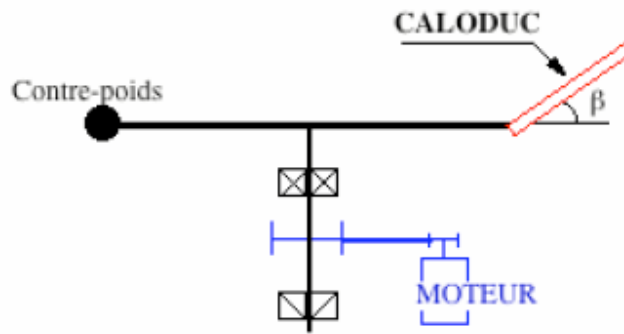


Figure 2.12 : Schéma synoptique du montage utilisé par Gourdache [123].

Par ailleurs, des travaux importants ont été menés par Thomas & Yerkes [124] sur un caloduc flexible soumis à des cycles d'accélération favorables et défavorables en vue d'une intégration dans des avions de chasse. Toutefois, la méthode utilisée est très différente puisqu'ils utilisent un caloduc flexible positionné sur une portion de cercle. C'est la variation de la vitesse angulaire qui permet dans ce cas d'obtenir des cycles d'accélération longitudinale.

Nous avons mené une étude préliminaire en collaboration avec la société Dassault sur le comportement de caloducs à structures capillaires soumis à de fortes accélérations longitudinales avec la même optique d'intégration de caloduc dans des avions de chasse [114]. Nous détaillerons les résultats obtenus par la suite. Notons enfin que Sophy [125] a réalisé une étude basée sur le principe du montage de la Figure (2.13) qui a permis de tester le comportement d'un caloduc à eau soumis à des cycles d'accélération simulant la fonction de suivi de terrain d'un avion de chasse.

2.6 Autres types de caloduc

De nombreux autres types de caloducs ont été envisagés. Toutefois, les seuls ayant donné lieu à une application importante sont les caloducs à conductances variables. Leur principe de fonctionnement est basé sur la régulation des surfaces d'échange au condenseur par la présence d'un bouchon de gaz incondensable. Un gaz est dit incondensable lorsque les températures de fonctionnement du caloduc sont supérieures à la température critique de ce gaz. Il n'existe alors pas de changement de phase pour ce gaz quelle que soit la pression. Lorsque l'on injecte un flux à une extrémité du caloduc, un écoulement vapeur est amorcé. La phase vapeur du fluide caloporteur entraîne alors le gaz incondensable qui s'accumule ainsi en bout de condenseur. Les phénomènes de diffusion

de la vapeur dans le gaz étant faibles, on peut en première approximation considérer que la zone occupée par le gaz incondensable n'évacue pas de flux. Or, le nombre de molécules de gaz étant fixé puisque le système est fermé, le volume occupé par le gaz est régi, en première approximation, par l'équation d'état des gaz parfaits :

$$PV = nRT \quad (2.5)$$

La pression dans l'enceinte est gouvernée par la courbe de saturation du fluide caloporteur. En conséquence, la pression est fixée et la régulation de la température de l'extrémité du condenseur contenant le gaz permet de faire varier le volume de la zone ne participant pas aux transferts (Figure 2.14). Des études (Rohani & Tien [126], Hijikata & al [127]) sur l'influence d'un bouchon de gaz incondensable ont montré que la prise en compte de la diffusion moléculaire de la phase vapeur dans le gaz doit être prise en compte dans de nombreux cas pour avoir une estimation fine de la zone de condensation active. Une prise en compte d'une géométrie 2D est par ailleurs nécessaire lorsque le diamètre du caloduc n'est pas petit devant la longueur de condensation. Faghri donne de nombreux exemples de principes de régulation et il détaille de nombreux modèles allant d'une géométrie 1D stationnaire à une géométrie 2D transitoire avec diffusion.

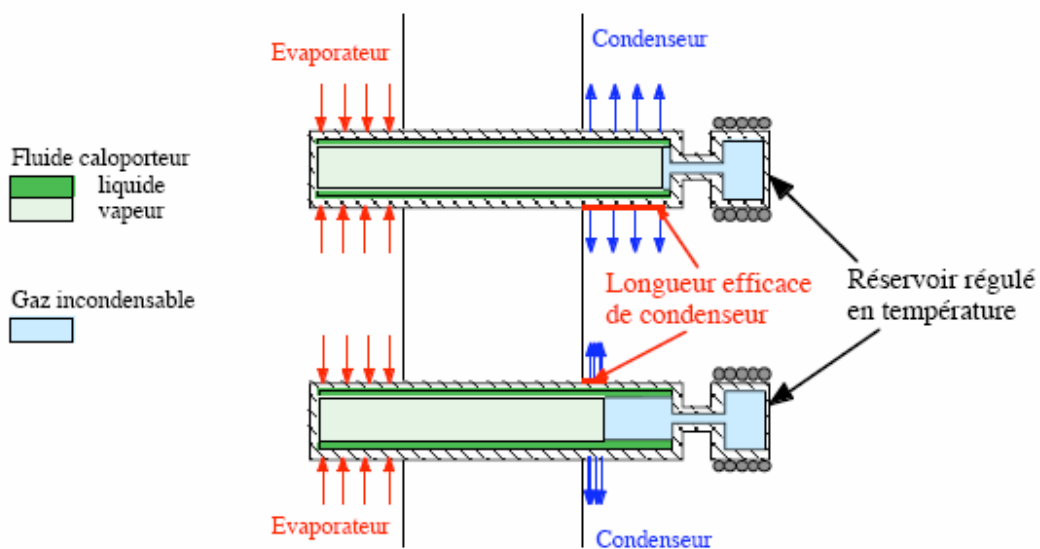


Figure 2.13 : principe du caloduc à conductances variables.

Parmi les applications possibles, les travaux récents de Kawabata & al [128] mettent en évidence la flexibilité de l'utilisation de ce type de caloduc. Ils ont réalisé une diode thermique passive à l'aide

d'un caloduc à conductance variable sans régulation active de la température du réservoir. Les caractéristiques obtenues sont très intéressantes car le rapport de puissance entre un mode passant et un mode bloqué est de 12,4 sur une plage de variation de température de l'évaporateur de seulement 19°C.

2.7 Conclusion

Le principe du caloduc est simple. Il repose sur l'exploitation des propriétés du changement de phase liquide/vapeur et tire partie des valeurs très grandes de la chaleur latente de changement de phase et de l'écoulement quasi-isotherme de la phase vapeur.

Depuis le début des années 70, de très nombreuses applications existent et se sont développées aussi bien dans le domaine spatial pour le contrôle thermique des satellites que terrestre pour le refroidissement de l'électronique de puissance ou de la microélectronique. Les différentes spécificités des caloducs permettent également des applications très variées dans de nombreux domaines comme l'étalonnage, la biothermie,...

Toutefois, le domaine des caloducs est vaste et plusieurs classifications sont possibles et nécessaires pour décrire les types de caloduc et les technologies associées. Trois grandes classifications sont couramment admises. La première est basée sur le type de circulation du fluide et différencie les boucles diphasiques des caloducs à proprement parlé. Le classement des caloducs en fonction de leurs dimensions caractéristiques en caloducs de taille macroscopique, caloducs miniatures et micro caloducs repose sur l'ordre de grandeur des différents phénomènes physiques et leurs interactions. Enfin, le type de forces motrices dans la phase liquide permet de séparer les caloducs à pompage capillaire des caloducs soumis à des forces de volume.

Après avoir donné une approche extérieure des caloducs, nous aborderons en détails dans le chapitre II les principes physiques régissant le bon fonctionnement des caloducs que ce soit au niveau des phénomènes capillaires, du cycle thermodynamique, des écoulements fluides ou des transferts thermiques.

CHAPITRE III

LES CALODUCS DANS L'ELECTRONIQUE

3.1 Caractéristiques thermiques des composants électroniques

Les composants électroniques sont classés en trois grandes familles :

- Les composants à semi-conducteur : transistors, diodes, thyristors, circuits intégrés logiques ou analogiques... ;
- Les composants passifs : résistances, conductances, inductances... ;
- Les tubes électroniques.

3.1.1 Composants à semi-conducteur

Ces composants ont un domaine de température de fonctionnement limité par la nature du matériau semi-conducteur et par le type de technologie employé lors de leur fabrication. Si on prend comme exemple : la température maximale pour un composant en germanium est : $T_{\max}=100$ à 110°C . Pour un composant en silicium ou à l'arséniure de gallium, $T_{\max}=125$ à 200°C . Ces composants sont placés dans des boîtiers hermétiques : TO5, TO36, plat céramique, plastique, dual in line ...

Dans les semi-conducteurs, une très grande partie de l'énergie fournie est dissipée sous forme thermique au niveau de la jonction. Cette chaleur traverse presque en totalité la pastille puis la liaison pastille-boîtier et enfin le corps du boîtier par conduction (figure 3.1).

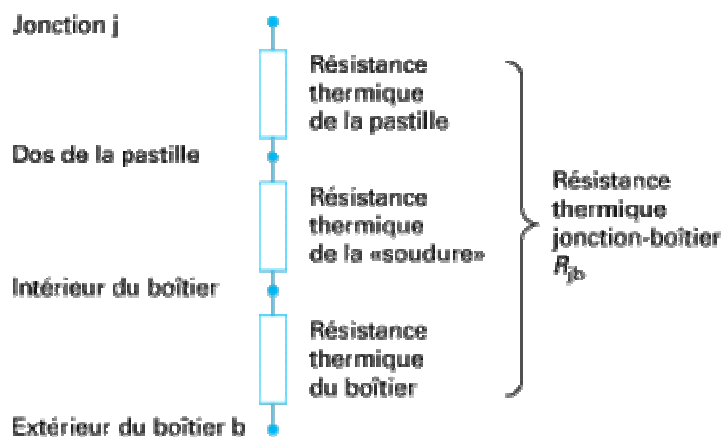


Figure 3.1 : Schéma résistif d'un composant

Le fabricant donne généralement, la résistance thermique entre la jonction et l'extérieur du boîtier, R_{jb} , qui est la somme des résistances thermiques de la pastille, de la soudure et du boîtier. Elle est donnée :

- soit directement dans les notices du fabricant (tableau 3.1) ;
- soit en donnant la température de jonction maximale $T_{j,max}$ pour laquelle la puissance dissipée est nulle et la puissance thermique maximale P_{max} pouvant être dissipée lorsque le boîtier est maintenu à la température ambiante T_{amb} :

$$R_{jb} = \frac{T_{j,max} - T_{amb}}{P_{max}} \quad (3.1)$$

Tableau 3.1 : Résistance thermique entre la jonction et le boîtier pour quelques composants à semi-conducteur

Composant	Boîtier	R_{jb} (°C/W)
Transistors		
P2N2222A	TO92	83,3
2N3055	TO3	1,52
BUL44	TO220AB	2,5
BUL44F	ISO TO220	5,0
BD473	TO225AA	3,5
Thyristors		
BTY79-400R encapsulé	TO64 TO200AB	1,8 0,017
Régulateurs		
linéaire L4955	TO220	2,5
linéaire L4973	DIP 18	2,5

- soit en donnant la courbe de la puissance dissipée en fonction de la température du boîtier. R_{jb} est alors égal à l'inverse de la pente de la courbe.

La chaleur est évacuée du boîtier vers l'atmosphère ambiante par convection et rayonnement et/ou du boîtier vers un puits thermique (bâti, radiateur...) par conduction. Le transfert direct entre le boîtier et l'air ambiant est prépondérant pour les composants supportés par leurs connexions. Le fabricant donne directement la résistance thermique $R_{j,amb}$ entre la jonction et l'air ambiant (tableau 3.2). Cette résistance englobe les résistances thermiques conductives internes R_{jb} et la résistance thermique de transfert (convection naturelle et rayonnement) $R_{b,amb}$ entre le boîtier et l'air ambiant :

Tableau 3.2 : Résistance thermique entre la jonction et l'air ambiant pour quelques composants à semi-conducteur

Composant	Boîtier	$R_{j,amb}$ (°C/W)
Transistors		
P2N2222A	TO92	200
BUL44	TO220AB	62,5
BUL44F	ISO TO220	62,5
BFS20	SOT23	500
MMBT3904	SOT23	357
PZT3904	SOT223	125
AT41511	SOT143	550
Thyristor		
BTY79-400R	TO64	45
Triac		
BT134W	SOT223	156
Régulateurs		
linéaire L4955	TO220	50
linéaire L4973	DIP 18	50
à découpage	DIP 8	95
Convertisseur		
LM2825	DIL 24	95
Diode Zener	SOD123	340

$$R_{j,amb} = R_{jb} + R_{b,amb} \quad (3.2)$$

Le concepteur est alors confronté à une difficulté majeure : la définition de la température ambiante T_{amb} au niveau du composant.

Le cas des circuits intégrés montés en boîtier dual in line est très différent : une grande partie de la chaleur est évacuée directement par les connexions (et/ou par des pattes thermiques). Le composant doit alors être modélisé par deux résistances thermiques internes : l'une correspondant à la conduction dans les broches du circuit et l'autre correspondant à la conduction dans le matériau encapsulant.

Le transfert conductif entre le boîtier et le puits thermique est prépondérant pour les composants montés directement sur un bâti, c'est-à-dire les transistors de puissance en boîtier TO3 par exemple, les diodes, les transistors, les thyristors en boîtier muni d'un goujon (le couple de serrage est indiqué par le fabricant), les diodes et thyristors en boîtier type press-back. La fixation du

composant sur le puits thermique entraîne une résistance thermique de contact $R_{b,B}$ qui dépend du mode de fixation et de la pression de serrage. Pour réduire $R_{b,B}$, on améliore le contact thermique en enduisant les surfaces de graisse au silicone. Lorsqu'il est nécessaire d'isoler électriquement le composant du puits thermique, on intercale une feuille isolante de faible épaisseur et de matériau mauvais conducteur thermique (oxyde de béryllium, mica, kapton), ce qui augmente de façon non négligeable la résistance de contact. Les résistances thermiques de contact avec ou sans isolateur de mica en fonction de la pression de serrage se trouvent plus ou moins aisément dans les notices des fabricants.

3.1.2 Composants passifs

Ce sont les résistances, les inductances et les condensateurs.

✓ Les **résistances** sont caractérisées par la puissance maximale qu'elles peuvent dissiper (0,25 W, 0,5 W, 1 W...) et par la technologie utilisée lors de leur fabrication (au carbone, à couches métalliques, bobinées...). Il n'existe aucune valeur limite standard de température pour les résistances. La chaleur qu'elles peuvent pratiquement dissiper, sans être détériorées, dépend du mode de refroidissement : conduction, convection et rayonnement. Les caractéristiques thermiques données par le fabricant sont basées sur l'évacuation de la plus grande partie de la chaleur par convection et rayonnement et par conduction au travers de leurs connexions de sortie vers le circuit qui les supporte : on obtient typiquement des résistances thermiques de 40 à 150 °C/W. Une réduction notable de la température de la résistance est obtenue en favorisant le transfert par conduction vers le puits thermique.

✓ Les **inductances** et autres composants comportant des enroulements (transformateurs, relais...) produisent par effet Joule une quantité de chaleur qui, par l'élévation du niveau de température qu'elle entraîne, peut provoquer une détérioration des matériaux isolants entrant dans la fabrication des enroulements.

✓ Les **condensateurs** ne produisent pratiquement pas d'énergie. Toutefois, la technologie de fabrication autorise rarement une température très élevée de fonctionnement.

Pour tous ces composants passifs, une cause indirecte d'élévation du niveau thermique est un apport de chaleur venant de composants actifs par l'intermédiaire des connexions et du circuit qui supporte les différents composants : seule une implantation différente des composants sur le circuit peut y remédier.

3.1.3 Tubes électroniques

Seul domaine de l'électronique où la technique des tubes à vide est encore utilisée, les hyperfréquences font largement appel à tous les composants tant actifs que passifs. Les tubes de grande puissance (klystron, magnétron, tube à ondes progressives) sont en général refroidis par conduction (blocs anodiques des magnétrons, collecteurs de tubes à ondes progressives) et par convection (ailettes) et rayonnement (peinture noire mate). La construction interne de ces tubes hyperfréquences faisant appel à des matériaux délicats (verre, céramique, réfractaire), les fabricants limitent généralement la température maximale d'utilisation entre 125 et 150 °C.

3.1.4 Température du composant

La température du composant est déterminée par :

$$T_{\text{composant}} = \Delta T_{\text{conduction}} + \Delta T_{\text{transfert}} + T_{\text{externe}} \quad (3.3)$$

Avec :

- ✓ $\Delta T_{\text{conduction}}$ différence de température nécessaire pour conduire la chaleur du composant aux surfaces de refroidissement,
- ✓ $\Delta T_{\text{transfert}}$ différence de température nécessaire entre les surfaces d'échanges et l'environnement pour évacuer le flux thermique venant par conduction du composant.
- ✓ T_{externe} est la température du milieu extérieur.

D'après cette relation, on voit que les problèmes de refroidissement en électricité et en électronique se réduisent à de la conduction de la chaleur du composant aux surfaces d'échange et à un transfert thermique (convectif et radiatif) des surfaces d'échange vers l'environnement.

On distingue trois modes de transfert de chaleur : conduction, rayonnement, convection naturelle ou forcée avec ou sans changement de phase. Ces trois modes coexistent généralement dans un problème donné.

3.2 Techniques de refroidissement en électronique

3.2.1 Problèmes d'évacuation de chaleur

La miniaturisation du volume et du poids des systèmes électroniques est devenu un critère essentiel. Les systèmes électroniques de puissance ont été parmi les premiers à suivre cette tendance. Cette évolution s'est traduite par des niveaux de puissance dissipée et des densités de flux

thermiques très élevées. Par exemple, pour des composants semi-conducteurs tels que les IGBT, des densités de flux thermique de plus de 400 W/cm^2 ont été générées [31].

Dans le domaine de la microélectronique les circuits intégrés sont de plus en plus petits et de plus en plus performants. Comme l'avait prédit le co-fondateur de la société Intel Gordon Moore en 1965, le nombre de transistors par circuit intégré de même taille double tous les 18 mois, depuis leur apparition dans les années 60. L'évolution extrêmement rapide des technologies liées aux microprocesseurs permet d'atteindre déjà plusieurs GHz tout en diminuant la taille des puces électroniques (Figure 3.2 (a)). Par conséquent, la densité de flux de chaleur dégagée par ces circuits étant en constante augmentation, un des problèmes majeurs réside dans l'évacuation et le transport de l'énergie dissipée par ces systèmes. Les densités de chaleur dissipées par les microprocesseurs sont passées de $0,5 \text{ W/cm}^2$ dans les années quatre-vingts jusqu'à 40 W/cm^2 au début du siècle [32]. Les prédictions pour la fin de cette décennie sont encore plus sévères avec des flux de l'ordre de 250 W/cm^2 [33] (Figure 3.2 (b)).

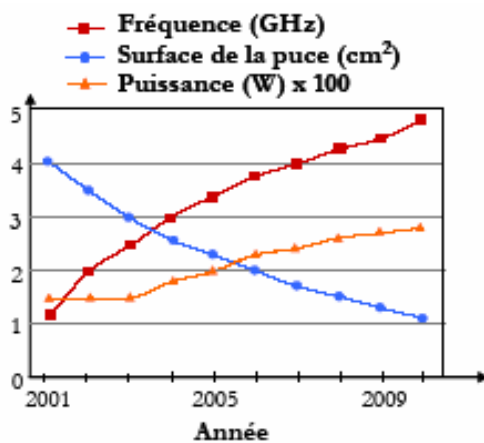


Figure 3.2 : (a) Evolution des caractéristiques principales des microprocesseurs de la fin du 20^{ème} siècle au début du 21^{ème} siècle.

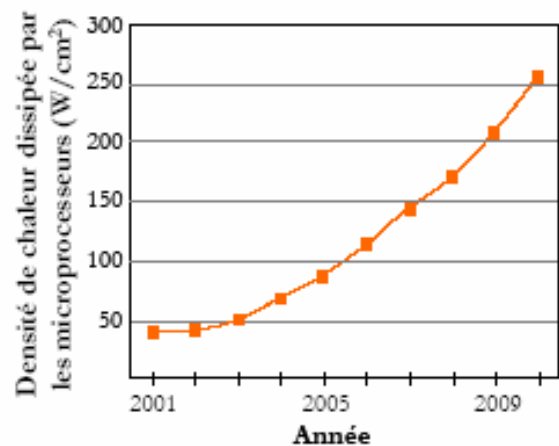


Figure 3.2 : (b) Evolution de la densité de puissance dissipée par les microprocesseurs [33]

Dans ce contexte, le niveau d'efficacité des refroidisseurs associés à ces systèmes, à du être amélioré dans des proportions importantes. Malgré le développement du domaine de la thermique, ce sont encore à l'heure actuelle les performances de dissipation thermique du refroidisseur qui limitent le fonctionnement des systèmes électroniques. La gestion de la chaleur dans ces systèmes peut être assurée à partir du moment où le système de refroidissement assure l'extraction des énergies dissipées tout en diminuant la température du silicium à un niveau non destructif ($<100^{\circ}\text{C}$).

3.2.2 Techniques de gestion thermique dans l'électronique

3.2.2.1 Amélioration des échanges thermiques

Plusieurs stratégies novatrices de gestion de la chaleur dans les systèmes électroniques ont été proposées ces dernières années. L'utilisation de nouveaux matériaux de haute conductivité thermique a considérablement amélioré le transfert thermique par conduction. Les matériaux composites renforcés avec des particules de diamant ont pu atteindre des conductivités thermiques de l'ordre de 600-1200 W/(mK) [34]. Les nano tubes de carbone, de conductivité thermique supérieure à celle du diamant (de 600 à 3000 W/(mK)), sont très prometteurs pour des applications futures [35].

3.2.2.2 Convection naturelle et rayonnement

Les premières méthodes de refroidissement utilisées en électronique sont basées sur des phénomènes de rayonnement et de convection naturelle (Figure 3.3). Ces phénomènes physiques ne s'adressent qu'aux faibles puissances à évacuer et leur coefficient d'échange est limité à quelques dizaines de W/(m²K) [37]. Afin de limiter l'augmentation en température de la paroi du composant, la surface du refroidisseur peut être augmentée afin d'améliorer la surface d'échange d'une part et le coefficient de transfert d'autre part. C'est le cas des radiateurs. Certains radiateurs à ailettes permettent d'obtenir des coefficients d'échange supérieurs à quelques centaines de W/(m²K) (Figure 3.3).

3.2.2.3 Convection forcée

Si les composants électroniques dissipent de trop grandes densités de puissance et si la convection naturelle et le rayonnement ne permettent pas de les refroidir, il est possible de mettre en mouvement l'air entourant le système à l'aide de ventilateurs afin d'améliorer l'échange. Cette mise en convection

forcée de l'air environnant permet d'obtenir des coefficients d'échange proches de $2000 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ [38]. Cette solution reste cependant insuffisante pour évacuer des densités de flux supérieures à quelques dizaines de W/cm^2 . Pour améliorer ces performances, une première idée peut être de remplacer l'air par un liquide ayant une meilleure conductivité thermique.

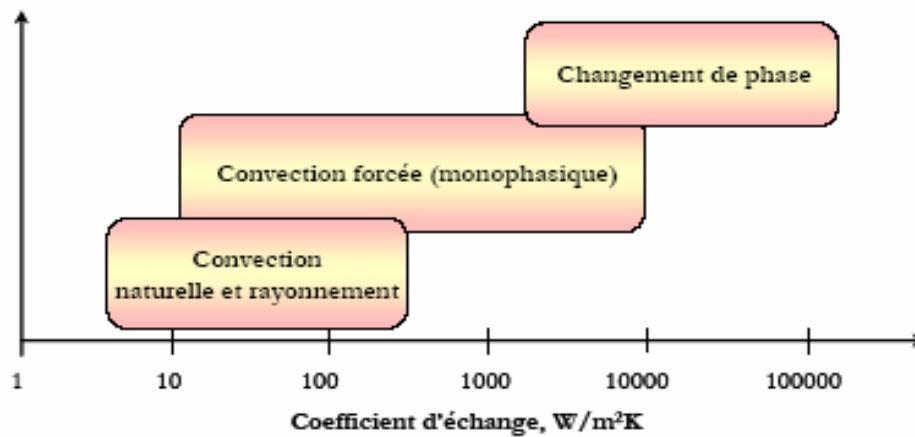


Figure 3.3 : Coefficient d'échange des différentes méthodes de gestion thermique [37].

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

3.2.2.4 Ebullition

Le refroidissement par changement de phase est employé pour des composants de très fortes puissances, soit en maintenant un bain à température constante, soit directement par immersion de l'ensemble. Si les densités de flux sont très importantes l'ébullition du liquide peut être utilisée pour stabiliser la température d'un composant, puisqu'elle se fait à température constante. La configuration la plus simple est celle représentée sur la Figure (3.4). Le liquide s'évapore à la surface du composant, des bulles de vapeur montent à la surface libre du liquide. Cette vapeur est condensée dans le condenseur et retombe sous forme de liquide dans le bac inférieur [37].

La figure (3.5) représente la courbe expérimentale, pour l'ébullition en vase, donnant la densité de flux thermique en fonction de l'écart de température $T_s - T_{sat}$, ou T_s est la température de la paroi et T_{sat} la température de saturation du liquide. Nous pouvons voir que le coefficient d'échange varie, ce qui n'est quasiment pas le cas des échanges purement conductifs. A partir du point B, comme le flux de chaleur augmente, il y a apparition de bulles à la surface de la source chauffante. La conséquence est une augmentation de la pente de la courbe qui correspond à une amélioration du coefficient d'échange. Par contre, à partir du point C, nous voyons que ce Coefficient d'échange, commence à diminuer. Le point D correspond au flux critique d'ébullition. Ceci est dû au fait que les bulles deviennent trop grosses et diminuent le transfert thermique. La zone entre D et E correspond à une transition vers un état où l'échange devient monophasique vapeur à cause de l'apparition d'une couche de gaz entre la paroi et le liquide.

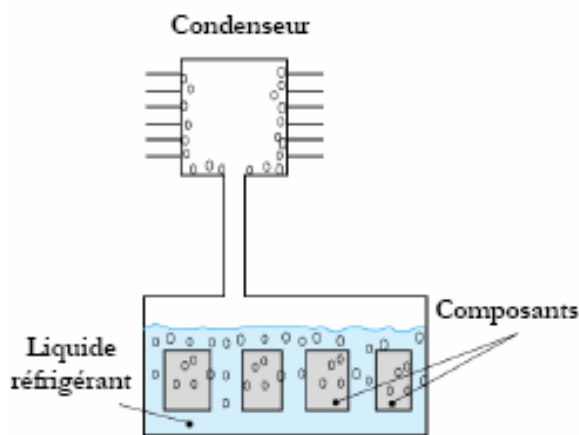


Figure 3.4 : principe de refroidissement par ébullition

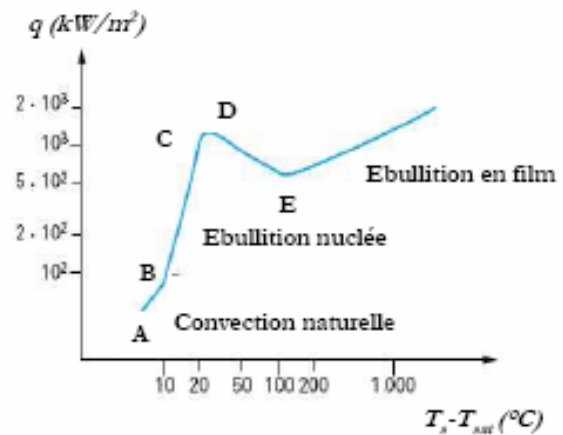


Figure 3.5 : Ebullition en vase

Les systèmes de refroidissement par ébullition sont donc très performants dans la zone d'ébullition nucléée. Ils présentent néanmoins deux inconvénients majeurs. Le premier est lié au flux critique. Pour éviter d'atteindre ce dernier, les systèmes de refroidissement par ébullition nécessitent un dimensionnement rigoureux car une valeur de flux trop importante peut engendrer une destruction du dispositif. Le deuxième inconvénient est lié à l'inaccessibilité des composants.

L'équipement électronique doit être divisé en un certain nombre de modules interchangeables ayant chacun soit un refroidissement propre, soit des interconnexions qui permettent le remplacement d'un module sans perturber le refroidissement des modules voisins.

3.2.2.5 Microcanaux

Proposés au début des années quatre-vingt pour le refroidissement des composants de la microélectronique comme les processeurs, les échangeurs à convection forcée à microcanaux s'avèrent particulièrement performants. La structure de ces dispositifs est constituée de canaux en parallèle de section rectangulaire, triangulaire ou trapézoïdale d'un diamètre hydraulique pouvant varier de $100\ \mu\text{m}$ à $1000\ \mu\text{m}$ (Figure 3.6) [31].

En électronique de puissance, ils peuvent être intégrés directement dans le module, à la place de la semelle en cuivre. Dans le cas des composants intégrés, les canaux peuvent être gravés dans la face arrière du composant. Les échangeurs à microcanaux transfèrent la chaleur des composants électroniques soit via l'échange avec un écoulement monophasique, soit à l'aide de la transmission de la chaleur par changement de phase liquide/vapeur [31].

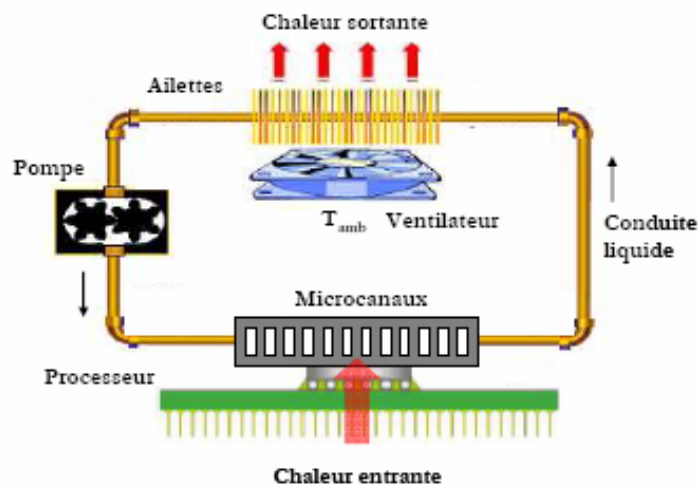


Figure 3.6 : Refroidissement à microcanaux.

Au laboratoire, Gillot [39] a réalisé des microcanaux en cuivre double face, qui transfèrent la chaleur via la chaleur sensible d'un écoulement monophasique. Cette technique a permis d'augmenter trois fois la densité de puissance dissipée ($300\ \text{W}/\text{cm}^2$) par rapport à la puissance refroidie par une plaque à eau de mêmes dimensions ($100\ \text{W}/\text{cm}^2$).

La circulation du fluide dans les échangeurs à microcanaux se fait à l'aide d'une pompe. La capacité de transport de la chaleur est proportionnelle au débit de la pompe. Cette dernière doit être

capable d'assurer de hauts débits pour extraire des puissances importantes [40]. La pompe doit également surmonter les pertes de pression importantes qui se créent dans les petites sections des microcanaux. De plus, elle doit aussi se confronter à des exigences en terme de volume, poids, bruit, fiabilité, coût et être efficace en terme d'énergie.

Dans le cas du transport par changement de phase, l'écoulement peut se montrer instable, à cause passage par différents régimes d'ébullition, ce qui rend difficile l'opération de pompage. Aussi, pour assurer un débit important dans le cas d'un transport sensible, la pompe doit être assez puissante et risque d'être trop grande. Par exemple, une pompe rotative conventionnelle qui doit refroidir 100 W peut excéder un volume de 100 cm³.

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

3.3 Intérêt du refroidissement passif par changement de phase

La maîtrise de la température des systèmes électroniques miniaturisés implique de plus en plus l'utilisation de technologies passives de refroidissement par changement de phase d'un fluide caloporteur. Cette technologie est caractérisée par une bonne fiabilité grâce à l'absence de pompe et de pièces mobiles, une légèreté et une faible résistance thermique. Le changement de phase est accompagné d'un échange de chaleur. L'évaporation nécessite un apport d'énergie tandis que la condensation en libère. L'énergie absorbée ou dégage par un corps d'un corps lors d'un changement de phase, est appelée chaleur "latente" (h_{fg}). Cette chaleur "latente" est différente de la chaleur dite "sensible" qui représente la chaleur provoquant le changement de température d'un corps dans un état donné.

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

- ✓ Les caloducs
- ✓ Le microcaloducs
- ✓ Les boucles diphasiques a pompage capillaire
- ✓ Les caloducs pulsés.

3.3.1 Caloducs

Les caloducs sont des dispositifs qui transfèrent la chaleur avec un très faible gradient de température sans utiliser de pompe en profitant des changements de phase d'un fluide caloporteur. Le principe de fonctionnement d'un caloduc conventionnel est illustré sur la Figure (3.6). Il est constitué d'un matériau enveloppe dont les parois sont recouvertes d'un réseau capillaire saturé de liquide et d'un espace rempli de la vapeur saturante de ce même liquide.

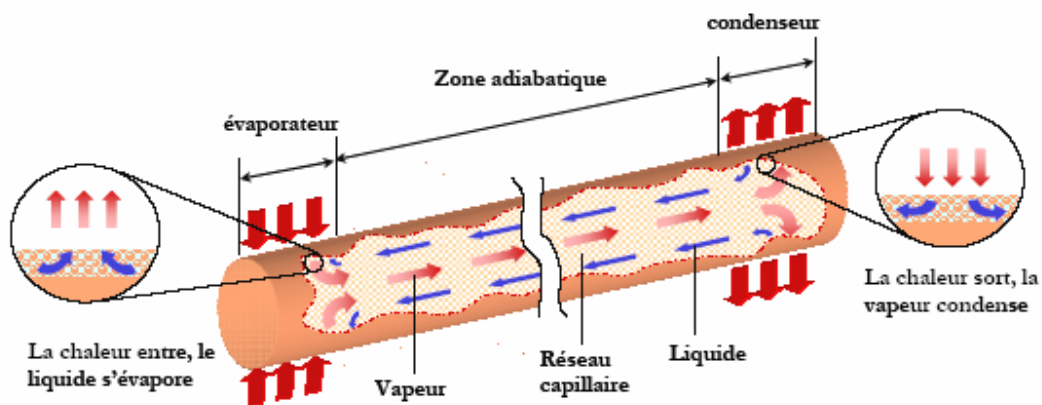


Figure 3.7 : Principe de fonctionnement du caloduc.

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

Lorsqu'ils sont correctement dimensionnés, les caloducs offrent une conductivité thermique équivalente bien plus élevée que les métaux usuels (cuivre et aluminium), ce qui rend leurs performances supérieures à un simple phénomène de conduction. Dans certains cas favorables, ils permettent ainsi de se passer de ventilation. La propriété remarquable d'un caloduc en fonctionnement est que son espace vapeur a une très grande conductivité thermique. Certains auteurs la chiffrent à des valeurs comprises entre 50000 et 200000 W/(mK) [41]. La conductivité thermique de l'ensemble du caloduc étant plus petite à cause des résistances thermiques supplémentaires, certains fabricants donnent des valeurs encore très importantes proches de 10000 W/(m.K). Les densités de flux de

chaleur que certains caloducs transportent peuvent varier de quelques W/cm^2 jusqu'à quelques centaines de W/cm^2 .

Le principe du caloduc a été découvert dans les années 30, mais aucun usage industriel n'a alors été trouvé. En 1963, au laboratoire de Los Alamos, Grover a mis au point le premier caloduc haute température utilisant le sodium comme fluide caloporteur. Aujourd'hui, les caloducs sont utilisés depuis plusieurs années dans des domaines très variés comme l'aérospatial, le ferroviaire, la microélectronique et l'électronique de puissance. Récemment, l'utilisation de radiateurs à caloducs s'est démocratisée dans les domaines du refroidissement de microprocesseurs et des modules de puissance. Par rapport au radiateur à ailettes les performances thermiques du radiateur à caloduc sont augmentées de 200% [42]. L'exemple d'un tel caloduc utilisé dans les ordinateurs portables ASUS est montré sur la Figure (3.8). Pour refroidir le microprocesseur qui est difficilement accessible, le concepteur a inséré un caloduc permettant d'amener la chaleur du composant vers un côté de l'ordinateur où se trouve un dissipateur à air.

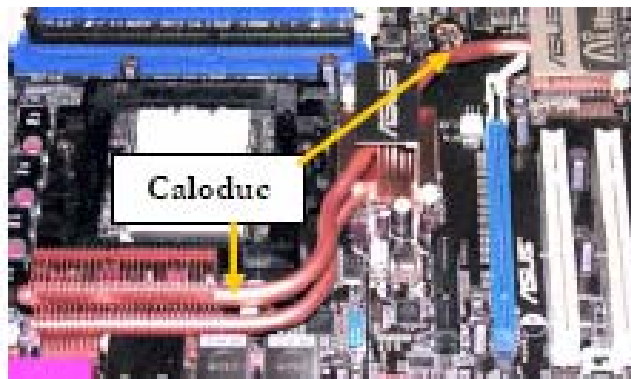


Figure 3.8 : Caloducs utilisés dans des ordinateurs portables ASUS.

L'électronique n'est pas le seul domaine d'utilisation des caloducs. En effet, ils sont actuellement utilisés dans un grand nombre d'applications allant de la médecine aux systèmes de climatisation. Leurs dimensions et les puissances à évacuer varient selon leur application. Dans cette thèse nous allons nous intéresser aux caloducs utilisés en électronique. Dans le domaine de l'électronique on parle plutôt des caloducs miniatures car ces derniers sont de dimensions comprises entre quelques dizaines de millimètres et quelques centaines de millimètres. Puisqu'ils sont destinés à être utilisés dans des milieux confinés (Figure 3.8), ces caloducs sont souvent amants à être mis en forme (cintrage des tubes, coude, plat, retreint...) afin de pouvoir totalement s'intégrer dans le système final. De ce fait la position de la source froide par rapport à celle de la source chaude est souvent variable ce qui nécessite

de faire fonctionner le caloduc contre la gravité (après s'être condensé, le liquide doit remonter du point froid vers le point chaud ou il pourra à nouveau s'évaporer).

3.3.2 Microcaloducs

Le microcaloduc est un dispositif dont le diamètre hydraulique est du même ordre de grandeur que le rayon de l'interface liquide-vapeur [43]. En pratique, un micro caloduc est constitué par un canal non circulaire (Figure 3.9 (a)) de 10 à 500 μm de diamètre équivalent et de 10 à 20 mm de longueur. Le retour du liquide à l'évaporateur s'effectue dans les zones formées par les angles aigus qui constituent des artères. Le flux maximal transporté par les microcaloducs est de l'ordre de 1-5 W/cm^2 [44]. Grâce à leur petite taille, ils permettent d'éliminer les points chauds et sont notamment utilisés dans des applications telles que le refroidissement de petites sources de chaleur très localisées [45]. Pour refroidir des surfaces assez larges, il est possible d'utiliser un réseau de microcaloducs en parallèle (Figure 3.9 (b)).

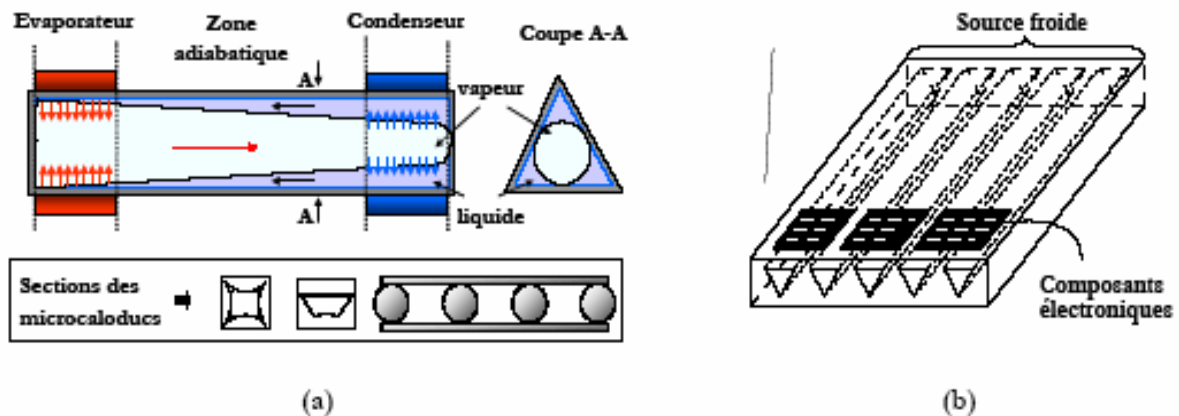


Figure 3.9 : (a) Schéma d'un microcaloduc ; (b) Réseau de microcaloducs [46].

3.3.3 Boucles diphasiques à pompage capillaire

Dans les caloducs conventionnels, la vapeur et le liquide sont toujours en contact et circulent dans des directions opposées. Pour éviter les interactions entre ces deux phases, le liquide et la vapeur peuvent être séparés par des conduits différents comme c'est le cas dans les boucles diphasiques. Développées après les années soixante pour des applications spatiales, les boucles diphasiques sont également exploitées dans diverses applications terrestres [47]. Comme les caloducs, ces systèmes de

refroidissement utilisent les propriétés de changement d'état d'un fluide caloporteur et la circulation de ce fluide pour transférer d'importantes quantités de chaleur. Ils permettent des échanges de chaleur sur des distances de quelques mètres à quelques dizaines de mètres.

Le principe de fonctionnement est le même que celui des caloducs, mais les chemins de la vapeur et du liquide sont couplés (Figures 3.10 et 3.11). Au niveau de l'évaporateur, un élément poreux joue le rôle de moteur en créant le pompage capillaire. Le liquide s'évapore grâce à l'absorption d'un flux de chaleur à l'évaporateur. La vapeur se dirige vers le condenseur à travers le conduit vapeur ou elle condense. Le condensat revient au niveau de l'évaporateur par le conduit liquide. Le réservoir de contrôle permet d'absorber les fluctuations et l'expansion du fluide qu'il peut y avoir pendant le fonctionnement de la boucle. Il fixe également les conditions de fonctionnement de la boucle à savoir la température et la pression de saturation. Selon le réservoir, il existe deux types de boucle diphasiques à pompage capillaire : type LHP (Looped Heat Pipe (Figure 3.10)) et CPL (Capillary Pumped Loop (Figure 3.11)).

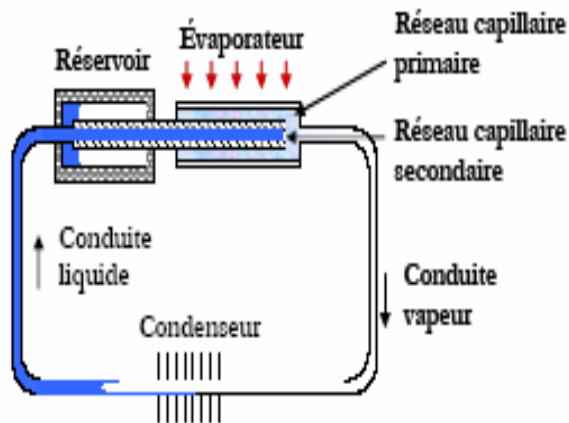


Figure 3.10 : Boucle diphasique à pompage capillaire du type LHP [47].

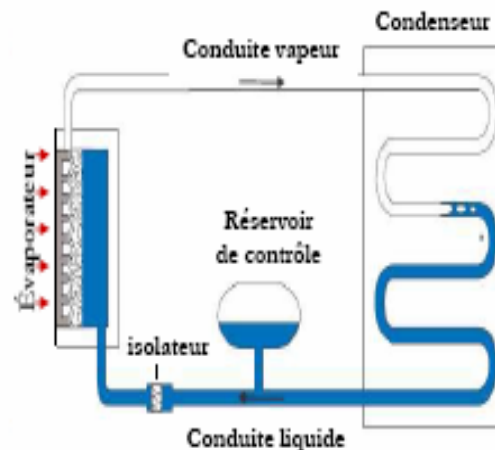


Figure 3.11 : Boucle diphasique à pompage capillaire du type CPL [48].

Les boucles diphasiques à pompage capillaire présentent trois avantages. Elles assurent l'isolation thermique entre le liquide et la vapeur ; elles augmentent le choix du design car l'évaporateur et le condenseur sont séparés ; le réseau capillaire est éloigné de l'ensemble du système ce qui réduit les pertes de pression et augmente la limite capillaire [49]. Malgré ces avantages, les boucles de pompage capillaire restent compliquées à mettre en œuvre.

3.3.4 Caloducs pulsés

Relativement nouveau, ce type de caloduc représente un tube, constitué de plusieurs boucles continues en forme de serpentin (Figure 1-13). Ce serpentin couple une zone d'évaporation et une zone de condensation. Le principe de fonctionnement du caloduc pulsé s'apparente à celui des boucles à pompage capillaire puisqu'il réalise un écoulement de liquide et de vapeur sous forme de bouchons dans le tube capillaire lisse. Mais, alors que dans une boucle à pompage capillaire on a un écoulement continu des deux phases du fluide, dans le caloduc pulsé il s'agit d'un écoulement mixte de bouchons oscillants de liquide et de vapeur distribués de façon aléatoire en longueur et en nombre. Les performances des caloducs pulsés varient actuellement entre 15 W/cm^2 et 45 W/cm^2 [50]. Au laboratoire, Vassilev [51] a réussi à évacuer 155 W/cm^2 avec son caloduc comportant 24 boucles et dont l'évaporateur a pour particularité d'être intégré entre 2 substrats DBC ce qui permet d'éliminer des interfaces thermiques supplémentaires (comme la graisse thermique par exemple). L'évaporateur est constitué de canaux de section carrée, qui contribuent au transfert de chaleur par une plus grande surface par rapport à une section circulaire de même diamètre. En outre, l'effet de capillarité dans les angles contribue à l'évaporation plus efficace du liquide (formation d'un film liquide dans les coins du canal).

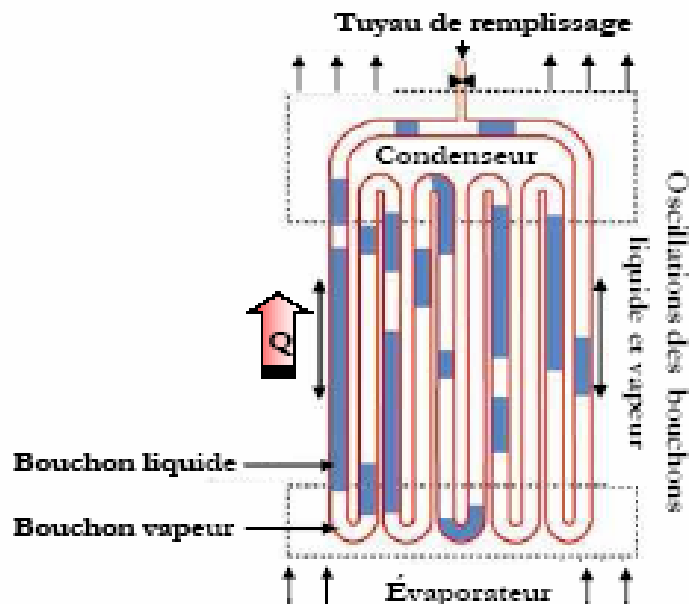


Figure 3.13 : Caloduc pulsé [50].

La réalisation des caloducs pulsés est relativement simple. Un grand défi des concepteurs de ce dispositif est la complexité des phénomènes physiques ce qui contraint fortement la validation de son utilisation dans un cahier des charges donné. Pour choisir entre ces solutions de refroidissement passif il est nécessaire d'évaluer le cahier des charges, c'est-à-dire les puissances à évacuer, la complexité et le coût de fabrication. Dans ce contexte les boucles diphasiques possèdent les meilleures performances thermiques, mais restent encore chers et complexes à réaliser. Inversement, les caloducs pulsés sont plus simples à mettre en oeuvre, mais aucune modélisation physique fiable n'a encore été fournie. Les caloducs miniatures restent donc encore très intéressants pour des applications électroniques de haute densité comme nous allons le voir dans la section suivante. De plus, leur forme et leurs capacités d'évacuation de chaleur peuvent être adaptées à chaque application spécifique. Avant de présenter quelques applications de ces caloducs, nous allons voir quels sont les fluides, les réseaux capillaires et les matériaux utilisés qui les constituent.

3.4 Parties constituantes des caloducs

3.4.1 Réseaux capillaires

Le réseau capillaire est le moteur du caloduc. Sa fonction principale est de ramener le liquide du condenseur à l'évaporateur. La structure capillaire doit donc générer un gradient de pression maximal tout en limitant les pertes de pression dues à l'écoulement du liquide. D'autre part, la structure capillaire doit assurer un bon transfert thermique de la paroi externe vers l'interface liquide vapeur où se produit l'évaporation (ou la condensation). Les types de réseaux capillaires les plus utilisés sont présentés sur la Figure (3.14) et le flux de chaleur maximal transporté par ces structures dans le Tableau (3.3).

Pour obtenir une différence de pression élevée le rayon de courbure doit être très faible. Un grand pompage capillaire peut être obtenu avec des mèches tissées qui sont très simples à réaliser (Figure 3.14 (a)). Leurs principaux inconvénients sont le faible coefficient d'échange thermique et la faible perméabilité qui engendrent des pertes de pression liquide importantes. Contrairement aux mèches tissées, les rainures axiales (Figure 3.14 (b)) ont un coefficient d'échange élevé et une très bonne perméabilité. Il existe de nombreux profils de rainures—rectangulaires, triangulaires, circulaires, trapézoïdales, etc. Leur défaut est que le pompage capillaire est souvent insuffisant pour des fonctionnements contre la gravité.

Un bon compromis entre les deux types de réseaux capillaires présentés, peut être fait en utilisant les poudres métalliques frittées (Figure 3.14 (c)). Leur faible diamètre de pores permet d'avoir une pression capillaire très importante, suffisante pour assurer un bon fonctionnement contre la pesanteur. Au niveau thermique le réseau capillaire fritté est également très intéressant. Le frittage à haute température permet d'obtenir un très bon contact thermique entre l'enveloppe et la poudre métallique. Le problème de cette structure, comme dans le cas des mèches tissées, est que la faible perméabilité des poudres frittées entraîne des pertes de charge importantes.

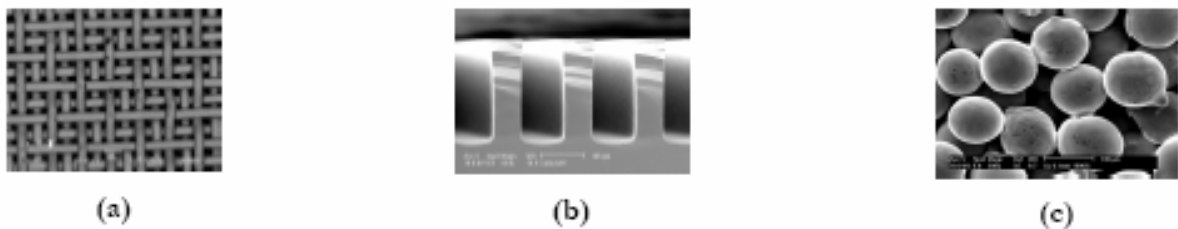


Figure 3.14 : Réseaux capillaires typiques :
(a) Mèches tissées ; (b) Rainures rectangulaires ; (c) Poudre métallique frittée.

Pour palier le problème des pertes de charge importantes dans les poudres frittées, certains auteurs proposent d'utiliser des réseaux capillaires biporeux [51]. Ces réseaux constituent des grappes réalisées à partir de sphères de cuivre de plus petites dimensions (Figure 3.15 (a)). La limite capillaire de ces structures étant plus élevée, la limite de fonctionnement atteint des flux de chaleur supérieurs à 250 W/m² [51].

Pour réduire l'interaction entre la phase liquide et la phase vapeur qui peut diminuer les performances hydrauliques du caloduc, [52] proposent une structure à artères (Figure 3.15 (b)). Dans ce concept, l'interface liquide-vapeur est largement diminuée par rapport à un caloduc à rainures classique. Benson et coll. [53] font face à la même contrainte en utilisant une structure capillaire à rainures dont le sommet est partiellement bouché par des "champignons", réalisée avec la technologie LIGA (lithographie, Galvanoformung (électroformage), Abformung (moulage)) (Figure 3.15 (c)).

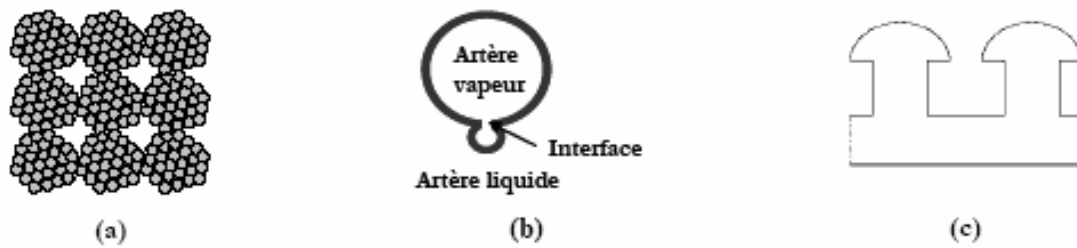


Figure 3.15 : Réseaux capillaires avancés :
 (a) Réseau capillaire biporeux ; (b) Caloduc à artères ; (c) Réseau capillaire réalisé par la technologie LIGA.

Tableau 3.3 : Flux de chaleur maximal transporté par les types principaux de réseaux capillaires [54]

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

3.4.2 Fluides

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

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

suffisant pour entraîner la vapeur, ni trop élevée puisque des problèmes de résistance mécanique de l'enveloppe peuvent se poser.

Typiquement, on prendra des pressions entre quelques kPa jusqu'à quelques MPa. Par ailleurs, la pression maximale devra toujours être nettement inférieure à la pression critique du fluide ;

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

On pourra comparer les performances de divers fluides à l'aide du facteur de mérite [55]. Le facteur de mérite d'un fluide est un nombre construit à partir de la masse volumique du liquide (ρ_l), de la tension superficielle du liquide (σ), de la chaleur latente du fluide (h_{fg}) et de la viscosité dynamique du liquide (μ_l). Plus sa valeur à une température donnée est élevée, meilleures sont les performances du fluide pour un caloduc fonctionnant à cette température.

$$M = \frac{\rho_l \sigma h_{fg}}{\mu_l} \quad (3.4)$$

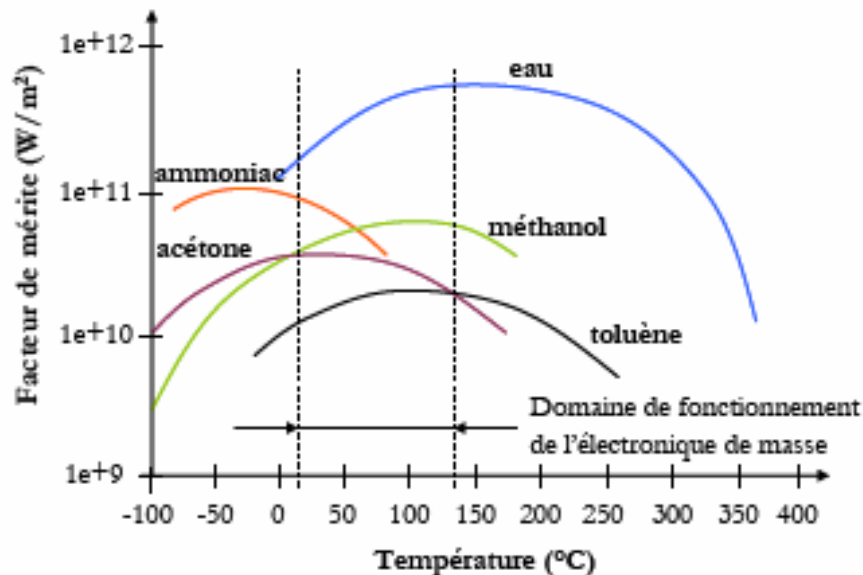


Figure 3.15 : Facteur de mérite pour les fluides les plus courants dans des applications électroniques [37].

La Figure (3.15) donne le facteur de mérite pour les fluides les plus courants dans la gamme de température de fonctionnement des circuits électroniques. Parmi eux, la valeur la plus élevée du facteur de mérite appartient à l'eau. Cela explique le fait que l'eau est le fluide le plus utilisé pour le refroidissement dans les applications électroniques. En plus, la pression de vapeur saturante de l'eau est beaucoup plus faible que celle des alcools, ce qui évite des problèmes de résistance mécanique de l'enveloppe et permet de réduire l'épaisseur de l'enveloppe. L'eau possède également une tension superficielle, une chaleur latente et une conductivité thermique élevées.

3.4.3 Matériaux enveloppe

Le choix du matériau enveloppe est conditionné par la nature du fluide caloporteur préalablement choisi. Pour s'assurer de la compatibilité du matériau d'enveloppe avec le fluide, il faut consulter les tableaux fournis par les ouvrages spécialisés [55][56][45]. En effet, quand certains fluides sont en contact avec certains matériaux, il se crée une réaction chimique qui libère des gaz qui peuvent polluer le caloduc. C'est le cas de l'eau en contact avec l'aluminium ou l'acier inoxydable (un dégagement d'hydrogène intervient). La corrosion du solide est également possible et très gênante. Enfin, il est impératif de s'assurer que le matériau, dans l'épaisseur choisie, résiste bien à la pression interne qui peut être importante. Dans certains cas délicats, on peut être amené à utiliser des tubes bimétalliques (par exemple, cuivre à l'intérieur et acier à l'extérieur pour des caloducs à eau) [56].

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

3.5 Utilisation des caloducs plats en électronique haute densité

La croissance de la puissance et de la complexité des circuits électroniques est accompagnée par l'évolution des techniques de packaging. Le packaging permet d'augmenter la densité de composants, en assurant en même temps la protection (mécanique, électrique, magnétique et climatique) des circuits. Cette protection peut être obtenue grâce à une encapsulation des composants électroniques [57].

L'évolution du packaging a commence avec l'assemblage des composants sur une même carte électronique [58]. Ensuite, la structure multi puce MCM (Multi Chip Module) composée de plusieurs circuits intégrés reliés électriquement sur une base commune et interconnectés entre eux, a été inventée (Figure 3.17). Cette intégration en 2D a été naturellement suivie par l'empilement des modules électroniques en 3D (Figure 3.18). Cette dernière étape permet l'augmentation de la densité des composants, la réduction de la taille et du poids des systèmes et l'amélioration de leur fiabilité. Un autre avantage du packaging 3D est la réduction de la longueur des interconnexions dans la structure qui a pour principale conséquence une réduction du temps de propagation entre les composants, grâce à une diminution des capacités et inductances parasites.

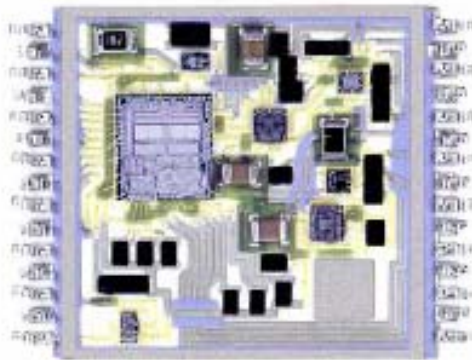


Figure 3.17 : Multi Chip Module

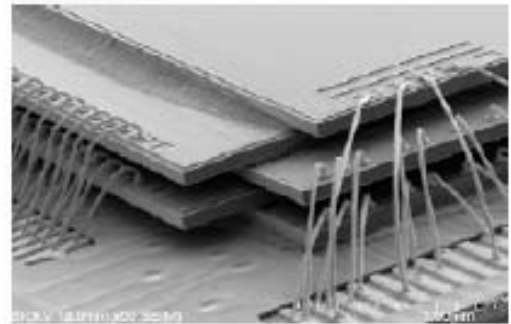


Figure 3.18 : Empilement en 3D.

Pourtant, l'empilement des circuits électroniques peut rendre la gestion thermique très difficile car les composants au centre du système sont loin du refroidisseur actif du module. Il est donc essentiel de développer des systèmes de refroidissement compatibles avec les puissances dissipées et l'encombrement. Comme nous l'avons vu, les caloducs représentent une solution très prometteuse pour transporter la chaleur entre les équipements électroniques et une source de refroidissement actif. Dans le paragraphe suivant nous allons présenter quelques applications des caloducs dans les systèmes électroniques de haute densité, publiés dans la littérature.

3.5.1 Exemples d'utilisation des caloducs plats

3.5.1.1 Modes de fonctionnement des caloducs plats

Facilement intégrables dans les dispositifs électroniques, les caloducs de forme plate sont actuellement très utilisés. Selon leurs applications et modes de fonctionnement, ils peuvent être repartis en deux catégories. Le premier type, que nous allons appeler extracteur sert, comme les caloducs classiques, à prélever la chaleur à un endroit pour la redistribuer à un autre (Figure 3.19 (a)). Le deuxième, le répartiteur, fonctionne comme l'extracteur mais les trajets du fluide sont différents car la source chaude (évaporateur) est placée sur une face du caloduc et la source froide (condenseur) utilise l'intégralité de la seconde face (Figure 3.19 (b)).

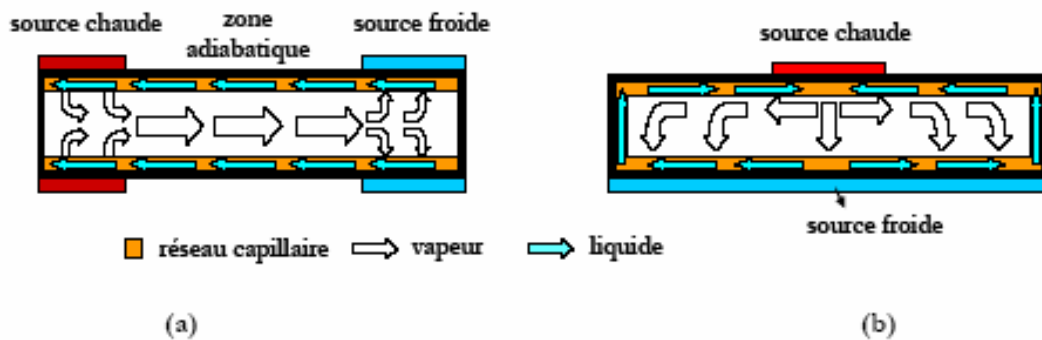


Figure 3.19 : Modes de fonctionnement des caloducs plats :
 (a) Extracteur ; (b) Répartiteur.

3.5.1.2 Caloducs plats en métal

L'enveloppe et le réseau capillaire de la majorité des caloducs plats utilisés en électronique sont métalliques afin d'avoir une haute conductivité thermique. Quelques exemples de caloducs en fonctionnement extracteurs sont présents sur la Figure (3.20). Le mini caloduc de la Figure (3.20 (a)) a été récemment développé par la société Novel Concepts Inc. L'extracteur est capable de transporter la chaleur dissipée par le composant électronique jusqu'au ventilateur avec une très faible résistance thermique ($0.36 \text{ }^\circ\text{C/W}$). Le caloduc combiné avec le ventilateur pèse seulement 397 grammes.

L'extracteur peut être aussi utilisé pour refroidir plusieurs composants électroniques, comme le montre la Figure (3.20 (b)). La densité de puissance des circuits électroniques étant différente, le caloduc permet d'uniformiser la température sur toute la surface du substrat et d'éliminer les points chauds. L'intérêt d'intégrer un caloduc dans les systèmes embarqués a été étudié par Kandekar et coll.

[50]. Comme le montre la Figure (3.20 (c)), les substrats contenant des circuits imprimés sont empilés en 3D. La chaleur dissipée ne peut être évacuée que par les connexions thermiques aux extrémités des substrats. Grâce à l'insertion des caloducs directement dans les substrats, Kandekar et coll. [50] ont réussi à diminuer fortement les gradients thermiques entre les sources de chaleur et les connexions thermiques pour amener la chaleur à l'extérieur du boîtier. Cette démarche a également été suivie par Popova [58].

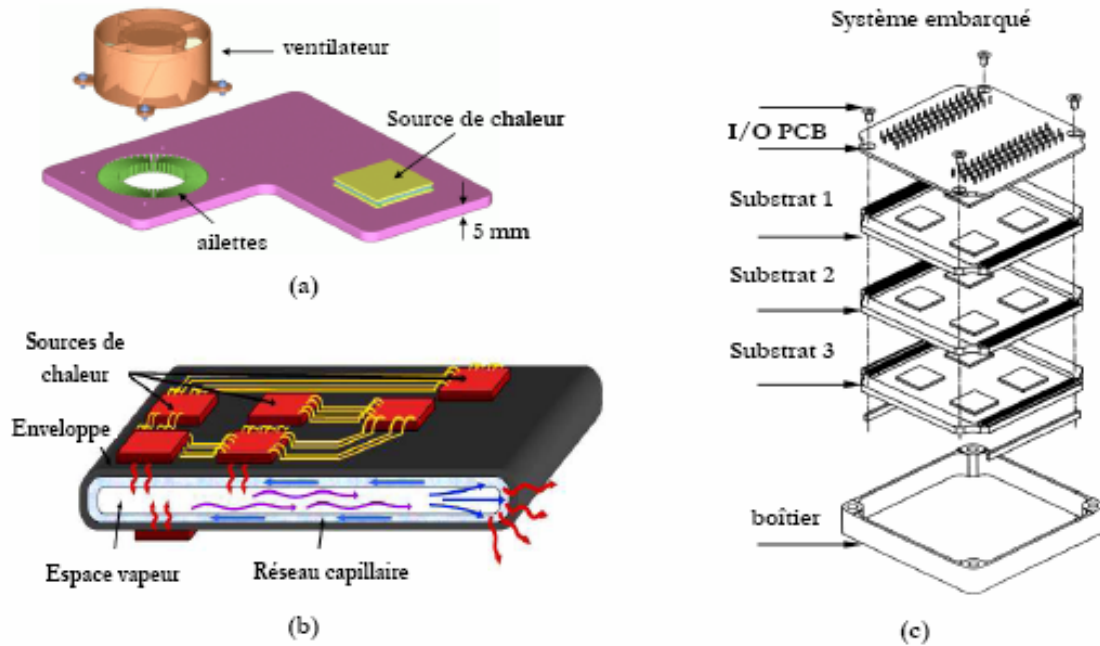


Figure 3.20 : Types de caloducs plats :
 (a) Extracteur; (b) Extracteur avec plusieurs sources chaudes;
 (c) Packaging 3D avec des caloducs intégrés dans les substrats.

Le répartiteur est très utilisé pour améliorer la conductivité thermique des radiateurs. Un tel dispositif, appelé chambre vapeur, intégré dans la semelle du radiateur, permet d'uniformiser la température sur toute la surface de la semelle et d'éliminer les points chauds (Figure 3.21). Cette technique permet de réduire la taille du radiateur et parfois d'éliminer le ventilateur. La zone de l'évaporateur se situe sous chaque élément chauffant, la zone de condensation étant sur toute la surface connectée au radiateur.

Les performances thermiques de la chambre vapeur dépendent des dimensions et des matériaux utilisés. Boukhanouf et coll. [59] ont réussi à évacuer 28 W/cm^2 avec leur caloduc plat cuivre/eau à poudre frittée de rayon de pore $40 \mu\text{m}$ (dimensions : $5 \times 250 \times 200 \text{ mm}^3$). Koito et coll. [60] ont dissipé

32 W/cm² avec leur chambre vapeur cuivre/eau avec un réseau capillaire en mèches tissées Figure (1-21 (a)).

Un exemple de chambre vapeur avec une structure plus complexe est présenté sur la Figure (3.21 (b)) [61]. Dans ce dispositif, plusieurs piliers de haute conductivité thermique sont introduits pour améliorer les échanges thermiques de la structure. Ces piliers sont tapissés par un réseau capillaire qui augmente la surface d'évaporation et de condensation (mèches ou poudre frittée). Les piliers peuvent aussi être repartis dans toute la structure du caloduc afin d'éviter la déformation éventuelle du dissipateur.

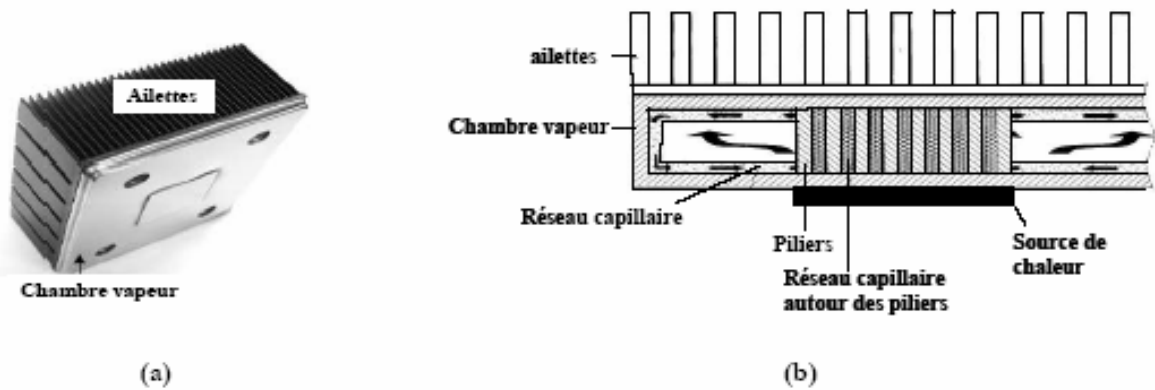


Figure 3.21 : Exemples des chambres vapeur :

(a) Chambre vapeur [60] ; (b) Chambre vapeur avec des piliers de haute conductivité thermique [61].

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

3.5.2 Caloducs miniatures plats en silicium et céramiques

L'utilisation de métaux peut engendrer des contraintes en terme de masse et peut rendre souvent délicat l'isolation électrique entre deux parties d'un caloduc. L'utilisation combinée de nouvelles technologies d'usinage et de matériaux adaptés permet d'envisager la réalisation de caloducs performants, légers et compacts. L'intérêt d'utiliser le silicium vient tout d'abord de ses propriétés physiques. Il est à la fois bon conducteur de chaleur (conductivité thermique 100-150 W/(mK),

résistant mécaniquement (module de Young de 150-190 GPa) et très léger (masse volumique de 2300 kg/m³ qui est comparable à celle de l'aluminium et 4 fois inférieure à celle du cuivre). En outre, grâce aux technologies de la micro électronique, les géométries des réseaux capillaires ainsi réalisées confèrent au caloduc des performances hydrauliques et thermiques intéressantes.

Au laboratoire, les premiers essais sur des caloducs en silicium ont été réalisés par Avenas [38]. Il a étudié des caloducs plats en silicium à rainures axiales de longueur 5 cm, fonctionnant avec des puissances supérieures à 10 W (Figure 3.22 (a)). Pour rendre possible la circulation du fluide suivant deux directions, Avenas [38] a également étudié des structures capillaires à picots, permettant d'augmenter l'étendue des applications des caloducs à rainures (Figure 3.22 (b)). Ces travaux ont été poursuivis par Ivanova [62] qui a réalisé des prototypes à rainures axiales, en silicium pouvant évacuer entre 30 W/cm² et 55 W/cm². Elle a également étudié des caloducs à réseaux capillaires 2D. Pour améliorer les performances thermiques et hydrauliques, elle a conçu ses prototypes avec une structure capillaire différente au niveau du condenseur, de l'évaporateur et de la zone adiabatique (Figure 3.22(c)). À l'évaporateur, le réseau capillaire était constitué de picots de forme hexagonale, pour la zone adiabatique, de rainures rectangulaires radiales, et pour le condenseur, de rainures rectangulaires parallèles. Après une amélioration de la mouillabilité par oxydation de ses prototypes, Ivanova [62] a pu évacuer des densités de puissance supérieures à 70 W/cm².

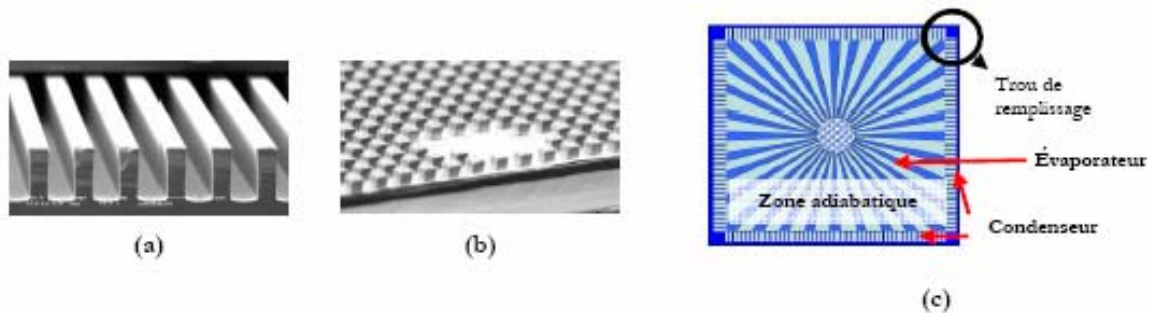


Figure 3.22 : Caloducs étudiés au laboratoire :
 (a) Réseau à rainures axiales [38] ; (b) Réseau à picots [38] ;
 (c) Caloduc à structure capillaire en 2D [62]

Pour isoler électriquement les composants électroniques, on dépose des couches isolantes entre le caloduc métallique et les composants. Certains auteurs proposent d'utiliser des matériaux céramiques pour la fabrication directe des caloducs [63]. La céramique étant d'une faible conductivité thermique (2,6 W/(mK)), cette matière n'est pas très intéressante pour réaliser des caloducs. Pour faire face à ce

problème, Kinzy Jones et coll. [63] proposent d'intégrer des vias thermiques en argent dans la céramique au niveau des sources chaudes et des sources froides.

Grâce à cette technique, la conductivité thermique du substrat dans ces zones augmente jusqu'à 250 W/(mK). Les performances hydrauliques sont également améliorées, en intégrant un réseau capillaire constitué de poudre d'argent frittée. Des densités de puissance supérieures à 90 W/cm² peuvent être évacuées, mais l'isolation électrique n'est alors plus assurée.

Schultz-Harder et coll. [64] et Ivanova et coll. [65] ont étudié la possibilité d'intégrer des caloducs plats dans un support pour les composants de l'électronique de puissance : la structure DBC (Direct Bonded Copper). Cette technologie est très utilisée dans les systèmes électroniques, pour lesquels une tenue en tension d'isolement importante est requise. Elle permet également d'obtenir des performances thermiques intéressantes. Ainsi, le caloduc intégré dans un substrat DBC [64] [65], a pu évacuer 76 W/cm². Le principal avantage de ce prototype est qu'il est fabriqué en un seul processus et qu'il assure l'isolation électrique entre les composants électroniques.

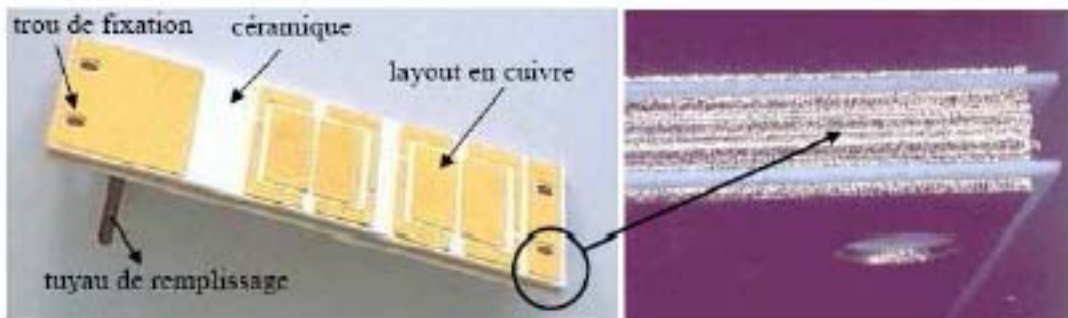


Figure 3.23 : Photographie du caloduc en DBC [62]

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

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

CHAPITRE IV

**MODELISATION DU COMPORTEMENT
THERMOHYDRAULIQUE DU THERMOSIPHON**

4.1 Introduction

En ce chapitre un modèle numérique de thermosiphon est développé. Essentiellement, quatre sous modèles couplés sont nécessaires pour décrire numériquement le comportement thermohydraulique de ce refroidisseur. Ces sous modèles numériques sont; 1) La conduction au sein des parois du thermosiphon, 2) Le modèle décrivant le bilan de masse, quantité de mouvement et énergie du film liquide, 3) Le modèle décrivant le bilan de masse, quantité de mouvement et énergie de la cuve situé à l'extrémité inférieure du thermosiphon, et 4) Le modèle décrivant le bilan de masse, quantité de mouvement et énergie de la phase vapeur au sein du thermosiphon. Chacun de ces différents modèles est couplé par une interface thermodynamique commune (voir figure 4.1).

L'équation de la chaleur décrivant la conduction au sein des parois du thermosiphon est présentée. La discrétisation de cette équation est faite par la méthode des volumes finis. Les résultats numériques sont comparés aux solutions analytiques disponibles, Cette approche systématique de résolution numérique des équations et leur comparaison aux solutions analytiques connues est suivie dans tout le chapitre.

Chaque fois qu'un modèle numérique est développé pour un processus complexe, certaines limitations et hypothèses sont nécessaires. Le présent modèle développé n'est pas une exception. Pour citer, le modèle des parois a supposé qu'il n'y avait aucune chaleur perdue axialement. La température de fonctionnement du thermosiphon était limitée entre 280 et 450 K. Cette plage de température a été choisie pour mieux représenter le comportement des composants électroniques dans un environnement extérieur. L'écoulement du film du condensat dans le modèle était considéré laminaire et sans ondes. La cuve contenant les composants électroniques a été toujours considérée comme la plus basse partie du thermosiphon. L'écoulement de vapeur a été considéré comme quasi-stationnaire.

Tandis que ces prétentions limitent l'utilisation du modèle, sa vraie valeur réside dans sa capacité de traiter des phénomènes aussi variés, ce qui lui permet d'être utile pour la majorité des applications terrestres.

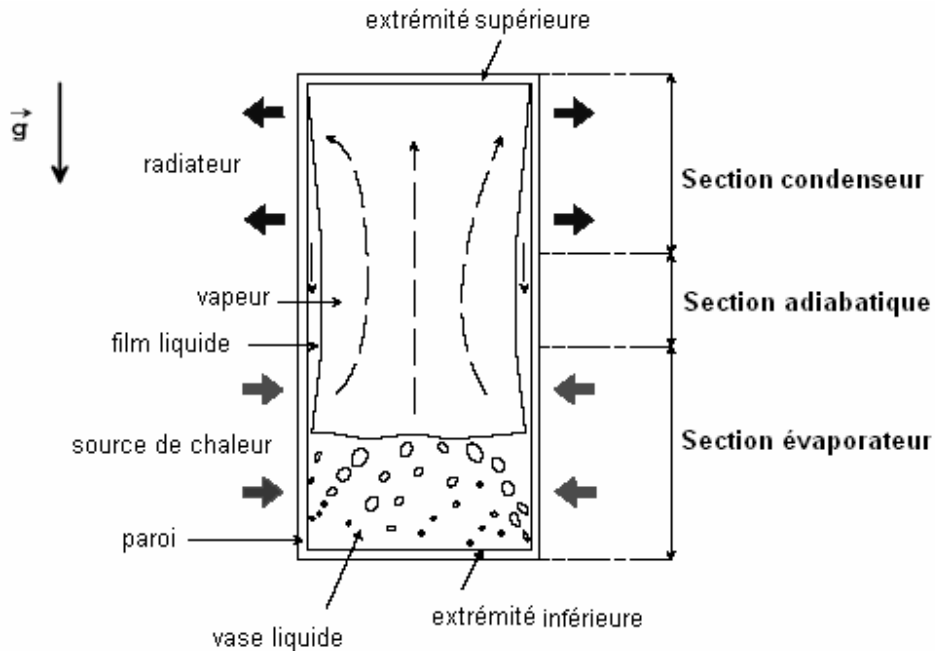


Figure 4.1 : Schématisation du thermosiphon diphasique modélisé.

4.2 La conduction au sein de la paroi du Thermosiphon

La conduction thermique dans les paroi du thermosiphon en assumant que la conduction est transitoire bidimensionnelle en coordonnées cylindriques. Dans le but de tester le modèle, des conditions aux limites ont été imposées, en précisant le coefficient convectif de transfert de chaleur ainsi que la température du milieu ambiant tout au long du condenseur et de l'évaporateur.

L'hypothèse que la surface intérieure de la paroi du thermosiphon est isolée thermiquement permette à la paroi de jouer tout simplement le rôle d'une ailette. L'effet du fluide à l'intérieur du thermosiphon sur la paroi est considéré comme nul. Ces conditions aident à la validation du modèle de la conduction au sein de la paroi contre le modèle analytique de la conduction transitoire.

Comme il sera montré plus tard. Des études ont employé la même température d'environnement et un coefficient convectif de transfert thermique le long de la section du condenseur, mais une température imposée tout au long de la section de l'évaporateur. Cet état de température imposé est tiré directement à partir des données empiriques comme il sera exposé plus tard. L'interaction entre la paroi et le film du condensat est également été considérée dans le modèle.

Le changement de la température transitoire a été étudié en appliquant un changement soudain à la température d'environnement le long de la section de l'évaporateur. La réponse thermique pendant la coupure et le fonctionnement jusqu' à l'établissement d'une solution équilibrée a été réalisée. Ceci a fourni un contrôle automatique des équations employées pour modeler la conduction transitoire au sein de la paroi du thermosiphon.

Comme prévu, le modèle transitoire de conduction exige des conditions initiales, aussi bien que des conditions aux limites dans la direction axiale. En conséquence, les pertes de chaleur par le dessus et le fond du thermosiphon ont été considérées comme négligeables. Ceci a semblé raisonnable puisque le thermosiphon était supposé si long et mince. Une comparaison directe avec une solution analytique montre l'intervalle de validité du modèle transitoire.

4.2.1 Dérivation des équations de conservation

La conduction au sein de la paroi a été modelée en utilisant la forme transitoire, bidimensionnelle et cylindrique de l'équation de la chaleur.

$$\left[k \left(\frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \right) + \left(k \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right) \right] = \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (4.1)$$

k est la conductivité thermique elle est supposée constante, T est la température, r est la coordonnée radiale, C_p est la chaleur spécifique, ρ est la densité de la paroi, x est la coordonnée axiale, et t représente le temps. Cette équation l'équation de conservation de l'énergie pour n'importe quel point situé dans paroi cylindrique.

La condition aux limites utilisée sur la surface extérieure de la paroi était :

$$-k \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=r_0} = h_{out} (T_{r_0} - T_{\infty}) \quad (4.2)$$

T_{∞} représente la température du milieu ambiant, h_{out} est le coefficient convectif à la surface extérieure de la paroi, et T_{r_0} est la température de la surface externe de la paroi. Parfois une température indiquée de la paroi a été employée sur la surface l'extérieur, pour ces cas :

$$T_{r_0} = T_{exp}(x, t) \quad (4.3)$$

T_{exp} est obtenue à partir des données expérimentales. Le long de la surface intérieure une condition aux limites convective était toujours utilisée :

$$-k \frac{dT}{dr} \Big|_{r=r_i} = h_{in} (\bar{T} - T|_{r=r_i}) \quad (4.4)$$

h_{in} est le coefficient convectif de transfert de chaleur à la surface intérieure de la paroi, et \bar{T} est la température moyenne du film liquide. Dans les équations 4.2, 4.3 et 4.4, les coefficients convectifs et la température sont des fonctions de la position axiale le long de la paroi du thermosiphon.

La conduction axiale aux deux extrémités du thermosiphon était considérée comme négligeable. Ceci peut être exprimé par :

$$\frac{\partial T}{\partial x} \approx 0 \quad (4.5)$$

La méthode des volumes finis est utilisée pour la résolution numérique de l'équation de la chaleur. Différents schémas sont utilisés pour la sélection du plus meilleure.

Ces équations décrivent la conservation de l'énergie au sein de la paroi du thermosiphon. Une formulation par la méthode des volumes de plusieurs équations est montrée ci-dessous. Pour le nœud au centre dans la paroi comme il est montré dans la Fig. 4.1, l'équation discrétisée est donnée par l'équation 4.6, où $1 + n$ indique le temps futur, n le temps présent, α la diffusivité thermique, et i et r sont les indices indiquant respectivement la position axiale et radiale.

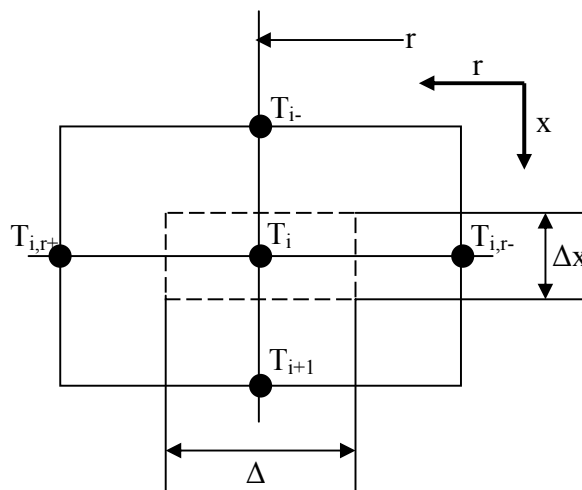


Figure 4.2 : Représentation d'un nœud central.

$$\begin{aligned}
 T_{i,r}^{n+1} = & T_{i,r}^n + \Delta t \frac{[\alpha(T_{i-1,r}^n - 2T_{i,r}^n + T_{i+1,r}^n)]}{(\Delta x)^2} + \Delta t \frac{\alpha}{r} \frac{(T_{i,r+1}^n - T_{i,r-1}^n)}{2(\Delta r)} \\
 & + \Delta t \frac{[\alpha(T_{i,r+1}^n - 2T_{i,r}^n + T_{i,r-1}^n)]}{(\Delta r)^2}
 \end{aligned}
 \tag{4.6}$$

On doit considérer le nœud du coin du corner extérieur de thermosiphon. Ce nœud est exposé à la convection de l'extérieur, la conduction de la part des nœuds adjacents et il est isolé thermiquement de la surface du haut comme il est montré dans la figure. 4.3.

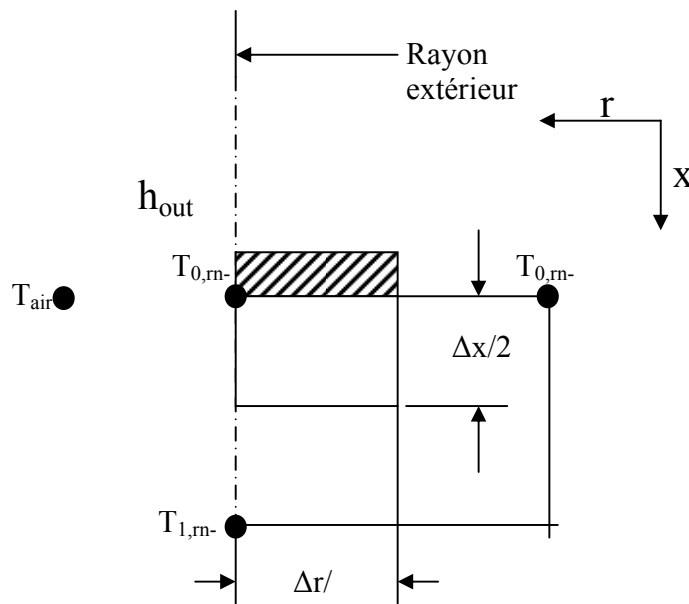


Figure 4.3 : Représentation d'un nœud au coin extérieur.

L'expression de la méthode des volumes finis pour ce nœud est donnée par l'équation 4.7.

$$\begin{aligned}
 T_{0,rn-1}^{n+1} = & T_{0,rn-1}^n + \Delta t \frac{[2\alpha(T_{1,rn-1}^n - T_{0,rn-1}^n)]}{(\Delta x)^2} + \Delta t \cdot 2 \cdot h_{out} \frac{(T_{air}^n - T_{0,rn-1}^n)}{(\Delta r \cdot \rho \cdot C_p)} \\
 & + \Delta t \frac{[2\alpha(T_{0,rn-2}^n - T_{0,rn-1}^n)]}{(\Delta r)^2}
 \end{aligned}
 \tag{4.7}$$

ρ est la densité du matériau constituant la paroi, C_p est la chaleur spécifique, h_{out} est le coefficient convectif à l'extérieur du thermosiphon, rn est le nombre des nœuds radiales, et T_{air} est la température de l'air.

Une compréhension de base des équations de la méthode des volumes finis est mieux améliorée en considérant un nœud avec une convection à l'extérieur de la paroi. C'est semblable au nœud du coin extérieur déjà traité, à moins qu'il ait des contributions d'un nœud adjacent additionnel. Par exemple, considérez le nœud externe montré ci-dessous dans la figure (4.4).

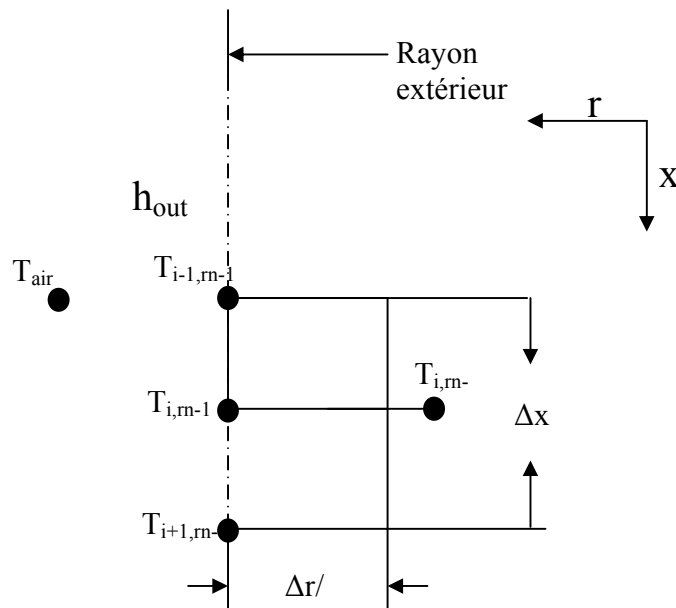


Figure 4.4 : Représentation d'un nœud extérieur.

L'équation discrétisée correspondante à ce nœud est exprimée par :

$$T_{i,m-1}^{n+1} = T_{i,m-1}^n + \Delta t \frac{[\alpha(T_{i-1,m-1}^n - 2T_{i,m-1}^n + T_{i+1,m-1}^n)]}{(\Delta x)^2} + \Delta t \cdot 2 \cdot h_{out} \frac{(T_{air}^n - T_{i,m-1}^n)}{(\Delta r \cdot \rho \cdot C_p)} + \Delta t \frac{[2\alpha(T_{i,m-2}^n - T_{i,m-1}^n)]}{(\Delta r)^2} \tag{4.8}$$

L'équation discrétisée suivante concernant un nœud au centre de la paroi du thermosiphon, avec une surface isolée thermiquement. Cette condition peut être utilisée en haut du thermosiphon où la condition d'isolement thermique existe. La configuration nodale est montrée ci-dessous dans la figure (4.5).

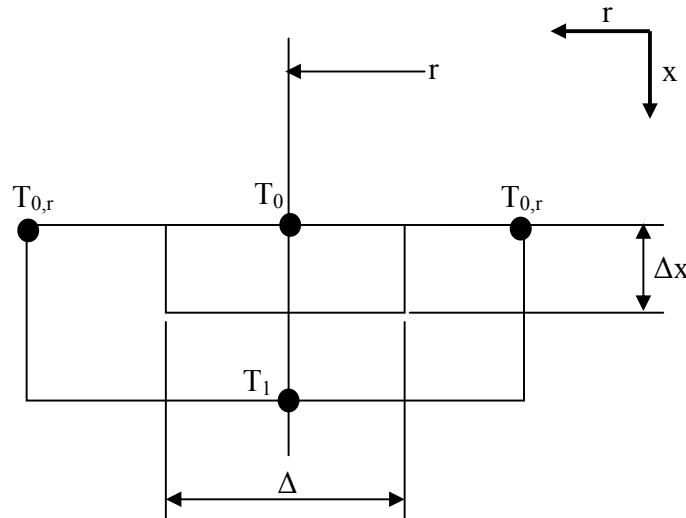


Figure 4.5 : Représentation du nœud du haut de la surface isolée thermiquement.

L'équation discrétisée pour cette configuration est donnée par :

$$\begin{aligned}
 T_{0,r}^{n+1} = & T_{0,r}^n + \Delta t \frac{[2\alpha(T_{1,r}^n - T_{0,r}^n)]}{(\Delta x)^2} + \Delta t \cdot \frac{\alpha}{r} \frac{(T_{0,r+1}^n - T_{0,r-1}^n)}{2(\Delta r)} \\
 & + \Delta t \frac{[\alpha(T_{0,r+1}^n - 2T_{0,r}^n + T_{0,r-1}^n)]}{(\Delta r)^2}
 \end{aligned} \tag{4.9}$$

Avec ces équations fondamentales décrivant la conservation de l'énergie au sein de la paroi du thermosiphon, le résultat de simulation est un champ de température qui dépend de l'espace et du temps. La comparaison de ce résultat avec ceux déjà connus s'avère possible.

4.2.2 Comparaison avec des solutions connues

Le problème de la conduction cylindrique était étudié par Myers [23] dans son article, "Analytical Methods in Conduction Heat Transfer". Une comparaison d'une résolution numérique par la méthode des différences finis avec la solution analytique d'un cylindre de rayon 1.27 cm, 0.5 m de longueur avec une température initiale de 300K et 25 nœuds sur la direction radiale. La température transitoire prédite par la méthode des volumes finis et la solution de la méthode analytique sont comparées. La

comparaison est faite pour quatre positions radiales différentes $\left(r = 0, r = \frac{r_0}{4}, r = \frac{r_0}{2}, r = \frac{3r_0}{4} \right)$, où r_0 est le rayon extérieur de la paroi cylindrique du thermosiphon, qui représente un point de conditions aux limites, dont l'erreur de calcul est nulle. Les résultats de cette évaluation, exprimés en valeurs d'erreur en pourcentage sont montrés sur les figures qui suivent (4.5), (4.6), (4.7) et (4.8). Le pourcentage d'erreur est définie par :

$$Erreur (\%) = \frac{(T_{Analytique} - T_{Numérique})}{T_{Analytique}} \cdot 100 \quad (4.10)$$

Les figures suivantes montrent un parfait accord entre la solution analytique et la solution numérique avec une erreur maximale de 0.3 %. Cette valeur dépend de la nature du schéma numérique choisi, mais elle reste tout de même au voisinage de la valeur mentionnée ci-dessus.

Pour n'importe quel schéma numérique envisagé de la méthode des volumes finis, le pas du temps doit être sélectionné dans un intervalle bien déterminé, ceci est fait dans le but d'assurer le maximum de stabilité de la solution obtenue. Vu qu'il n'existe pas de formule mathématique générale indiquant le critère de stabilité commun à tous les schémas numériques, il existe une formule empirique qui assure la tâche. Avec l'augmentation du pas de temps, la solution en température transitoire soit oscillante ou non raisonnable, ce qui diminue remarquablement la stabilité de cette solution. Une fois que la limite de stabilité était déterminée, le pas du temps soit divisé en deux et le modèle numérique sera exécuté une nouvelle fois.

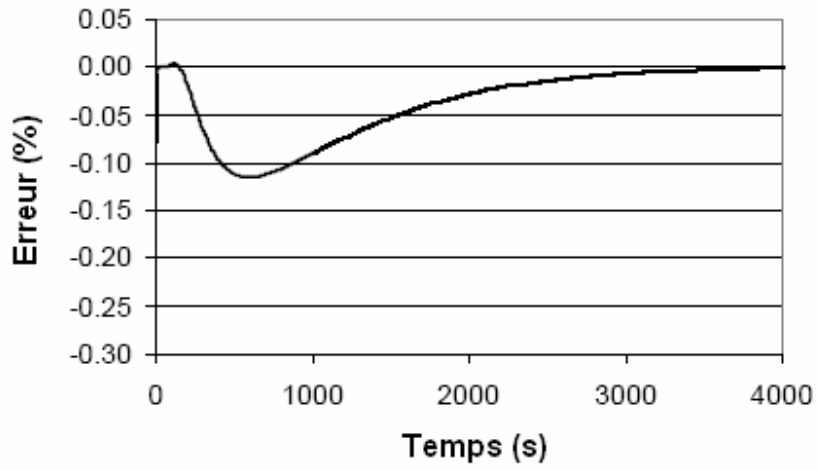


Figure 4.5 : Représentation de l'erreur de calcul pour un rayon $r = 0$.

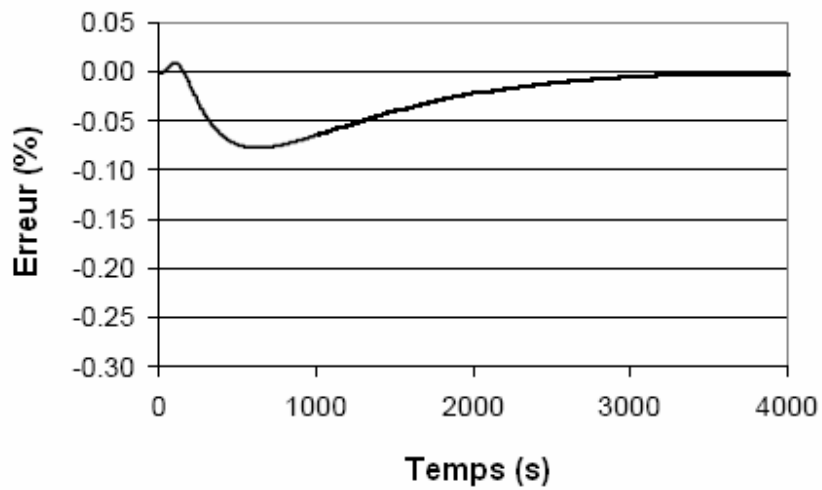


Figure 4.6 : Représentation de l'erreur de calcul pour un rayon $r = 0.25r_0$.

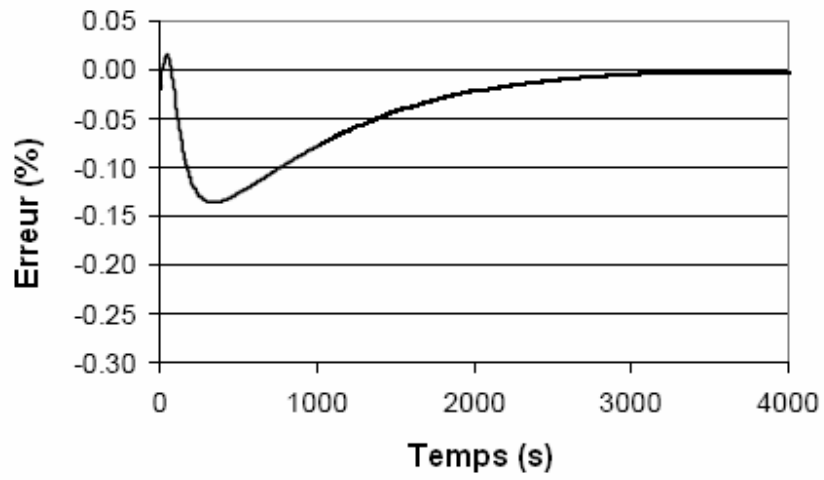


Figure 4.7 : Représentation de l'erreur de calcul pour un rayon $r = 0.5r_0$.

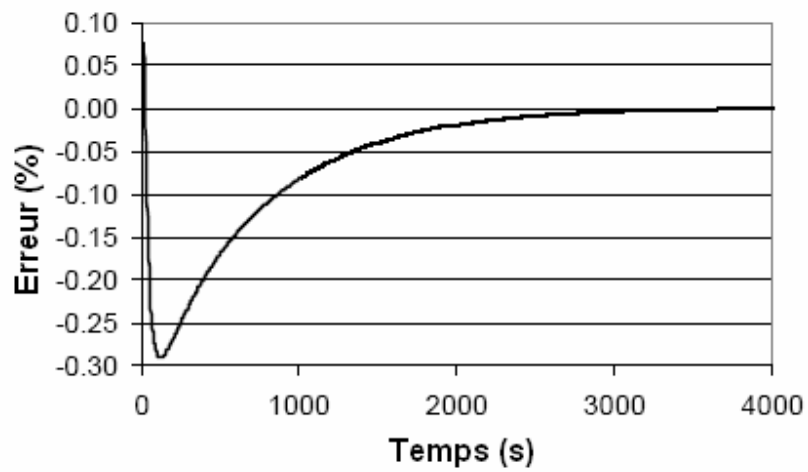


Figure 4.8 : Représentation de l'erreur de calcul pour un rayon $r = 0.75r_0$.

L'évolution de la température transitoire à travers la paroi du thermosiphon dans la direction radiale est montrée à la figure (4.9). Quatre positions radiales distinctes sont choisies : $r=R/4$, $r=R/2$, $r=3R/4$ et $r=R$, dont la température à la position $r=R$ est prise égale à 300K c'est la condition au limite pour la surface extérieur de la paroi. Chacune de ces courbes représente l'évolution de la température transitoire pour une position donnée. Pour $r=R/4$ l'évolution est une hyperbole décroissante de la température initiale en cette position 351K à 300K la température de la surface extérieur de la paroi. Pour la position $r=R/2$ l'évolution est toujours décroissante à partir d'une valeur initiale égale à 330K jusqu'à la température d'équilibre 300K. La même constatation est faite pour la courbe ($r=3R/4$), la valeur initiale de la température est 315K. Pour la position $r=R$, la température en cette position est constante est égale à 300K (condition au limite).

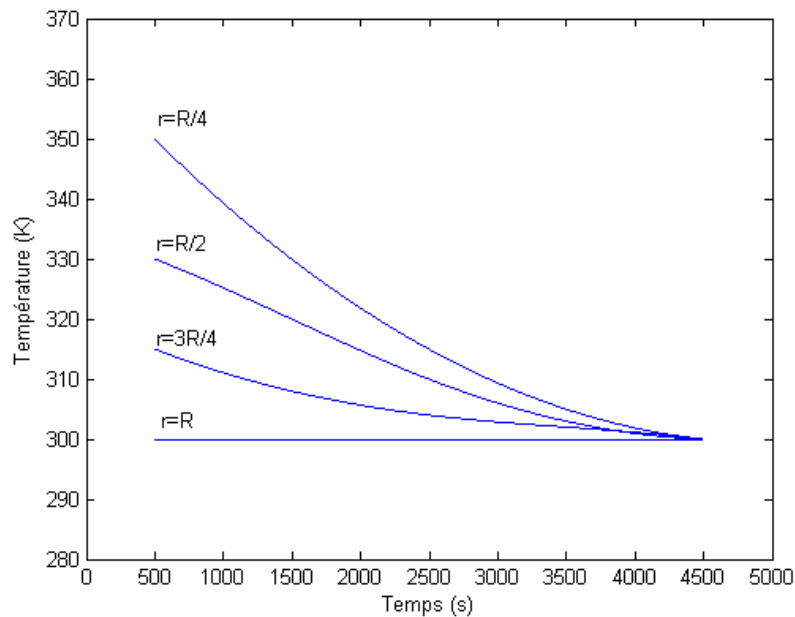


Figure 4.9 : Evolution de la température transitoire à travers la paroi pour quatre positions radiales différentes : $r=R/4$, $r=R/2$, $r=3R/2$, $r=R$.

R est le rayon extérieur du cylindre.

4.3 Comportement thermohydraulique du film liquide

Le comportement thermohydraulique du fluide au sein du thermosiphon est modélisé en appliquant la formulation intégrale concernant la masse, l'énergie et la quantité de mouvement à un élément de volume du fluide. La modélisation du film liquide tombant sur la paroi du thermosiphon est un phénomène beaucoup plus complexe que celui de la conduction. Ceci est dû essentiellement au transfert de masse transitoire à travers le volume de contrôle, et aux phénomènes de condensation et d'évaporation. La condensation est supposée qu'elle s'effectue en film comme il est montré dans la figure 4.9. La validité de cette hypothèse est bien prouvée expérimentalement.

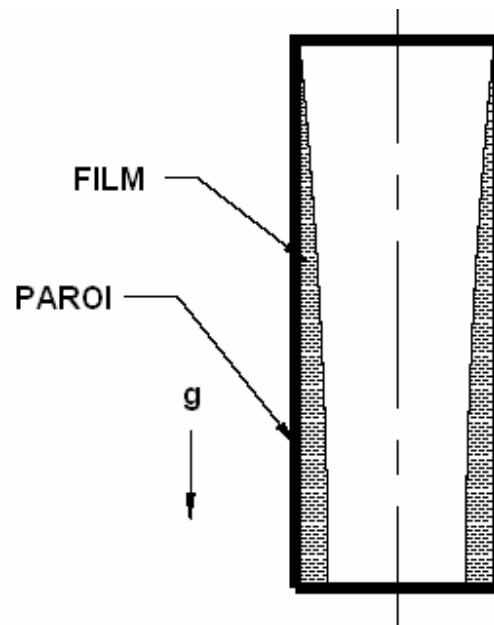


Figure 4.9 : Illustration d'un film tombant après condensation.

4.3.1 Dérivation des équations de conservation

4.3.1.1 Equation de continuité

La conservation de la masse est montrée en considérant un petit volume de contrôle, comme il est montré dans la figure (4.10). δ est l'épaisseur du film, \dot{m} représente le débit entrant ou sortant du volume de contrôle, $\dot{m}_{condensé}$ représente le débit entrant produit par la condensation. Premièrement le liquide entre ou sort au volume de contrôle par la direction axiale, et de la part de la vapeur par la direction radiale. Ces concepts exprimés mathématiquement nous donnent l'équation suivante :

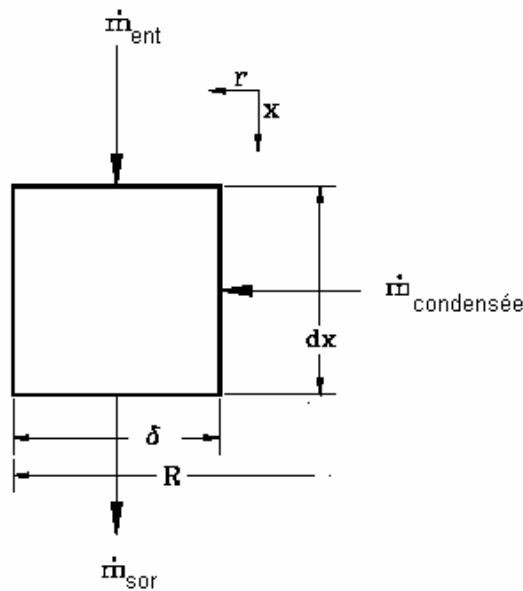


Figure 4.10 : Illustration de la conservation de masse du film tombant.

$$\dot{m}_{ent} + \dot{m}_{condensé} = \dot{m}_{sor} + \left. \frac{\partial m}{\partial t} \right|_{CV} \quad (4.11)$$

\dot{m}_{ent} est le débit massique entrant au volume de contrôle, $\dot{m}_{condensé}$ est le débit entrant au volume de contrôle par condensation, et \dot{m}_{sor} est le débit massique quittant le volume de contrôle. En utilisant le développement en séries de Taylor du débit du fluide sortant en terme du débit entrant on trouve l'expression suivante :

$$\dot{m}_{ent} + \dot{m}_{condensé} = \dot{m}_{ent} + \frac{\partial \dot{m}_{ent}}{\partial x} dx + \frac{\partial \dot{m}}{\partial t} \Big|_{CV} \quad (4.12)$$

En exprimant les débits en fonction de la vitesse d'écoulement, de densité du fluide et de la section du passage, l'équation (4.12) peut s'écrire sous la forme suivante :

$$\dot{m}_{condensé} 2\pi(R - \delta) - \frac{\partial(\rho_i A \bar{U})}{\partial x} = \frac{\partial \rho_i A}{\partial t} \quad (4.13)$$

R est le rayon intérieur du thermosiphon, A est section de passage du film et \bar{U} est la vitesse moyenne d'écoulement du film. Supposant que le fluide est incompressible, on aura :

$$\frac{\partial A}{\partial t} = \frac{\dot{m}_{condensé} 2\pi(R - \delta)}{\rho_i} - \frac{\partial(A \bar{U})}{\partial x} \quad (4.14)$$

La vitesse moyenne est définie par :

$$\bar{U} = \frac{1}{A} \int_{R-\delta}^R U(r) 2\pi r dr \quad (4.15)$$

La section de passage est définie par :

$$A = \int_{R-\delta}^R 2\pi r dr = \pi [R^2 - (R - \delta)^2] \quad (4.16)$$

Le profil de vitesse du film $U(r)$ sera décrit ultérieurement. Les inconnus principaux dans l'équation (4.14) sont A et \bar{U} , la quantité $(R - \delta)$ est trouvée à partir de l'expression de A. $\dot{m}_{condensé}$ est déterminée à partir de la condition au limite qui lie la vapeur au film liquide et qui sera discutée après.

4.3.1.2 Conservation de la quantité du mouvement

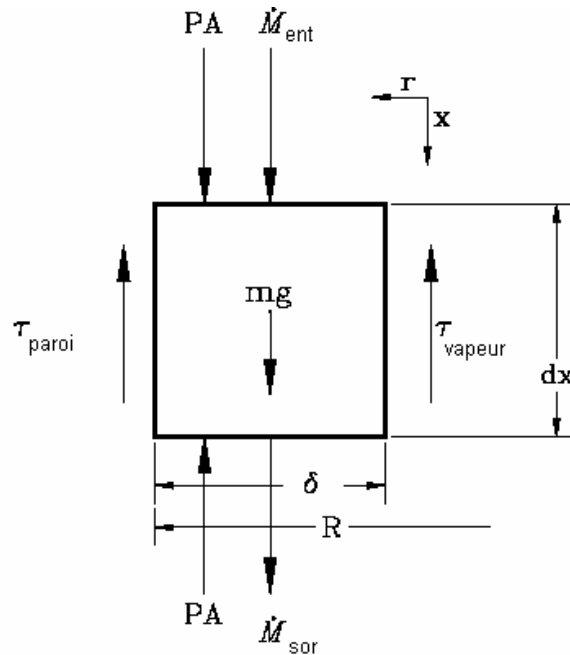


Figure 4.11 : Illustration de la conservation de la quantité du mouvement du film tombant.

La différence entre la quantité du mouvement entrante et celle sortante du volume de contrôle plus la somme des forces agissantes sur lui est égale à la variation de la quantité du mouvement à l'intérieur du volume de contrôle.

$$\dot{M}_{ent} - \dot{M}_{sor} + \sum F = \frac{\partial M}{\partial t} \Big|_{CV} \quad (4.17)$$

F représente les forces agissantes axialement sur le volume de contrôle, et M représente la quantité de mouvement du volume de contrôle. Les forces considérées sont :

$$F_{gravité} = \rho_l g 2\pi R \delta dx \quad (4.18)$$

Avec g représente l'accélération de la pesanteur, Les contraintes de cisaillement de la paroi intérieure du thermosiphon sont données par :

$$F_{cisaillement(paroi)} = \tau_{paroi} 2\pi R dx \quad (4.19)$$

Avec τ_{paroi} est la contrainte de cisaillement entre la paroi et le film liquide. La force due à la pression est donnée par :

$$F_{pression} = P(A_x - A_{x+dx}) \quad (4.21)$$

La contrainte de cisaillement due à l'interface vapeur est donnée par :

$$F_{cisaillement(vapeur)} = \tau_{vapeur} 2\pi(R - \delta)dx \quad (4.22)$$

Avec τ_{vapeur} est la contrainte de cisaillement entre la vapeur et le film liquide.

P est la pression dans le film liquide. Les problèmes de ce niveau négligent les forces dues à la tension de surface pour leur ordre de grandeur très bas. La quantité de mouvement à travers les limites du volume de contrôle est exprimé par :

$$\dot{M} = \rho_l AU^2 \quad (4.22)$$

En introduisant une nouvelle variable dite le coefficient du flux de la quantité de mouvement, donnée par :

$$B = \frac{\overline{U^2}}{(\overline{U})^2} \quad (4.23)$$

L'expression de la quantité de mouvement à travers les limites du volume de contrôle en fonction de cette nouvelle variable est donnée par :

$$M = \rho_l AB(\overline{U})^2 \quad (4.24)$$

La vitesse moyenne d'écoulement du film liquide est définie par :

$$\overline{U} = \frac{1}{A} \int_{R-\delta}^R U(r) 2\pi r dr \quad (4.25)$$

De ce fait le carré de la vitesse moyenne comparé à la moyenne du carré de la vitesse est donné par :

$$B = \frac{\frac{1}{A} \int_{R-\delta}^R U(r) \cdot U(r) 2\pi r dr}{\left[\frac{1}{A} \int_{R-\delta}^R U(r) 2\pi r dr \right]^2} \quad (4.26)$$

La détermination du coefficient B est faite en connaissant le profile de vitesse du film liquide. Dans les sections prochaines, On présente une méthode de détermination de ce profile de vitesse. Il sera montré qu'un profile quadratique est le plus convenable. Si le profile est constant, le coefficient B sera égale à l'unité. Suivant la direction radiale, La valeur du coefficient B varie à partir de l'unité. Cela est du que ce coefficient prend ses valeurs les plus grandes au voisinage de l'axe de symétrie du cylindre, et diminue progressivement aux points qui sont proches de la paroi.

La variation de la quantité de mouvement dans la direction radiale est supposée comme nulle. Après un développement en séries de Taylor, l'équation de conservation de la quantité de mouvement est exprimée par :

$$\frac{\partial(\overline{UA})}{\partial t} + \frac{\partial \left(AB(\overline{U})^2 + \frac{PA}{\rho_l} \right)}{\partial x} = Ag - \frac{\tau_{paroi} 2\pi R}{\rho_l} - \frac{\tau_{vapeur} 2\pi(R-\delta)}{\rho_l} \quad (4.27)$$

Cette équation exprime la conservation de la quantité de mouvement en termes de vitesse moyenne. L'étape suivante est de poser la condition aux limites concernant la pression, l'approximation de la couche limite peut résoudre le problème. Cette approximation consiste à considérer que la pression au sein du film en n'importe quelle position de la direction axiale est égale à la pression à l'extérieur du film à la même position axiale. Ceci est exprimé par :

$$P(x) = P_v(x) \quad (4.28)$$

P_v est la pression de la vapeur.

Une fois que l'équation de conservation de la quantité de mouvement est mise en sa forme finale, elle peut être utilisée en conjonction avec les équations de conservation de masse et d'énergie. L'équation d'énergie sera traitée dans la section suivante.

4.3.1.3 Conservation d'énergie

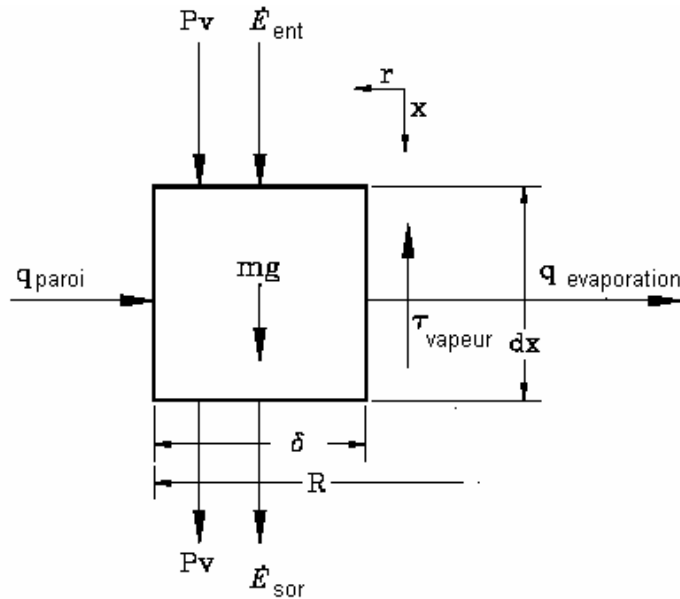


Figure 4.12 : Illustration de la conservation d'énergie du film tombant.

L'approche utilisée pour la formulation du principe de conservation d'énergie est similaire à celles utilisées ci-dessus pour les principes de conservation de la masse et de la quantité de mouvement comme il est montré à la figure (4.12). Le taux d'énergie entrante au volume de contrôle moins le taux d'énergie sortante est égale au taux de changement d'énergie du volume de contrôle.

$$\dot{E}_{ent} - \dot{E}_{sor} = \frac{\partial E}{\partial t} \Big|_{VC} \quad (3.29)$$

L'énergie peut entrer et sortir du volume de contrôle de différentes façons. La chaleur peut entrer au volume de contrôle à travers la paroi du thermosiphon :

$$q_{paroi} = h_{in} 2\pi R dx (T_{paroi} - \bar{T}) \quad (4.30)$$

Q_{paroi} représente la chaleur transférée à travers la paroi du thermosiphon, h_{in} représente le coefficient de transfert de chaleur par convection entre la paroi et le film liquide, et \bar{T} représente la température moyenne du film liquide définie comme suit :

$$\overline{T} C_p \dot{m} = \int_{R-\delta}^R \rho_l u(r) T(r) C_p 2\pi r dr \quad (4.31)$$

En considérant ρ_l et C_p comme constantes, l'équation précédente devienne :

$$\overline{T} = \frac{\int_{R-\delta}^R u(r) T(r) 2\pi r dr}{A \overline{U}} \quad (4.32)$$

En multipliant la température moyenne \overline{T} par \overline{U} , C_p et ρ_l on obtient l'énergie interne. Le résultat du bilan du transfert thermique par conduction est donné par l'équation suivante :

$$q_{conduction} = \frac{\partial \left(k A \frac{\partial T'}{\partial x} \right)}{\partial x} dx \quad (4.33)$$

T' est une température donnée par l'expression :

$$T' = \frac{\int_{R-\delta}^R T(r) 2\pi r dr}{A} \quad (4.34)$$

On introduit une nouvelle variable de température :

$$\zeta = \frac{T'}{\overline{T}} = \frac{\frac{\int_{R-\delta}^R T(r) r dr}{A}}{\frac{\int_{R-\delta}^R u(r) T(r) r dr}{A \overline{U}}} \quad (4.35)$$

Cette variable se réduit à :

$$\zeta = \frac{T'}{\overline{T}} = \frac{\overline{U} \int_{R-\delta}^R T(r) r dr}{\int_{R-\delta}^R u(r) T(r) r dr} \quad (4.36)$$

La conduction s'écrit alors sous la forme :

$$q_{conduction} = \frac{\partial \left(kA \frac{\partial T'}{\partial x} \right)}{\partial x} dx = \frac{k \partial \left(\zeta A \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} \right)}{\partial x} dx \quad (4.37)$$

Le travail de la pression d'écoulement du film liquide est défini par l'expression suivante :

$$P\bar{U}A|_x - P\bar{U}A|_{x+dx} = \left(P\bar{U}A|_x \right) - \left(P\bar{U}A|_x + \frac{\partial(P\bar{U}A)}{\partial x} dx \right) \quad (4.38)$$

L'énergie du travail d'écoulement est donnée par :

$$E_{travail\ écoule} = \left(-P \frac{\partial(\bar{U}A)}{\partial x} dx - \bar{U}A \frac{\partial P}{\partial x} dx \right) \quad (4.39)$$

En utilisant l'approximation de la couche limite concernant l'égalité de la pression locale à la pression de la vapeur :

$$E_{travail\ écoule} = \left(-P \frac{\partial(\bar{U}A)}{\partial x} dx - \bar{U}A \frac{\partial P_v}{\partial x} dx \right) \quad (4.40)$$

L'énergie du travail de cisaillement à l'interface entre la vapeur et le film liquide est donnée par :

$$E_{travail\ cisaillement} = \tau_{vap} 2\pi(R - \delta) dx \bar{U} \phi \quad (4.41)$$

Avec :

$$\phi = \frac{U_{(R-\delta)}}{U} \quad (4.42)$$

L'énergie à travers les limites du volume de contrôle quand le liquide s'évapore :

$$E_{\dot{evaporation}} = \dot{m}_{\dot{evap}} \cdot i_{vapeur} \quad (4.43)$$

Avec i_{vapeur} représente l'enthalpie de la vapeur. Comme le fluide s'écoule dans un champ gravitationnel, le travail est donné par :

$$E_{gravité} = \rho_l g \bar{U} A dx \quad (4.44)$$

L'énergie totale contenue à l'intérieur du volume de contrôle est donnée par :

$$E_{VC} = \rho A dx \left(C_v \bar{T} + \frac{B(\bar{U})^2}{2} + g(l-x) \right) \quad (4.45)$$

Avec l est la longueur du thermosiphon. Cette équation représente les énergies interne, cinétique et potentielle, respectivement. Cette énergie est transportée d'un volume de contrôle au volume de contrôle adjacent. L'énergie entrant au volume de contrôle due au transfert de masse est donnée par :

$$E_{ent} = \rho A dx \left(C_v \bar{T} \bar{U} + \frac{\beta(\bar{U})^3}{2} \right) \quad (4.46)$$

Le nouveau terme β est définie par :

$$\beta = \frac{\bar{U}^3}{(\bar{U})^3} \quad (4.47)$$

L'énergie peut être transférée par convection du film liquide à la vapeur selon la relation suivante :

$$q_{film} = h_{film} (\bar{T} - T_{vapeur}) 2\pi(R - \delta) dx \quad (4.48)$$

En considérant toutes les formes d'énergie transférées à travers les limites du volume de contrôle, et en exprimant le flux d'énergie par un développement en séries de Taylor, on trouve :

$$\begin{aligned} \frac{\partial \left[\rho_l A \left(C_v \bar{T} + \frac{B(\bar{U})^2}{2} + g(l-x) \right) \right]}{\partial t} &= h_{in} 2\pi R (T_{paroi} - \bar{T}) - \frac{\dot{m}_{évap} i_{évap}}{dx} - \tau_{évap} 2\pi(R - \delta) \phi \bar{U} + \\ &g \rho_l A \bar{U} - A \bar{U} \frac{\partial P_v}{\partial x} - P \frac{\partial \bar{U} A}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(k A \zeta \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} \right) - \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(C_v \bar{T} \bar{U} + \frac{\beta(\bar{U})^3}{2} \right) \rho_l A \right] \end{aligned} \quad (4.49)$$

Due à la condition d'adhérence à la paroi, il n'existe pas de mouvement relatif de la couche du film liquide au voisinage immédiat de la paroi, cette condition exclue l'existence des contraintes de cisaillement et leur travail résultant. Il est à noter que l'ordre de grandeur des différents termes

contribuant dans l'équation d'énergie se trouve différent d'un terme à un autre. L'énergie due à la force gravitationnelle et celle due à l'écoulement de fluide sont beaucoup plus faibles que l'énergie due à l'évaporation du liquide, comme il est montré à la figure (4.13). Les énergies de gravité, de l'écoulement, des contraintes de la vapeur, l'énergie interne et l'énergie cinétique peuvent être négligées devant les autres formes d'énergie dominantes, comme celle d'évaporation et de convection sans que l'erreur commise ne soit supérieure à 0.5 %.

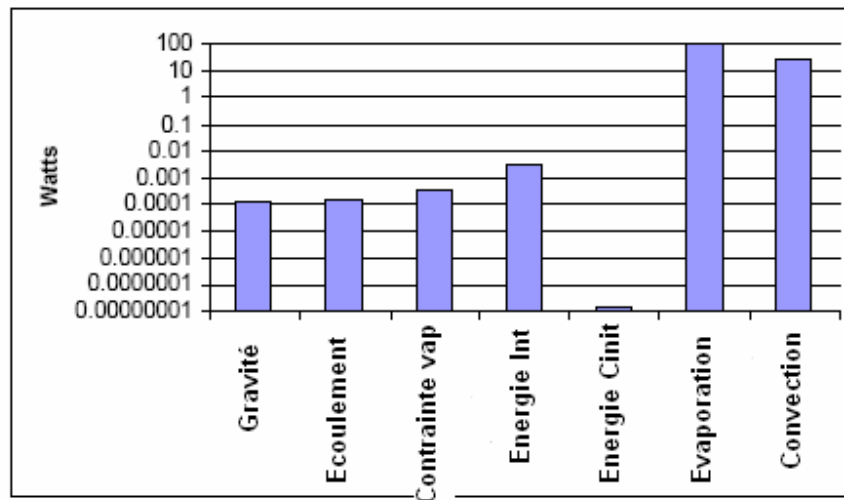


Figure 4.13 : Comparaison des différentes formes d'énergie manifestées au sein du thermosiphon [136].

Réduisant l'équation d'énergie à la forme simple suivante, on trouve :

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} = \frac{h_{in} 2\pi R (T_{paroi} - \bar{T})}{\rho_l A C_V} - \frac{\dot{m}_{\text{évap}} i_{\text{évap}}}{dx A C_V} + \frac{k_l \zeta}{\rho_l C_V} \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x^2} \quad (4.50)$$

Le taux d'évaporation peut être relié à la différence de température entre le film liquide et la vapeur et l'enthalpie d'évaporation h_{fg} , comme il est montré par Nusselt [26] :

$$\dot{m}_{\text{évap}} = \frac{h_{film} 2\pi (R - \delta) (\bar{T} - T_{vap}) dx}{h_{fg}} \quad (4.51)$$

Les termes significatifs dans l'équation d'énergie sont représentés par :

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} = \frac{b_m 2\pi R (T_{paroi} - \bar{T})}{\rho_l A C_V} - \frac{b_{film} (\bar{T} - T_{vap}) 2\pi (R - \delta)}{\rho_l A C_V} + \frac{k_l \zeta}{\rho_l C_V} \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x^2} \quad (4.52)$$

4.3.2 La méthodologie de résolution

Après que les équations de conservation sont discrétisées, chaque nœud du film liquide correspond à un nœud de la paroi dans la direction radiale. Cela permet de rendre le phénomène couplé entre la paroi et le film liquide. Dans le but d'estimer l'ordre de grandeur des quantités β , B et Φ , un profil de vitesse du film liquide est estimé [25].

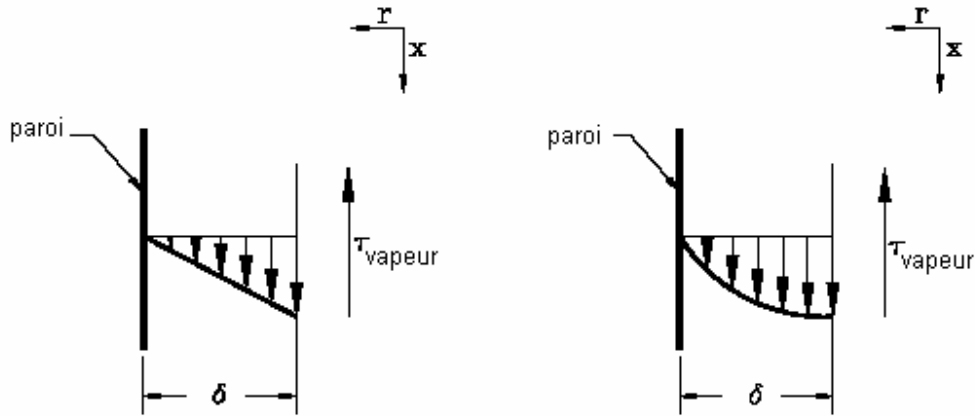


Figure 4.14 : Les profils de vitesse possibles à considérer

Le profil de vitesse quadratique est le mieux convenable que le profil linéaire, pour éviter la discontinuité de vitesse à l'interface vapeur.

Trois conditions aux limites sont nécessaires à la résolution. La première est la condition de l'adhérence à la paroi du film liquide. La suivante concernant les contraintes de cisaillement à l'interface vapeur. La troisième concernant la vitesse moyenne d'écoulement du film liquide.

$$\begin{aligned} u(r) &= a + br + cr^2 \\ u(R) &= 0 \\ \mu \frac{\partial u}{\partial r} \Big|_{(R-\delta)} &= \tau_{vapeur} \\ \bar{U} &= \frac{\int_{R-\delta}^R u(r) 2\pi r dr}{A} \end{aligned} \quad (4.53)$$

Les conditions aux limites permettent la détermination du profil quadratique de vitesse. Les constantes a , b et c sont déterminés en appliquant la méthode numérique de Newton pour la détermination des racines. Une fois $u(r)$ est déterminée, plusieurs variables peuvent être déterminées, comme τ_{paroi} :

$$\tau_{paroi} = \mu \left. \frac{\partial u}{\partial r} \right|_R \quad (4.54)$$

Les autres variables comme β , B et Φ peuvent être déterminés en utilisant les équations 4.47, 4.22 et 4.42 respectivement. La contrainte vapeur τ_{vapeur} sera déterminée par un modèle de vapeur qui sera présenté à l'une des sections qui suit.

Le profil de température est supposé linéaire à travers le film, variant de la température de la paroi à la température de la vapeur à l'interface. Le choix du profil linéaire de température est justifié par raison que l'épaisseur du film est considérée très fine, et la vitesse du film liquide est faible. Cette information est nécessaire pour la résolution de l'équation (4.36) pour la détermination du coefficient ζ .

4.3.3 Comparaison avec des solutions connues

L'une des solutions les plus familières concernant l'écoulement du film tombant résultant de la condensation sur une paroi plane et isotherme était présentée par Nuselt [26]. La solution de Nuselt suppose que l'écoulement du film liquide est laminaire avec des propriétés thermiques constantes. La vapeur est considérée comme isotherme en simple phase (non mélangée). Il n'existe pas de contrainte de cisaillement entre la vapeur et le film tombant.

Dans le but de comparer les résultats de notre simulation avec ceux présentés par Nuselt, la température de la paroi est considérée comme constante, le rayon du thermosiphon est supposé très grand et la contrainte de cisaillement de la vapeur est considérée comme nulle. Pour cette comparaison la température de la paroi est égale à 300K, la température de la vapeur est égale à 350K, et la longueur de la paroi plane est de 0.55 m.

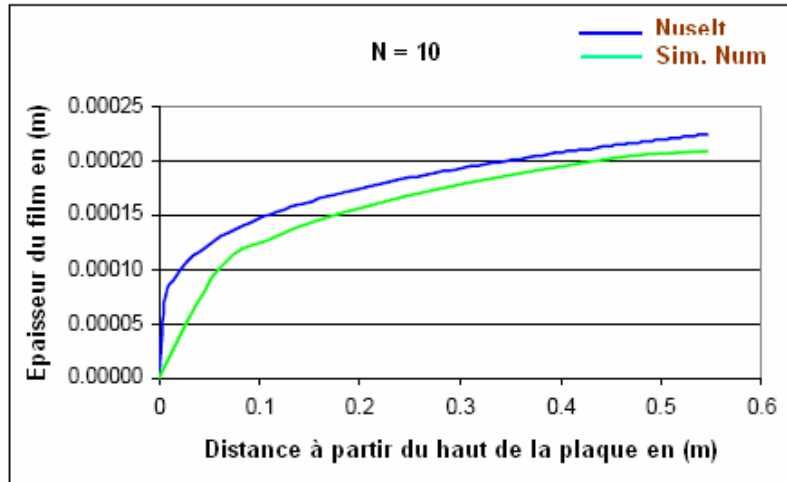


Figure 4.15 : Comparaison de l'épaisseur du film pour $N=10$.

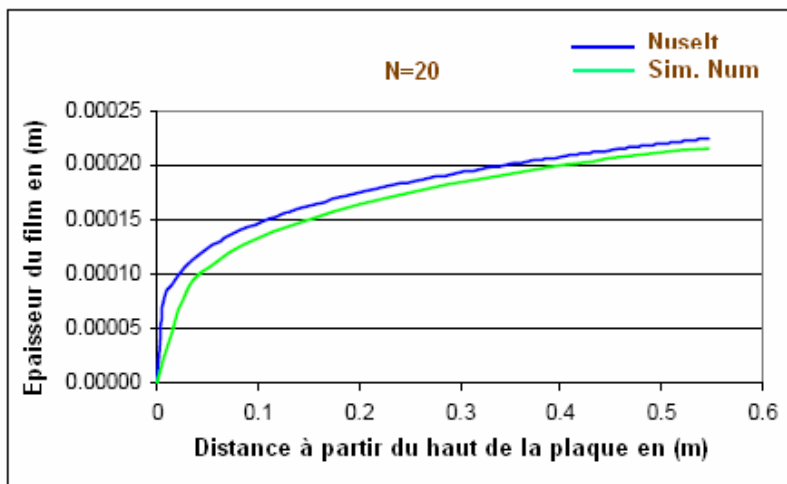


Figure 4.16 : Comparaison de l'épaisseur du film pour $N=20$.

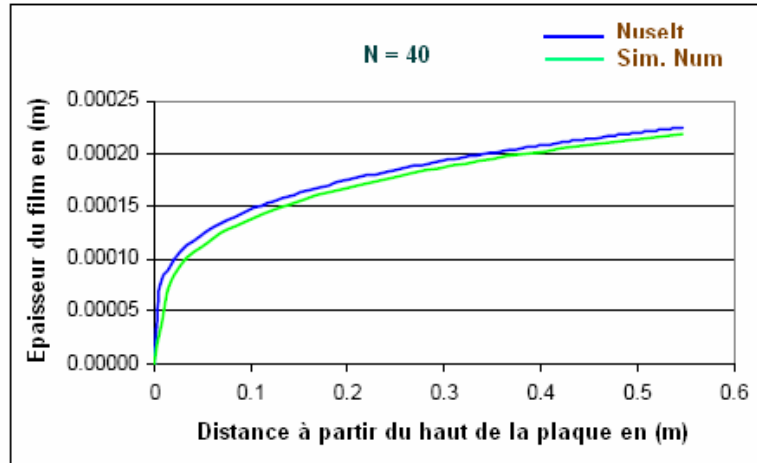


Figure 4.17 : Comparaison de l'épaisseur du film pour $N=40$.

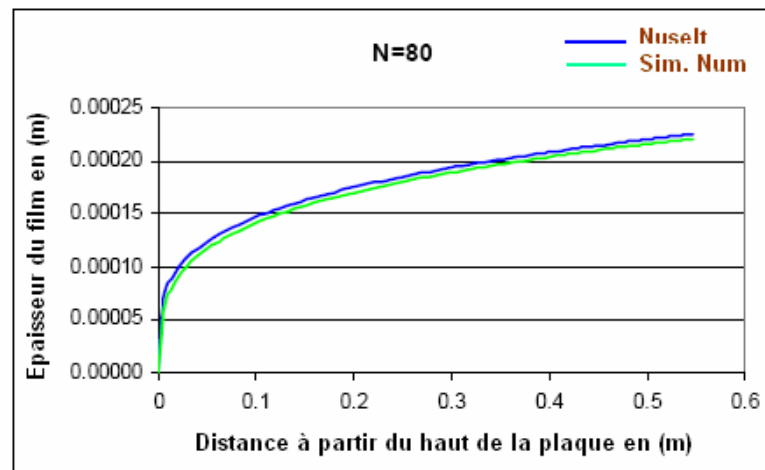


Figure 4.18 : Comparaison de l'épaisseur du film pour $N=80$.

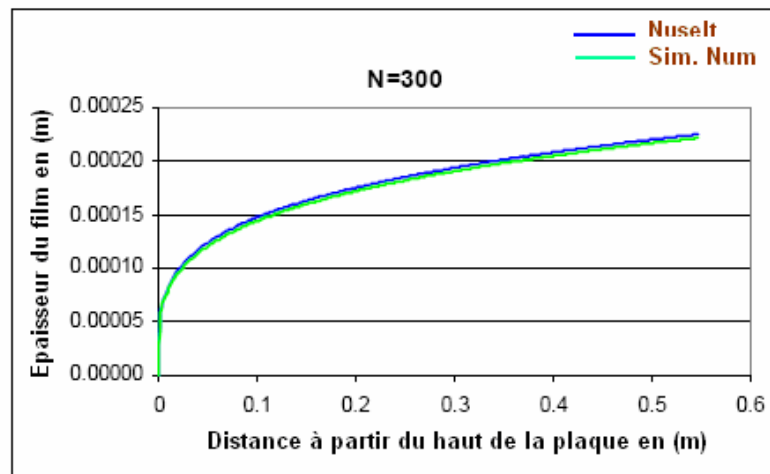


Figure 4.19 : Comparaison de l'épaisseur du film pour $N=300$.

Dans les graphes précédents, N représente le nombre de nœuds utilisés dans le modèle numérique. Les figures de (4.15) jusqu'à (4.19) montre un parfait accord entre le modèle de Nuselt et le modèle numérique de cette étude. L'augmentation du nombre de nœuds axiaux diminue sensiblement l'erreur de calcul.

On peut faire la comparaison de la vitesse moyenne prédite par le modèle numérique et celle du modèle de Nuselt. Les graphes suivants montrent la différence entre les deux modèles.

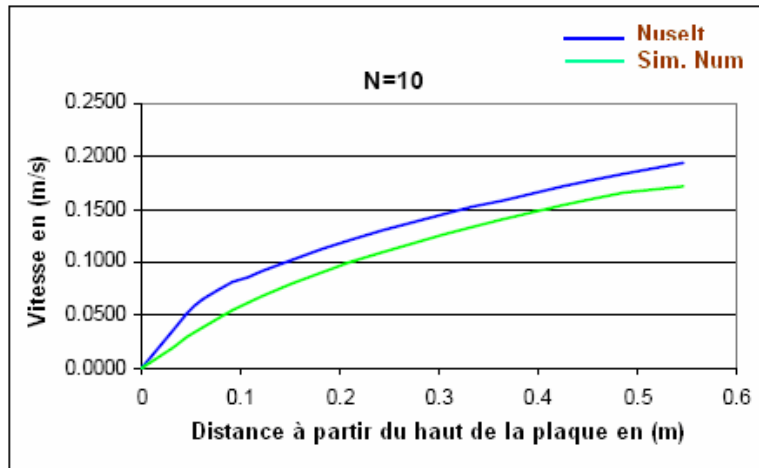


Figure 4.20 : Comparaison de la vitesse moyenne pour N=10.

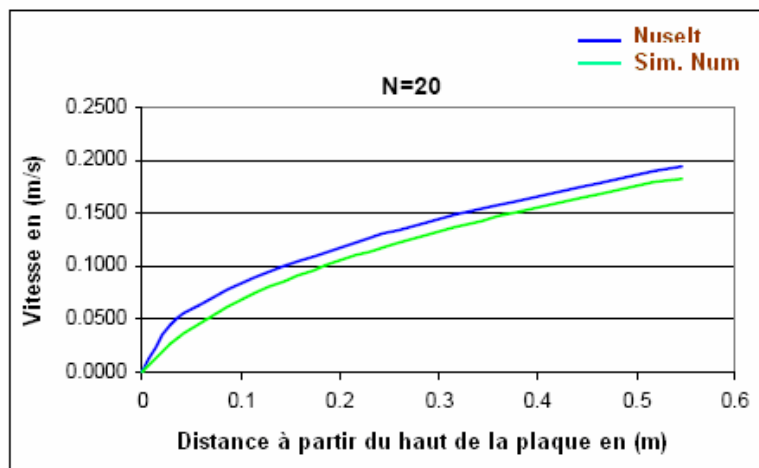


Figure 4.21 : Comparaison de la vitesse moyenne pour N=20.

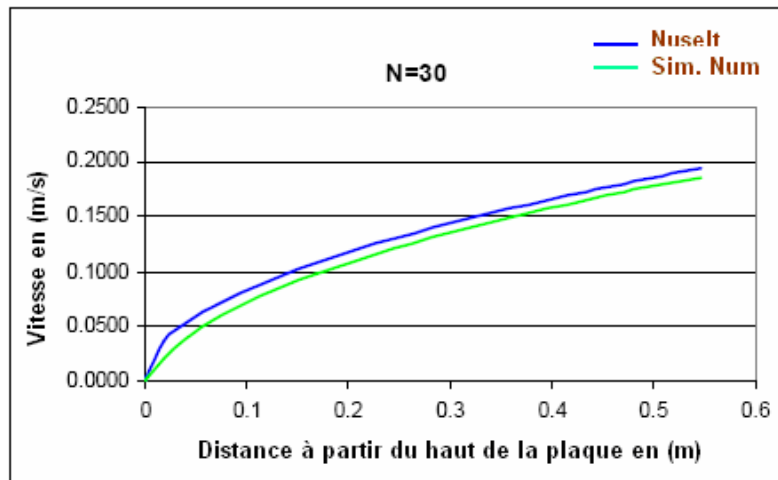


Figure 4.22 : Comparaison de la vitesse moyenne pour N=30.

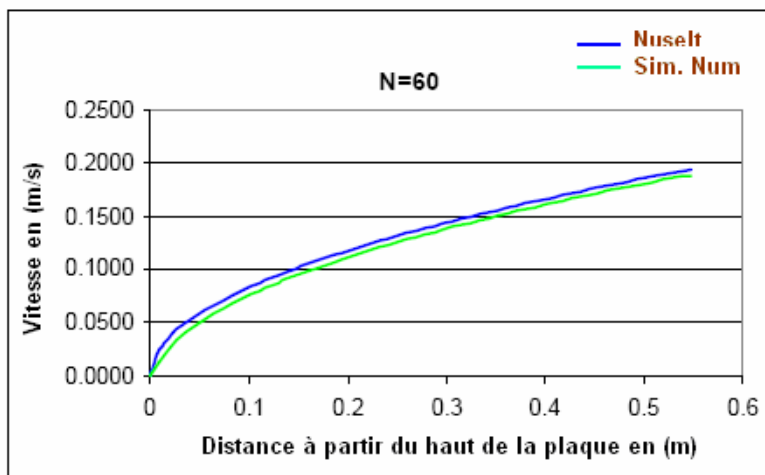


Figure 4.23 : Comparaison de la vitesse moyenne pour N=60.

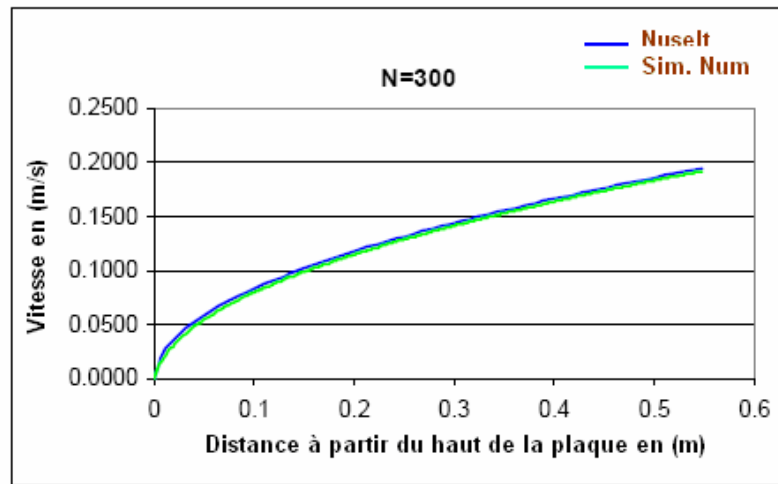


Figure 4.24 : Comparaison de la vitesse moyenne pour N=300.

La même constatation faite pour l'épaisseur du film est faite pour la vitesse moyenne d'écoulement du film liquide. Il existe un accord parfait entre la vitesse moyenne du modèle numérique et celle du modèle de Nuselt. En augmentant le nombre de nœuds axiaux, ça diminue sensiblement l'erreur de calcul.

4.4 Écoulement de la vapeur

L'écoulement de la vapeur est considéré comme unidimensionnel et permanent dans la direction axiale. La vapeur est considérée incompressible dans l'espace et compressible dans le temps. Donc, en n'importe quel instant, la densité de la vapeur est supposée constante. Cependant, au moment suivant, la densité peut changer de valeur en correspondance avec la masse de vapeur présente en ce moment.

4.4.1 Dérivation des équations de conservation

Pour que la masse entre ou sort de la phase vapeur, il faut qu'il existe un phénomène de changement de phase. La vapeur peut se condenser sur le film liquide, ou sur la surface du liquide de la cuve, si les conditions thermiques le permettent. De la même façon, par le processus d'évaporation le film liquide et la cuve peuvent produire de la vapeur. Le taux d'évaporation dépend de la différence de température entre le liquide et la vapeur, et du coefficient de transfert de chaleur par évaporation. Le transfert de masse d'après le film liquide est donné par [27] :

$$\dot{m}_{vapeur, film} = \frac{h_{film} 2\pi(R - \delta) dx (\bar{T} - T_{vapeur})}{h_{fg}} \quad (4.55)$$

Le taux de transfert de masse de cuve est donné par :

$$\dot{m}_{vapeur, cuve} = \frac{h_{\acute{e}vap} \pi(R - \delta)^2 (\bar{T}_{cuve} - T_{vapeur})}{h_{fg}} \quad (4.56)$$

Avec h_{fg} est la chaleur d'évaporation, et $h_{\acute{e}vap}$ est le coefficient de transfert de chaleur la cuve et la vapeur. Une fois que le taux de transfert de masse entrant et sortant de la phase vapeur est connu, il est possible de déterminer la vitesse de la vapeur au cours de son écoulement de l'évaporateur vers le condenseur. La vitesse axiale de vapeur peut être déterminée en n'importe quelle position axiale du thermosiphon, comme il est montré à la figure (3.25).

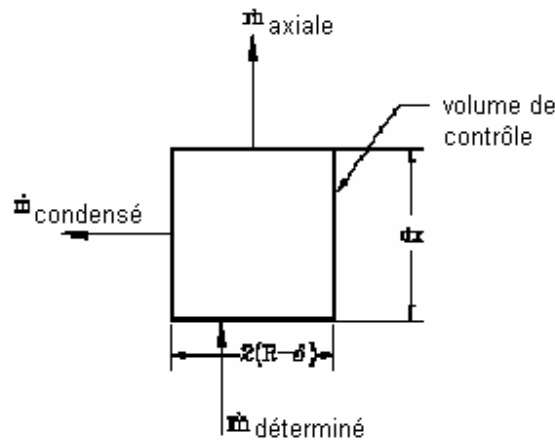


Figure 4.25 : La vitesse axiale de la vapeur.

L'exemple mathématique du transfert de masse au volume de contrôle le plus haut est donné par :

$$\dot{m}_{condensé} = \dot{m}_{entrant \text{ le volume de contrôle}} \tag{4.57}$$

Avec \dot{m} entrant le volume de contrôle quittant immédiatement le volume de contrôle au dessous. Quant nous considérons le volume de contrôle inférieur suivant, la masse entre à ce volume de dessous, et se condense, ou il passe au volume de contrôle suivant supérieur. C'est cette masse qui entre au volume de contrôle suivant.

$$\dot{m}_{entrant} = \dot{m}_{à \text{ travers}} + \dot{m}_{condensé} \tag{4.58}$$

Tel que $\dot{m}_{à \text{ travers}}$ de l'équation (4.58) est identique à $\dot{m}_{entrant \text{ le volume de contrôle}}$ de l'équation (4.57).

En connaissant le débit évaporé dans la direction axiale, la densité de la vapeur, et la section de passage du volume de contrôle. La vitesse de la vapeur est déterminée à n'importe quelle position axiale par l'équation suivante :

$$\dot{m} = \rho_{vapeur} A_{vapeur} V_{axiale} \tag{4.59}$$

Dans ce cas, \dot{m} représente le débit de vapeur, ρ_{vapeur} représente la densité de vapeur, A_{vapeur} la section de passage de la vapeur, et V_{axiale} représente la vitesse axiale de la vapeur.

La connaissance de V_{axiale} , la vitesse axiale relative au film liquide, est nécessaire à la détermination de la contrainte de cisaillement entre la vapeur et le film liquide. La contrainte de cisaillement de la vapeur est donnée par :

$$\tau_{vapeur} = f \frac{\rho_{vapeur} V_{axiale}^2}{2} \quad (4.60)$$

La corrélation du facteur de frottement f était spécialement développée pour les écoulements avec présence de la condensation ou de l'évaporation [17]. Pour les régions avec évaporation, le facteur f est donné par la relation suivante :

$$f = \frac{16}{Re} \left(1.2337 - 0.2337 e^{0.0363 Re_v} \right) e^{\frac{6M^2}{5}} \quad (4.61)$$

Avec M est le nombre de Mach local basé sur la vitesse moyenne axiale, Re_v est le nombre de Reynolds local.

$$Re_w = 2\rho_w \frac{V_{radial} R}{\mu} \quad (4.62)$$

Avec Re est le nombre de Reynolds local axiale défini par :

$$Re = 2\rho_{vapeur} \frac{V_{axiale} R}{\mu} \quad (4.63)$$

Avec μ est la viscosité de la vapeur, $V_{radiale}$ est la vitesse radiale de la vapeur, et ρ_w est la densité de la vapeur quittant la paroi.

Pour la région de condensation, le facteur de frottement est donné par :

$$f = \frac{0.046}{Re^{\frac{1}{5}}} \left[1 + 55 Re^{0.1} \left(\frac{V_{radial}}{V_{axiale}} \right)^{0.9} \left(\frac{Le}{R} \right)^{0.1} e^{\frac{6M^2}{5}} \right] \quad (4.64)$$

Avec L_e est la longueur de la région d'extraction de masse [28].

4.4.2 Méthodologie de résolution

Une fois le principe de conservation de masse est établi pour le volume de contrôle le plus haut, ce principe est appliqué séquentiellement à tous les volumes de contrôle qui suivent. Le même processus continu jusqu'au volume de contrôle le plus bas.

4.4.2.1 Les gaz non condensables

Le modèle de la vapeur est incomplet si on ne tient pas compte des gaz non condensables. Tandis qu'il est possible de réaliser un vide presque parfait à l'intérieur du thermosiphon, il est probable que quelques gaz non condensables pourraient demeurer emprisonnés dans le système. Ce type de gaz gêne énormément le fonctionnement du thermosiphon, et raccourcissent efficacement sa longueur. L'une des méthodes efficaces d'expliquer le comportement de ce type de gaz est de calculer la masse du gaz emprisonnée dans le thermosiphon pendant le processus de remplissage en employant la loi des gaz parfaits. La pression et la température initiales d'air sont enregistrées après que le vide soit créé dans le thermosiphon, mais avant que le fluide réfrigérant soit ajouté. Après le remplissage, le volume des gaz non condensables est calculé par la soustraction du volume du fluide de tout le volume du thermosiphon.

Pendant l'échauffement du thermosiphon, la pression de la vapeur du fluide réfrigérant augmente, et une pression plus grande sera exercée sur l'air non condensable emprisonné. Supposant que la vapeur est saturée, la pression de vapeur est une fonction de la température seulement. A chaque pas du temps, la masse de la vapeur est connue par un calcul rigoureux des processus d'évaporation et de condensation en n'importe quelle position axiale, en utilisant l'équation (4.58) le long de toute la longueur du thermosiphon. Alors que le volume de la vapeur est calculé en connaissant l'épaisseur du film liquide à chaque position axiale. La densité de la vapeur est obtenue par la division de sa masse par son volume. La température de la vapeur est obtenue selon la relation suivante :

$$\rho_{vapeur} = -50.54 + 0.48T_{vapeur} - 0.015T_{vapeur}^2 + 1.33E^{-5}T_{vapeur}^3 \quad (4.65)$$

La pression de la vapeur est définie comme suit :

$$P_{\text{vapeur}} = -3252.328 + 33.5452T_{\text{vapeur}} - 0.11575T_{\text{vapeur}}^2 + 0.0001337T_{\text{vapeur}}^3 \quad (4.66)$$

4.4.2.2 Comparaison avec des solutions connues

Un modèle similaire à celui de cette étude à été présenté par Bowman [6]. La figure (4.26) montre la variation de la vitesse axiale de la vapeur le long de l'espace vapeur calculée par la méthode de Bowman. Pour un exemple de calcul avec la non présence de la cuve, la vitesse commence par une valeur nulle pour une position axiale = 1 et augmente à travers l'évaporateur pour la masse additionnelle produite par l'évaporation du film liquide, et atteint un maximum de valeur de 0.5 m/s. Après la vitesse décroît à travers la section du condenseur résultant de la condensation de la vapeur vers le film liquide, pour atteindre finalement la valeur nulle en haut du thermosiphon (position axiale = 0).

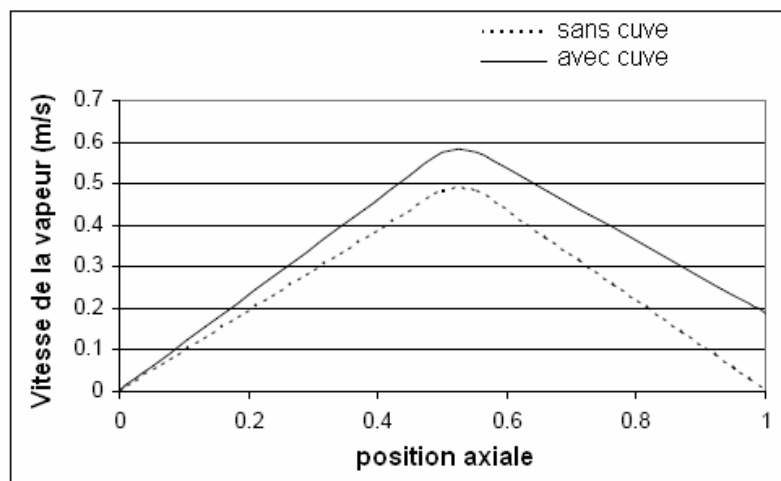
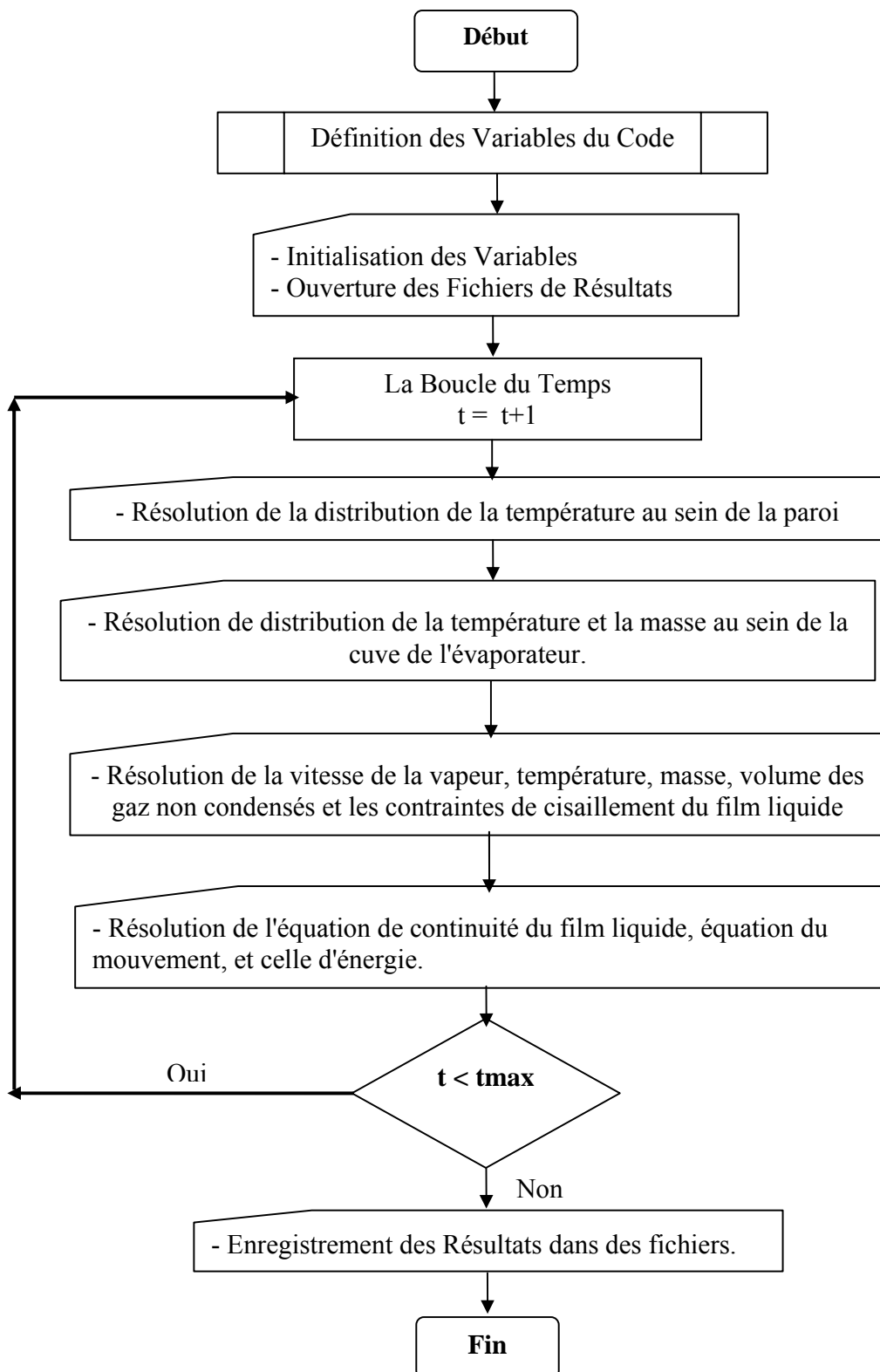


Figure 4.26 : Comparaison des vitesses de la vapeur lors d'une évaporation avec et sans cuve.

La méthodologie de résolution du problème thermohydraulique complet du thermosiphon diphasique est résumée et présentée par l'organigramme (4.1).



Organigramme 4.1 : Présentation des différentes étapes de la modélisation numérique du comportement thermohydraulique du thermosiphon diphasique.

4.5 Conclusion

Afin de comprendre les phénomènes couplés thermique et hydraulique au sein du thermosiphon, on a établi une modélisation de l'ensemble de ces phénomènes par l'application des équations de conservation de masse, d'énergie et de quantité de mouvement aux deux phases du fluide (liquide, vapeur), aux niveaux de l'évaporateur, du condenseur et de la paroi du thermosiphon.

La résolution des équations aux dérivées partielles est réalisée par la méthode numérique des volumes finis. Par le moyen de cet outil mathématique et on connaissant la puissance thermique dissipée par les composants électroniques, on peut prédire l'état hydraulique du fluide et la distribution spatiotemporelle de la température au sein du fluide et à travers la paroi du thermosiphon. Ce qui nous permet de calculer la puissance dissipée par ce refroidisseur vers le milieu environnant, et ainsi connaître son efficacité.

La conduction au sein de la paroi du thermosiphon a été modélisée en utilisant la forme transitoire, bidimensionnelle et cylindrique de l'équation de la chaleur. La discrétisation de cette équation est faite par le schéma centré de la méthode des volumes finis. Le cas traité est un cylindre de longueur et diamètre connus. La température initiale, la température ambiante et le nombre de nœuds dans la direction radiale et axiale sont donnés. En effectuant les calculs pour quatre positions radiales différentes ($r=R_0/4$, $r=R_0/2$, $r=3R_0/4$, $r=R_0$), on a remarqué un profil décroissant de la température transitoire dont la vitesse de décroissance dépend de la position et elle est proportionnelle à la direction radiale (r).

Dans le but de valider les résultats obtenus, la température transitoire prédite par la méthode des volumes finis et la solution analytique sont comparées. L'erreur entre les deux solutions est une fonction temporelle de valeur maximale égale à 0.3 %.

Le comportement thermohydraulique du fluide au sein du thermosiphon est modélisé en appliquant la formulation intégrale concernant la masse, l'énergie et la quantité de mouvement à un élément de volume du fluide. Après que les équations de conservation sont discrétisées, chaque nœud du film liquide correspond à un nœud de la paroi dans la direction radiale. Cela permet de rendre le phénomène couplé entre la paroi et le film liquide. Un profil de vitesse quadratique est estimé, et il est mieux convenable que le profil linéaire pour éviter la discontinuité de vitesse à l'interface vapeur. Le profil de température est supposé linéaire à travers le film, variant de la température de la paroi à la température de la vapeur à l'interface. Les résultats obtenus sont exprimés en termes de la vitesse moyenne

d'écoulement et l'épaisseur du film tombant. Ces deux variables montrent des profils croissant en fonction de la longueur du thermosiphon.

La comparaison avec le modèle de Nuselt concernant la condensation en film sur une paroi plane ou cylindrique montre deux courbes de même allure qui se convergent et se rapprochent au fur et à mesure que le nombre de nœuds est augmenté. Pour un nombre de nœuds égale à 300 les deux courbes sont confondues et l'erreur entre les deux solutions est nulle.

CHAPITRE V

MODELISATION DE LA CONDENSATION

5.1 Introduction

Dans un système électronique, les composants électroniques de puissance élevée peuvent être refroidis en les immergents dans une cuve de liquide inerte, l'avantage acquis est le coefficient de transfert de chaleur élevé associé avec l'opération d'ébullition du liquide. Dans ce chapitre, nous traitons un thermosiphon à boucle diphasique avec un condenseur à tubes ailetés. La boucle de refroidissement comprend un évaporateur et un condenseur séparés par un tube flexible. L'évaporateur est sous forme d'une cuve contenant le composant électronique et plein du liquide fluorocarbure FC-72. Lorsque la température du composant électronique augmente et atteint la température d'ébullition du liquide, ce dernier commence à s'évaporer, la vapeur quitte la cuve à travers le tube flexible vers le condenseur qui est un tube à ailettes en serpentin avec des passes parallèles comme il est montré à la figure (5.1), la vapeur est refroidie par un courant d'air extérieur dans les conditions d'une convection libre ou forcée.

Le fluide frigorigène entre dans le tube du condenseur à l'état de vapeur et après un changement de phase dû aux échanges de chaleur avec l'air ambiant, il quitte le condenseur à l'état liquide. L'analyse des transferts de chaleur qui prend place à travers la surface extérieure du tube et les ailettes vers le milieu ambiant est très complexe, la complexité vient du nombre important des paramètres qui contrôlent le phénomène, tels que les diamètres extérieur et intérieur du tube du condenseur D_{TO} et D_{TI} respectivement, la longueur du tube L_T , le diamètre des ailettes D_W , la distance entre les ailettes S_W , la longueur moyenne de l'ailette L_W , l'écoulement du fluide frigorigène, le changement de phase dans les tubes, etc.

Tanda et Tagliafico [130] donnent une corrélation du nombre de Nusselt en fonction des paramètres géométriques et ceux de fonctionnement d'un échangeur thermique à tubes ailetés, le but de la corrélation est de prédire le flux de chaleur transféré entre ce type d'échangeur et le milieu ambiant. Hooke et autres [131] ont réalisé des expériences pour étudier le flux de chaleur échangé pour sept échangeurs thermiques différents à tubes ailetés sous les conditions d'une convection forcée. Ramaswamy et autres [132] ont étudié les effets combinés de la pression et du sous-refroidissement sur les performances de l'ensemble des éléments d'un système de refroidissement à thermosiphon à deux chambres. Plusieurs chercheurs ont appliqué la modélisation par éléments finis pour analyser différents types d'échangeurs de chaleur avec et sans changement de phase. Quadir et autres [133] ont analysé numériquement les performances d'un échangeur thermique en utilisant la méthode des éléments finis.

Dans la première partie de ce chapitre, la méthode numérique des volumes finis est utilisée pour analyser un condenseur à tubes ailetés sous l'environnement d'une convection libre ou forcée. Cette analyse thermique représente un outil de dimensionnement du condenseur, elle permet la détermination de la longueur du tube nécessaire pour un changement de phase du fluide frigorigène depuis son initiation jusqu'à sa fin, et de prédire la qualité du fluide quittant le condenseur sous des conditions de fonctionnement différentes. La deuxième étape de ce chapitre consiste à l'étude du phénomène d'évaporation en cuve au sein d'une boucle d'un thermosiphon diphasique.

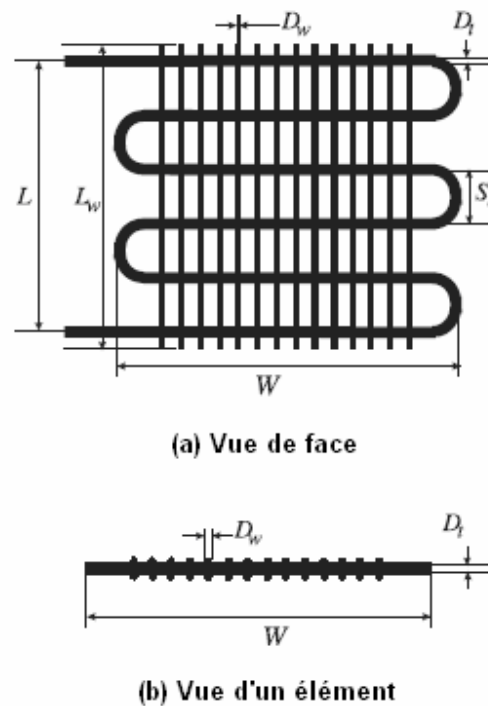


Figure 5.1 : Schéma d'un condenseur à tube et fils utilisé au sein d'une boucle d'un thermosiphon diphasique.

5.2 Analyse du phénomène de condensation

Nous appliquons l'approche de simulation numérique par la méthode des volumes finis au condenseur à tubes et fils. L'idée de base sur laquelle repose cette méthode est la décomposition de l'échangeur thermique à un certain nombre de volumes de contrôle ou mailles (figure 5.2), puis

l'application sur chacune de ces cellules un bilan d'énergie en supposant que la température du milieu à l'intérieur de cette cellule est constante.

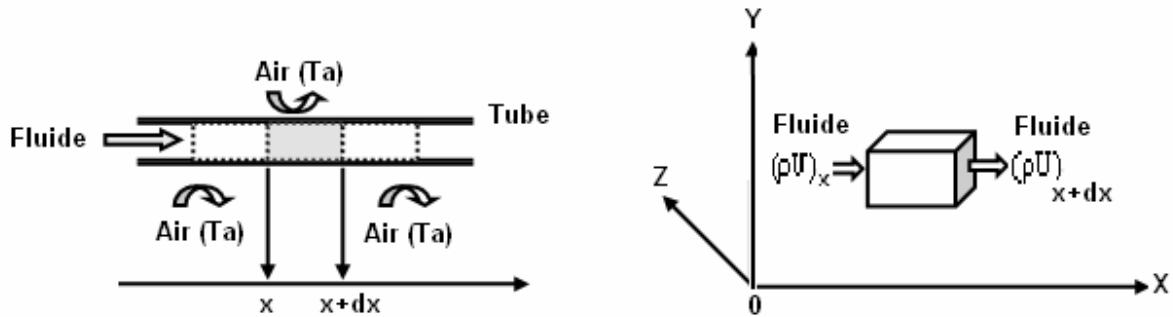


Figure 5.2 : Principe de décomposition du tube du condenseur en volumes de contrôle.

La complexité du phénomène thermique traité, nous a amené à poser quelques hypothèses simplificatrices, parmi lesquelles, on a négligé les termes de la conduction dans les fluides, le travail des forces de pression ainsi que les effets de dissipation visqueuse. On a considéré aussi qu'il n'existe pas d'échange thermique autre que fluide/fluide à travers la paroi. Ainsi le bilan d'énergie obtenu pour chaque maille (volume de contrôle), exprime l'équilibre entre le terme de convection et le terme du flux de chaleur pour un régime permanent unidimensionnel [134].

Le fluide frigorigène FC-72 entre dans le serpentin du condenseur à l'état de vapeur surchauffée. Premièrement il suit un processus de désurchauffe amenant son état à l'état de la vapeur saturée, ensuite le fluide commence la condensation dans le tube, dépendant de la longueur disponible, le fluide peut être saturé ou sous refroidie à la sortie du condenseur.

A travers son écoulement dans le tube du condenseur, le fluide frigorigène peut suivre trois régimes thermiques différents, régime de désurchauffe, régime de changement de phase vapeur-liquide et le régime du sous refroidissement. Il est important de décrire les équations qui gouvernent le phénomène ainsi que la formulation par la méthode des volumes finis pour chaque régime séparément.

Si l'on considère un volume V , parcouru par le fluide circulant dans le sens de l'axe ox avec une vitesse u (figure 5.2), le bilan d'énergie s'exprime par [134] :

$$V \frac{\partial}{\partial t}(\rho H) = dA [(\rho u H)_x - (\rho u H)_{x+dx}] - U \left(\frac{H_{x+dx}}{C_p} - T_\infty \right) \quad (5.1)$$

5.2.1 Régime de désurchauffe

L'équation différentielle gouvernant le transfert de chaleur pour un régime permanent de la vapeur surchauffée vers l'air ambiant à travers l'élément de surface dA en terme d'enthalpie est :

$$\frac{\partial H}{\partial A} + \frac{U}{\dot{m}} \left(\frac{H}{C_p} - T_\infty \right) = 0 \quad (5.2)$$

La discrétisation de cette équation nous conduit à évaluer l'enthalpie moyenne H_{i+1} dans le volume compris entre x_i et x_{i+1} à partir de l'enthalpie connue H_i du volume amont (par rapport à l'écoulement du fluide considéré), soit :

$$\dot{m}(H_{i+1} - H_i) + U \cdot dA \left(\frac{H_{i+1}}{C_p} - T_\infty \right) = 0 \quad (5.3)$$

Cette formulation est valable jusqu'à ce que l'enthalpie du FC-72 soit égale à celle de la vapeur saturée.

5.2.2 Régime de changement de phase

Dans cette région, la température du fluide demeure constante et égale à la température de saturation T_{Sat} pour une pression donnée, l'équation qui gouverne le transfert de chaleur dans cette région est :

$$\frac{\partial H}{\partial A} + \frac{U}{\dot{m}} (T_{Sat} - T_\infty) = 0 \quad (5.4)$$

De la même façon, la discrétisation de cette équation donne :

$$\dot{m}(H_{i+1} - H_i) + U \cdot dA (T_{Sat} - T_\infty) = 0 \quad (5.5)$$

Cette formulation est valable jusqu'à ce que le titre de la vapeur soit égal à zéro ou son enthalpie soit égale à celle du liquide saturé sous la pression de fonctionnement du condenseur.

5.2.3 Régime de sous refroidissement

L'équation différentielle gouvernant le transfert de chaleur du liquide FC-72 vers l'air ambiant en termes de température s'écrit sous la forme :

$$C_p \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{UP}{\dot{m}} (T - T_\infty) = 0 \quad (5.6)$$

La discrétisation de cette équation donne :

$$C_p (T_{i+1} - T_i) + \frac{UP}{\dot{m}} (T_{i+1} - T_\infty) = 0 \quad (5.7)$$

Il est à noter que cette formulation est identique à celle du régime de désurchauffe, seulement la différence réside dans la variable sélectionnée.

5.2.4 L'efficacité et le nombre d'unités de transfert

L'efficacité du condenseur s'écrit sous la forme [135] :

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{\text{Flux de chaleur actuel}}{\text{Flux de chaleur maximum possible}} \quad (5.8)$$

Avec :

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= C_f (T_{f,s} - T_{f,e}) = C_c (T_{c,e} - T_{c,s}) \\ \dot{Q}_{\max} &= C_{\min} (T_{c,e} - T_{f,e}) \end{aligned} \quad (5.9)$$

Le nombre d'unités de transfert est défini comme :

$$NUT = \frac{U \cdot dA}{C_{\min}} = \frac{U \cdot dA}{\left(\dot{m} C_p \right)_{\min}} \quad (5.10)$$

5.2.5 Résultats et discussion

Cette étude est appliquée pour trois types de condenseurs à tubes et fils, comme il est montré dans la table I. La table II montre les valeurs de l'enthalpie spécifique, le titre massique et de la température à la fin de chaque tube pour deux fluides frigorigènes différents le fluorocarbone FC-72 et le perfluorocarbone PF-5060, sous les conditions initiales de pression $P = 1\text{bar}$ et de débit massique $= 0.0008\text{ kg/s}$. Dans le but de simuler les différentes conditions du milieu ambiant, une plage de température variant de 10°C à 40°C est considérée. La nature de chaque régime est précisée à la fin de chaque tube sous des températures différentes du milieu ambiant. Comme exemple, pour une température ambiante de 20°C , le régime de désurchauffe continu jusqu'au point 1.56 pour le fluide FC-72 et 1.57 pour le fluide PF-5060 du tube 2. Après ce point il vient le régime de changement de phase, et il continu jusqu'au point 9.01 du tube 10 pour le FC-72 et 8.99 du tube 9 pour le PF-5060. Le régime de sous-refroidissement prend alors place pour les deux fluides, et leurs températures à la sortie du condenseur sont 298.56K pour le FC-72 et 298.47K pour le PF-5060. Avec l'augmentation de la température ambiante, on remarque qu'il existe un retard d'apparition des régimes de désurchauffe et de changement de phase.

TABLEAU 5.1

LES DIMENSIONTS DU CONDENSEUR A TUBES ET FILS

Dimensions	TYPE 1	Type 2	Type 3
L_t (m)	0.575	0.575	0.575
S_t (m)	0.0318	0.0318	0.03180
D_{to} (m)	0.00621	0.00492	0.00621
D_{ti} (m)	0.00516	0.00357	0.00516
N_t	16	16	16
D_w (m)	0.00121	0.00121	0.00134
S_w (m)	0.00456	0.00456	0.00488
N_w	166	166	166

TABLEAU 5.2

DISTRIBUTION DE L'ENTHALPIE, TITRE MASSIQUE ET TEMPERATURE DANS LES TUBES

POUR LE FC-72 ET LE PF-6050 SOUS LES CONDITIONS :

P = 1BAR, DEBIT MASSIQUE = 0.0008 KG/S. C1, C2 ET C3 SE REFERENT AU CONDENSEUR 1, CONDENSEUR 2 ET CONDENSEUR 3 RESPECTIVEMENT

T_{∞} (K)	283.0		293.0		303.0		313.0	
Tube No	H/X/T		H/X/T		H/X/T		H/X/T	
	FC-72	PF-5060	FC-72	PF-5060	FC-72	PF-5060	FC-72	PF-5060
1	155.72	155.12	159.07	159.01	162.07	161.87	164.48	164.41
2	0.8481	0.8473	0.9371	0.9367	154.01	153.68	158.61	158.57
3	0.6503	0.6491	0.7812	0.7781	0.9179	0.9166	0.9982	0.9975
4	0.4523	0.4521	0.6256	0.6252	0.8047	0.8024	0.9153	0.9148
5	0.2535	0.2532	0.4700	0.4674	0.6921	0.6906	0.8054	0.8039
6	0.0557	0.0555	0.3142	0.3137	0.5790	0.5776	0.7395	0.7387
7	318.81	317.56	0.1585	0.1581	0.4657	0.4648	0.6733	0.6721
8	310.34	308.52	0.0029	0.0024	0.3524	0.3521	0.5702	0.5689
9	303.81	300.96	318.51	318.11	0.2396	0.2394	0.4881	0.4827
10	298.80	296.02	310.68	310.50	0.1264	0.1261	0.3962	0.3947
11	294.98	292.55	305.10	305.03	0.0132	0.0128	0.2877	0.2869
12	292.02	290.24	301.25	301.13	322.24	322.01	0.1687	0.1681
13	289.80	285.62	298.56	298.47	316.87	316.76	0.0971	0.0963
14	288.12	286.91	296.49	296.42	312.86	312.73	331.01	330.87
15	286.85	284.44	295.98	295.91	310.07	319.87	329.74	329.64
16	285.91	284.86	294.12	294.07	308.05	307.94	328.66	328.44
position du régime de changeme nt de phase	1.27(C)	1.26(C)	1.57(C1)	1.56(C1)	2.31(C1)	2.28(C1)	2.41(C1)	2.37(C1)
	1.36(C)	1.35(C)	1.68(C2)	1.67(C2)	2.48(C2)	2.47(C2)	3.02(C2)	2.87(C2)
	0.91(C)	0.90(C)	1.26(C3)	1.25(C3)	1.73(C3)	1.72(C3)	1.98(C3)	1.87(C3)
position du régime du Sous- Refroidiss ement	6.31(C)	6.30(C)	9.01(C1)	8.99(C1)	11.16(C1)	11.15(C1)	15.04(C1)	15.01(C)
	6.75(C)	6.73(C)	8.65(C2)	8.64(C2)	12.14(C2)	12.13(C2)	14.23(C2)	14.20(C)
	4.80(C)	4.78(C)	6.22(C3)	6.20(C3)	8.58(C3)	8.57(C3)	10.05(C3)	10.02(C)

La figure (5.2) montre la position des régimes de changement de phase et de sous-refroidissement pour le FC-72 dans un environnement de convection libre, sous différentes températures ambiantes et différentes valeurs de débit massique. Cette figure montre que les lignes nommées "changement de phase" montrent les différentes positions des points de changement de phase pour une variation de température de 5 °C for 30 °C et pour différentes valeurs de débit massique. De la même manière "sous-refroidissement" indique les points du commencement de ce régime. L'augmentation de la température ambiante ou du débit du fluide fait retarder l'apparition des deux régimes mentionnés ci haut.

Le positionnement des deux régimes de changement de phase et de sous-refroidissement pour le PF-5060 pour différentes valeurs de température et de débit est présenté à la figure (5.3). L'augmentation de la température ou du débit fait retardé l'apparition des deux régimes. Pour le PF-5060 les deux régimes commencent à apparaître avant ceux du FC-72 dans les conditions de température et de débit.

L'effet de la convection forcée accouplé à ceux de la température ambiante et du débit du fluide sur le début d'apparition des deux régimes est montré à la figure (5.4) pour le FC-72 et dans la figure (5.5) pour le PF-5060. En comparaison avec les résultats obtenus dans un environnement de convection libre, le début des régimes correspondants à la convection forcée s'effectue bien avant ceux de la convection libre.

La formulation par la méthode des volumes finis du phénomène thermique des deux réfrigérants (FC-72 et PF-5060) dans un environnement de convection forcée est la même utilisée pour la convection libre. La seule différence réside dans on doit tenir compte de la variation de la température ambiante pour le cas de la convection forcée.

L'effet de la température ambiante et du débit sur le régime du sous-refroidissement pour les deux réfrigérants dans un environnement de convection libre est montré à la figure (5.6). L'augmentation du débit du fluide de 0.0002 kg/s, 0.0008 kg/s et à 0.0016 kg/s fait remarquablement retarder l'apparition du régime du sous-refroidissement. De la même façon l'augmentation de la température ambiante à le même effet. Il est à noter que le PF-5060 son régime du sous-refroidissement commence bien avant celui du FC-72 sous les mêmes conditions de fonctionnement du thermosiphon.

Le positionnement au sein des tubes du condenseur du régime de changement de phase pour les deux réfrigérants dans un environnement de convection libre à des valeurs différentes de température ambiante et de débit est montré à la figure (5.7). L'augmentation du débit ou de la température ambiante fait retarder l'apparition du régime de changement de phase. La seule différence entre les deux fluides est que le PF-5060 commence à apparaître son régime de changement de phase bien avant celui du FC-72.

En comparant le positionnement des régimes de changement de phase (figure 5.8) et du sous-refroidissement (figure 5.9) dans un environnement de convection forcée avec des résultats similaires dans un environnement de convection libre, on remarque que l'environnement de convection forcée favorise l'apparition des régimes pour les deux fluides. Par contre l'augmentation de la température ambiante et du débit retarde l'apparition de ces régimes.

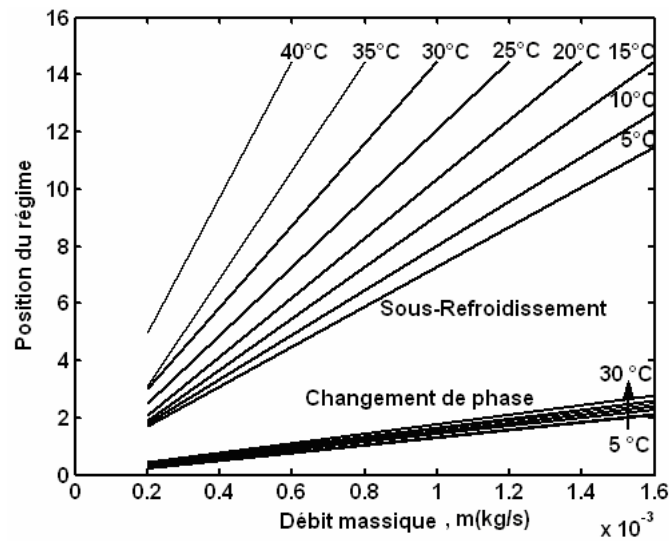


Fig. 5.2 : Positionnement des régimes de changement de phase et de sous refroidissement en fonction du débit du fluide et de la température ambiante pour le FC-72 dans un environnement de convection libre.

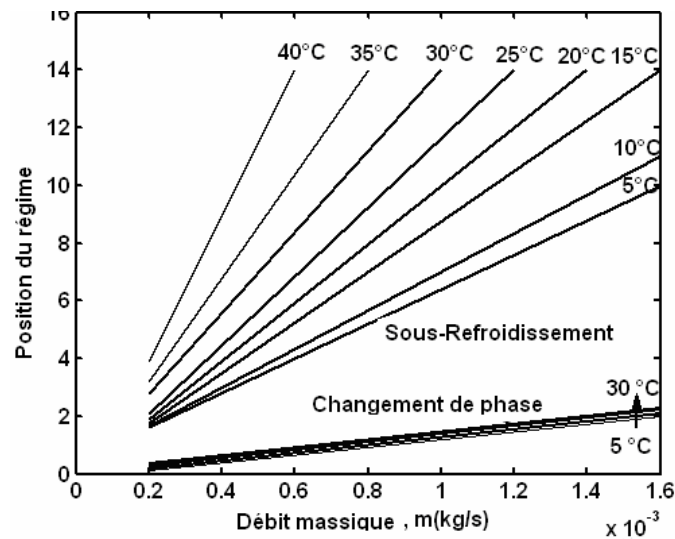


Fig. 5.3 : Positionnement des régimes de changement de phase et de sous refroidissement en fonction du débit du fluide et de la température ambiante pour le PF-5060 dans un environnement de convection libre.

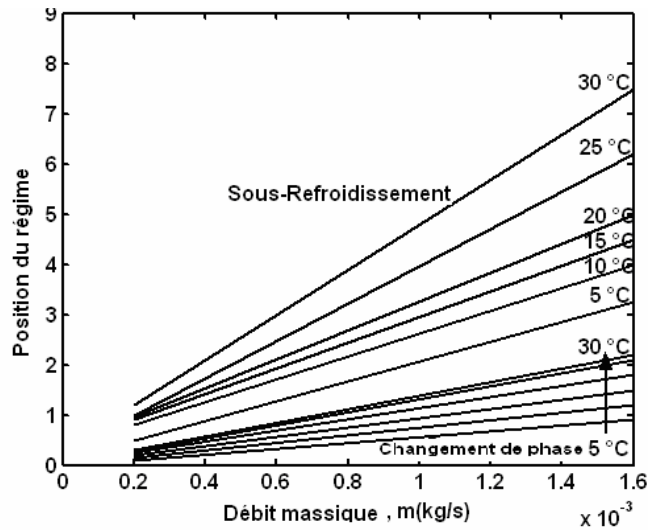


Fig. 5.4 : Positionnement des régimes de changement de phase et de sous refroidissement en fonction du débit du fluide et de la température ambiante pour le FC-72 dans un environnement de convection forcée.

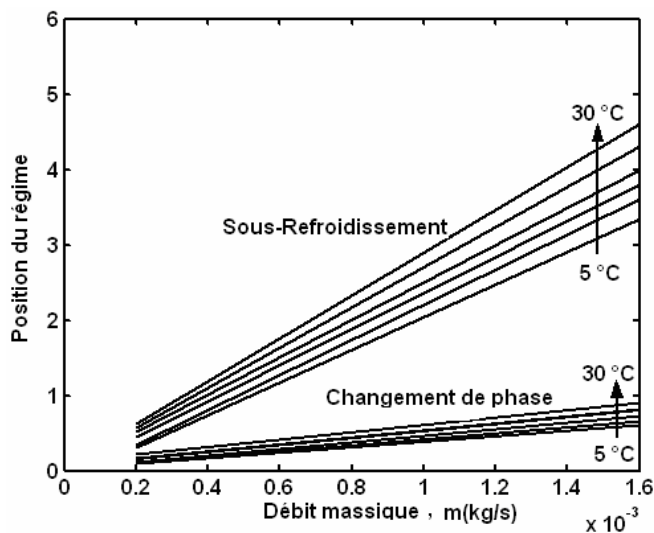


Fig. 5.5 : Positionnement des régimes de changement de phase et de sous refroidissement en fonction du débit du fluide et de la température ambiante pour le PF-5060 dans un environnement de convection forcée.

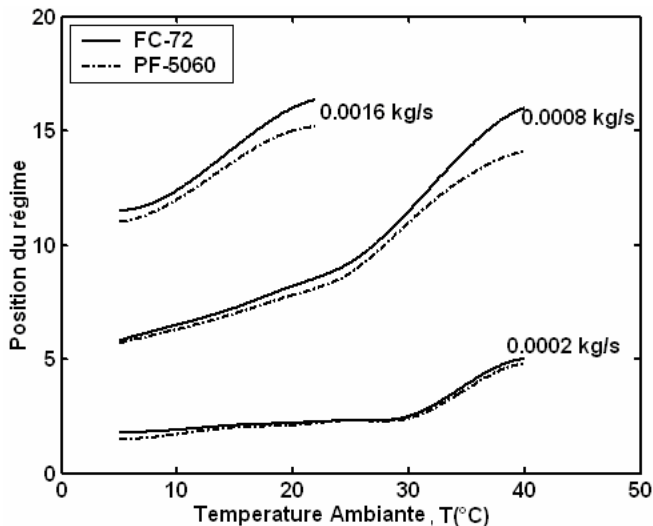


Fig. 5.6 : Positionnement du régime de sous refroidissement en fonction du débit du fluide et de la température ambiante pour le FC-72 et le PF-5060 dans un environnement de convection libre.

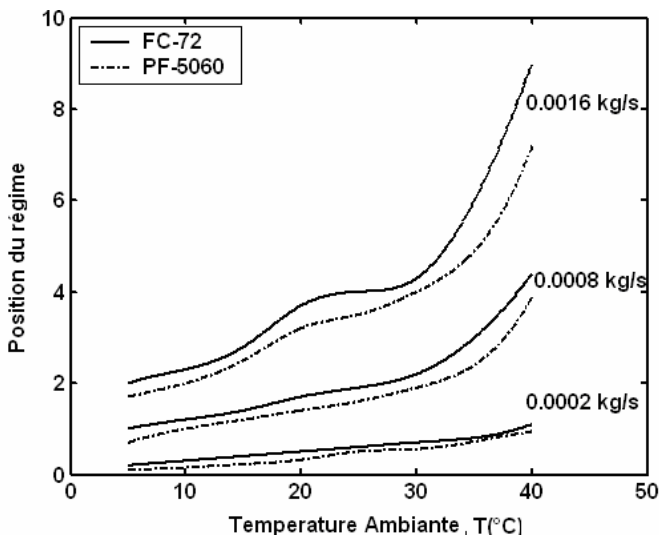


Fig. 5.7 : Positionnement du régime de changement de phase en fonction du débit du fluide et de la température ambiante pour le FC-72 et le PF-5060 dans un environnement de convection libre.

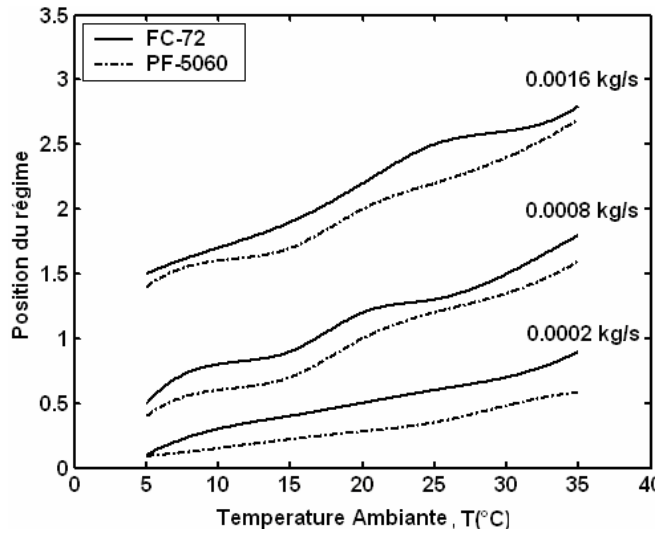


Fig. 5.8 : Positionnement du régime de changement de phase en fonction du débit du fluide et de la température ambiante pour le FC-72 et le PF-5060 dans un environnement de convection forcée.

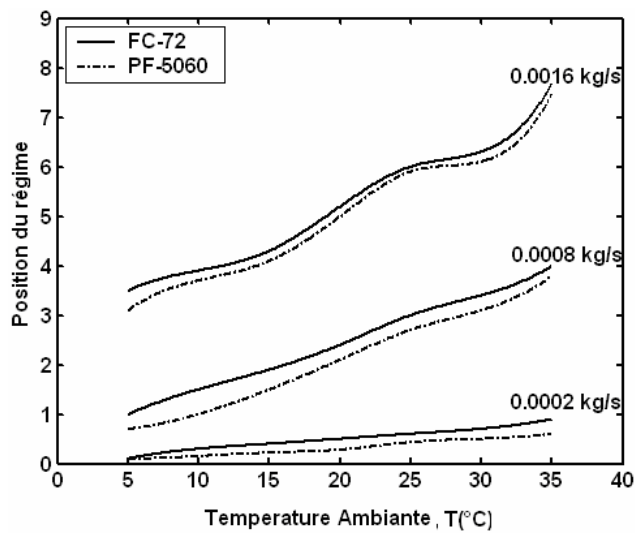


Fig. 5.9 : Positionnement du régime de sous-refroidissement en fonction du débit du fluide et de la température ambiante pour le FC-72 et le PF-5060 dans un environnement de convection forcée.

5.2.6 Validation des résultats

Dans un environnement de convection libre et dans le cas où le fluide réfrigérant est à l'état du régime de désurchauffe, on peut faire la comparaison des résultats numérique contre ceux analytiques concernant la relation qui fait la liaison entre l'efficacité et le nombre d'unités de transfert :

$$\varepsilon = 1 - e^{(-NTU)} \quad (5.11)$$

La figure (5.10) montre la variation de l'efficacité du condenseur à tube et fils en fonction du nombre d'unités de transfert (NUT), dans des conditions du régime de désurchauffe du FC-72 à une température ambiante de 303 K. Les résultats numériques sont comparés à ceux analytiques donnés par l'équation (5.11). La comparaison montre un parfait accord entre les deux résultats.

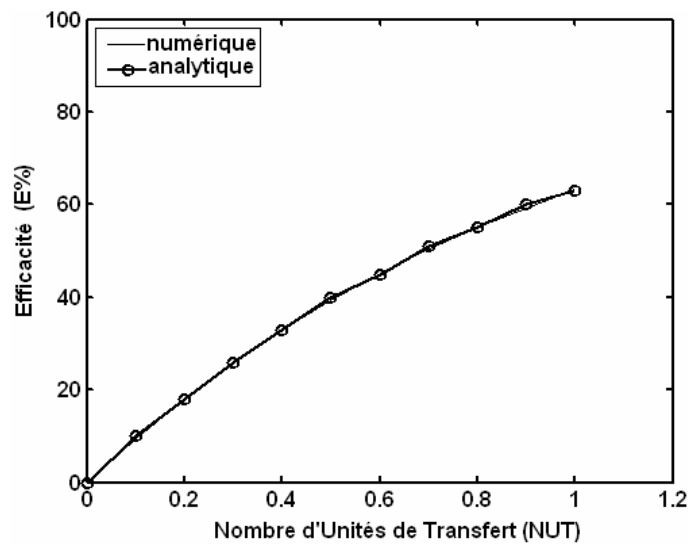


Fig. 5.10 : L'efficacité du condenseur en fonction du nombre d'unités de transfert (NUT) pour un débit variable du FC-72.

Les résultats de la simulation numérique du comportement thermique du condenseur à tubes et fils sont comparés à ceux d'une étude expérimentale [137] faite sur des condenseurs à tubes et fils d'un réfrigérateur utilisant le fluide réfrigérant R-134 a (comme il est montré à la figure 5.11). Cette étude expérimentale est motivée pour répondre au besoin de pouvoir utiliser ce type de condenseurs fonctionnant en R-12 pour une éventuelle utilisation avec le R-134a. L'expérience est menée dans des conditions exigées de température ambiante et du débit du réfrigérant dans le but de déterminer où les régimes de changement de phase et du sous-refroidissement commencent à apparaître au sein des tubes du condenseur. En termes de points initiale (IPCP) et finale d'apparition du régime de changement de phase (FPCP), les résultats de simulation numérique s'accordent parfaitement avec ceux expérimentaux pour le fluide FC-72 avec une marge d'erreur de $\pm 5\%$ (comme il est montré à la figure 5.12).

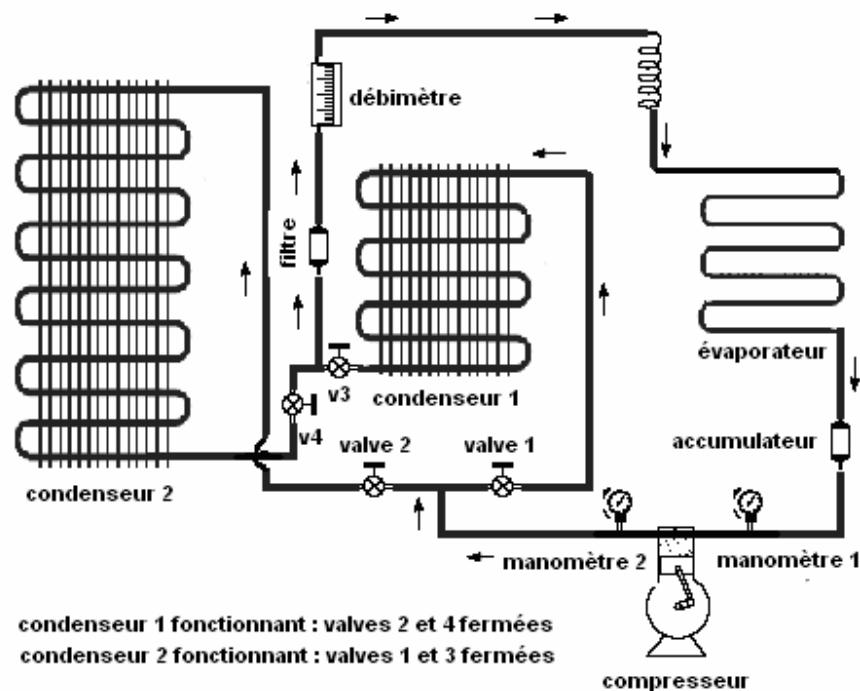


Figure 5.11 : Vue schématique du matériel expérimental avec deux condenseurs.

TABLEAU 5.3
LES POSITIONS DU REGIME DE CHANGEMENT DE PHASE OBTENUES PAR EXPERIENCE ET PAR SIMULATION
NUMERIQUE POUR UN CONDENSEUR A TUBES ET FILS.

\dot{m}_r (kg.s ⁻¹)	Cond No	T (K)	IPCP (m)			FPCP (m)			Sous-Refroidissemnt température (°C)		
			Simul	Expt	Erreur (%)	Simul	Expt	Erreur (%)	Simul	Expt	Erreur (%)
0.0006	1	297	0.407	0.409	3.84	5.85	5.84	2.75	42.37	42.2	4.20
		300	0.426	0.428	4.35	6.19	6.18	3.20	46.51	46.3	4.62
		302	0.581	0.584	4.12	NSC	NSC		NSCT	NSCT	
0.00065	2	297	0.449	0.451	0.42	7.08	7.06	3.41	30.18	30.2	3.80
		300	0.585	0.584	3.20	8.14	8.12	2.52	35.04	35.2	4.51
		302	0.643	0.642	0.31	8.66	8.63	4.20	37.91	38.1	4.90
0.0006	1	297	0.420	0.423	4.76	5.95	5.94	2.84	42.50	42.70	4.63
		300	0.538	0.535	0.57	6.23	6.22	2.91	46.22	46.4	3.79
		302	0.606	0.608	2.41	NSC	NSC		NSCT	NSCT	
0.00065	2	297	0.601	0.584	2.94	7.57	7.54	4.27	31.77	31.90	3.90
		300	0.649	0.648	0.36	8.79	8.76	3.92	37.65	37.8	3.85
		302	0.687	0.685	0.37	9.72	9.69	3.11	40.99	41.10	2.64

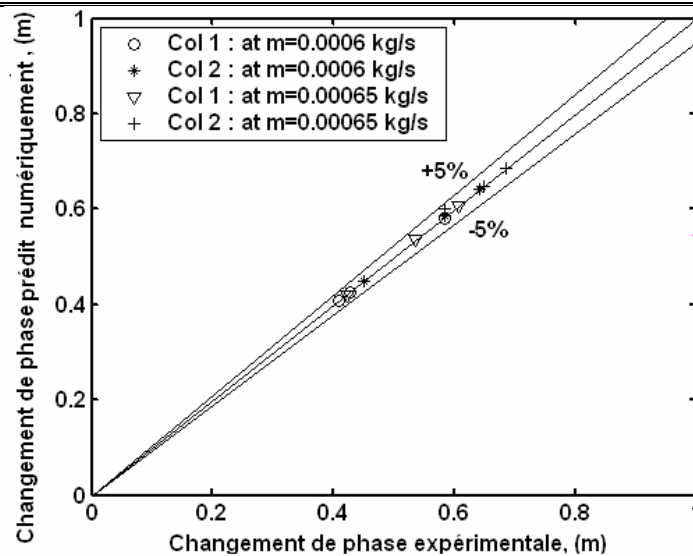


Figure 5.12 : Comparaison de la simulation numérique de la condensation contre des résultats expérimentaux d'un condenseur à tubes et fils.

5.3 Exemple de calcul

Nous disposons dans cet exemple de calcul un thermosiphon diphasique utilisant le fluide FC-72 dont les dimensions et les puissances thermiques générées sont données au tableau (5.4). Le but de cet exemple est le calcul de la puissance réellement dissipée par le thermosiphon sous les conditions de température ambiante variable.

Tableau 5.4 : Dimensions et puissance d'un thermosiphon diphasique.

Longueur de l'évaporateur (m)	0.20
Longueur de la paroi (m)	0.33
Longueur du condenseur (m)	0.37
Diamètre interne du tube (m)	0.04
Diamètre externe du tube (m)	0.05
Puissance dissipée par les composants électroniques (W/cm ²)	100 à 700 W/cm ²
Température ambiante (K)	20 °C à 40 °C
Matériau de la paroi	Cuivre

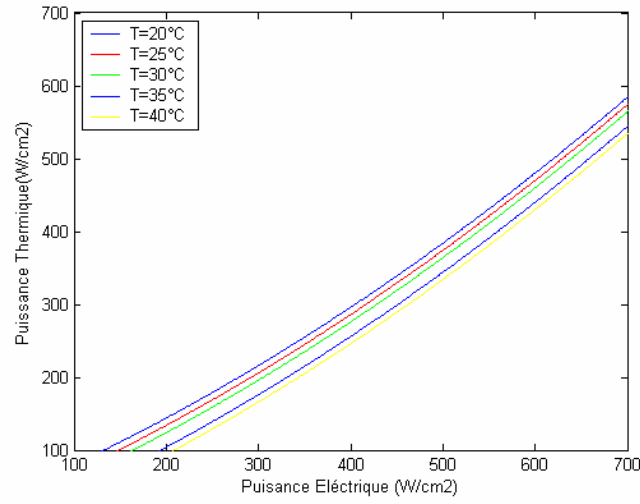


Figure 5.13 : Variation de la puissance thermique en fonction de la puissance électrique.

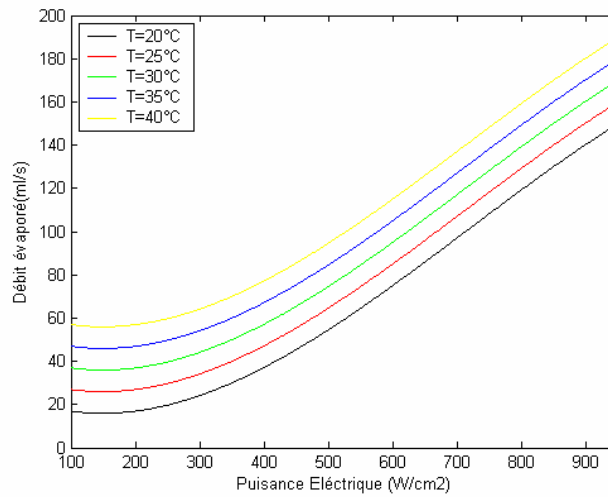


Figure 5.14 : Variation du débit du fluide en fonction de la puissance électrique.

Dans la figure (5.13), la variation de la puissance thermique dissipée par le thermosiphon diphasique est présentée en fonction de la puissance électrique dissipée par les composants électroniques. Pour une plage de variation de la puissance électrique de 0 à 700 W/cm^2 , la puissance thermique dissipée montre une allure presque linéaire, et qui diminue progressivement avec l'augmentation de la température ambiante.

Dans la figure (5.14), le débit du fluide évaporé est tracé en fonction de la puissance électrique des composants électroniques. Pour des puissances inférieures à 300 W/cm^2 , l'évaporation est un peu lente, et le débit évaporé prend des valeurs comprises entre 20 à 60 ml/s. Au-delà de 300 W/cm^2 de puissance, l'évaporation est accélérée et le débit montre une variation linéaire rapide, qui peut atteindre des valeurs maximales de 150 ml/s pour une puissance de 700 W/cm^2 . L'effet de la température est présenté par la comparaison des différents profils du débit correspondants à des températures ambiantes variables. L'augmentation de la température ambiante diminue considérablement le débit évaporé.

5.4 Conclusion

La modélisation du phénomène de condensation au sein d'une boucle de thermosiphon diphasique est réalisée en appliquant l'équation de la chaleur au fluide réfrigérant (le fluorocarbure FC-72). La discrétisation de cette équation différentielle aux dérivées partielles est faite par la méthode numérique des volumes finis. Le type de condenseur considéré est à tubes et fils largement utilisé pour des applications de refroidissement.

La méthode proposée nous permet de déterminer la distribution spatiotemporelle de la température du fluide ainsi que les différents régimes de condensation établis au sein du tube du condenseur. L'augmentation de la température ambiante ou du débit évaporé du fluide fait retarder l'apparition des régimes de condensation, comme le régime de désurchauffe, de changement de phase et de sous-refroidissement. Le FC-72 montre bien une efficacité de refroidissement beaucoup plus meilleure que celle du PF-5060 sous les mêmes conditions de fonctionnement. L'étude montre aussi que la convection forcée est un agent très favorisant au phénomène de condensation en comparaison avec la convection libre.

Cette étude du phénomène de condensation représente un outil performant pour un bon dimensionnement du condenseur à tubes et fils. Le but est d'assurer un changement de phase complet de la phase liquide vers la phase vapeur. L'étude est capable de prédire avec précision le nombre de tubes nécessaires pour accomplir une condensation complète de la vapeur du fluide FC-72 sous des conditions de débit massique et de température ambiante variables.

Une validation des résultats numériques est obtenue en les comparant contre des résultats expérimentaux récents tirés de la bibliographie. On a remarqué un accord presque parfait entre les deux résultats avec une erreur maximale de 5%.

PERSPECTIVES ET RECOMANDATIONS

Un travail de recherche considérable a été élaboré pour l'analyse et la compréhension du comportement thermohydraulique des caloducs et plus spécialement des thermosiphons. En comparaison, les études sur le comportement transitoire de ces refroidisseurs sont beaucoup moins considérables. Les études incluant l'évaporation en cuve, la réponse transitoire de la paroi du caloduc, le comportement des gaz non condensables représentent actuellement des axes de recherches très importants en vue d'une compréhension globale de la physique des caloducs.

Les travaux menés dans cette thèse ont montré tout l'intérêt de modéliser les thermosiphons diphasiques en tant que "systèmes thermodynamiques". Plusieurs axes liés à la modélisation restent cependant à explorer. Cette thèse était orientée plutôt vers les thermosiphons diphasiques de haute puissance à évacuer et utilisant le FC-72. Mais il existe en pratique des thermosiphons de faible ou moyenne puissance utilisant d'autres fluides frigorigènes : comme le PF-5060. Afin d'améliorer les transferts thermiques dans le condenseur, il est nécessaire de déterminer de manière précise la transition du régime laminaire au régime turbulent, en fonction des conditions de fonctionnement de thermosiphon. Le critère de transition est le nombre de Reynolds critique, qui dépend de la vitesse d'écoulement du film de condensat. La mesure expérimentale de la vitesse du film peut être réalisée par une sonde anémométrique.

Afin de valider le modèle thermohydraulique complet sous les conditions de fonctionnement variables du thermosiphon, il est nécessaire de mener une étude expérimentale sur un banc de thermosiphon diphasique. Cette perspective est obligatoire pour compléter un travail théorique si intéressant.

CONCLUSION GENERALE

Ce travail de thèse est une contribution à l'étude du comportement thermohydraulique d'un thermosiphon diphasique utilisant le fluide caloporteur FC-72 pour le refroidissement des composants électroniques de puissance. Afin de comprendre les phénomènes couplés (thermique et hydraulique) au sein du thermosiphon, on a établi une modélisation de l'ensemble de ces phénomènes par l'application des équations de conservation de masse, d'énergie et de quantité de mouvement aux deux phases du fluide (liquide, vapeur), aux niveaux de l'évaporateur, du condenseur et de la paroi du thermosiphon.

La résolution des équations aux dérivées partielles est réalisée par la méthode numérique des volumes finis. En connaissant la puissance thermique dissipée par les composants électroniques, cet outil mathématique nous permet de prédire l'état hydraulique du fluide et la distribution spatiotemporelle de la température à travers la paroi du thermosiphon. Ce qui nous permet de calculer la puissance dissipée par ce refroidisseur vers le milieu environnant, et connaître son efficacité.

La conduction au sein de la paroi du thermosiphon a été modélisée en utilisant la forme transitoire, bidimensionnelle et cylindrique de l'équation de la chaleur. La discrétisation de cette équation est faite par le schéma centré de la méthode des volumes finis. Le cas traité est un cylindre de longueur et diamètre connus. La température initiale, la température ambiante et le nombre de nœuds dans la direction radiale et axiale sont connus. En effectuant les calculs pour quatre positions radiales différentes ($r=R_0/4$, $r=R_0/2$, $r=3R_0/4$, $r=R_0$), on a remarqué un profil décroissant de la température transitoire dont la vitesse de décroissance est proportionnelle à la direction radiale (r).

Dans le but de valider les résultats obtenus, la température transitoire prédite par la méthode des volumes finis et la solution analytique sont comparées. L'erreur entre les deux méthodes est une fonction temporelle de valeur maximale égale à 0.3 %. Ce qui est très satisfaisant.

Le comportement thermohydraulique du fluide au sein du thermosiphon est modélisé en appliquant la formulation intégrale concernant la masse, l'énergie et la quantité de mouvement à un élément de volume du fluide. Après la discrétisation des équations de conservation, chaque nœud du film liquide correspond à un nœud de la paroi dans la direction radiale. Cela permet de rendre le phénomène couplé entre la paroi et le film liquide. Un profil de vitesse quadratique est estimé, et il est mieux convenable que le profil linéaire pour éviter la discontinuité de vitesse à l'interface vapeur. Le profil de température est supposé linéaire à travers le film, variant de la température de la paroi à la température de la vapeur à l'interface. Les résultats obtenus sont exprimés en termes de la vitesse moyenne d'écoulement et l'épaisseur du film tombant. Ces deux variables ont des profils croissants en fonction de la longueur du thermosiphon.

La comparaison avec le modèle de Nuselt concernant la condensation en film sur une paroi plane ou cylindrique montre deux courbes de même allure qui se convergent et se rapprochent au fur et à mesure que le nombre de nœuds est augmenté. Pour un nombre de nœuds égale à 300 les deux courbes sont confondues et l'erreur entre les deux solutions est nulle.

La modélisation du phénomène de condensation au sein du thermosiphon diphasique est réalisée en appliquant l'équation de la chaleur au fluide réfrigérant (le fluorocarbure FC-72). La discrétisation de cette équation différentielle aux dérivées partielles est faite par la méthode numérique des volumes finis. Le type de condenseur considéré est à tubes et fils largement utilisé pour des applications de refroidissement.

La méthode proposée nous a permis de déterminer la distribution spatiotemporelle de la température du fluide ainsi que les différents régimes de condensation établis au sein du tube du condenseur. L'augmentation de la température ambiante ou du débit évaporé du fluide fait retarder l'apparition des régimes de condensation, tel que le régime de désurchauffe, de changement de phase et de sous-refroidissement. Le FC-72 montre bien une efficacité de refroidissement beaucoup plus meilleure que celle du PF-5060 sous les mêmes conditions de fonctionnement. L'étude montre aussi que la convection forcée est un agent très favorisant au phénomène de condensation en comparaison avec la convection libre.

L'étude du phénomène de condensation représente un outil performant pour un bon dimensionnement du condenseur à tubes et fils. Le but est d'assurer un changement de phase complet de la phase liquide vers la phase vapeur. La méthode d'analyse établie est capable de prédire avec

précision le nombre de tubes nécessaires pour accomplir une condensation complète de la vapeur du fluide FC-72 sous des conditions de débit massique et de température ambiante variables.

La validation des résultats numériques concernant la modélisation de la condensation est obtenue par comparaison de ces derniers aux résultats expérimentaux récents tirés de la bibliographie. On a remarqué un accord presque parfait entre ces résultats avec une erreur maximale de 5%.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Harley, C. and Faghri, A. "Complete Transient Two-dimensional Analysis of Two- Phase Closed Thermosyphons Including the Falling Condensate Film." Transactions of the ASME 116 (1994): 418-426.
- [2] Reed, J.G. and Tien, C.L. 1987, "Modeling of the Two-Phase Closed Thermosyphon." Transactions of the ASME 109 (1987): 722-730.
- [3] Chen S. J., Reed, J. G., and Tien, C. L. "Reflux Condensation in a Two-Phase Closed Thermosyphon." International Journal of Heat and Mass Transfer 27 No. 9 (1984): 1587-1594.
- [4] Blangetti, F and Nanshki, M. K. "Influence of Mass Transfer on the Momentum Transfer in Condensation and Evaporation Phenomena." International Journal of Heat and Mass Transfer 23 (1980):1694-1695.
- [5] Niro, A. and Beretta, G. P. 1992, "An Analytical Model for the Design of Wickless Heat-Pipe Heat Exchangers." ASME HTD, Heat Pipes and Thermosyphons 221 (1992): 61-68.
- [6] Den Braven, K. R. "Two-Phase Heat Transfer in Thermosyphon Evacuated-Tube Solar Collectors." Transactions of the ASME 111 (1989):292-297.
- [7] Massot, C., Irani, F. and Lightfoot, E. N. "Modified Description of Wave Motion in a Falling Film." AIChE Journal 12 No. 3 (1966): 445-455.
- [8] Spendel, T. "Laminar Film Condensation Heat Transfer in Closed Two-Phase Thermosyphons." Proceedings of the 5th International Heat Pipe Conference,(1984): 208-213.
- [9] Prenger, F.C. Private Communication. Los Alamos National Laboratory, Los Alamos, New Mexico (1984)
- [10] Nguyen-Chi, H. and Groll, M. "Entrainment or Flooding Limit in a Closed Two- Phase Thermosyphon." Advances in Heat Pipe Technology D.A. Reay. New York: Pergamon, 1981. 147-162.
- [11] Simon, W., Young, F., Chambers, T. and Nolan, S. "Analysis of a Low-Gravity Reflux Boiler System for Lunar Surface Thermal Management." AIAA paper 99- 1071 presented in Reno, NV January 11-14, 1999: AIAA, 1999

- [12] Bowman, W. J. and Hitchcock, J. E. "Transient Compressible Heat-Pipe Vapor Dynamics." Proceedings of the 1988 ASME National Heat Transfer Conference, ASME HTD-96 1 (1988): 329-337.
- [13] Harley, C. and Faghri, A. "Transient Two-Dimensional Gas-Loaded Heat Pipe Analysis." Transactions of the ASME 116 (1994):716-723.
- [14] Tournier, J. and El-Genk, M. "HPTAM Heat-Pipe Transient Analysis Model: An Analysis of Water Heat Pipes." Conf 920104 American Institute of Physics, 9th Symposium on Space Nuclear Power and Propulsion, Albuquerque, New Mexico, January 1992 (1992): 1023-1037.
- [15] Issacci, F., Catton, I. And Ghoniem, N.M. "Vapor Dynamics of Heat Pipe Start up." Journal of Heat Transfer 113 (1991): 985-994.
- [16] Bowman, W. J. and Beran, P. S. "Modeling Vapor Transients in Heat Pipes." Conf 930103 American Institute of Physics, 10th Symposium on Space Nuclear Power and Propulsion, Albuquerque, New Mexico, 10-14 January 1993 (1993): 375-385.
- [17] Bowman, W. J., Winn, R. C. and Martin, H. L. 1992, "Transient Heat-Pipe Modeling: A Quasisteady, Incompressible Vapor Model." Journal of Thermophysics and Heat Transfer 6 No 3 (1992): 571-574.
- [18] Hoon, J., Faghri, A and Chang, W. S. "Analysis of the One-Dimensional Transient Compressible Vapor Flow in Heat Pipes." International Journal of Heat and Mass Transfer 34 No. 8 (1991): 2029-2037.
- [19] Bowman, W. J. "Numerical Modeling of Heat-Pipe Transients." Journal of Thermophysics 5 No. 3 (1991): 374-379.
- [20] Collier, J.G.. Convective Boiling and Condensation. McGraw-Hill: New York, 1981.
- [21] Murphy, D. W. "An Experimental Investigation Of Geysering In Vertical Tube." International Advances in Cryogenic Engineering 10 (1964): 353-359.
- [22] Shiraishi, M., Kikuchi, K. and Yamanishi, T. "Investigation of Heat Transfer Characteristics of a Two-Phase Closed Thermosyphon." Proceedings of the 4th International Heat Pipe Conference, London, U.K., Advances in Heat Pipe Technology, edited by. D.A. Reay, Pergamon :New York. 1981: 91-104
- [23] Myers, G. E.. Analytical Methods in Conduction Heat Transfer, Genium: Schenectady, NY. 1987
- [24] El-Genk, M.S. and Saber, H.H. "Heat Transfer Correlations for Small, Uniformly Heated Liquid Pools." International Journal of Heat Transfer 41 No.2 (1998): 261-274.
- [25] Incropera, F. and D. DeWitt. Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley and Sons: New York. (1996): 352.
- [26] Lock, G.S.H. Latent Heat Transfer, an Introduction to Fundamentals, Oxford Science Publications, Oxford Press: New York. (1994):269.

- [27] Nusselt, W., “Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes,” *Z. Ver. Deut. Ing.*, 60 (1916): 541.
- [28] Bowman, W.J. *Simulated Heat-Pipe Vapor Dynamics*. Diss. Air Force Institute of Technology, Wright-Patterson AFB, Dayton, OH, 1987
- [29] Schmidt, S. R. and Launsby, R. G., *Understanding Industrial Designed Experiments*, Air Academy Press: Colorado Springs, Colorado (1992)
- [30] Beckwith, T.G. *Mechanical Measurements*, Addison-Wesley: New York (1990)
- [31] Ivanova M., Avenas Y., Schaeffer Ch., Gillot C., Bricard A., “Apport de la microthermie pour le refroidissement des systèmes”, *Journal sur l’enseignement des sciences et technologies de l’information et des systèmes*, Volume 2, Hors- Série 2, 10 (2003).
- [32] Viswanath R., Wakharkar V., Watwe, A., Lebonheur V., “Thermal Performance Challenges from Silicon to Systems”, *Intel Technology Journal Q3*, 2000.
- [33] Ellsworth M., “Chip power density and module cooling technology projections for the current decade”, IBM Corporation.
- [34] Zweben C., “Thermal materials solve power electronics challenges power electronics technology”, february 2006.
- [35] Zhang K., Xiao G-W., Wong C., Gu H-W., Yuen M., Chan Ph., Xu B., “Study on thermal interface material with carbon nanotubes and carbon black in high-brightness led packaging with flip-chip technology”, *IEEE Electronic Components and Technology Conference 2005*.
- [37] Petit JP., “Dissipation thermique dans les systèmes électroniques”, *Techniques de l’Ingénieur, traité Électronique*.
- [38] Avenas Y., “Etude et réalisation de caloducs plats miniatures pour l’intégration en électronique de puissance”, *Thèse de doctorat de l’INPG, décembre 2002*.
- [39] Gillot C., “Etude et réalisation d’une fonction interrupteur en technologie hybride à haute intégration”, *Thèse de doctorat de l’INPG, septembre 2000*
- [40] Richter A., Plettner A, Hofmann K. A., Sandmaier H., “Micromachined electrohydrodynamic (EHD) pump”, *Sens.Actuators A, Phys.*, vol. 29, pp. 159–168, 2001.
- [41] Wexter E., Tuchinsky L., Loutfy R., “Enhanced liquid cooling with phase change in multi-channel heat sinks”, *MER Corporation, Tucson, Arizona*.
- [42] Christopher A. S., “Heat Pipe Reliability in High-Power Applications”, *Power Electronics Technology*, august 2004.
- [43] Cotter T.P., “Principles and Prospects of Micro Heat Pipes”, *Proc. 5th International Heat Pipe Conf.*, Tsukuba, Japan, pp 328-335, 1984.

- [44] Pandraud G., “Etude expérimentale et théorique de microcaloducs en technologie silicium”, Thèse de doctorat de l’INSA Lyon.
- [45] Peterson, G. P., “An introduction to heat pipes”, John Wiley & Sons, Inc., 1994.
- [46] Lallenand M., “Les microcaloducs. Les diffuseurs thermiques diphasiques”, Congrès français de thermique, SFT, 3-6 juin 2003.
- [47] Coquard T., “Transferts couplés de masse et de chaleur dans un élément d’évaporateur capillaire”, Thèse de doctorat de l’INPT, décembre 2006.
- [48] Serin V., “Etude expérimentale et modélisation d’une micro-boucle diphasique à pompage capillaire”, Rapport DEA, Laboratoire d’Energétique, Toulouse.
- [49] Jeffrey Kirshberg, “Cooling effect of a MEMs based micro capillary pumped loop for chip-level temperature control”, ASME 2000 International Mechanical Engineering Congress and Exposition (Nov. 5-10, 2000) pp. 1-8.
- [50] Khandekar S., “Thermo-hydrodynamics of closed loop pulsating heat pipes”, Thèse de doctorat de l’Université de Studgard, juillet 2004.
- [51] Vassilev M., Avenas Y., Schaeffer Ch., Schanen J-L., “Experimental study of a pulsating heat pipe with combined circular and square section channels”, IAS, New Orleans, september 2007.
- [52] Pietsch C., Hauser J., “Development and testing of a high performance quadro-groove heat pipe”, SAE technical paper series N°911481, 1991.
- [53] Benson D. A., “Heat pipe with improved wick structure”, Sandia Corporation, US Patent, n° 6 056 044, 2000.
- [54] Kamenova L., Angelov G., Tzanova S., A cataloguing of heat pipe wick types for microsystems cooling, 5-th Electronic Circuits and Systems Conference ECS’05, Bratislava, Slovakia, Sept. 08-09 2005.
- [55] Chi S.W., “Heat pipe theory and practice”, McGraw-Hill, 1976.
- [56] Bricard A., Chaudourne S., “Caloducs ”, Techniques de l’Ingénieur, traité Génie énergétique.
- [57] Al-Sarawi S. F., Abbott D., “3D VLSI Packaging Technology”, The Centre for High Performance Integrated Technologies and Systems (CHiPTec), Australia.
- [58] Popova N., “Intégration de caloducs plats pour le refroidissement des packaging tridimensionnels”, Thèse de doctorat de l’INPG, octobre 2006.
- [59] Boukhanouf R., Haddad A., North M. T., Buffone C., “Experimental investigation of a flat plate heat pipe performance using IR thermal imaging camera”, Applied Thermal Engineering 26 (2006) 2148–2156.

- [60] Koito Y., Imura H., Mochizuki M., Saito Y., Torii Sh., “Numerical analysis and experimental verification on thermal fluid phenomena in a vapor chamber”, *Applied Thermal Engineering* 26 (2006) 1669–1676.
- [61] Jin-Cherng, Unated States Patent, No 6,901,994 B1, 7 juin 2005.
- [62] Ivanova M., “Conception et réalisation de fonctions thermiques intégrées dans le substrat de composants électroniques de puissance. Apport de la gestion des flux thermiques par des mini et micro caloducs”, Thèse de doctorat de l’INPG, septembre 2005.
- [63] Jones W. K., “Micro heat pipes in low temperature cofire ceramic (LTCC) substrates”, *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, vol. 26, No. 1, march 2003.
- [64] Schulz-Harder J., Dezord J., Schaeffer Ch., Avenas Y., Puig O., Rogg. A., “DBC (Directed Bonded Copper) substrate with integrated flat heat pipe”, *EMPC 2005*, June 12-15, Brugge, Belgium.
- [65] Ivanova M., Avenas Y., Schaeffer Ch., Dezord J., Schulz-Harder J., “Heat pipe integrated in direct bonded copper (DBC) technology for the cooling of power electronics packaging”, *IEEE Transactions on Power Electronics*, Nov. 2006, Volume 21, Issue 6, Pages 1541-1
- [66] N. Tengblad and B. Palm, External Two-Phase Thermosyphons for Cooling of Electronic Components. *International Journal of Microcircuits and Electronic Packaging*, 22-29, 1996.
- [67] W. Nakayama, T. Nakajima and S. Hirawasa, Heat Sink Studs Having Enhanced Boiling Surfaces for Cooling Microelectronic Components, *ASME Paper No. 84-WA/HT-89*, 1984.
- [68] I. Mudawar and T. M. Anderson, Optimization of Enhanced Surfaces for High Flux Chip Cooling by Pool Boiling, *ASME Journal of Electronic Packaging*, 115, 89-100, 1993.
- [69] C. Ramaswamy, Y. Joshi, W. Nakayama and W. B. Johnson, Performance of a Compact Two-Phase Thermosyphon: Effect of Evaporator Inclination, Liquid Fill Volume and Contact Resistance, *Proceedings of the 11th International Heat Transfer Conference*, Kyongju, Korea, vol. 2, 127-132, 1998.
- [70] C. Ramaswamy, Y. Joshi, W. Nakayama and W. B. Johnson, Thermal Performance of a Compact Two-Phase Thermosyphon: Response to Evaporator Confinement and Transient Loads. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 6, 279-288, 1999.
- [71] S. D. Garner and C. D. Patel, Loop Thermosyphons and Their Applications to High density Electronics Cooling. *Proceedings of the International Electronic Packaging Technical Conference and Exhibition*, 2001.
- [72] Pal, A., Joshi, Y., Beitelmal, A. H., Patel, C. D. and Wenger, T. (2002). Design and Performance Evaluation of a Compact Thermosyphon, *Proceedings of the United Engineering Foundation*, Thermes, Santa Fe, New Mexico.
- [73] Quadir, G. A., Leong, C. B., Krishnan, G. M., Seetharamu, K. N (2000), “Performance of wire-on-tube heat exchangers used in immersion cooling for electronic packages”, *Electronics Packaging Technology Conference*, IEEE.

- [75] Alexandre A., Suleiman A., Firmin J.L. « théorique and expérimental study of heat pipe in zero-G for electrochemical cooling » SAE technical paper series N° 911483, 1991
- [76] Schlitt R. « Evolution of heat pipe technology for satellite thermal control » X Int Heat Pipe Conference, Stuttgart, Allemagne, 1997
- [77] Pietsch C., Hauser J. « developement and testing of a high performance quadro-groove heat pipe » SAE technical paper series N°911481, 1991
- [78] Dubois M., Mullender B., Van Oost S., Druart J., Supper W., Titterton D : « Space qualification of high capacity grooved heat pipes » SAE technical paper series N°951551, 1996
- [79] Grenouilleau P. « Etude expérimentale d'un caloduc à artère, à amoniac » Rapport de D.E.A., Laboratoire d'études thermiques, ENSMA, Poitiers, 1996
- [80] Moschetti B., Voyer E. « Développement d'un caloduc hautes performances pour application spatiale » Journée Société Française de Thermique & Groupement Universitaire de Thermique : caloducs et boucles diphasiques à pompage capillaire, 1996
- [81] Romestant C., Alexandre A. « AL/NH3 heat pipe model with non uniform heat flux » X Int Heat Pipe Conference, Stuttgart, Allemagne, 1997
- [82] Patacia M., Perotto V., Kreeb H., « Heat pipes for the L-Sat communications module radiator » Proceeding of the int. Symp. On environmental and thermal systems for space vehicles, Toulouse, France, 1983
- [83] Romestant C. « Contribution à l'étude et à l'expérimentation de caloducs spatiaux » Rapport de D.E.A., Laboratoire d'études thermiques, ENSMA, Poitiers, 1994
- [84] Polasek F. « thermal control of electronic componants by heat pipes and thermosyphons » X Int Heat Pipe Conference, Stuttgart, Allemagne, 1997
- [85] Groll M., Scheinder M., Sartre V., Zaghoudi M.C., Lallemand M. « Thermal control of electronic equipment by heat pipes » Revue générale de thermique, Vol 37, p 323- 352, 1998
- [86] Peterson G.P. « Heat pipes in the thermal control of electronics components » 3rd Int. Heat pipe symposium, Tsukuba, japan, 1988
- [88] Romestant C., Alexandre A., Bonhomme C., Julien J.N., Rubichon Y., Guiot E. « Diode thyristor or IGBT cooling by heat pipe and air flow » PCIM conference, Nuremberg, Allemagne, 1998
- [89] Peterson G.P., Ortega A. « Thermal control of electronic equipement and devices » Advances in heat transfer, Chap 4, Vol. 20, 1990
- [92] Basilius A. « Follow up on heat pipe applications » II Int Heat Pipe Conference, Bologne, Italie, 1976
- [93] Martinet J. « Les caloducs et leurs applications » Revue générale de thermique, N°192, p865-880, 1977

- [94] Adachi N., Sugihara S., Takahashi M., Takahashi S., Chiba T., Ishii S., Yamada T., Mochizuki M., Saito M. « heat pipe snow melting and deicing by natural heat » X Int Heat Pipe Conference, Stuttgart, Allemagne, 1997
- [95] Johannesen R., West M. « efficient humidity control with heat pipes » Fact Sheet EES- 75, florida energie extension service, university of Florida, USA, 1991
- [96] Khattar M. « Heat pipe application program » FSEC publication, Florida solar energie center, university of Florida, USA, 1994
- [97] Chaudourne S. « les échangeurs à caloduc » collection échangeurs de chaleur, Tec&Doc lavoisier, ISBN : 2-9502555-3-1, 1987
- [98] Renaot E., Sadli M., Elgourdou M., Bonnier G. « applications originales en métrologie des températures des fours à caloduc régulés en pression » Bulletin du bureau national de métrologie, Vol 103, 1996
- [99] Le Fric C. « Analyse du fonctionnement des boucles diphasiques à pompage capillaire menée par expérimentation d'une boucle à eau » Thèse de doctorat de l'Université de Poitiers, Laboratoire d'Etudes Thermique, ENSMA, Poitiers, 1997
- [100] Alario J., Haslett R., Kosson R. « The monogroove high performance heat pipe » AIAA paper, 1981
- [101] Pietsch C., Hauser J. « Development and testing of a high performance quadro groove heat pipe » SAE technical paper series N°911481, 1991
- [102] Ponnappan R., Mahefkey E.T. « Development of a double-wall artery high capacity heat pipe » AIAA paper N° 82-0906, 1982
- [103] Cotter T.P. « Principles and prospect of micro heat pipes » V Int Heat Pipe Conference, Tsukuba, Japon, 1984
- [104] Peterson G.P. « heat removal key to shrinking avionics » Aerospace America, October, 1987
- [105] Akachi H., Polasek F. « Pulsating heat pipes » Actronic Co, Tokyo, Japan 1996
- [106] Akachi H. « Looped meandering capillary heat pipe » 71st JSME spring annual meeting 1994
- [107] Maezawa S., Izumi T., GI K. « Experimental chaos in oscillating capillary tube heat pipes » X Int Heat Pipe Conference, Stuttgart, Allemagne, 1997
- [108] Delil A.A.M. «Extension of thermal-gravitational modeling & scalling of two-phase heat transport systems to super-gravity levels and oscillating heat transfer devices » 6th Int Heat Pipe Symposium, Chiang Mai, Thaïland, 2000
- [109] Schneider M., Khandekar S., Schafer P., Kulenovic R., Groll M. « Visualisation of thermofluiddynamic phenomena in flat plate closed loop pulsating heat pipe » 6th Int

Heat Pipe Symposium, Chiang Mai, Thaïland, 2000

[110] Peterson G.P. « Overview of micro heat pipes research and development » ASME Appl. Mech. Rev., Vol 45 N°5, 1992

[111] Peterson G.P., Duncan A.B., Weichold M.H. « Experimental investigation of micro heat pipes fabricated in silicon wafers » J. heat transfer, Vol 115, pp 751-756, 1993

[112] Peterson G.P., Mallik A.K. « transient response characteristics of vapor deposited micro heat pipe arrays » J. of Electronic Packaging, Vol 117, 1995

[113] Sartre V., Lallemand M. « Synthèse théorique et bibliographique sur les microcaloducs » Journée SFT-GUT caloducs et boucles diphasiques à pompage capillaire, Paris, France, 1996

[114] Romestant C., Alexandre A., Labuthie A.J. « Etude expérimentale du réamorçage de caloducs sous accélération » Congrès SFT, Valenciennes, France, 1996

[115] El-Genk M.S., Saber H.H. « Performance envelopes of gravity assisted two-phase thermosyphons » X Int Heat Pipe Conference, Stuttgart, Allemagne, 1997

[117] Daniels T.C., Al Jumaily F.K. « Investigations of factors affecting the performance of a rotating heat pipe » Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol 18, pp 961-973, 1975

[118] Harley C., Faghri A. « Two-dimensional rotating heat pipe analysis » J. of Heat Transfer, Vol 117, pp 202-208, 1995

[119] Ponnappan R., He Q., Baker J., Myers J.G., Leland J.E. « High speed rotating heat pipe : analysis and test results » » X Int Heat Pipe Conference, Stuttgart, Allemagne, 1997

[120] Watel B., Harmand S., Desmet B. « etude du refroidissement des disques de frein TGV à l'aide de caloducs » Congrès SFT, Paris, France, 1994

[121] Gi K., Maezawa S. « heat transfer characteristics of a parallel rotating heat pipe » VII Int Heat Pipe Conference, Minsk, biélorussie, 1990

[122] Jian C., Lou D.Y.S., Chuanjing T. « Investigation of the evaporation heat transfer in the rotating heat pipes » VII Int Heat Pipe Conference, Minsk, biélorussie, 1990

[123] Gourdache M. « etude du fonctionnement d'un caloduc soumis à des forces externes » Thèse de doctorat de l'Université de Poitiers, Laboratoire d'Etudes Thermique, ENSMA, Poitiers, 1994

[124] Thomas S.K., Yerkes K.L. « Quasi steady state performances of a heat pipe subjected to transient acceleration loading » J. Thermophysics Vol 11-2, 1997

[125] Sophy T. « etude de caloducs sous accélérations constantes et cycliques » DEA de l'université de Poitiers, Laboratoire d'Etudes Thermiques, ENSMA, 1998

- [126] Rohani A.R., Tien C.L. « Steady two-dimensional heat and mass transfer in the vapor gas region of a gaz loaded heat pipe » J. Heat Transfer, pp 377-382, 1973
- [127] Hijikata K., Chen S.J., Tien C.L. « Non condensable gas effect on condensation in two phase closed thermosyphon » Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol 27-8, pp 1319- 1325, 1984
- [128] Kawabata K., Niekawa J., Watanabe K. « Variable conductance heat pipe (VCHP) for cooling sodium-sulfur (NaS) batteries » » X Int Heat Pipe Conference, Stuttgart, Allemagne, 1997
- [129] Cengel, Y. A., “Introduction to Thermodynamics and Heat Transfer”, McGraw-Hill, Inc. (New York, 1997).
- [130] Tanda, G. and Tagliafico, L., “Free convection heat transfert from wire-on-tube heat exchangers”, ASME Trans, J. Heat Transfer, Vol.119 (1997), pp. 371-372.
- [131] Hoke, J. L, Clausing, A. M. and Swofford, T. D., “An experimental investigation of convective heat transfer from wire-on-tube heat exchangers”, ASME Trans, J. Heat Transfer, Vol.119 (1997), pp. 348-356.
- [132] Ramaswamy, C., Joshi, Y., Nakayama, W., Johnson, W. B., “Combined effects of sub-cooling and operating pressure on the performance of a two-chamber thermosyphon”, IEEE Transactions on components and packaging technologies, March 200, pp. 61-69.
- [133] Quadir, G. A., Leong, C. B., Krishnan, G. M., Seetharamu, K. N., “Performance of wire-on-tube heat exchangers used in immersion cooling for electronic packages”, 2000 Electronics Packaging Technology Conference, 2000 IEEE.
- [134] Bontemps, A., Garrique, A., Goubier, C., Huetz, J., Marvillet, C., Mercier, P., Vidil, R., “Echangeurs de chaleur ”, Techniques de l’Ingénieur B 2340 a, 1997
- [135] Padet, J., “Echangeurs thermique – méthodes globales de calcul avec 11 problèmes résolus ”, Collection Technologies, Masson 1994.
- [136] Kirk Storey. J. "Modeling the transient response of a thermosyphon" Thèse de doctorat de l’Université Brigham Young, 2003.
- [137] Romestant. C. "Etudes théoriques et expérimentales de caloducs et de thermosiphons soumis à de fortes accélérations" Thèse de doctorat de l’Université de Poitiers, 2000.
- [138] Kamenova. L. "Modélisation thermo-hydraulique de caloducs miniatures plats à faible épaisseur pour des applications électroniques" Thèse de doctorat de l’Université de Grenoble, 2007.

Nomenclature

A	Profondeur de rainure (m)
A_w	Section d'une structure capillaire forces capillaires (m^2)
c_p	Capacité thermique massique à pression constante ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)
c_v	Capacité calorifique massique à volume constant ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)
Const	Constante
D	Dimension caractéristique du pompage capillaire (m)
dA	Élément de surface du tube (m^2)
dx	Élément de longueur du tube (m)
D_{int}	Diamètre intérieur du caloduc (section fluide) (m)
D_{min}	Dimension minimale du canal vapeur (m)
d	Diamètre intérieur d'un tube capillaire (m)
E	Largeur d'ailette entre deux rainures (m)
Et	Hauteur d'ailette entre deux rainures (m)
e	Distance entre deux plaques parallèles (m)
e_{cap}	Épaisseur de la structure capillaire (m)
f_p	Facteur de pression
G	Conductance thermique ($W.K^{-1}$)
g	Gravitation terrestre $g=9,81$ ($m.s^{-2}$)
H	Enthalpie massique ($J.kg^{-1}$)
H	Hauteur des canaux (m)
$H_{équi}$	Hauteur de fluide équivalente au pompage capillaire (m)
h	Hauteur de liquide dans un tube capillaire (m)
h_{lv}	Chaleur latente de changement de phase liquide/vapeur ($kJ.kg^{-1}$)
h_i	Coefficient d'échange de changement de phase (basé sur la théorie cinétique des gaz) ($W.m^{-2} K^{-1}$).
K	Courbure de l'interface liquide/vapeur (m^{-1})
K_{film}	Paramètre de film (définit les zones de transition du type d'écoulement)

Nomenclature

K_{zn}	Paramètre de zone noyée (définit les zones de transition du type d'écoulement)
K_p	Paramètre de pression
L_e	Longueur de la zone d'évaporation (m)
L_A	Longueur de la zone adiabatique (m)
L_C	Longueur de la zone de condensation (m)
L_f	Longueur de la zone de film (m)
L_p	Longueur de la zone noyée (m)
L_{ft}	Longueur de film théorique (m)
L_v	Chaleur latente de vaporisation ($J.kg^{-1}$)
Mc	Facteur de mérite ($W.m^{-2}$)
\dot{m}	Débit massique ($kg.s^{-1}$)
P	Périmètre d'un élément de surface (m)
\dot{Q}	Flux thermique (W)
NUT	Nombre d'unités de transfert
T	Température (K)
T_{sat}	Température de saturation (K)
T_{∞}	Température ambiante (K)
U	Coefficient de transmission thermique global ($Wm^{-2}.K^{-1}$)
V	Volume de contrôle (m^3)
W	Puissance thermique dissipée (W)
X	Titre massique
x	Coordonnée du repère orthonormé (m)

Symboles grecques

ρ	Masse volumique du fluide ($kg.m^{-3}$)
λ	Conductivité thermique ($Wm^{-2}.K^{-1}$)
μ	Viscosité dynamique (Pa.s)
ϵ	Efficacité thermique (%)

Indices

c	Condenseur
ce	Composant électronique
l	Liquide
min	Minimum
max	Maximum
sat	Saturation
t	Thermosiphon
v	Vapeur
∞	Milieu ambiant.

ANNEX

ANNEX ALA METHODE NUMERIQUE DES VOLUMES FINISProblème de diffusion

Considérons un problème de transport de la variable ϕ par diffusion.

$$\text{div}(\Gamma \text{grad} \phi) + S_\phi = 0 \quad (1)$$

La clé de la méthode des volumes finis réside dans l'application du **théorème de la divergence** ou **théorème d'Ostrogradski**, qui permet de changer une intégrale de volume en intégrale de surface.

$$\int_{CV} \text{div}(\Gamma \text{grad} \phi) dv + \int_{CV} S_\phi dv = \int_A n \cdot (\Gamma \text{grad} \phi) dA + \int_{CV} S_\phi dv = 0 \quad (2)$$

A_ surface enveloppant le volume de contrôle CV.

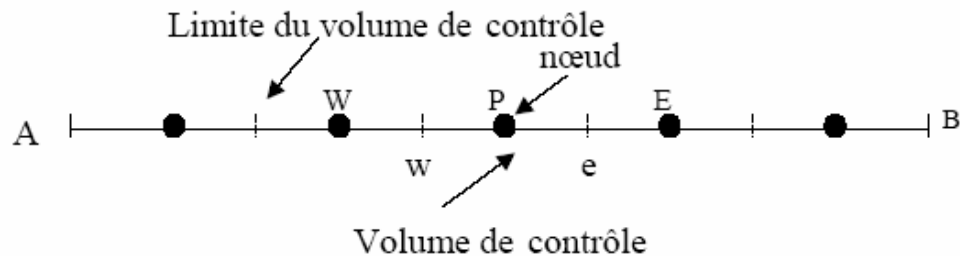
n_ vecteur unitaire.

L'équation (1) en 1D prend la forme suivante :

$$\frac{d}{dx} \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right) + S = 0 \quad (3)$$

Γ _ Coefficient de diffusion.

S _ Terme source.

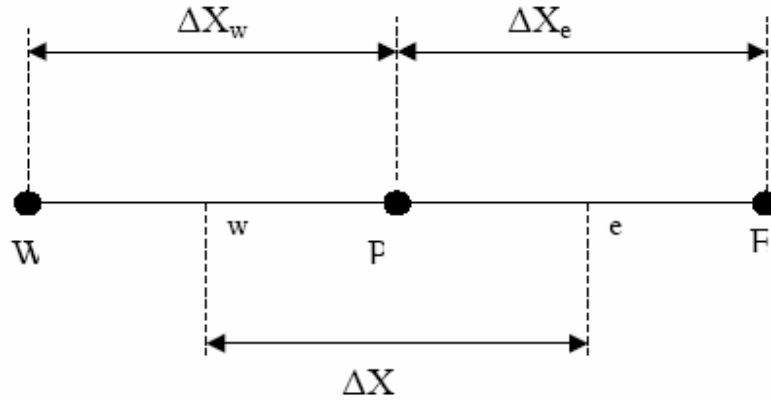
Etape 1 : maillage

La valeur de ϕ aux frontières A et B est maintenue constante.

La première étape dans cette méthode consiste à diviser le domaine de calcul en un nombre fini et discret de volume de contrôle, on dit qu'on génère un maillage. L'opération consiste à subdiviser le domaine de calcul (Ligne AB) en un certain nombre de segments (Volume de contrôle). Le centre de

chaque volume est placé exactement au milieu du segment correspondant. Il est commode de s'arranger pour que les facettes des noeuds de frontières coïncident exactement avec les frontières du domaine de calcul. Dans le cas de la figure ci-dessous le domaine de calcul est divisé en cinq volumes de contrôles.

Système de notation :



Etape 2 : discrétisation

L'intégration de l'équation (3) sur le volume de contrôle de centre P donne :

$$\int_{\Delta V} \frac{d}{dx} \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right) dV + \int_{\Delta V} S dV = \left(\Gamma_A \frac{d\phi}{dx} \right)_e - \left(\Gamma_A \frac{d\phi}{dx} \right)_w + \bar{S} \Delta V = 0 \quad (4)$$

Dans le cas général où le coefficient de diffusivité n'est pas constant ses valeurs sur les facettes "w" et "e" du volume de contrôle CV seront exprimées en fonction des valeurs aux points nodaux P, W et E par :

$$\Gamma_e = \frac{\Gamma_P + \Gamma_E}{2} ; \quad \Gamma_w = \frac{\Gamma_P + \Gamma_W}{2} \quad (5)$$

Pour simplifier l'exposé nous allons utiliser un maillage uniforme ($\Delta X_e = \Delta X_w = \Delta X$) appliquer un schéma centré d'ordre deux pour remplacer les dérivés premières sur les facettes du volume de contrôle.

$$\left(\Gamma_A \frac{d\phi}{dx} \right)_e = \Gamma_e A_e \left(\frac{\phi_e - \phi_P}{\Delta X} \right) \quad (6)$$

Et

$$\left(\Gamma_A \frac{d\phi}{dx} \right)_w = \Gamma_w A_w \left(\frac{\phi_P - \phi_W}{\Delta X} \right) \quad (7)$$

Généralement le terme source S peut aussi dépendre de la fonction ϕ elle-même. Dans une telle situation nous écrivons :

$$\bar{S}\Delta_V = S_u + S_P\phi_P \quad (8)$$

En substituant les équations (5), (6), (7), (8) et (9) dans (4), nous obtenons :

$$\left(\Gamma_e A_e \frac{\phi_E - \phi_P}{\Delta_X}\right) - \left(\Gamma_w A_w \frac{\phi_P - \phi_W}{\Delta_X}\right) + (S_u + S_P\phi_P) = 0 \quad (9)$$

Et après arrangement :

$$a_P\phi_P = a_W\phi_W + a_E\phi_E + S_u \quad (10)$$

Avec :

$$a_W = \frac{\Gamma_w}{\Delta_X} A_w, \quad a_E = \frac{\Gamma_e}{\Delta_X} A_e, \quad a_P = a_W + a_E - S_P \quad (11)$$

Etape 3 : Solution des équations

L'équation (11) sera construite pour tous les volumes de contrôles du domaine de calcul. En vue d'incorporer les conditions aux limites, un traitement spécial sera réservé aux volumes de frontières. Le système d'équations résultant sera un système d'équations algébriques linéaires comportant autant d'inconnus que d'équations. La distribution discrète de la variable ϕ sur le domaine de calcul peut être obtenue par inversion de la matrice du système d'équations. Cependant, cette méthode n'est quasiment jamais utilisée pour la simple raison qu'elle est très coûteuse en mémoire de stockage. Les méthodes itératives (par exemple : Gauss-Seidel) sont plus efficaces dans ce cas. Dans un calcul itératif il faut aussi définir un critère de convergence pour pouvoir arrêter les calculs à un moment donné.

Critère de convergence :

A partir de l'équation (10) nous pouvons écrire une expression du résidu pour estimer la satisfaction éventuelle de l'équation :

$$R = \sum_{\text{l'ensemble des volumes}} |a_W\phi_W + a_E\phi_E + S_u - a_P\phi_P| \quad (12)$$

R représente le résidu des calculs et possède par conséquent l'unité de l'équation différentielle intégrée. Dans notre cas c'est le flux de chaleur (Joule par second). Pour avoir une idée précise sur la convergence des calculs, il faut contrôler la valeur normalisée du résidu $R/F \leq \epsilon$ où F représente le flux total.

Annex B

Fluides réfrigérants

1. Le fluorocarbone FC-72

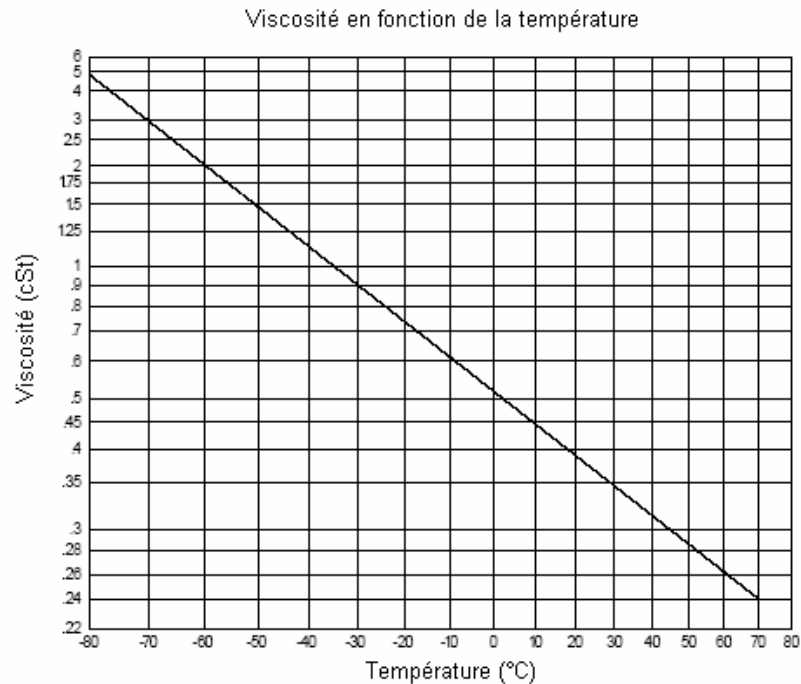
Le liquide électronique FC-72 de la famille des Fluorinerts de la société 3M est un liquide clair, sans couleur, plein-fluoré. Comme d'autres liquides électroniques de Fluorinert, le liquide FC-72 est thermiquement et chimiquement stable, compatible avec les matériaux sensibles, inflammable, pratiquement non-toxique et ne laisse essentiellement aucun résidu sur l'évaporation. Cette combinaison unique de ces propriétés rend le liquide FC-72 de Fluorinert idéal pour beaucoup d'applications de l'électronique, y compris l'essai de qualité et de fiabilité. Le liquide FC-72 de la famille des Fluorinerts se conforme aux spécifications militaires 883 comme fluide de détection de fuite. Sa nature inerte fait de lui un liquide à milieu utile de réaction.

a) Propriétés physiques

Propriété	FC-72
Apparence	Claire, sans couleur
Poids moléculaire moyen	338
Point d'ébullition (1 atm)	56°C
Température critique estimée	449 K
Pression critique estimée	1.83 x 10 ⁶ pascals
Pression vapeur	30.9 x 10 ³ pascals
Chaleur latente de vaporization (à une température d'ébullition normale)	88 J/g
Densité du liquide	1680 kg/m ³
Viscosité cinématique	0.38 centistokes
Viscosité absolue	0.64 centipoise
Chaleur spécifique du liquide	1100 J kg ⁻¹ C ⁻¹
Conductivité thermique du liquide	0.057 W m ⁻¹ °C ⁻¹
Coefficient d'expansion	0.00156 °C ⁻¹
Tension de surface	10 dynes/cm
Indice de refraction	1.251
Solubilité dans l'eau	<5 ppmw
Potentiel d'épuisement d'Ozone	0
Résistance électrique	1.0 x 10 ¹⁵ ohm cm

La densité, la conductivité thermique, la chaleur spécifique sont fonctions de la température, on peut utiliser les formules suivantes pour les calculer :

- ✓ Chaleur spécifique ($\text{J.kg}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$) = $1014 + 1.554 (T, \text{ } ^\circ\text{C})$
- ✓ Conductivité thermique ($\text{W.m}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$) = $0.060 - 0.00011 (T, \text{ } ^\circ\text{C})$
- ✓ Densité (kg/m^3) = $1740 - 2.61(T, \text{ } ^\circ\text{C})$.
- ✓ $\text{Log}_{10}(\text{Pression vapeur(pascals)}) = 9.729 - (1526/(T, \text{ K}))$.



2. Le perfluorocarbone PF-5060

Le fluide PF-5060 de la famille des perfluorocarbone de la société 3M est un liquide clair, sans couleur, plein-fluoré. Comme d'autres fluides de la même famille, il est chimiquement et thermiquement stable, pratiquement non-toxique, et inflammable, sa rigidité diélectrique est élevée. Son excellente compatibilité avec les matériaux, et sa stabilité thermique font du PF-5060 un liquide utile pour une étendue d'applications.

Propriété	PF-5060
Apparence	Claire, sans couleur
Poids moléculaire moyen	336.5
Point d'ébullition (1 atm)	55°C
Température critique estimée	447 K
Pression critique estimée	1.47×10^6 pascals
Pression vapeur	30.7×10^3 pascals

Chaleur latente de vaporization (à une température d'ébullition normale)	86 J/g
Densité du liquide	1670 kg/m ³
Viscosité cinématique	0.37 centistokes
Viscosité absolue	0.62 centipoise
Chaleur spécifique du liquide	1000.7 J kg ⁻¹ C ⁻¹
Conductivité thermique du liquide	0.055 W m ⁻¹ °C ⁻¹
Coefficient d'expansion	0.00155 °C ⁻¹
Tension de surface	10.2 dynes/cm
Indice de refraction	1.351
Solubilité dans l'eau	<3 ppmw
Potentiel d'épuisement d'Ozone	0
Résistance électrique	1.3 x 10 ¹⁵ ohm cm

La densité, la conductivité thermique, la chaleur spécifique sont fonctions de la température, on peut utiliser les formules suivantes pour les calculer :

- ✓ Chaleur spécifique (J.kg⁻¹ °C⁻¹) = 1000.8 + 2.12 (T, °C)
- ✓ Conductivité thermique (W.m⁻¹. °C⁻¹) = 0.050 - 00013 (T, °C)
- ✓ Densité (kg/m³)=1732-3.51(T, °C).
- ✓ Log₁₀(Pression vapeur(pascals)) = 8.454 – (960/(T, K)).

