

République Algérienne Démocratique et Populaire

**Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la
Recherche Scientifique**



Université Echahid Hamma Lakhdar d'El-Oued

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



Mémoire de fin d'étude

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER ACADEMIQUE

Domaine : Sciences et Technologies

Filière : Genie Mécanique

Spécialité : Energétique

Thème

**DEVELOPPEMENT DE MODELE POUR L'ETUDE
ET L'OPTIMISATION D'UN SYSTEME PV
CHAUFFANT COUPLE AVEC DISPOSITIF PCM**

Réalisé par :

- BOURAS Ali
- MAYATA Bilal
- TEDJANE Mohammed Mouradj

Encadré par :

Dr. BOUKHARI Ali

Année Universitaire 2021/2022



﴿ رَبَّنَا لَا تُؤَاخِذْنَا إِنْ نَسِينَا أَوْ أَخْطَأْنَا رَبَّنَا وَلَا تَحْمِلْ عَلَيْنَا إَصْرًا كَمَا حَمَلْتَهُ
عَلَى الَّذِينَ مِنْ قَبْلِنَا رَبَّنَا وَلَا تُحَمِّلْنَا مَا لَا طَاقَةَ لَنَا بِهِ وَاعْفُ عَنَّا وَاعْفِرْ لَنَا
وَارْحَمْنَا أَنْتَ مَوْلَانَا فَانصُرْنَا عَلَى الْقَوْمِ الْكَافِرِينَ ﴾ سورة البقرة : الآية 286 .

" صدق الله العظيم "



Remerciements

*Tout d'abord, Nous remercions dieu -**ALLAH**- le tout puissant de nous avoir donné le courage et la patience durant toutes ces années d'études.*

*Nous tenons à exprimer toute notre gratitude et nos sincères remerciements à Monsieur **Dr : BOUKHARI Ali**, Maître de conférences à L'Université Echahid Hamma Lakhdar d'El Oued, pour avoir dirigé ce travail.*

Nos sincères remerciements aux Messieurs les membres du jury pour l'honneur qu'ils nous font en participant au jugement de ce travail.

Nous tenons à remercier vivement toutes personnes qui nous ont aidé à élaborer et réaliser ce mémoire, ainsi à tous ceux qui nous aidés de près ou de loin à accomplir ce travail.

En fin nous remercions tout particulièrement nos parents, pour leur soutien inconditionnel tout au long de ces longues années d'études.





Dédicaces

Nous dédions ce modeste travail :

À nos très chers parents qui nous ont soutenu durant toute la durée de nos études.

À nos très chères frères, sœurs et à nos grandes familles.

À tous nos amis.

À tous ceux qui nous aiment et que nous aimons

À vous.



ملخص

Résumé

Abstract

Résumé

Dans ce travail, nous réalisons quelques expériences pour développer et analyser un modèle physique pour l'étude et l'optimisation des systèmes PV à caloduc, alors qu'ils sont couplés à un dispositif de refroidissement contenant un matériau à changement de phase (MCP), ce dernier est utilisé pour le stockage de la chaleur sous forme latente (stockage d'énergie). Les expériences menées dans le présent travail ont montré que l'addition d'un matériau à changement de phase contribue remarquablement au taux de refroidissement du système initialement refroidi par un caloduc. Des courbes de flux de chaleur (charge thermique), des champs de températures et des angles d'inclinaison ont été calculés pour avoir une compréhension du phénomène sous-jacent.

Mots clés : Refroidissement, Caloduc, Matériau à changement de phase, Stockage de chaleur latente.

Abstract

In this work, we perform some experiments to develop and analyze a physical model for the study and optimization of heat pipe PV systems, while they are coupled to a cooling device containing a phase change material (PCM). , the latter is used for the storage of heat in latent form (energy storage). The experiments conducted in the present work have shown that the addition of a phase change material remarkably contributes to the cooling rate of the system initially cooled by a heat pipe. Heat flux curves (heat load), temperature fields and tilt angles were calculated to provide an understanding of the underlying phenomenon.

Keywords: Cooling, Heat pipe, Phase change material, Latent heat storage.

المخلص

في هذا العمل ، نجري بعض التجارب لتطوير وتحليل نموذج مادي لدراسة وتحسين أنظمة الأنابيب الحرارية الكهروضوئية ، بينما يتم اقترانها بجهاز تبريد يحتوي على مادة متغيرة الطور (PCM). تخزين الحرارة في شكل كامن (تخزين الطاقة). أظهرت التجارب التي أجريت في العمل الحالي أن إضافة مادة متغيرة الطور تساهم بشكل ملحوظ في معدل تبريد النظام الذي تم تبريده مبدئيًا بواسطة أنبوب حراري. تم حساب منحنيات التدفق الحراري (الحمل الحراري) ومجالات درجة الحرارة وزوايا الميل لتوفير فهم للظاهرة الأساسية. الكلمات المفتاحية: تبريد ، أنبوب حراري ، مادة تغيير الطور ، تخزين حرارة كامنة.

A decorative orange scroll graphic with a light orange fill and a darker orange border. The scroll is partially unrolled, with the top and bottom edges curled over. The word "Sommaire" is centered on the unrolled portion.

Sommaire

Remerciement

Dédicace

Résumé

Sommaire

Liste des figures

Liste des tableaux

Introduction générale

Chapitre I : Généralités sur le refroidissement par des caloducs et étude bibliographique	
I.1. Introduction	4
I.2. Principe de fonctionnement des caloducs et leurs applications	4
I.2.1. Principe de fonctionnement	4
I.2.2. Principales applications	5
I.2.2.1. Applications terrestres	5
I.2.2.2. Applications spatiales	9
I.2.2.3. Au-delà de l'application	10
I.3. Classification de la technologie des caloducs	10
I.3.1. Caloduc en boucle diphasique (Loop Heat Pipe)	10
I.3.2. Caloduc conventionnel	12
I.3.3 Caloduc oscillant	14
I.3.3.1 Principe de fonctionnement	15
I.4 Domaines d'applications	16
I.4.1 Les applications spatiales	16
I.4.2 Les applications terrestres	17
I.5. Conclusion	18
Chapitre II: Concepts relatifs au fonctionnement des caloducs	
II.1. Introduction	20
II.2. Notions physiques relatives au fonctionnement des caloducs	20
II.2.1. Description moléculaire de l'interface liquide-vapeur.	20
II.2.2. Mouillabilité, tension de surface et pression capillaire	21
II.2.3. Physique des échanges thermiques au sein d'un caloduc	26
II.2.3.1. Conduction	26
II.2.3.2. Convection	26
II.2.3.3. Rayonnement	27

II.2.3.4. Changements de phase	27
II.2.4. Ecoulements des phases fluides	28
II.2.4.1. Ecoulement vapeur	29
II.2.4.2. Ecoulement liquide	33
II.2.4.3. Evolution des pressions dans un caloduc	34
II.3.Descriptifs des caloducs	36
II.3.1. Dimensionnement et choix des composants	36
II.3.1.1. Géométrie et matériau de l'enveloppe	36
II.3.1.2. Choix du fluide	37
II.3.1.3. Remplissage	40
II.3.1.4. Retour du liquide	40
II.3.2. Différents types de caloducs	42
II.3.2.1. Thermosiphons	43
II.3.2.2. Boucles diphasiques	44
II.3.2.3. Microcaloducs	45
II.3.2.4. Caloducs tournants	47
II.3.2.5. Autres types	48
II.3.3. Limites de fonctionnement	49
II.3.3.1. Plage de température et domaine de fonctionnement	49
II.3.3.2. Limite visqueuse	51
II.3.3.3. Limite sonique	53
II.3.3.4. Limite d'entraînement	54
II.3.3.5. Limite d'ébullition	55
II.3.3.6. Limite capillaire	56
II.4. Conclusion	57
Chapitre III : Motifs expérimentaux du système HP-PCM	
III.1. Introduction	60
III.2. Description du système et principe de fonctionnement	60
III.2.1. En description	60
III.2.2. Principe de fonctionnement	60
III.3. Paramètres du nouveau système HP-PCM	61
III.4. Conception paramétrique des composants du système	62
III.4.1. Spécification du caloduc	62
III.4.2. Spécification du PCM	63

III.4.3. Spécification d'un système de mesure de température	64
III.4.4. Procédure expérimentale	64
III.5. Conclusion	66
Chapitre IV : Résultats & discussions	
IV.1. Introduction	68
IV.2. Première configuration	68
IV.3. Deuxième configuration	69
IV.4. Troisième configuration	70
IV.5. Conclusion	73
Conclusion générale	74
Bibliographie	

An orange scroll graphic with a light orange background and a darker orange border. The scroll is partially unrolled, with the top and bottom edges showing a darker orange band. The text "Liste des Figures" is centered on the scroll.

Liste des Figures

LISTE DES FIGURS

Page

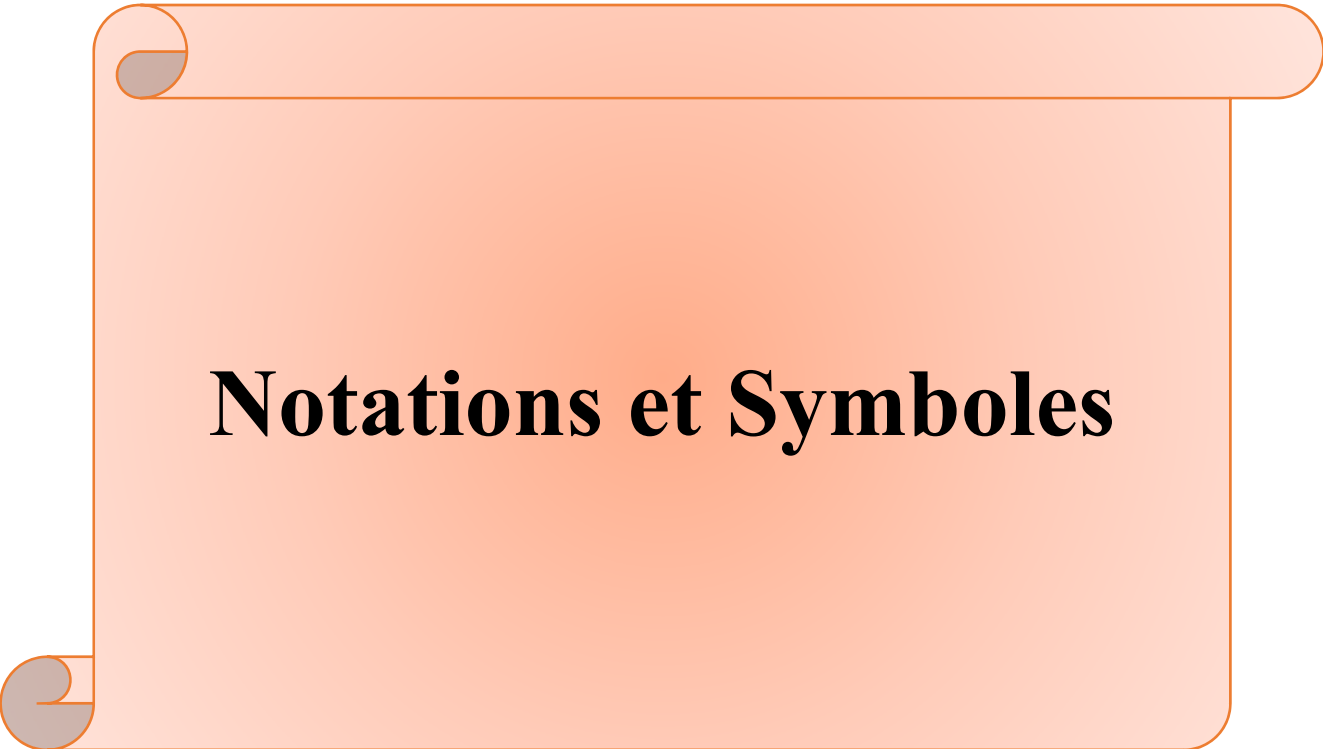
Chapitre I : Généralités sur le refroidissement par des caloducs et étude bibliographique		
Figure 1	<i>Principe du fonctionnement d'un caloduc à pompage capillaire</i>	4
Figure 2	<i>Produits réalisés par la société NOREN depuis 30 ans</i>	6
Figure 3	<i>Schéma de principe d'une boucle diphasique de type LHP</i>	11
Figure 4	<i>Schéma de principe du fonctionnement d'un thermosiphon</i>	12
Figure 5	<i>Schéma de principe du fonctionnement d'un caloduc conventionnel</i>	14
Figure 6	<i>Caloduc oscillant</i>	14
Chapitre II : Concepts relatifs au fonctionnement des caloducs		
Figure 1	<i>Evolution de la densité de l'interface liquide/vapeur</i>	21
Figure 2	<i>Angle de contact apparent</i>	21
Figure 3	<i>Géométrie de l'interface liquide/vapeur</i>	23
Figure 4	<i>Principe du pompage capillaire- physique de l'interface</i>	24
Figure 5	<i>Variation du rayon de courbure dans une rainure</i>	25
Figure 6	<i>Evolution axiale du débit de l'écoulement vapeur</i>	28
Figure 7	<i>Allure des composantes de la pression vapeur</i>	30
Figure 8	<i>Allures des variations longitudinales de la pression vapeur</i>	31
Figure 9	<i>Evolution de la pression vapeur pour un caloduc à pompage capillaire</i>	32
Figure 10	<i>Pressions dans un caloduc à pompage capillaire</i>	35
Figure 11	<i>Pressions et pertes de charge dans un thermosiphon</i>	35
Figure 12	<i>Gammes de températures et choix du fluide</i>	39
Figure 13	<i>Schéma d'un thermosiphon</i>	43
Figure 14	<i>Schéma de principe d'une boucle diphasique à pompage capillaire</i>	44
Figure 15	<i>Répartition du fluide- section transversale d'un micro-caloduc</i>	46
Figure 16	<i>Micro-caloduc réalisé par le laboratoire ITOH R&D (Japon)</i>	46
Figure 17	<i>Caloduc tournant à section tronconique</i>	47
Figure 18	<i>Domaine de fonctionnement pour un caloduc à pompage capillaire</i>	50
Chapitre III : Motifs expérimentaux du système HP-PCM		
Figure 1	<i>Caloducs assistés par PCM</i>	60
Figure 2	<i>Schéma du montage expérimental de la configuration 1 d'un caloduc</i>	61

Figure 3	<i>Schéma du montage expérimental de la configuration 2 d'un caloduc</i>	62
Figure 4	<i>Emplacement des thermocouples</i>	64
Figure 5	<i>La température</i>	65
Chapitre IV : Résultats & discussions		
Figure 1	<i>Comparaison de température sous différents angles d'inclinaison avec flux d'énergie constant.</i>	68
Figure 2	<i>Variation de la température du PCM en fonction de la température extérieure (ambiante)</i>	69
Figure 3	<i>Comparaison de température pour différentes inclinaisons avec un flux de chaleur fixe.</i>	69
Figure 4	<i>Température du PCM en fonction de la température ambiante</i>	70
Figure 5	<i>Variations des températures du système HP-PCM en fonction de la puissance dissipée en maintenant l'inclinaison fixe à 90 degrés.</i>	71
Figure 6	<i>Comparaison des températures PCM en fonction de la puissance dissipée pour différentes inclinaisons</i>	72

LISTE DES TABLEAUX

Page

Chapitre II : Concepts relatifs au fonctionnement des caloducs		
Tableau 1	<i>Domaines de température usuels pour différents fluides caloporteur</i>	37
Tableau2	<i>Classification des structures capillaires</i>	42
Chapitre III : Motifs expérimentaux du système HP-PCM		
Tableau 1	<i>Spécification du caloduc</i>	62
Tableau 2	<i>Spécification du PCM</i>	63
Tableau 3	<i>Emplacement des thermocouples</i>	64
Chapitre IV : Résultats & discussions		
Tableau 1	<i>Résultats de mesure des températures des caloducs et du PCM</i>	68
Tableau 2	<i>Enregistrement des températures des caloducs et du PCM</i>	69
Tableau 3	<i>Variation des températures du système par rapport aux puissances fournies (90° d'inclinaison)</i>	70
Tableau 4	<i>Récapitulation des températures mesurées du système HP-PCM étudié</i>	71

An orange scroll graphic with a light orange background and a darker orange border. The scroll is partially unrolled, with the top and bottom edges showing a darker orange band. The text is centered on the main body of the scroll.

Notations et Symboles

Liste des symboles

A: Surface [m^2]
 A_w : Section de la structure capillaire du caloduc [m^2]
 C_{pl} : Capacité thermique spécifique [$\text{J/Kg}^\circ\text{C}$]
D : Diamètre [m]
f : Facteur de frottement
F : Coefficient de frottement
g : Accélération gravitationnelle [m/s^2]
h : Coefficients de transfert de chaleur [$\text{W/}^\circ\text{Cm}^2$]
k : Conductivité thermique [$\text{W/m.}^\circ\text{C}$]
K: Perméabilité de la mèche [m^2]
L : Longueur [m]
 $\dot{m}$: Débit massique de fluide du travail [Kg/s]
M : Nombre de Mach
P : Pression [Pa]
 P_c : Pression capillaire [Pa]
 $P_{c,max}$: Pression capillaire maximale [Pa]
 P_g : Pression gravitaire [Pa]
 P_l : Pression de liquide [Pa]
 P_v : Pression de vapeur [Pa]
Q : Puissance dissipée [W]
 Pr : Nombre de Prandtl
r : Rayon [m]
R : Résistance thermique [$^\circ\text{C/W}$]
 Re : Nombre de Reynolds
T : Température, [$^\circ\text{C}$]
u : Vitesse [m/s]

Lettres grecques

α : variable définie
 β : angle de contact dans la mèche
 γ_v : rapport des chaleurs spécifiques de la vapeur
 δ : épaisseur de couche [m]
 ε : porosité du milieu poreux

Γ : débit massique par unité de largeur [kg/ms]

μ : viscosité dynamique [Pa.s]

ρ : masse volumique [kg/m³]

σ : tension superficielle de l'interface liquide/vapeur [N/m]

τ : contrainte de cisaillement [N/m²]

ϕ : angle d'inclinaison du caloduc[°]

Indices

cf : liquide de refroidissement

cond : condenseur

eva: évaporateur

eff : effective

HP : caloducs

PCM : matériaux à changement de phase

l : liquide

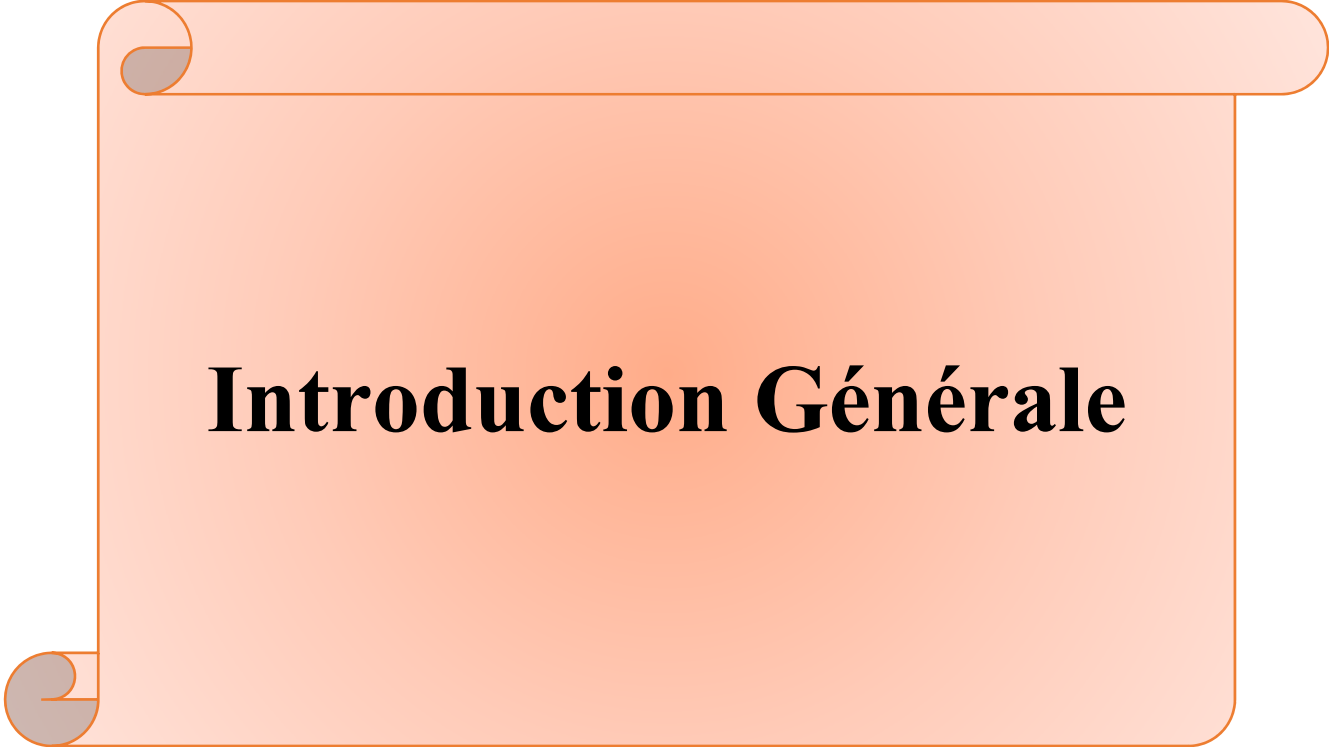
lf : liquide film

v: vapeur

vl: line de vapeur

w: mèche

wall: Structure du caloduc

An orange scroll graphic with a light orange background and a darker orange border. The scroll is partially unrolled, with the top and bottom edges showing a darker orange band. The title is centered on the main body of the scroll.

Introduction Générale

Introduction générale

Les avancées et l'évolution technologiques récentes en électronique ont permis d'améliorer l'efficacité des composants qui deviennent de plus en plus performants et de plus en plus petits. Cela entraîne des contraintes de fonctionnement pour les composants particulièrement au niveau des seuils de températures. Les composants électroniques d'aujourd'hui peuvent produire plusieurs centaines de watts par centimètre carré. Pour cette raison, l'évacuation de la chaleur est devenue un des problèmes majeurs à résoudre avant la réalisation des composants.

Actuellement, plusieurs études traitent le choix des méthodes de refroidissement et l'amélioration du transfert de chaleur. Les techniques de refroidissement par ventilation apparaissent souvent insuffisantes et l'utilisation de techniques de refroidissement plus performantes mettant en œuvre des fluides caloporteurs est nécessaire. On distingue deux catégories de techniques différentes permettant d'augmenter les échanges thermiques : les techniques dites actives comme la convection forcée nécessitant l'utilisation de dispositifs spécifiques tels que : des pompes et/ou des ventilateurs, l'application d'un champ électrique ou le refroidissement par caloducs. Les techniques dites passives comme la modification des états de surface de la paroi ou l'utilisation d'un matériau en changement de phase.

De très nombreuses études existent ainsi que différentes applications pour le refroidissement. Toutefois, le domaine des caloducs est vaste et la description des différentes technologies associées est difficile. La définition du type de circulation du fluide, la géométrie ainsi que la taille des caloducs sont des paramètres difficiles à déterminer et sont souvent adaptés aux systèmes étudiés, ce qui rend l'exploitation des résultats complexe peu convaincante.

Les systèmes de refroidissement utilisant les transferts thermiques avec changement de phase ont fait l'objet d'importants efforts de recherche pour répondre à une augmentation croissante des densités de flux à dissiper en raison de l'augmentation de la puissance des systèmes et/ou de la réduction de leur encombrement.

La modélisation et la simulation effectuées dans ce travail consistent à étudier les performances thermiques en régime permanent d'un caloduc à pompage capillaire appliquée au refroidissement d'un composant électronique.

La méthode des volumes finis est utilisée pour analyser la phénomènes. Un système de caloduc (cuivre/eau) assisté par phase changement de matériaux (PCM) pour le refroidissement a été présenté comme un potentiel la solution. Les paramètres étudiés sont la puissance imposée de 20 à 100W, la température et la résistance thermique de l'évaporateur et la conduite de vapeur ainsi que l'inclinaison de l'évaporateur par rapport au condenseur (0° à 90°). Dans cette thèse, un des analyses expérimentales seront faites pour étudier performance thermique d'un caloduc avec un matériau à changement de phase pour le refroidissement. La section adiabatique du caloduc est recouverte d'un cuve de stockage contenant un matériau à changement de phase (PCM) qui peut stocker et restituer de l'énergie thermique en fonction de la puissance de chauffe l'évaporateur et le taux de ventilation du condenseur.

Dans le premier chapitre nous présentons les notions de base qui interviennent dans le fonctionnement des caloducs, les différentes applications industrielles.

Dans le deuxième chapitre nous allons présenter dans le modèle mathématique pour les caloducs ainsi les calculs. Puis nous allons présenter dans le chapitre trois nous allons faire une description sur notre dispositif expérimentale, le fonctionnement, paramétrage ainsi la procédure.

Dans le dernier chapitre nous allons faire une étude expérimentale dont l'objet est étude des systèmes de refroidissement des caloducs assisté par un matériaux à changement de phase et leur performance en basant sur l'effet de volume du PCM et l'inclinaison du caloduc.

CHAPITRE I

Généralités sur le Refroidissement par des Caloducs et Etude Bibliographique

I.1.Introduction

Connus par leurs efficacités, les caloducs sont des dispositifs qui peuvent transporter une quantité de chaleur très importante entre deux sources. Leur principe de fonctionnement est assez simple, mais fait intervenir plusieurs phénomènes à la fois (transfert de chaleur par conduction et par changement de phase, écoulement de vapeur, écoulement à contre-courant du liquide par capillarité). Dans un premier lieu, nous décrivons le fonctionnement des caloducs et les principales applications existantes [2].

I.2. Principe de fonctionnement des caloducs et leurs applications

I.2.1. Principe de fonctionnement

L'utilisation d'un caloduc permet 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 I-1).

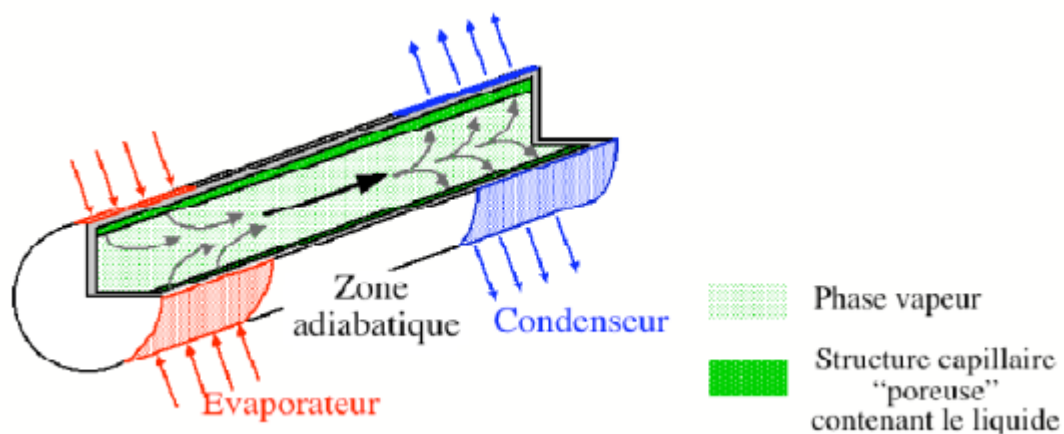


Figure I-1: Principe du fonctionnement d'un caloduc à pompage capillaire [1]

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 ou de rainures axiales.

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 aux 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. [1]

I.2.2. Principales applications

Le domaine d'application des caloducs est très vaste. Toutefois, si les premières études remontent au milieu du XIX^{ième} 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.

I.2.2.1. 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 ne dépendent pas 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 I-2)

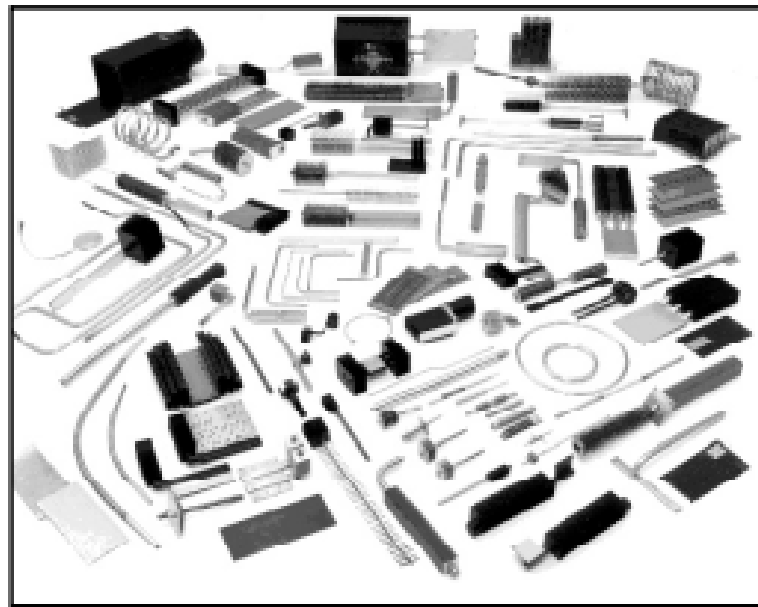


Figure I-2: Produits réalisés par la société NOREN depuis 30 ans [1]

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 [2][4]. 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.

a. Electronique de puissance et microélectronique

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 [3].

Pour illustrer cette application, citons le groupe FERRAZ DATE Industrie (actuellement FERRAZ SHAWMUT) [5] qui produit industriellement des refroidisseurs à caloducs. Un travail de modélisation effectué en collaboration avec cette société a permis de mettre en évidence les différents éléments de la chaîne thermique [6]. 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 occasion les paramètres affectant les performances des caloducs.

Les électroniciens ont ainsi pu mettre sur le marché des composants de puissance dissipant des densités de flux de l'ordre de 100 W cm^{-2} (soit 1 MW m^{-2}).

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 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 contraintes architecturales d'implantation des composants dissipatifs qui limitent encore l'efficacité globale du refroidissement direct à air. Notons de plus que pour des raisons de bruit et d'efficacité énergétique, 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 [2][7] 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 de la densité de flux de chaleur (jusqu'à plusieurs ordres de grandeurs).

Deux des principales sociétés proposent des caloducs de petites dimensions pour le refroidissement de la microélectronique. La société Thermacore produit des caloducs en grande série pour les portables et les ordinateurs de bureau [9].

Le prix de vente d'un caloduc de ce type est de l'ordre de 1 à 2 dollars la pièce pour de grandes quantités ce qui permet de rendre très concurrentielle l'utilisation de caloducs dans le refroidissement de systèmes électroniques [8].

b. 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 [10]. 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.

Les 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 6 000 m² [12]. 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 Florida [13, 14] 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. Il ya des avantages de ce type de solution pour les échangeurs industriels de fortes puissances [15].

Le caloduc peut aussi être un instrument très efficace lorsque l'isothermicité de la phase vapeur 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 [16].

I.2.2.2. 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 et au transport des flux thermiques vers les panneaux radiants dissipant vers le fond de l'espace à 3 Kelvin [17].

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 (voir 3.2.1). A cette analyse, on peut rajouter pour la dernière décennie un important développement des caloducs à artères [20].

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 [21]. 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 entamées au début des années 80 sont toujours d'actualité [22].

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 [24].

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 ($\pm 10\%$) 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 [25]. Cela s'explique 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 au micromètre.

I.2.2.3. Au-delà de l'application

L'illustration de l'utilisation de caloducs dans des environnements aussi variés que les satellites, la microinformatique, les pipe-lines en Alaska ou le dégel des routes, le ferroviaire ou les fours d'étalonnage, souligne l'adaptabilité du concept de caloduc mais cache la complexité des systèmes diphasiques.

Ainsi, 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 des phénomènes physiques qui, de plus, dépendent de nombreux paramètres.

Après un bref positionnement des notions physiques nécessaires, nous allons aborder les classifications des caloducs en grandes familles afin d'apporter un premier éclaircissement sur les approches physiques à considérer en fonction du type de caloduc et de son utilisation.

I.3. Classification de la technologie des caloducs

I.3.1. Caloduc en boucle diphasique (Loop Heat Pipe)

Les boucles diphasiques passives peuvent être divisées en deux catégories principales, la technologie russe appelée Loop Heat Pipe (LHP) et la technologie américaine désignée par Capillary Pumped Loop (CPL). Comparées à un caloduc conventionnel, ces boucles

diphases comportent un composant supplémentaire, appelé réservoir ou chambre de compensation. Ce nouvel élément associé à l'évaporateur joue un rôle primordial dans le fonctionnement de ces boucles.

Il existe une différence fondamentale entre les deux technologies précédentes. Elle concerne la manière d'intégrer le réservoir dans la géométrie de la boucle diphase. Dans ce mémoire et à titre d'exemple, des données concernant uniquement la boucle fluide de type LHP ont été utilisées afin d'illustrer la comparaison du caloduc oscillant aux systèmes de transfert de chaleur diphases.

Les boucles diphases LHP, présentées sur la Figure I-3, sont apparues en Russie au début des années 70 [36]. Au même titre que les caloducs conventionnels, ces boucles sont des systèmes de transfert de chaleur exploitant le phénomène de changement de phase liquide-vapeur.

Ces dispositifs ont été inventés afin de répondre à une demande grandissante dans le secteur spatial d'une nouvelle technologie, d'une part, alliant les avantages du caloduc classique (une grande capacité de transfert thermique et un caractère passif) et un fonctionnement moins sensible à l'orientation du système dans l'espace (position relative de l'évaporateur par rapport au condenseur) [36] et, d'autre part, permettant d'évacuer de fortes puissances thermiques sur de longues distances.

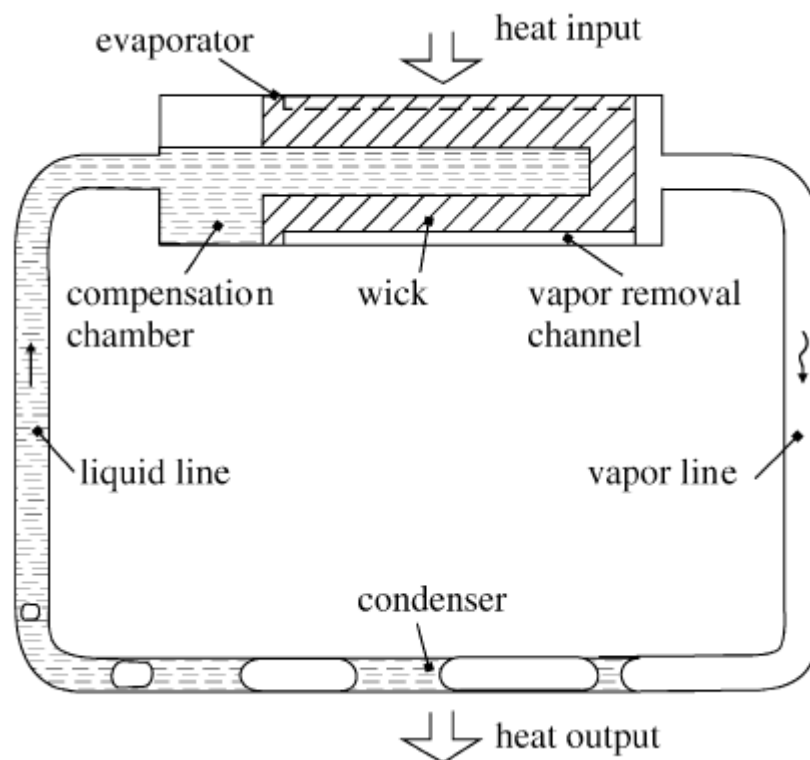


Figure I-3: Schéma de principe d'une boucle diphase de type LHP [13]

A la différence du caloduc conventionnel où la structure capillaire couvre toute la longueur du système, dans une boucle diphasique de type LHP, cette structure est uniquement présente à l'évaporateur. La pression capillaire développée au niveau de cette mèche poreuse, en conséquence à l'application d'un flux thermique, est l'élément moteur de la circulation du fluide caloporteur contenu dans la boucle. Ce fluide se déplace alors en circuit fermé entre les points chaud et froid (évaporateur et condenseur) de la boucle et permet ainsi de transférer une quantité d'énergie grâce à la chaleur latente de changement d'état.

Outre cette différence de conception, une seconde spécificité de la boucle diphasique à pompe capillaire (LHP) se traduit par une circulation des deux phases du fluide de travail dans des conduites lisses et entièrement indépendantes comme l'illustre la Figure I-21. Les interactions (thermiques et visqueuses) dues à un écoulement à contre-courant entre le liquide et la vapeur, se produisant dans un caloduc conventionnel, sont par conséquent inexistantes dans une boucle fluide à pompe capillaire [36]. De plus, la disposition des différents composants d'une boucle LHP lui confère un caractère flexible très attrayant lorsqu'il s'agit d'intégrer une solution de contrôle thermique dans un espace tortueux.

Malgré les avantages offerts par la boucle fluide diphasique (LHP), son fonctionnement peut être très instable et son amorçage à faible puissance est parfois difficile à réaliser. En outre, le coût de réalisation d'un tel dispositif reste très élevé.

I.3.2. Caloduc conventionnel

Depuis le premier brevet de Gaugler en 1942 suivi par celui de Grover en 1963 concernant le caloduc conventionnel, de sérieux développements ont été entrepris afin d'exploiter les propriétés remarquables de cette technologie [12]. En effet, ce dispositif offre une grande capacité de transfert de chaleur associée à un fonctionnement entièrement passif.

Dans l'ensemble des caloducs conventionnels, deux catégories majeures peuvent être distinguées. Le thermosiphon, présenté sur la Figure I.4, correspond à une enceinte fermée (tube) contenant une quantité du fluide de travail à l'état de saturation. L'application d'un flux de chaleur au niveau de l'extrémité basse du tube provoque l'évaporation du liquide et crée ainsi un déséquilibre de pression dans la phase vapeur. La vapeur générée se déplace alors vers l'extrémité haute refroidie où elle se condense. Le liquide retourne ensuite vers la zone chauffée sous l'effet de la gravité. Le phénomène de changement de phase liquide-vapeur permet ainsi le transfert d'importantes quantités de chaleur, grâce à la chaleur latente d'évaporation, caractérisé par une faible différence de température entre les deux extrémités du tube [12].

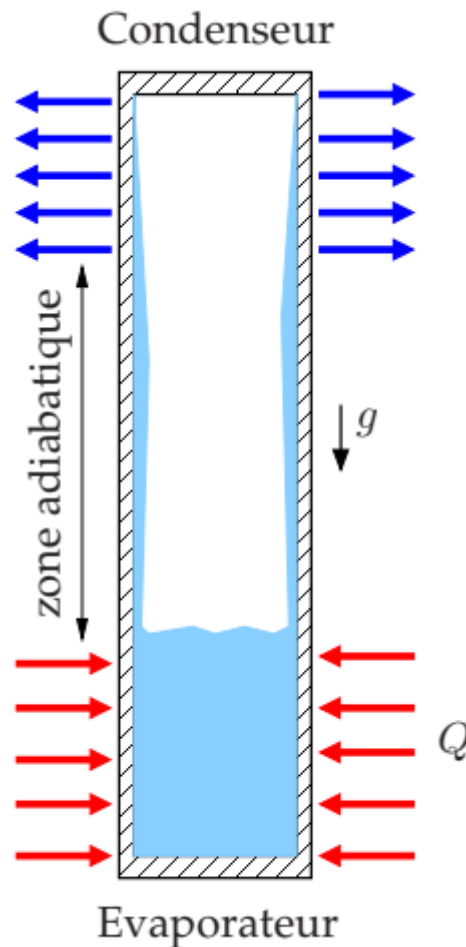


Figure I-4: Schéma de principe du fonctionnement d'un thermosiphon

L'importance du rôle de la gravité dans le fonctionnement du thermosiphon implique que l'évaporateur soit impérativement situé en dessous du condenseur. Le caloduc classique, présenté sur la Figure I.5, diffère du thermosiphon par l'absence de cette contrainte. En effet, une structure capillaire tapisse sa surface intérieure et assure le retour du liquide vers l'évaporateur grâce aux forces capillaires. Si l'évaporateur est positionné en dessous du condenseur le liquide est bien évidemment acheminé vers la zone chauffée à la fois par les forces capillaires et par la force de gravité [12].

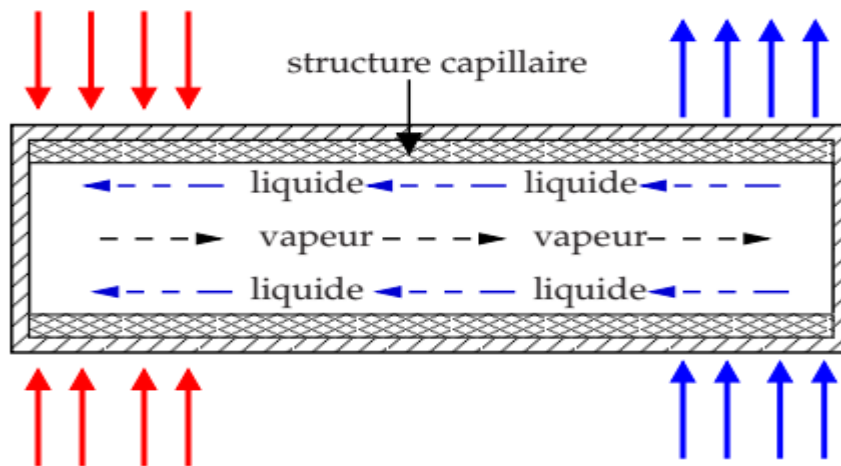


Figure I-5 : Schéma de principe du fonctionnement d'un caloduc conventionnel

I.3.3 Caloduc oscillant

La structure de base d'un caloduc oscillant se compose de plusieurs boucles interconnectées (aller-retour) sous forme de serpentín issues d'un seul tube capillaire lisse, comme le présente la Figure I.6 [4]. Le vide est initialement réalisé au sein de cette structure qui est ensuite partiellement remplie de fluide caloporteur. En raison de la prédominance des forces de tension de surface, ce fluide prend naturellement la forme d'une succession de bulles de vapeur et de bouchons de liquide [5]. La structure capillaire est absente dans un caloduc oscillant et la zone adiabatique peut ou non exister entre l'évaporateur et le condenseur [6].

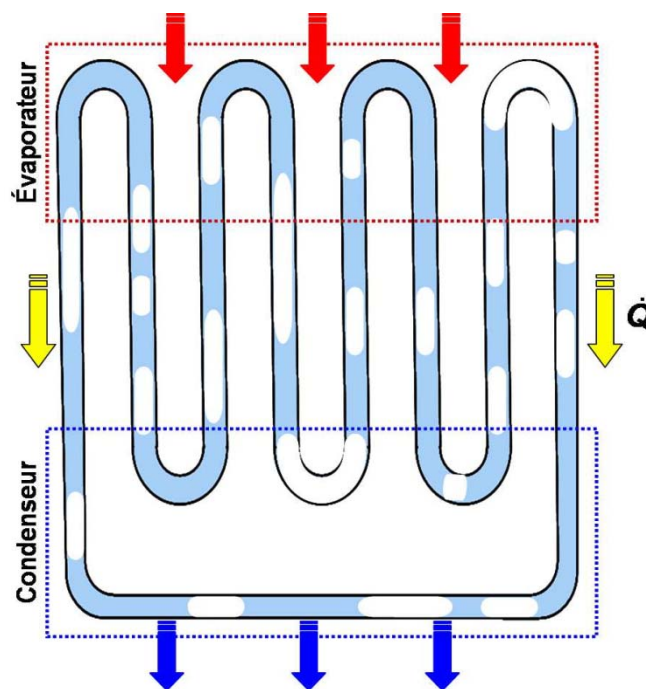


Figure I-6 : Caloduc oscillant

I.3.3.1 Principe de fonctionnement

Avant de s'intéresser au fonctionnement du caloduc oscillant et à ses caractéristiques, il est utile de revoir quelques idées principales qui sont à l'origine de différentes technologies de transfert de chaleur. Cela permettra de déterminer la position relative de ce nouveau dispositif dans l'ensemble des stratégies de refroidissement et aidera à analyser les liens entre les performances du caloduc oscillant et son comportement thermohydraulique.

En effet, si on considère un système dissipant de l'énergie, dont la température doit être maintenue constante à l'aide d'une solution de refroidissement utilisant la convection de l'air (le coefficient d'échange thermique est connu et fixé), il existe alors différentes techniques pouvant être employées.

L'utilisation d'un système d'ailettes est la technique la plus élémentaire mettant en œuvre la conduction thermique comme moyen pour déplacer le flux de chaleur à évacuer. Les performances de cette solution sont limitées, d'une part, par la surface d'échange thermique mise en œuvre et le coefficient d'échange convectif avec le milieu extérieur et, d'autre part, par la conductivité thermique du matériau des ailettes [7].

Dans le cas précédent, la conductance thermique peut être considérablement améliorée en remplaçant l'ensemble des ailettes métalliques par un dispositif composé de caloducs conventionnels (munis de structure capillaire) ou de thermosiphons. Cette nouvelle solution utilise des systèmes diphasiques passifs dont le mécanisme de fonctionnement est basé sur le transfert thermique par chaleur latente de vaporisation. Une part de l'énergie est bien sûr transférée par conduction via l'enveloppe métallique du dispositif. Tandis que les caloducs conventionnels peuvent être développés afin de fonctionner en position horizontale, avec un tilt (position inclinée) favorable et parfois avec un tilt défavorable, les thermosiphons en revanche ne fonctionnent qu'en position favorable (évaporateur en dessous du condenseur) en raison du retour liquide assuré par la gravité [7]. Cette seconde technique (un système d'ailettes composées de caloducs) a également ses limites en terme de contraintes de fonctionnement, de plage de température d'utilisation et de puissance thermique transférée.

Une autre stratégie, permettant de favoriser ce déplacement de chaleur, est l'emploi d'une boucle monophasique utilisant un fluide de refroidissement adapté. Ce transfert s'effectue alors majoritairement par chaleur sensible. Dans ce cas, l'amélioration des performances de transfert de chaleur de cette boucle implique soit l'augmentation du nombre de Reynolds de l'écoulement monophasique, soit le choix d'un fluide dont le nombre de Prandtl est important. Comme précédemment, cette solution a ses propres limites. En effet, la

boucle peut être équipée d'une pompe permettant d'imposer le sens de circulation du fluide caloporteur. Cette pompe rend le fonctionnement de la boucle indépendant de son orientation. Cependant, elle introduit des problèmes de fiabilité, de durée de vie et de coût de maintenance en raison de la présence de pièces mécaniques en mouvement [7].

Entre ces deux cas de Figures, c'est-à-dire entre le refroidissement par chaleur latente et celui par chaleur sensible, se situe le domaine de refroidissement faisant l'objet de cette étude.

En effet, l'objectif recherché est de construire une solution simple permettant de s'affranchir des problèmes liés à la fabrication des caloducs conventionnels et à l'utilisation de pompe. En outre, cette solution doit employer une structure permettant son fonctionnement indépendamment de son orientation dans l'espace .

Le caloduc oscillant semble être un candidat adapté pour répondre à ces exigences car il allie plusieurs caractéristiques comme une structure simple et un fonctionnement passif. En effet, lorsqu'une extrémité du caloduc oscillant est chauffée et la seconde est simultanément refroidie, le gradient de température résultant génère des fluctuations de pression à la fois temporelles et spatiales au sein du système. Ces variations de pression sont associées aux caractéristiques du phénomène de changement de phase à savoir génération et croissance de bulles de vapeur à l'évaporateur et implosion de celles-ci au condenseur. L'apparition et la disparition des bulles de vapeur agissent comme un système de pompage qui permet de transporter les bouchons de liquide piégés entre les bulles de vapeur grâce à un mouvement «oscillatoire» complexe. Le transfert d'une quantité de chaleur est par conséquent réalisé entre la source chaude et la source froide [6]. Cependant, le choix du caloduc oscillant comme solution de transfert de chaleur est aujourd'hui confronté à un défi majeur à savoir la maîtrise (modèles théoriques) et la connaissance précise (mécanismes physiques, cycle thermodynamique, ...) du comportement thermohydraulique complexe de ce dispositif.

I.4 Domaines d'applications

Les domaines d'application des caloducs ont une très large étendue:

I.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 et au transport des flux thermiques vers les panneaux radiants dissipant vers le fond de l'espace à 3 Kelvin.

I.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.

- **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).

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.

- **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

- **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. 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.

I.5.Conclusion

Après avoir évoqué les domaines d'application des caloducs, nous avons brièvement présenté les notions physiques, les principales caractéristiques du concept de caloduc et enfin la difficulté de modélisation d'un tel dispositif au regard de la complexité des phénomènes qui contribuent aux transferts couplés de chaleur et de masse. Nous avons ainsi évoqué les notions d'interface liquide-vapeur et de pression capillaire mais aussi évolutions de pression dans les phases liquide et vapeur et les conditions de mouillabilité du liquide sur la paroi. Ce dernier point nous a conduits à évoquer le choix du couple fluide-paroi. Enfin, la classification des caloducs et les limites de fonctionnement ont été abordées afin de mieux positionner notre étude.

CHAPITRE II

Concepts Relatifs au Fonctionnement des Caloducs

II.1.Introduction

Dans le chapitre I nous avons tenté de classifier les caloducs en cernant les grands principes du fonctionnement. Dans ce chapitre nous allons entrer plus en détails de la physique gouvernant le fonctionnement d'un caloduc afin de mettre en relief la complexité du caloduc et les différents aspects que peut prendre l'explication du fonctionnement selon le point de vue adopté.

Tout d'abord, nous donnerons une approche de la physique des interfaces liquide/vapeur car celle-ci revêt une grande importance puisque d'une part l'interface est le lieu du changement de phase et d'autre part la courbure de cette interface est l'élément moteur du pompage capillaire.

Nous aborderons ensuite le caloduc sous un aspect moins répandu concernant le cycle thermodynamique. Celui-ci permet toutefois de comprendre certains phénomènes essentiels comme le mauvais fonctionnement de certains caloducs à artère.

Puis, nous décrirons les évolutions des pressions dans un caloduc à pompage capillaire et dans un thermosiphon afin de cerner les différents aspects des écoulements du liquide et de la vapeur.

II.2. Notions physiques relatives au fonctionnement des caloducs

II.2.1. Description moléculaire de l'interface liquide-vapeur.

A l'échelle moléculaire, la zone de transition entre la phase liquide et la phase vapeur d'un fluide en état de saturation n'est pas franche. En effet, la densité des phases varie continûment comme illustré sur la Figure II-1 [26], qui décrit cette évolution et montre que l'étendue de la variation de densité reste néanmoins très faible et que la vision macroscopique d'une interface assimilée à une surface est appropriée dans la plupart des cas.

Les travaux réalisés permettent d'illustrer l'ordre de grandeur de l'épaisseur de l'interface. Elle est en général de quelques nanomètres et croît très lentement avec la température lorsque l'on se situe assez loin du point critique. En revanche, pour des températures proches du point critique, l'épaisseur de l'interface peut devenir très importante [27].

En effet, ils ont mesuré expérimentalement une interface étendue sur 3,6 mm pour du R-13 à 27.4°C alors que la température critique est de 28.78°C.

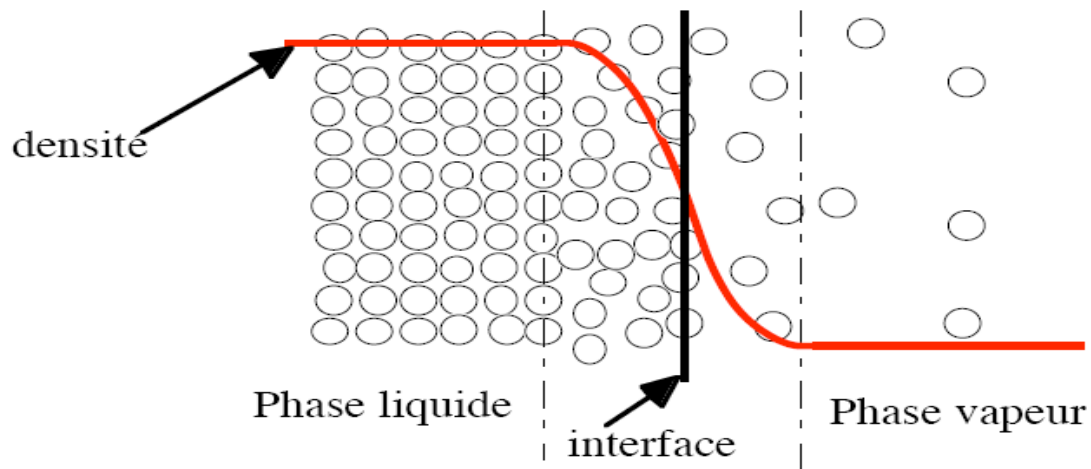


Figure II-1 : Evolution de la densité de l'interface liquide/vapeur

Notons que l'amorçage d'un caloduc cryogénique à partir de températures ambiantes nécessite le passage par le point critique et qu'il peut être important dans ces cas extrêmes de tenir compte de ce phénomène d'épaisseur de l'interface lors des phases d'amorçage.

Cependant, dans le cadre de l'étude des caloducs menée dans ce mémoire, on se situe en général loin du point critique en raison de la forte diminution de la chaleur latente de changement de phase pour ces températures, ce qui justifie l'assimilation de l'interface à une surface.

II.2.2. Mouillabilité, tension de surface et pression capillaire

Les problèmes de mouillage représentent un domaine à part entière de la physique et leur étude est complexe. Une approche macroscopique courante consiste à faire intervenir un angle de contact apparent (Figure II-2).

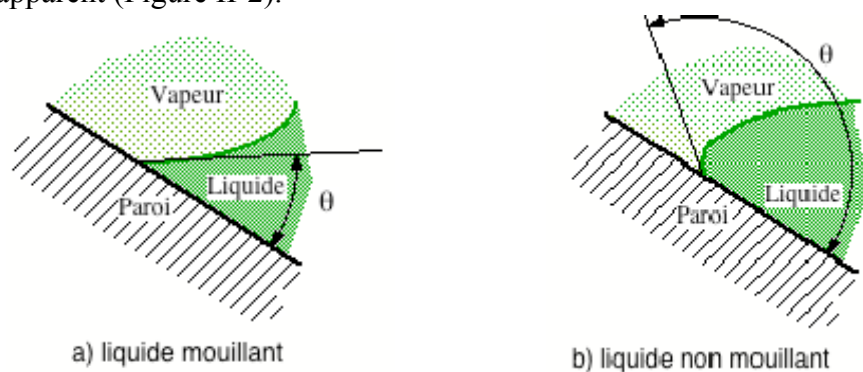


Figure II-2: Angle de contact apparent

A l'équilibre thermodynamique, cet angle de contact dépend du solide, du fluide et de la température. Le liquide est considéré comme mouillant (Figure II-2a) lorsque l'angle est inférieur à 90° et non mouillant (Figure II-2b) lorsque l'angle est supérieur à 90° [28]. On considère aussi le cas particulier d'un angle nul, le liquide est alors totalement mouillant.

L'angle de contact est en fait le résultat de l'équilibre des forces en présence à l'interface.

En dehors de l'équilibre (évaporation ou condensation, écoulement,...), la modification des forces en présence influence la valeur de cet angle (température, pression,...).

Pour illustrer le comportement d'un liquide dans une structure solide de petite dimension, considérons le cas d'un tube creux (ouvert aux deux extrémités) de diamètre intérieur de faible dimension, plongé dans un liquide. Si le liquide est mouillant, le liquide va monter dans le tube afin d'équilibrer les pressions en respectant l'angle de contact (si le liquide est non mouillant le liquide va descendre dans le tube).

Pour un diamètre du tube faible permettant de négliger les effets de la gravité sur la forme de l'interface et pour un angle de contact donné, la forme de l'interface sera une calotte sphérique car c'est la forme d'énergie minimale respectant l'angle θ . Ce type de tube est appelé tube capillaire car il engendre des effets capillaires non négligeables par rapport à la gravité. Dans un tube, les rayons de courbure principaux sont identiques et égaux au demidiamètre pour un fluide parfaitement mouillant (angle de contact nul). Physiquement, l'interface liquide/vapeur se courbe dans la zone de contact entre la vapeur, le liquide et le solide car les discontinuités de la matière aux interfaces engendrent des champs de force non nul en moyenne (en général d'origine électrostatique puisque l'on se situe à l'échelle atomique). Le système se positionne alors en minimisant l'énergie interne globale. Cette minimisation a pour conséquence une courbure de l'interface liquide vapeur ce qui entraîne une diminution de la pression liquide sous l'interface (pour une pression vapeur constante) et provoque ainsi la montée du liquide dans le capillaire afin d'équilibrer la pression statique dans le liquide.

- **Equation de Young-Laplace:**

Soit une interface quelconque non plane ayant deux rayons de courbure principaux r_1 et r_2 (orthogonaux par définition). Une augmentation de la surface (voir Figure II-3) de cette interface entraîne une augmentation d'énergie interne du système [26]. L'interface tendra donc toujours vers un état d'énergie minimale correspondant à une interface plane (surface minimale).

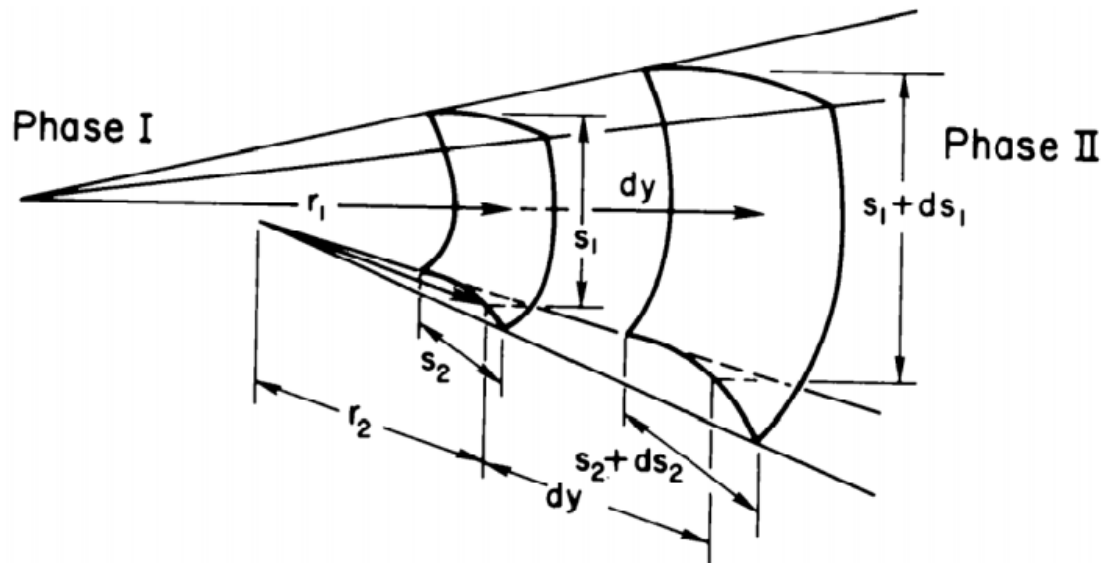


Figure II-3: Géométrie de l'interface liquide/vapeur [26]

En d'autres termes, pour maintenir une interface courbe entre une phase vapeur et une phase liquide, il faut des forces externes. Une différence de pression entre les phases peut générer ces forces.

Une étude thermodynamique basée sur un bilan énergétique permet de montrer la loi de Young Laplace régissant la différence de pression entre les phases en fonction de la courbure de l'interface :

$$P_I - P_{II} = \sigma \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) = \sigma K \quad (\text{II.1})$$

Avec

σ : tension de surface

P_i : Pression de la phase i

K : Courbure de l'interface

r_1, r_2 : rayons principaux de courbure

Le fonctionnement du pompage capillaire repose donc sur la présence d'une courbure de l'interface liquide vapeur telle que la pression dans la phase liquide soit inférieure à la pression dans la phase vapeur.

Rappelons que nous considérons ici le cas d'un liquide totalement mouillant sur la paroi considérée. En première approximation, en supposant la phase vapeur à pression constante le long du caloduc, une augmentation de la courbure de l'interface entre la zone condenseur et la zone évaporateur entraîne un gradient de pression dans la phase liquide comme schématisé sur la Figure II-4. La variation de courbure est initiée par les phénomènes de changement de phase à l'évaporateur et gouvernée par les variations de pression dans les écoulements.

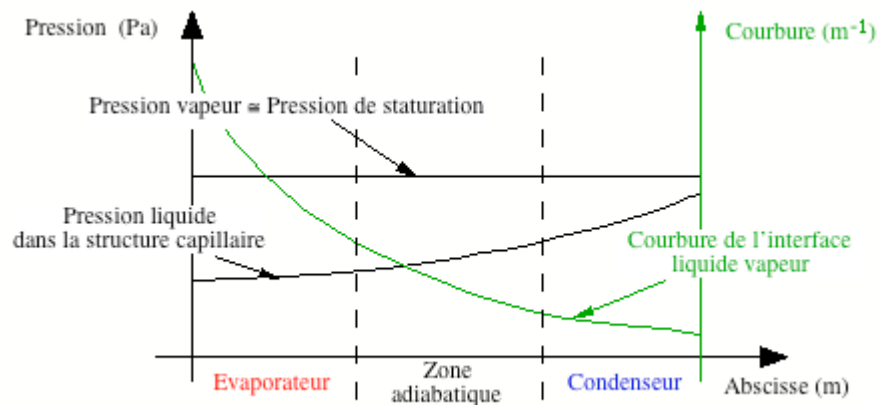


Figure II-4: Principe du pompage capillaire- physique de l'interface- [1]

Remarque:

La concavité des courbes dépend fortement de la structure capillaire. Toutefois, la croissance de la pression et la décroissance de la courbure se font de manière monotone pour un caloduc non soumis à des forces de volume.

Exemple : la rainure longitudinale

Pour illustrer la variation du rayon de courbure de l'interface, considérons le cas d'une rainure rectangulaire (Figure II-5). Lorsqu'un flux est injecté à la base de la rainure, du liquide s'évapore. La section occupée par le liquide doit donc diminuer. Or, pour des raisons liées à la physique des interfaces, la zone de contact entre l'interface liquide/vapeur (encore appelée ménisque) et le solide reste immobile en première approximation. Donc si la rainure

est remplie avant l'injection d'un flux, le ménisque reste accroché en haut des rainures. La seule possibilité pour diminuer la section est alors le creusement du ménisque. Or, si l'on garde à l'esprit l'hypothèse d'une pression vapeur constante, le respect de la loi de Young Laplace impose une diminution de la pression dans la phase liquide pour la section considérée. Un gradient longitudinal de pression est ainsi généré dans le liquide et le ménisque se courbe jusqu'à ce que le débit de liquide compense exactement l'évaporation.

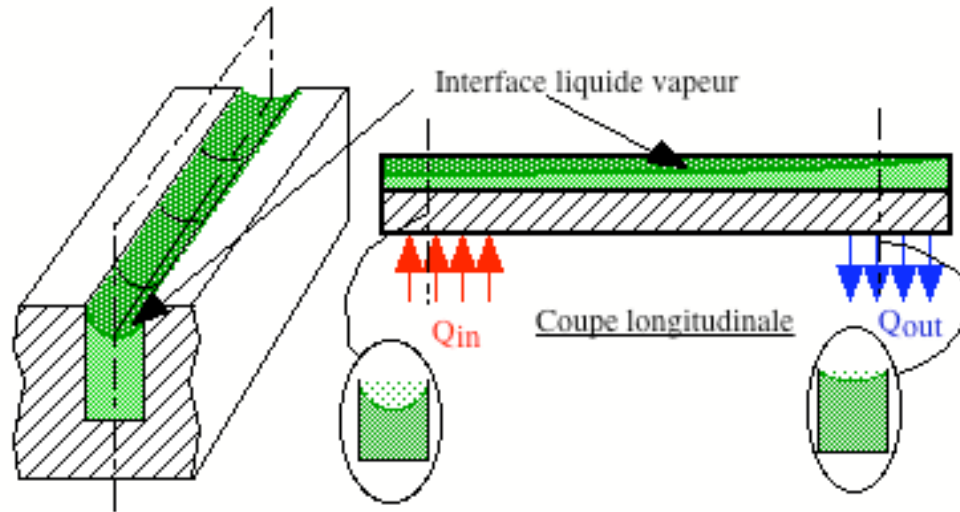


Figure II-5: Variation du rayon de courbure dans une rainure

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:

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

où Δ est la tension de surface du liquide ($N.m^3$), et D la 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.

En plus de la pression capillaire, le fonctionnement des caloducs fait intervenir les échanges thermiques par changement de phase au niveau de chacune des zones évaporateur et condenseur.

II.2.3. Physique des échanges thermiques au sein d'un caloduc

Dans un caloduc, aux trois modes fondamentaux de transfert de chaleur (conduction, convection et rayonnement) viennent se rajouter les modes dominants du changement de phase et du transfert fluidique. L'analyse détaillée de la présence et de l'importance de chaque mode est essentielle dans la compréhension du comportement thermique.

II.2.3.1. La conduction

La conduction est paradoxalement un mode dominant dans la thermique des caloducs. En effet, comme nous le verrons par la suite, la conductance thermique entre la paroi extérieure du caloduc et la surface d'évaporation ou de condensation est très inférieure à la conductance pure de changement de phase. Ainsi, les conductances globales d'évaporation et de condensation entre les parois et la phase vapeur sont fortement conditionnées par les phénomènes conductifs.

A l'opposé, le transfert de chaleur entre la zone de condensation et la zone d'évaporation est fortement dominé par le transfert fluidique (transport d'énergie par mouvement de fluide).

La conduction dans la paroi du caloduc représente une part très faible du transfert longitudinal.

II.2.3.2. La convection

Au sein du caloduc, les phénomènes convectifs sont en général très faibles puisque les gradients de température entre la vapeur et la surface des parois ou du liquide sont très faibles.

De plus, les coefficients d'échanges pour un gaz sont faibles en regard des conductances de changement de phase. Les échanges convectifs entre la phase liquide et la paroi sont également faibles car les vitesses de la phase liquide sont faibles.

Toutefois, lorsqu'une partie de l'évaporateur est asséchée, la vapeur est directement en contact avec une paroi surchauffée. Il existe donc un gradient de température assez important pour que des échanges non totalement négligeables existent.

Les phénomènes convectifs jouent un rôle important dans les échanges au niveau de la paroi externe du condenseur puisque le flux transféré est en général cédé à un fluide.

II.2.3.3. Le rayonnement

Les échanges par rayonnement au sein du caloduc sont négligeables en raison des différences de températures relativement faibles dans un caloduc. De plus, les parois internes sont très peu émissives puisqu'elles sont métalliques. Même une surchauffe locale importante (20 à 30°C) n'entraîne pas d'échange thermique par rayonnement notable par rapport au changement de phase.

Le seul cas où les échanges radiatifs sont importants concerne l'évacuation externe de la chaleur au condenseur. Dans certains cas, le refroidissement convectif n'est pas possible et le flux transféré doit être évacué par rayonnement. On retrouve ce cas dans les applications spatiales ou pour des caloducs particuliers fonctionnant à hautes températures.

II.2.3.4. Changements de phase

De par le principe de fonctionnement du caloduc, le changement de phase est un élément essentiel dans le transfert thermique. Comme nous le verrons par la suite, le processus de changement de phase est très efficace en termes de transfert d'énergie et représente une part très faible dans les résistances globales. Pour déterminer la conductance de changement de phase [26], en se basant sur la théorie cinétique des gaz obtient un coefficient d'échange de:

$$h_i = \left[\frac{2\hat{\sigma}}{2 - \hat{\sigma}} \right] \left(\frac{\rho_v h_{l-v}^2}{T_{sat}} \right) \left(\frac{1}{2\pi r_g T_{sat}} \right)^{\frac{1}{2}} \left(1 - \frac{P_{sat}}{2\rho_v h_{l-v}} \right) = \quad (II.3)$$

Où $\hat{\sigma}$ appelé le coefficient d'accommodation.

Le coefficient d'accommodation correspond à la proportion de molécules provenant du processus d'évaporation dans le nombre de molécules quittant l'interface liquide vapeur, les autres molécules provenant de la réflexion à l'interface.

Cette expression est un développement à l'ordre un et n'est valable que pour des faibles gradients de température et de pression entre le liquide et la vapeur. Elle correspond donc parfaitement aux cas rencontrés pour un caloduc.

En comparant cette expression pour de l'eau à pression atmosphérique avec de la conduction dans un film liquide de 0.1 mm d'épaisseur [26], trouve des valeurs de :

$$h_i = 230 \times 10^3 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}, \text{ et } h_{\text{cond}} = 6.8 \times 10^3 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}.$$

Il apparaît ainsi clairement que le rôle joué par la conductance de changement de phase est relativement faible. La circulation des phases fluides est, cependant, un paramètre clé dans le cycle de fonctionnement d'un caloduc. Nous illustrons les différentes approches de modélisation de l'écoulement de chaque phase dans le paragraphe suivant.

II.2.4. Écoulements des phases fluides

Le principe du caloduc étant basé sur la circulation en boucle d'un fluide, les caractéristiques des écoulements de la phase vapeur et de la phase liquide sont des éléments essentiels pour comprendre le comportement des caloducs en fonction des conditions extérieures. En raison du fonctionnement en boucle fermée du caloduc, la totalité de la puissance transférée entre l'évaporateur et le condenseur est transportée par la différence de débit d'enthalpie de la phase liquide et de la phase vapeur. Ainsi, on peut écrire :

$$Q_e = \dot{m} h_{l-v} \quad (\text{II.4})$$

La Figure II-6 montre l'évolution du débit de l'écoulement de vapeur dans le cas d'une densité de flux constante à l'évaporateur et au condenseur : augmente à l'évaporateur avec l'injection du flux et diminue, au contraire, au fur et à mesure que le fluide se condense.

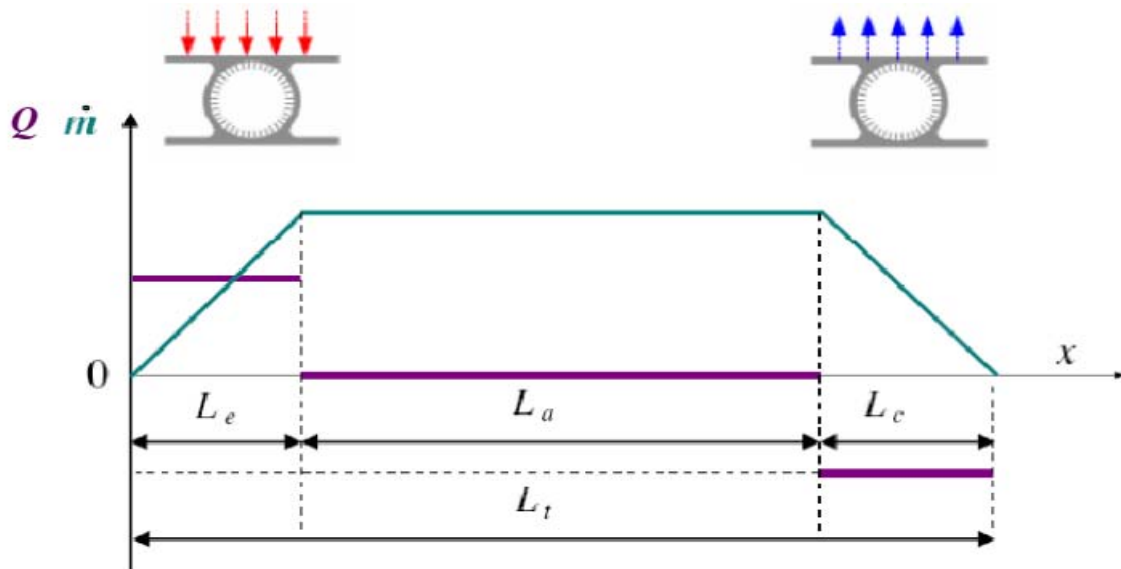


Figure II-6: Evolution axiale du débit de l'écoulement vapeur

On définit alors le flux de chaleur axial $Q(x)$ par :

$$Q(x) = \dot{m}(x) h_{l-v} \quad (\text{II.5})$$

Des études détaillées ont été menées pour essayer de définir les paramètres clefs régissant les écoulements. Ces derniers sont complexes et leurs déterminations nécessitent en toute rigueur la résolution des équations de Navier Stokes non seulement pour la vapeur mais aussi pour le liquide dans le milieu poreux. A cela s'ajoute l'équation de Laplace-Young et les équations de conservation de l'énergie avec le changement de phase. Bien entendu, cette résolution n'a pas de solution analytique et reste numériquement hors de portée même pour la puissance actuelle des ordinateurs.

En conséquence, le principe consiste à simplifier au maximum les équations en considérant des cas d'école pouvant approcher au mieux les conditions réelles de fonctionnement. Le problème dans son ensemble n'est abordé qu'en découplant les écoulements vapeur et liquide [29].

Les validations expérimentales sont très difficiles car les mesures dans les caloducs sont extrêmement complexes [30]. A réalisé des mesures de profils de températures et de vitesses dans la phase vapeur pour des points de fonctionnement entraînant des écoulements simples. L'essentiel des études effectuées sont numériques et se situent dans des conditions particulières. Les études sur la phase vapeur sont nombreuses et permettent de mettre en avant des évolutions typiques en résolvant les équations de Navier Stokes alors que les études sur la phase liquide sont en général basées sur une vision macroscopique du milieu capillaire. Enfin, nous montrerons les conséquences du couplage entre les écoulements dans différents cas typiques.

II.2.4.1. Ecoulement vapeur

L'écoulement dans la phase vapeur peut être séparé en trois zones distinctes correspondant à l'évaporateur, à la zone adiabatique et au condenseur. A l'évaporateur, le débit masse de vapeur augmente le long de l'axe du caloduc du fait de l'injection de vapeur résultant de l'évaporation. Le phénomène inverse se produit au condenseur alors que la zone adiabatique n'est que le siège de pertes de charge dues à l'écoulement.

Les variations de pression vapeur sont le résultat de trois phénomènes distincts. En premier lieu, les dissipations visqueuses sont à l'origine de pertes de charge dans tout écoulement. De plus, dans la zone d'évaporation à l'interface, la vapeur a une vitesse moyenne orthogonale à l'écoulement axial. La mise en mouvement longitudinale du fluide doit donc être réalisée par une variation de pression. Cette pression est couramment connue

sous le terme de pression inertielle car elle correspond aux forces nécessaires pour accélérer la vapeur dont la vitesse initiale longitudinale est nulle en moyenne. Dans la zone de condensation cette énergie est partiellement restituée sous forme d'une augmentation de pression. Enfin, les forces de volume engendrent également un gradient de pression. L'allure de ces gradients longitudinaux de pression, dans l'hypothèse d'une pression uniforme dans une section de caloduc, est représentée sur la Figure II-7.

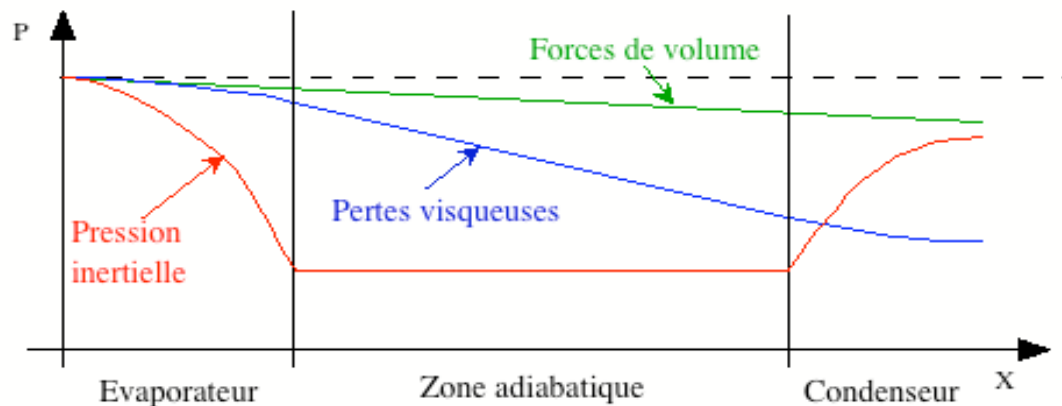


Figure II-7: Allure des composantes de la pression vapeur

La position relative entre les différentes courbes est fonction du caloduc considéré (section, longueur, fluide caloporteur, etc.) mais aussi des conditions de fonctionnement (température vapeur, puissance transférée, densité de puissance, etc.).

Dans la plupart des cas, les écoulements dans la phase vapeur sont laminaires ou faiblement turbulents. En effet, le transport de chaleur par enthalpie de changement de phase est si efficace que les débits sont en général faibles. Toutefois, certains cas particuliers peuvent conduire à des écoulements fortement turbulents, mais il n'existe pas, à notre connaissance, d'études sur les pertes de charge en régime fortement turbulent dans la phase vapeur d'un caloduc. Nous considérerons ici le cas courant d'un écoulement laminaire de la phase vapeur.

Dans un écoulement laminaire, les pertes visqueuses sont proportionnelles au flux injecté, alors que la pression inertielle est proportionnelle au carré de ce flux [32]. La somme des pertes de charge visqueuses et de la variation de pression inertielle peut ainsi aboutir à trois types de profils de pression comme l'illustre la Figure II-8.

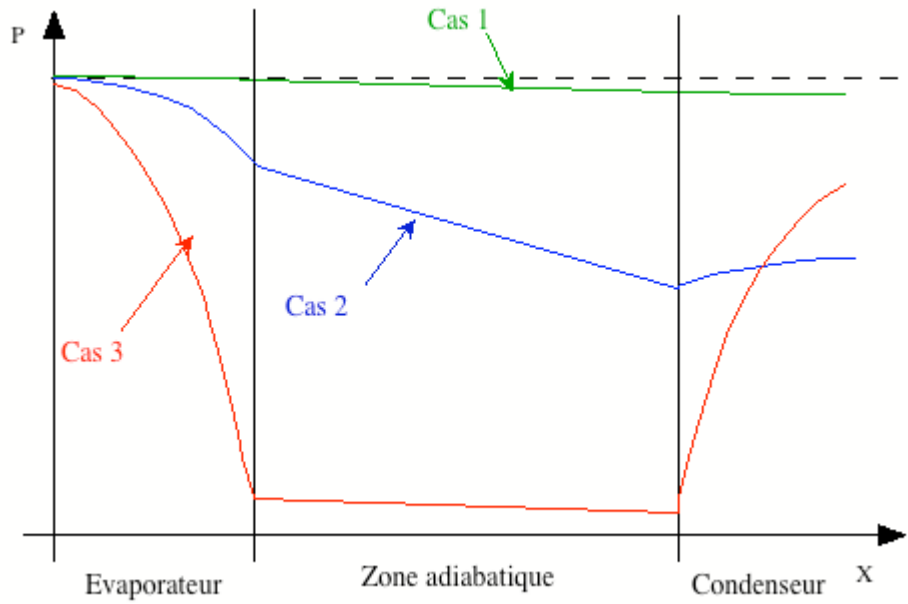


Figure II-8: Allures des variations longitudinales de la pression vapeur

Cas 1 : lorsque le flux est faible, les variations de pression inertielle sont négligeables, et la pression dans la phase vapeur décroît continûment.

Cas 2 : le flux augmentant, la variation de pression inertielle conduit à une décroissance de la pression jusqu'à l'entrée du condenseur où l'opposition entre l'augmentation de pression inertielle et les pertes de charge visqueuses conduit à un profil de pression plus ou moins plat.

Cas 3 : pour des fluides ayant une viscosité faible, les pertes inertielles peuvent être prépondérantes et conduire à une forte augmentation de pression dans la zone de condensation.

Dans l'ensemble des études portant sur l'écoulement de la phase vapeur, on définit un nombre de Reynolds radial se rapportant aux conditions d'évaporation ou de condensation:

$$Re_r = \frac{\rho_v R_v U_r}{\mu_v} \quad (\text{II.6})$$

U_r est la vitesse d'évaporation ou de condensation définie par :

$$U_r = \frac{Q}{\rho_v 2\pi R_v L_{e(c)} h_{l-v}} \quad (\text{II.7})$$

Avec : $L_{e(c)}$ longueur de l'évaporateur ou du condenseur.

Le cas des caloducs à pompage capillaire est particulier, puisque les puissances transférées sont assez faibles. L'écoulement est donc en général un écoulement de type laminaire avec un profil de vitesse parabolique de Hagen-Poiseuille [32]. Des études numériques ont été effectuées en utilisant la méthode des volumes finis et le logiciel FLUENT. Les résultats obtenus pour un modèle 2D sont repris sur la Figure II-9. Ils concernent la variation de pression au niveau de l'axe du caloduc. On constate l'importance relative de la pression inertielle lorsque le nombre de Reynolds radial à l'évaporateur augmente. Toutefois, les valeurs très faibles des variations de pression confirment le caractère négligeable des pertes de pression dans la phase vapeur pour des conditions de fonctionnement usuelles.

Les études numériques sur l'écoulement de la phase vapeur d'un caloduc sont nombreuses et comprennent différentes hypothèses ou méthodes de résolution [34]. Des chercheurs ont utilisé des méthodes semi-analytiques ou de volumes finis pour étudier les écoulements laminaires, stationnaires en considérant le fluide incompressible et ont montré que le modèle de Poiseuille permet une approche correcte au premier ordre des pertes de charge. Toutefois, le caractère bidimensionnel de la répartition des pressions apparaît dès que le nombre de Reynolds radial est supérieur à 1. Une inversion de l'écoulement au condenseur pour des Reynolds supérieurs à 2 a été constatée numériquement. Cependant, l'influence de ces écoulements reste faible sur le champ de pression à l'axe, et ce même pour des valeurs très élevées du nombre de Reynolds radial (jusqu'à 1000 au moins).

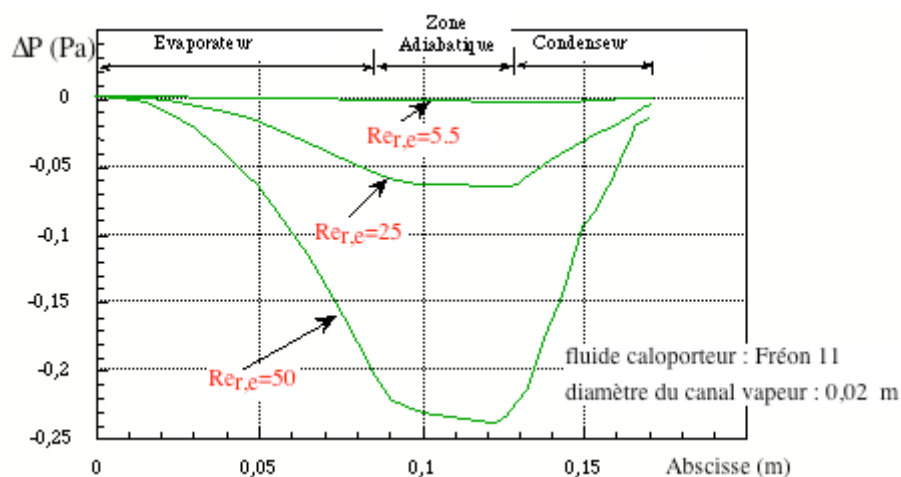


Figure II-9: Evolution de la pression vapeur pour un caloduc à pompage capillaire [34]

A étudié le cas d'un écoulement compressible de la vapeur. Ce cas peut se rencontrer lorsque la densité de la phase vapeur est très faible comme dans le cas des caloducs à métaux liquides. Leur étude basée sur une analyse bibliographique importante et un modèle détaillé

confirme l'importance de la prise en compte de la compressibilité de la vapeur pour des nombres de Mach supérieurs à 0.3.

II.2.4.2.Écoulement liquide

Si en théorie, l'écoulement dans la phase liquide est soumis aux mêmes contraintes que la phase vapeur, les conséquences sont très différentes. Le rapport important entre la masse volumique du liquide et de la vapeur entraîne en effet une inversion de l'importance relative des variations de pression inertielle et de l'effet des forces de volume. En effet, la vitesse d'écoulement du liquide étant très faible les variations inertielles de pression sont totalement négligeables alors que l'effet des forces de volume devient prépondérant. Les dissipations visqueuses jouent un rôle important notamment pour les caloducs à pompage capillaire.

Les structures capillaires peuvent être très variées. Cependant, pour les calculs, on distingue les structures poreuses (milieu fritté, toiles,...) des structures comportant des canaux d'écoulements géométriquement bien définis. En effet, dans le cas des structures poreuses, la complexité de l'écoulement implique une approche macroscopique de l'écoulement fondée sur la proportionnalité des pertes de charge et du débit (loi de Darcy) alors qu'une approche plus détaillée est envisageable pour des structures capillaires ayant une géométrie bien définie.

Dans le cas des caloducs à pompage capillaire dont l'écoulement de la phase liquide n'est pas soumis aux forces de volume (gravité terrestre perpendiculaire à l'écoulement, microgravité spatiale,...), on obtient une décroissance de la pression du condenseur vers l'évaporateur. La pente est plus ou moins prononcée en fonction de la structure capillaire.

L'ordre de grandeur des pertes de charge est celui du pompage capillaire soit 100 à 1000 Pa environ pour les structures courantes utilisées dans le domaine spatial. Une différence de pression entre la phase liquide et la phase vapeur est possible grâce à une variation de la courbure du ménisque permise par la structure capillaire.

Si on considère un thermosiphon sans structure capillaire, l'écoulement du liquide se produit le long de la paroi. On obtient un écoulement en film dont l'épaisseur est fonction des forces de volume et du débit fixé par la puissance transférée.

En l'absence de structure capillaire, il ne peut pas exister de différence de pression notable entre la phase liquide et la phase vapeur. Cet équilibre régit l'épaisseur du film liquide et module donc les pertes de charge visqueuses dans l'écoulement.

II.2.4.3. Evolution des pressions dans un caloduc

Le couplage entre les cycles de pression vapeur et liquide dépend comme nous venons de le voir de la présence d'une structure capillaire. Bien que des caloducs à structure capillaire puissent être utilisés en présence de forces de volume, nous ne considérerons pas ce cas qui est une superposition du cas du caloduc à pompage capillaire sans force de volume et du cas du thermosiphon à tube lisse [34]. Toutefois, ont réalisé une étude détaillée du comportement de caloducs à structure capillaire soumis à des forces de volume faibles (inférieurs à 1 g). Ils ont mis en évidence des assèchements locaux possibles alors que le caloduc est globalement opérationnel.

Dans les caloducs à pompage capillaire, la pression dans le liquide doit décroître du condenseur à l'évaporateur pour assurer l'écoulement. La pression dans la phase vapeur ayant une évolution globalement inverse, le saut de pression capillaire décroît de l'évaporateur vers le condenseur comme l'illustre la Figure II-10.

Notons toutefois, que dans la plupart des cas, les pertes de charges dans la phase vapeur sont très faibles. Typiquement, pour des configurations courantes, les pertes de charge vapeur sont de l'ordre du Pascal (Figure II-10) alors que les pertes de charge liquide sont de quelques centaines de Pascal. Cependant, dans des caloducs à artère de grandes longueurs la prise en compte de la phase vapeur peut devenir importante.

Pour les micro-caloducs, l'évolution de la pression liquide peut être d'allure un peu différente puisque comme pour différents profils de section fluide, la variation de la pression capillaire est fortement liée à la section de passage du fluide [34].

Une augmentation de la pression capillaire se traduit par une diminution de la section de passage du fluide et entraîne donc un accroissement important des pertes de charge visqueuses.

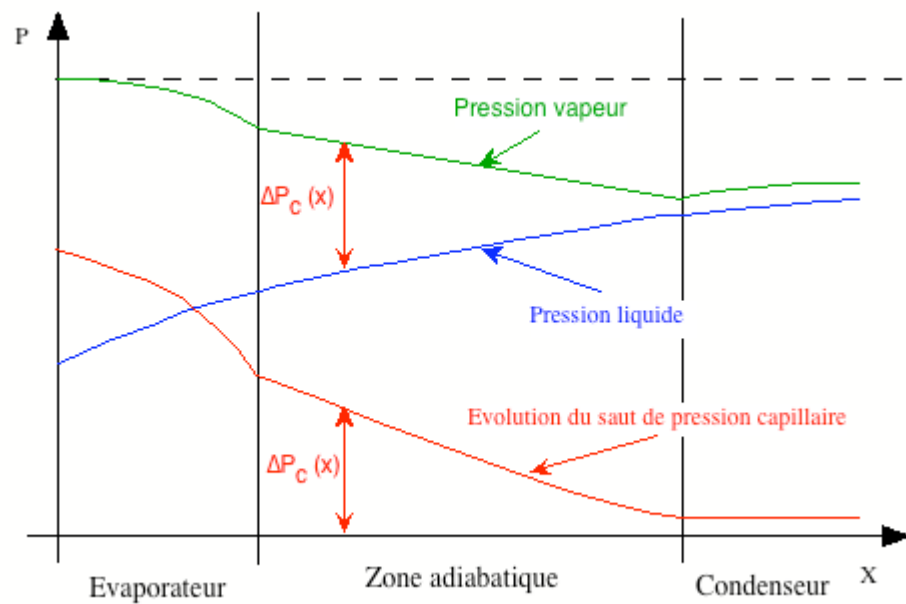


Figure II-10: Pressions dans un caloduc à pompage capillaire

Pour un thermosiphon sans structure capillaire, la pression vapeur et la pression liquide doivent être identiques. Or, l'effet des forces de volume génère un gradient de pression qui est très important. Les frottements pariétaux et les dissipations visqueuses doivent donc principalement équilibrer ce gradient. Ceci est obtenu par adaptation de l'épaisseur du film liquide. Les pertes de charge augmentent donc continûment de l'évaporateur au condenseur.

Cette évolution est schématisée sur la Figure II-11.

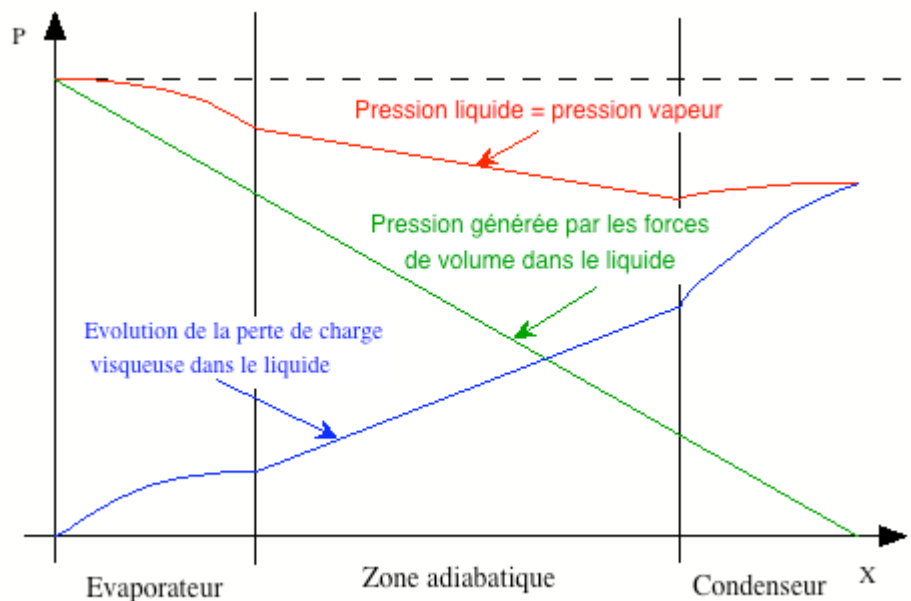


Figure II-11: Pressions et pertes de charge dans un thermosiphon

Les pertes visqueuses dans le liquide peuvent devenir très importantes. En effet, un caloduc à eau de 1m de long positionné verticalement dans le champ de gravité terrestre subit une différence de pression générée par les forces de volume de 10000 Pa environ alors que les pertes de charge dans la vapeur sont de l'ordre de quelques pascals.

Il apparaît ainsi que le fonctionnement d'un thermosiphon ne sera pas bloqué par un problème de pression limitant le retour du liquide. Ceci représente un avantage fondamental des thermosiphons par rapport aux caloducs à pompage capillaire.

II.3.Descriptifs des caloducs

Dans cette partie, nous présentons les principaux critères du dimensionnement des caloducs en fonction du domaine d'application et du niveau de performance à atteindre. Nous évoquons également les différents types de caloducs suivant une classification commune largement reprise dans la littérature. Enfin, nous rappelons les limites de fonctionnement des caloducs.

II.3.1.Dimensionnement et choix des composants

Nous présentons ici, les interrogations fondamentales qu'un utilisateur de caloducs doit se poser afin de choisir un système diphasique pertinent au regard de ses contraintes de mise en œuvre.

II.3.1.1.Géométrie et matériau de l'enveloppe

Comme déjà discuté, la mouillabilité joue un rôle majeur dans les systèmes capillaires. Le choix d'un couple fluide/paroi minimisant l'angle de contact est donc indispensable. En outre, pour un fonctionnement pérenne du caloduc, il faut se soucier des phénomènes chimiques susceptibles de se produire entre le fluide et la paroi. Par exemple, l'apparition d'un phénomène de corrosion peut avoir des conséquences dramatiques, en termes de fiabilité, du fait de la formation de gaz incondensables susceptibles de bloquer l'échange thermique au niveau du condenseur et d'annihiler, ainsi, les performances du caloduc.

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

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

II.3.1.2.Choix du fluide

La gamme de température de fonctionnement d'un caloduc est limitée par le fluide qu'il contient. En effet, un caloduc ne peut être employé que sur une gamme de température nécessairement comprise, du fait de la coexistence impérative des phases liquide et vapeur, entre la température du point triple du corps utilisé et sa température critique. De plus, étant donnée la très faible valeur de la chaleur latente de changement de phase à proximité du point critique, la température maximale d'utilisation du caloduc se situe en fait bien en deçà de la température critique du fluide. De même, la très faible densité de la phase vapeur à proximité du point triple conduit à une limitation des capacités de transport, rehausse, plus ou moins selon le fluide, la température minimale d'utilisation du caloduc au dessus de la température du point triple. La gamme de température effective se trouve donc réduite devant celle séparant le point triple et le point critique.

D'un premier point de vue, celui du domaine de fonctionnement défini par l'application, il est donc nécessaire de choisir un fluide approprié. Dans le Tableau ci-dessous, sont présentés les domaines de température usuels pour différents fluides [18].

Tableau II-1: Domaines de température usuels pour différents fluides caloporteur

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

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

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

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

$$Q = h_{l-v} N_{\text{rainures}} \dot{m}_l \quad (\text{II.8})$$

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

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

$$Q_{\max} \propto \frac{\sigma \rho_l h_{l-v}}{\mu_l} \quad (\text{II.9})$$

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

$$M_c = \frac{\sigma \rho_l h_{l-v}}{\mu_l} \quad (\text{II.10})$$

De même, le facteur de mérite M_t peut-être défini pour un thermosiphon [19] :

$$M_t = \left(\frac{\rho_l^2 \lambda_l^3 h_{l-v}}{\mu_l} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (\text{II.11})$$

Concernant les performances thermiques, le fluide devra avoir la plus haute conductivité thermique λ_1 possible pour limiter les gradients à l'évaporateur et au condenseur.

A partir des considérations ci dessus, les choix pour une application particulière peuvent être identifiés (selon le domaine de température de fonctionnement et le niveau de performance à atteindre). L'eau présente, ainsi, un fort intérêt et est utilisée dans nombre de réalisations. D'autres fluides tels l'ammoniac et le méthanol sont également grandement utilisés, particulièrement pour des applications spatiales.

Nous présentons également ci-dessous une représentation graphique des gammes de températures couramment admises avec les fluides représentatifs de ces gammes [1]:

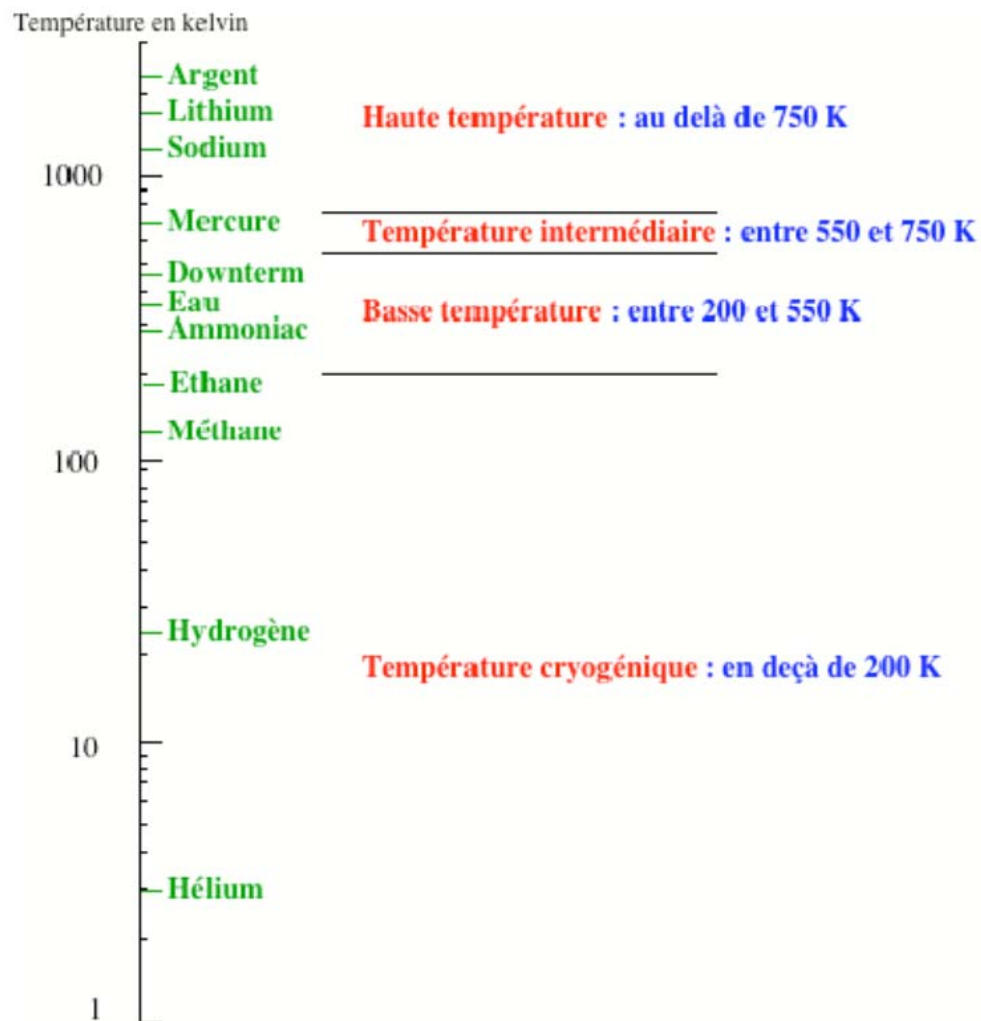


Figure II-12: Gammes de températures et choix du fluide

II.3.1.3. Remplissage

Le remplissage des caloducs est primordial pour leur bon fonctionnement. Ainsi, il faut veiller à ne pas surcharger ou sous-charger le système en fluide sous peine de dégrader les performances thermiques ou d'assister à un assèchement prématuré de l'évaporateur. En effet, une sous-charge peut entraîner une surchauffe rapide en zone évaporateur dès que la charge thermique est augmentée. Les performances prévues sont alors loin d'être atteintes.

Cependant, la surcharge entraîne l'accumulation de l'excès de liquide en zone condenseur, formant ainsi un bouchon qui limite les échanges thermiques en cette région, et donc la capacité de transfert de chaleur du caloduc se dégrade.

Un calcul de la masse de liquide à la température de remplissage permet d'estimer la quantité idéale de fluide à introduire dans l'enveloppe sous vide, afin d'éviter les impuretés et les incondensables [19].

La procédure de remplissage du fluide comporte principalement quatre étapes:

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

Ont recensé différentes méthodes de remplissage des caloducs. Un exemple de ces méthodes consiste à introduire à l'aide d'une seringue micro-graduée le liquide dans l'enveloppe du caloduc, préalablement mise sous vide. Pour ce faire, un jeu de vannes, un septum ou un joint en Téflon et une jonction T sont utilisés.

II.3.1.4. Retour du 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. Nous traiterons en particulier des caloducs en rotation suivant différents axes coplanaires : confondus ou parallèles à l'axe longitudinal, perpendiculaires ou inclinés d'un angle quelconque.

Les réseaux capillaires dans un caloduc ont deux fonctions principales:

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

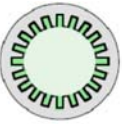
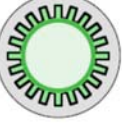
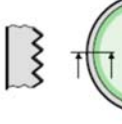
Diverses propositions de réseau capillaire ont été étudiées:

- réseaux rainurés.
- réseaux à coins liquides.
- réseaux à treillis métallique ou réseaux fibreux.
- réseaux à poudre métallique frittée.
- réseaux poreux à ménisque inversés.

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

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 suivant reprend les structures courantes et permet d'avoir un aperçu des qualités intrinsèques de chaque type[31].

Tableau II-2: Classification des structures capillaires [1]

Type	Pompage capillaire	Coefficient d'échange thermique	Perméabilité	Remarques
 <i>Mèche tissée</i>	Elevé	Faible	Faible à moyenne	- Le diamètre moyen des pores de la trame peut être ajusté - Fabrication très facile - Mauvaise reproductibilité
 <i>Rainures longitudinales</i>	Faible	Très élevé	Moyenne à élevée	- Il existe de nombreux profils de rainures : rectangulaire, triangulaire, circulaire, trapézoïdale, réentrant - Fabrication de série facile et bon marché
 <i>Métal fritté</i>	Très élevé	Moyen	Faible à moyenne	- Le diamètre moyen des pores peut être ajusté - Fabrication assez délicate mais coût pouvant être faible.
 <i>Rainures longitudinales et mèches</i>	Elevé à très élevé	Elevé	Moyenne à élevée	- Fabrication délicate (positionnement de la mèche). - Risques important de création de bulles de vapeur ou de gaz dans les rainures
 <i>Métal fritté avec artère liquide intégrée</i>	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
 <i>Rainures radiales et milieu poreux central</i>	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 [25]. 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.

II.3.2. Différents types de 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 caloducs doivent être définis avec plus de caractéristiques comme par exemple les caloducs à conductance variable que nous évoquerons à titre d'exemple.

II.3.2.1. Thermosiphons

Les thermosiphons sont des systèmes utilisant les forces volumiques de gravité afin de permettre le transfert depuis un évaporateur en position basse vers un condenseur en position haute (Figure II-13). Ainsi, la vapeur formée monte dans le dispositif jusqu'au condenseur où le retour du condensat vers l'évaporateur est alors assuré par la gravité. Ce type de dispositif du fait de sa très grande simplicité et de ses avantages économiques est très utilisé pour les applications terrestres mais ne peut convenir que pour les applications où la position de la source de dissipation est invariablement en dessous de la source froide.

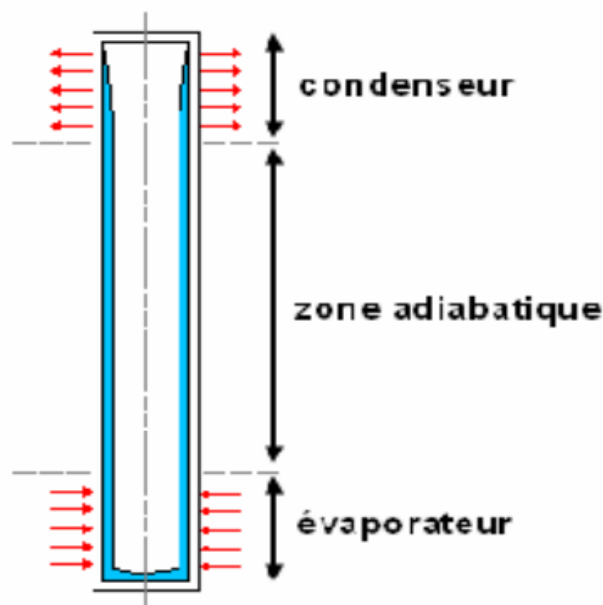


Figure II-13: Schéma d'un thermosiphon

Il existe, néanmoins, des thermosiphons anti-gravité où l'évaporateur se trouve au dessus de condenseur: un système de pompage permet alors le retour de liquide à l'évaporateur. Dans le tube de retour, une résistance chauffante de faible puissance provoque l'évaporation de liquide saturé, celui-ci, sous l'effet de la haute vitesse de la vapeur, remonte vers l'évaporateur où il sera bien reparti par une structure capillaire [31].

II.3.2.2. Boucles diphasiques

L'idée principale des boucles diphasiques (Figure II-14) 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.

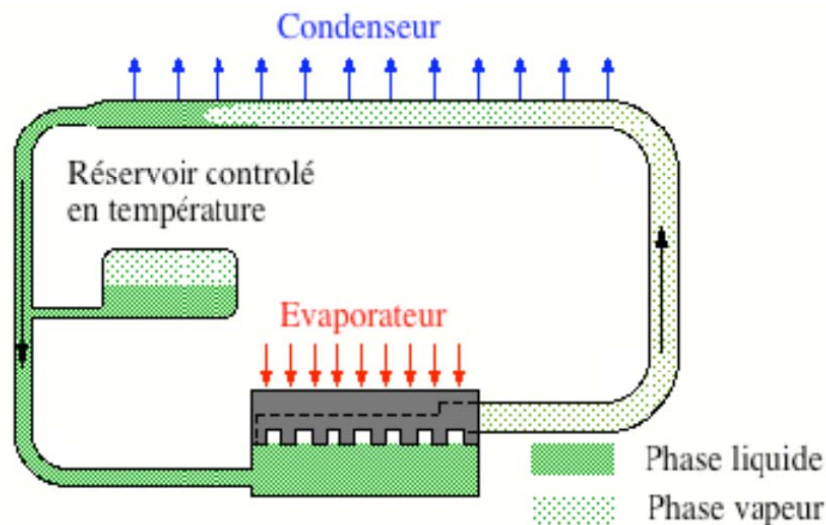


Figure II-14: Schéma de principe d'une boucle diphasique à pompage capillaire

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 maximum 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.

Notons à ce sujet, que des travaux originaux ont été réalisés en se basant sur une boucle expérimentale permettant des visualisations de tous les organes. Ils ont permis d'identifier les modes de fonctionnement des boucles diphasiques à pompage capillaire [26].

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.

II.3.2.3. Les micro-caloducs

Les micro-caloducs se distinguent des caloducs conventionnels par le fait qu'ils remplacent la structure de la mèche par des angles pointus, qui jouent un rôle important en fournissant une pression capillaire pour entraîner la phase liquide.

La taille caractéristique d'une section d'un micro-caloduc est de l'ordre de 10 à 1000 μm . Un micro-caloduc 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. La section d'un micro-caloduc comporte donc des arrêtes aiguës contenant le liquide, comme illustré sur Figure II-15. Cotter a défini le micro-caloduc 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 micro-caloducs et la particularité de sa mise en équation.

Les modèles sont basés sur ceux développés pour les caloducs à rainures de plus grande dimension en adaptant les géométries.

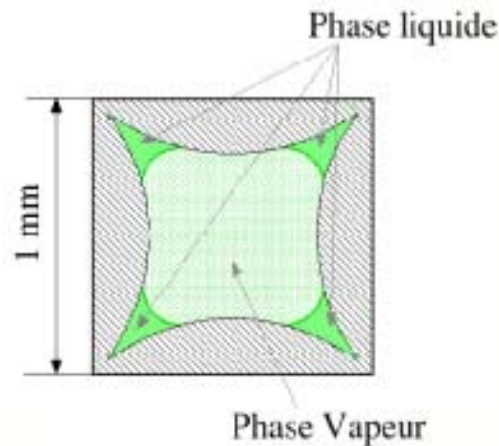


Figure II-15: Répartition du fluide- section transversale d'un micro-caloduc

Les modèles donnent des résultats en accord avec les mesures réalisées sur le caloduc développé par le laboratoire ITOH (Figure II-16). 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.

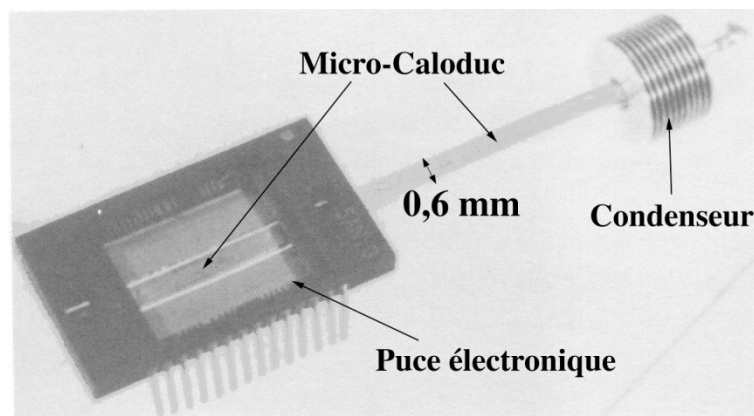


Figure II-16: Micro-caloduc réalisé par le laboratoire ITOH R&D (Japon)

Un axe important de développement porte sur la réalisation de plaques de silicium avec des micro-caloducs incorporés. Décrivant la fabrication de plaques (20x 20mm) comportant 39 micro-caloducs parallèles dont les sections sont soit rectangulaires (45 μ m x 80 μ m) soit triangulaires (base de 120 μ m 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 permettent de confirmer cette amélioration et d'établir des constantes de temps légèrement inférieures pour les plaques comportant des micro-caloducs. [31]

Des études récentes font la synthèse des différentes approches de modélisation des micro-caloducs en comparant les différentes formes de sections envisagées dans la littérature.

L'utilisation des micro-caloducs 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 leurs fiabilités.

II.3.2.4. Les caloducs tournants

Les caloducs tournants sont soumis à des forces d'accéléérations 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 II-17.

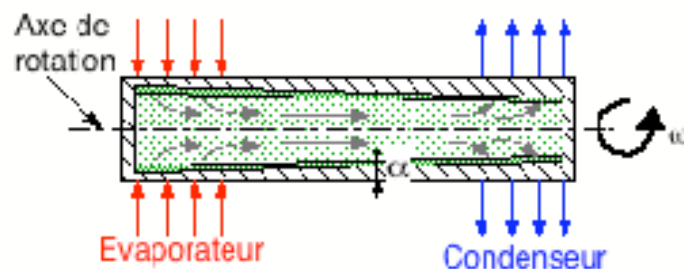


Figure II-17: Caloduc tournant à section tronconique

L'étude des caloducs tournants date du début des années 70. Les premières études expérimentales ont été réalisées pour des vitesses de rotation de 600 à 1000 tr/MPN (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 a mis en évidence la complexité des effets sur la phase vapeur et la nécessité d'une prise en compte de la compressibilité de 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 [24]. Leur étude porte sur des caloducs tournants avec des vitesses de rotation très élevées (entre 5000 et 30000 tr/min) correspondant à des accélérations radiales de 1.0 à 9.0 kg. 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 [31].

II.3.2.5. Autres types

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.

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. Des études 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.

Exemples de principes de régulation et il a détaillé de nombreux modèles allant d'une géométrie 1D stationnaire à une géométrie 2D transitoire avec diffusion.

Parmi les applications possibles 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.

II.3.3. Les limites de fonctionnement

Après une étude descriptive du concept de caloduc, nous allons maintenant étudier le fonctionnement d'un caloduc en abordant dans un premier temps les conditions nécessaires au bon fonctionnement d'un caloduc. En effet, les processus physiques décrits aux paragraphes précédents existent dans des conditions bien précises, ce qui entraîne des limitations des capacités de transfert entre deux sources de chaleur même si l'on considère que celles-ci peuvent avoir des températures aussi éloignées qu'on veut. Nous en viendrons ainsi à préciser le domaine de fonctionnement des caloducs. Nous présenterons alors les différentes limites définissant le domaine de fonctionnement en termes de puissance maximale transférable en fonction de la température adiabatique. Ces limites s'appuient sur les phénomènes physiques tels que l'évolution des pressions au sein de la phase vapeur, les phénomènes de cisaillement à l'interface entre le liquide et la vapeur s'écoulant à contre courant, les limites du pompage capillaire et les phénomènes de transfert de flux à l'évaporateur et au condenseur. Pour plus de détails, plusieurs références de la littérature existent [1, 21, 31].

II.3.3.1. La plage de température et le domaine de fonctionnement

Le premier élément de dimensionnement d'un caloduc a trait au flux maximal transférable et se traduit dans un plan approprié par la courbe de limite de fonctionnement définissant ce flux maximal transférable. Pour un caloduc donné, dans des conditions fixées (longueur évaporateur et condenseur, forces de volume,...), cette courbe est essentiellement fonction de la température de fonctionnement. Usuellement, la température dite de fonctionnement est définie comme la température moyenne de la vapeur dans la zone adiabatique. Selon le type de caloduc, cette température est plus ou moins facile à mesurer ou même à définir. Par exemple, lorsque le caloduc ne comporte pas de zone adiabatique, la température de fonctionnement est usuellement prise dans la section séparant l'évaporateur du condenseur.

Nous traiterons dans cette partie le cas général des caloducs ayant une zone adiabatique. Lorsque le caloduc fonctionne dans des conditions telles que le gradient de

température dans la phase vapeur n'est pas négligeable, la température de référence sera considérée au milieu de la zone adiabatique.

Les premières températures contribuant à définir les limites de fonctionnement d'un caloduc donné, sont évidemment les températures de point triple et de point critique du fluide caloporteur. En effet, en dessous de la température du point triple la vapeur se condense en une phase solide, et au-dessus du point critique il n'existe plus qu'une seule phase dont la densité élevée varie continûment en fonction de la pression et de la température.

Considérons à présent la courbe de puissance maximale qui est en fait la résultante d'une combinaison de différentes fonctions dont on retient la valeur la plus faible pour une température donnée, comme illustré sur la Figure II-18.

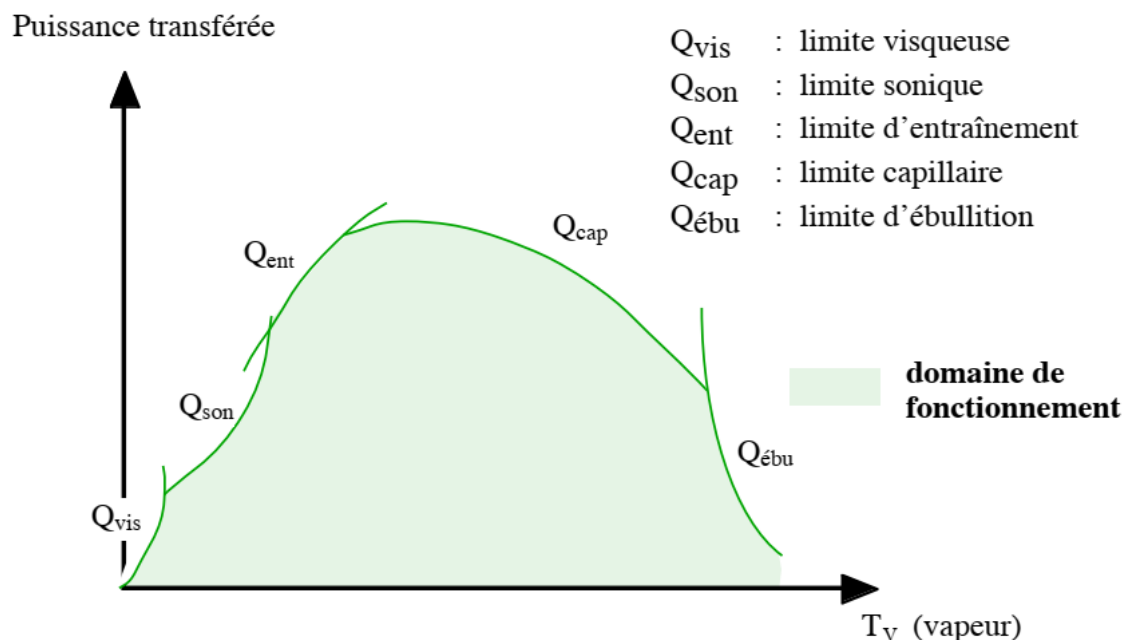


Figure II-18: Domaine de fonctionnement pour un caloduc à pompage capillaire

La définition de chacune des limites sera précisée dans les paragraphes qui suivent. Les limites de fonctionnement sont très étroitement liées aux propriétés thermo-physiques du fluide caloporteur, il apparaît ainsi que pour des températures proches des points extrêmes (point triple et point critique), les performances sont très mauvaises en raison des dégradations des propriétés du fluide.

Aux faibles températures, la pression de vapeur saturante et la masse volumique vapeur sont faibles ce qui entraîne une vitesse élevée de la vapeur pour un flux donné. Ainsi, des

limites liées exclusivement à l'écoulement de la phase vapeur peuvent être définies comme par exemple les limites visqueuses et soniques (Figure II-18).

Pour des températures plus importantes, les écoulements à contre courant du liquide et de la vapeur sont à l'origine de la limite d'entraînement. Selon le type de caloduc, l'importance de cette limite varie fortement. Elle est souvent prépondérante dans les thermosiphons et négligeable pour les caloducs à pompage capillaire. Ces derniers sont essentiellement gouvernés par la limite capillaire liée aux capacités de pompage de la structure capillaire.

Enfin, pour des températures élevées, les caloducs sont sujets à des limitations dues aux transferts de flux radiaux définissant notamment la limite d'ébullition.

Le paramètre principal de ces courbes est en règle générale la température vapeur. Il est possible, cependant, de définir ces mêmes courbes par rapport à la pression de vapeur saturante en se référant à la courbe de saturation. De plus, la plupart des limites de fonctionnement d'un caloduc sont basées sur un principe physique que l'on peut ramener à une expression simple en première approximation qui s'appuie sur des formulations élémentaires pour définir des expressions de puissances maximales transférables fonctions de paramètres géométriques simples, de la pression de vapeur saturante élevée à une puissance n et d'une constante C . Les paramètres C et n sont liés aux paramètres thermophysiques du fluide caloporteur. Cependant, malgré l'intérêt de ces expressions simplifiées, elles ne permettent pas d'obtenir des valeurs totalement fiables. On limitera leur utilisation à la détermination rapide d'ordres de grandeurs. Pour une étude plus précise des limites de fonctionnement, on utilisera les expressions fournies dans la suite de ce mémoire afin de définir l'enveloppe de la courbe de fonctionnement pour le caloduc considéré.

II.3.3.2. La limite visqueuse

Lorsque la température de fonctionnement est très proche du point triple, le gradient de pression maximal entre l'évaporateur et le condenseur peut être très faible en raison de la relation liant la pression de saturation et la température de saturation. En effet, si l'on suppose que la vapeur est à l'état de saturation tout au long de l'écoulement, l'équation de conservation de la quantité de mouvement et la relation des gaz parfaits permettent de relier les variations de pression et de température par :

$$dP_v = \frac{\rho_v h_{lv}}{T_v} dT_v \quad (\text{II.12})$$

Ainsi, lorsque la masse volumique vapeur est très faible (par exemple inférieur à 10^{-2} kg/m³), un gradient de température donné n'engendre qu'un très faible gradient de pression.

En toute rigueur, le traitement complet des équations de quantité de mouvement (de Navier-Stokes) est nécessaire pour calculer toutes les variables et déterminer les capacités maximales de transport puisque l'écoulement est à priori au moins à deux dimensions en raison de l'injection pariétale de masse. Ce calcul étant assez lourd, a développé une expression approchée de la limite visqueuse basée sur des hypothèses simplificatrices représentant néanmoins correctement la physique mise en jeux [1].

Il a considéré le cas le plus courant d'un caloduc à section circulaire constante dont les longueurs des zones évaporateur, adiabatique et condenseur sont grandes devant le diamètre vapeur et dont les conditions aux limites sont à symétrie cylindrique. En première approximation, il a considéré que la pression est une fonction essentiellement de l'abscisse axiale z en négligeant les gradients radiaux. De plus, la limite visqueuse étant définie par rapport à un gradient maximal de pression qui est relativement faible à priori, l'hypothèse d'un écoulement laminaire incompressible de type Poiseuille est formulée.

L'expression des pertes de charges en phase vapeur est alors donnée par :

$$\frac{dP_v}{dz} = - \frac{8}{\pi r_v^4 h_{lv}} \frac{\mu_v(z) Q(z)}{\rho_v(z)} \quad (\text{II.13})$$

La limite visqueuse Q_{vis} est définie comme étant le flux maximal transférable au sein de la phase vapeur pour une température donnée en milieu de zone adiabatique (température de fonctionnement de référence). La condition aux limites utilisée est alors la pression de saturation au point triple en bout de condenseur ($z = L$), ce qui correspond au gradient de pression maximal entre la zone adiabatique et l'extrémité du condenseur.

Pour un profil donné de densité de flux pariétal au condenseur, on peut calculer le profil de pression, et ainsi obtenir la pression de la phase vapeur en milieu de zone adiabatique. La température de saturation correspondant à cette pression est utilisée pour définir un point de la

limite visqueuse. En faisant varier le flux de condensation, on obtient ainsi la courbe définissant la limite visqueuse.

En solution approchée pour estimer la limite visqueuse, la relation:

$$Q_{vis} = -\frac{\pi r_v^4 h_{l-v}}{16\mu_{v,PT} L_{eff}} \left(1 - \left(\frac{P_{PT}}{P_{v,a}} \right)^2 \right) \rho_{v,a} P_{v,a} \quad (\text{II.14})$$

r_v : rayon du conduit vapeur

$P_{v,a}$: pression vapeur au milieu de la zone adiabatique

L_{eff} : longueur effective modifiée $L_{eff} = L_c + 0.5 L_a$

h_{l-v} : Enthalpie massique de vaporisation du fluide au milieu de la zone adiabatique

$\mu_{v,PT}$: viscosité dynamique de la vapeur au point triple

$\rho_{v,a}$: masse volumique de la vapeur au milieu de la zone adiabatique

II.3.3.3. La limite sonique

Sur la courbe définissant l'enveloppe de fonctionnement (Figure II-17), la limite sonique apparaît après la limite visqueuse lorsque le gradient de pression devient suffisant pour avoir une vitesse importante de la vapeur. L'écoulement peut devenir compressible et les pertes de charge dues à la mise en mouvement des molécules doivent être prises en compte.

Dans la plupart des études sur les caloducs, le comportement de la phase vapeur est supposé suivre celui d'un gaz parfait. Ainsi, pour un écoulement adiabatique réversible, il paraît naturel en fonction du paragraphe précédent de considérer que la phase vapeur à l'évaporateur suit le comportement d'un gaz parfait dans un convergent. Cette approche est couramment admise par de nombreux auteurs [31]. Dans l'hypothèse d'un écoulement monodimensionnel, la vitesse sonique, atteinte à la sortie de l'évaporateur assimilée au col d'une tuyère, règle la valeur du flux limite. Cette dernière peut être évaluée par l'expression:

$$Q_{son} = 0.474 A_v h_{l-v} \rho_v (\rho_v P_v)^{\frac{1}{2}} \quad (\text{II.15})$$

Le cas d'un écoulement bidimensionnel, laminaire et isotherme. L'hypothèse d'isothermicité est toujours assez discutable, mais elle est plus réaliste dans le cadre de la limite sonique que pour la limite visqueuse puisque elle apparaît après la limite visqueuse lorsque la dérivée de la courbe de saturation augmente. Afin de négliger le gradient de pression radial, l'hypothèse courante d'une injection de flux à symétrie cylindrique et d'une

longueur d'évaporateur grande devant le diamètre vapeur. De plus, les pertes visqueuses sont également négligées.

A partir d'un bilan de quantité de mouvement sur toute la zone évaporateur et en considérant que la phase vapeur suit la courbe de saturation [1], en tenant compte des résultats a propose 'expression suivante, pour estimer la limite sonique :

$$Q_{son} = 0.745 D_v^2 h_{l-v} \rho_v (\gamma r_g T_v)^{\frac{1}{2}} \quad (\text{II.16})$$

Cette dernière équation permet d'avoir des estimations de la limite sonique inférieures de 5% à celles de l'équation (II-15) considérant un écoulement monodimensionnel.

II.3.3.4. La limite d'entraînement

La simplicité d'un caloduc repose sur l'utilisation d'une enceinte fermée dans laquelle circulent la phase vapeur et la phase liquide à contre courant avec une interface « libre » les séparant. Ceci est vrai dans tous les cas de Figures, hormis les boucles diphasiques qui sortent du cadre de notre travail. Les caloducs ayant une structure capillaire dans laquelle circule le liquide n'échappent pas à l'existence de cette surface libre soumise aux forces de cisaillements dues à l'écoulement à contre courant des deux phases du fluide. Lorsque ces forces sont importantes, il peut se produire des fluctuations spatiales et temporelles de l'interface conduisant à un entraînement de la phase liquide par la phase vapeur. Il se produit donc une recirculation de la phase liquide sans évaporation qui provoque une limitation des capacités de transfert du caloduc. Cette limite d'entraînement est très difficile à évaluer et de nombreuses approches existent dans la littérature.

Une approche élémentaire de la limite d'entraînement consiste à comparer les forces de cisaillement à l'interface avec les forces de stabilisation de cette interface. Le cisaillement est proportionnel à l'énergie cinétique de la vapeur alors que les forces de tension de surface s'opposent à toute augmentation de la surface de l'interface. Afin de quantifier ces forces, de nombreux auteurs ont utilisé le nombre de Weber défini par:

$$W_e = \frac{\text{Force inertielle}}{\text{Tension superficielle}} = \frac{\rho_v U_v^2}{\sigma / L_{réf}} \quad (\text{II.17})$$

Dans cette expression, $L_{réf}$ représente une longueur caractéristique associée à la tension de surface. Pour les caloducs comportant une structure capillaire, il est possible de relier cette

longueur à des dimensions caractéristiques du milieu capillaire. De plus, on assimile la vitesse de la vapeur à la vitesse moyenne débitante pour une puissance transférée donnée, soit :

$$U_v = \frac{Q}{\rho_v S_v h_{l-v}} \quad (\text{II.18})$$

A partir de l'hypothèse d'un nombre de Weber supposé égal à l'unité à la limite d'entraînement, on détermine une relation expérimentale définie par:

$$Q_{ent} = \sqrt{\frac{2\pi}{K_\alpha}} \sqrt{\frac{\sigma \rho_v}{L_{réf}} \frac{L_{réf}}{L_{réf}^*}} A_v h_{l-v} \quad (\text{II.19})$$

Avec:

$$L_{réf}^* = 6.7 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$K_\alpha = 1.234 \text{ pour un écoulement laminaire de la phase vapeur}$$

$L_{réf}^*$ représente la longueur caractéristique maximale de validité de l'équation (II-18). Les auteurs supposent que pour une structure capillaire ayant une dimension caractéristique ($L_{réf}$) plus importante, l'effet des forces de tension de surface est négligeable. Le choix de la dimension caractéristique dépend fortement de la structure capillaire et l'on se reportera aux exemples fournis par les auteurs pour plus de détails. K_α est un facteur de correction représentant le profil de vitesse de la phase vapeur, il n'est défini par les auteurs que pour un écoulement laminaire.

II.3.3.5. La limite d'ébullition

La limite d'ébullition a pour origine la naissance de bulles de vapeur au sein du réseau capillaire lorsque la densité de flux thermique radial à l'évaporateur devient trop importante.

Ces bulles empêchent une irrigation correcte du capillaire par le liquide et créent des points chauds qui peuvent conduire, dans certains cas, à la destruction du caloduc par fusion locale du tube. Pour éviter l'ébullition, il faut que la puissance radiale injectée au niveau de l'évaporateur soit inférieure à $Q_{ébu}$. En se basant sur l'équilibre des forces de pression permettant la création d'une bulle de rayon r_n , au sein d'une structure capillaire, on obtient classiquement [1]:

$$Q_{ébu} = \frac{2\pi L_e \bar{\lambda} T_v}{h_{l-v} \rho_v \ln\left(\frac{r_i}{r_v}\right)} \left(\frac{2\sigma}{r_n} - \Delta P_{cap} \right) \quad (\text{II.20})$$

Cette expression de la limite d'ébullition dépendant, au premier ordre, de la valeur du rayon de nucléation qui est un paramètre très difficile à évaluer. Dans la littérature, les valeurs préconisées varient de 10^{-5} à 10^{-7} m selon l'état de surface de la paroi et la nature du fluide. L'évaluation cette limite reste donc très difficile.

Néanmoins, parmi les nombreuses corrélations existantes, on pourra utiliser, en première approximation, pour déterminer le flux thermique à la limite d'ébullition qui correspond à un assèchement local de la paroi lorsque la densité de flux thermique radial est trop élevée, la corrélation classique donne :

$$Q_{ébu} = (\pi d_v L_e) 0.149 \rho_v h_{l-v} \left(\frac{\sigma(\rho_l - \rho_v)g}{\rho_v^2} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (\text{II.21})$$

II.3.3.6.Limite capillaire

La limite capillaire ne concerne que les caloducs pour lesquels la pression motrice, permettant au condensat de retourner jusqu'à l'évaporateur, a pour origine principale les forces capillaires. Cela concerne les caloducs fonctionnant en apesanteur (applications spatiales), mais aussi les caloducs fonctionnant sous gravité en position horizontale, en position inclinée contre la gravité (évaporateur plus haut que le condenseur) ou en position faiblement inclinée dans le sens de la gravité.

Cette limite très importante, est déterminée à partir du débit de liquide maximal ($\dot{m}_{max}$) que la structure capillaire peut transporter [1]. Pour un caloduc à rainures longitudinales en conditions de microgravité et soumis à des flux uniformes à l'évaporateur et au condenseur, Il est couramment admis de considérer que chaque rainure transporte un flux équivalent. Ainsi, la limite capillaire est calculée à partir de l'équilibre entre le pompage capillaire et les pertes de charges dans l'écoulement :

$$\Delta P_{cap} = \Delta P_{liq} + \Delta P_{vap} + \Delta P_{gravité} \quad (\text{II.22})$$

Pour l'expression des différentes pertes de charge en fonction du type de caloduc, on se reportera aux nombreuses données de la littérature [31]. En résumé et en négligeant les pertes de charges dans la phase vapeur, on obtient les expressions usuelles suivantes du débit massique et de la limite capillaire:

$$\dot{m}_{max} = \left(\frac{\rho_v \sigma}{\mu_l} \right) \left(\frac{KA}{L_{eff}} \right) \left(\frac{2}{r} - \frac{\rho_l g L}{\sigma} \sin \varphi \right) \quad (II.23)$$

$$Q_{cap} = h_{l-v} \left(\frac{\rho_v \sigma}{\mu_l} \right) \left(\frac{KA}{L_{eff}} \right) \left(\frac{2}{r} - \frac{\rho_l g L}{\sigma} \sin \varphi \right) \quad (II.24)$$

avec :

K : Perméabilité de la structure capillaire. Ce paramètre est directement lié au taux de remplissage des rainures, dans le cas de caloduc rainuré. Elle s'exprime en fonction du rayon hydraulique par : $K = \frac{R_{h,l}^2}{8}$

L_{eff} : Longueur d'échange effective ($= 0.5Le + La + 0.5Lc$)

L : Longueur totale du caloduc

φ : Inclinaison du caloduc par rapport à l'horizontale (évaporateur surélevé par rapport au condenseur)

Toutefois, si cette approche peut donner une bonne approximation de la limite capillaire, en conditions idéales de fonctionnement (flux uniforme et microgravité), elle reste nettement insuffisante en conditions réelles de fonctionnement (charges thermiques très dissymétriques, test en condition de gravité, ...) [21].

En examinant les valeurs des limites de fonctionnement [21], les caloducs à pompage capillaire (rainures longitudinales) utilisées pour des applications spatiales, sont essentiellement concernés que par la limite capillaire. Cette limite est donc un élément essentiel du dimensionnement des caloducs rainurés, qui sont l'objet de cette étude.

II.4. Conclusion

Nous avons brièvement présenté les notions physiques, les principales caractéristiques du concept de caloduc et enfin la difficulté de modélisation d'un tel dispositif au regard de la complexité des phénomènes qui contribuent aux transferts couplés de chaleur et de masse. Nous avons ainsi évoqué les notions d'interface liquide-vapeur et de pression capillaire mais

aussi évolutions de pression dans les phases liquide et vapeur et les conditions de mouillabilité du liquide sur la paroi. Ce dernier point nous a conduits à évoquer le choix du couple fluide-paroi. Enfin, la classification des caloducs et les limites de fonctionnement ont été abordées afin de mieux positionner notre étude.

CHAPITRE III

Motifs Expérimentaux du Système HP-PCM

III.1 Introduction

Les caloducs assistés par PCM sont identiques aux caloducs normaux, mais ils comportent des éléments supplémentaires qui augmentent le taux de transfert de chaleur. En utilisant le PCM dans le caloduc, la performance du caloduc est améliorée.

A partir de ces études, nous avons pris le parti de mettre en place un montage expérimental portant sur la mesure des performances de caloducs couplé avec un matériau à changement de phase PCM.

III.2 Description du système et principe de fonctionnement

III.2.1 En description

Il est composé de trois sections : le condenseur, l'évaporateur et la section adiabatique. La section évaporateur est reliée à la source de chaleur source de chaleur et la section condenseur au puits de chaleur. Dans la section adiabatique, un matériau PCM est utilisé sur la surface extérieure du caloduc jusqu'à un certain diamètre, le matériau PCM est rempli dans un récipient fermé de sorte que le matériau PCM soit en contact avec le tube de chaleur.



Figure III-1: Caloducs assistés par PCM

III.2.3. Principe de fonctionnement

La chaleur est générée dans la section de l'évaporateur ce qui fait que le liquide à l'intérieur du caloduc s'évapore, c'est-à-dire qu'il y a un changement de phase. a lieu et s'écoule vers la section du condenseur. Dans un caloduc assisté par un MCP, le rejet de la chaleur se fait dans les deux sens. Les performances sont donc améliorées. La chaleur transportée par le fluide est rejetée dans l'environnement dans la section du condenseur. Une

partie de la chaleur est également absorbée par le MCP par conduction et convection et le changement de phase du MCP aura lieu de solide à liquide. Il stocke donc l'énergie. Lorsque la chaleur du fluide est évacuée, il se refroidit et s'écoule vers la section de l'évaporateur. Dans la section adiabatique, il n'y a pas de transfert de chaleur du PCM vers l'environnement, donc lorsque la température de la source diminue, le PCM rejette la chaleur vers l'environnement à travers le condenseur et se solidifie à nouveau.

III.3 Paramètres du nouveau système HP-PCM

Le dispositif expérimental a été construit pour étudier les performances du système de caloducs assistés par PCM pour les applications de refroidissement. Deux différents systèmes d'essai ont été construits, Le dispositif comprenait une alimentation électrique fournissant la puissance de chauffage, un caloduc, un cylindre en verre transparent avec un diamètre intérieur et une longueur de 20 mm et 100 mm respectivement, un enregistreur de données, des thermocouples de type K et un ordinateur personnel. La Figure III.2 ci-dessous montre un schéma descriptif de la première configuration: ce montage expérimental comprend un caloduc avec évaporateur, condenseur et une section adiabatique remplie de PCM dans la position verticale, et la partie condenseur équipé avec ventilateur pour le refroidissement à vitesse fixe.

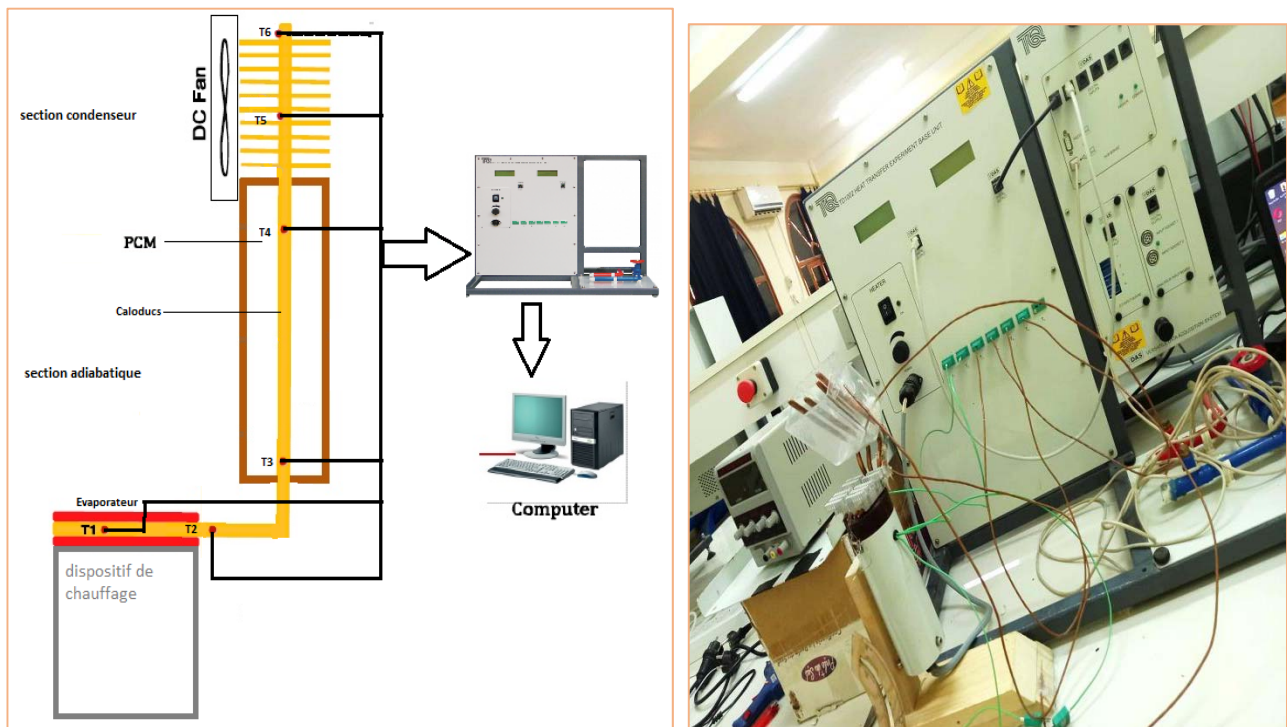


Figure III-2 : Schéma du montage expérimental de la configuration 1 d'un caloduc

Dans la 2^{ème} configuration, on a seulement enlevé le ventilateur dans la partie et on a la remplie avec le PCM toujours dans la position verticale le but est pour étudier l'effet de la quantité du PCM sur notre système de refroidissement comme montre la Figure III.3.

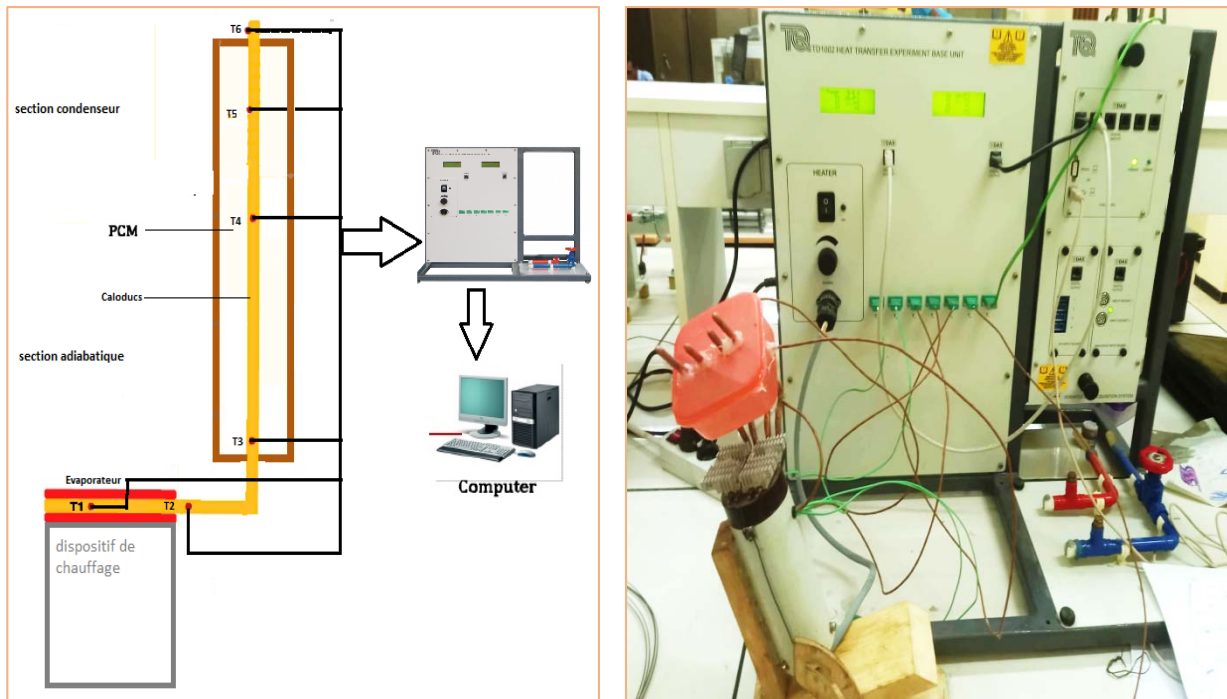


Figure III-3: Schéma du montage expérimental de la configuration 2 d'un caloduc

III.4 Conception paramétrique des composants du système

Le montage expérimental comprend des caloducs avec une section adiabatique remplie de PCM. La longueur de la section évaporateur reste fix, nous allons remplir la section adiabatique avec le PCM et ensuite nous allons ajouter le PCM jusqu'à que la longueur de la section condenseur soit remplis avec le PCM :

III.4.1 Spécification du caloduc

Tableau III-1: Spécification du caloduc

Paramètre	Spécifications
Longueur du caloduc (mm)	200
Diamètre (mm)	4
Epaisseur (mm)	0.2
Longueur de l'évaporateur mm	50

Longueur de la section adiabatique mm	100
Longueur de la section du condenseur	50
Matériau du caloduc	Cuivre
Fluide de travail	L'eau

III.4.2 Spécification du PCM

Le chlorure de calcium hexa hydraté est un sel hydraté non toxique qui peut être utilisé pour le stockage de la chaleur à basse température par changement de phase. Il a une chaleur latente de fusion de 170-190 kJ/Kg et une température de fusion de 29-30°.

Le chlorure de calcium hexa hydraté est un matériau à changement de phase (MCP) largement utilisé dans les applications de stockage de l'énergie solaire et de construction.

Tableau III-2: Spécification du PCM

Paramètre	Spécifications
Nom	Calcium chloride hexahydrate
Formule	$\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$
Type	sel hydraté
Poids moléculaire (g/mol)	219.08
Point de fusion °C	30
Densité	1.71 g/mL at 25°
chaleur latente de fusion kJ/Kg	170 -190

III.4.3 Spécification d'un système de mesure de température

Les sondes de température utiliser sont des thermocouples de type K dont l'emplacement cité dans le tableau III-3 :

Tableau III- 3 : Emplacement des thermocouples

Thermocouple	Emplacement
Thermocouple T1	Température du système de chauffage
Thermocouple T2	Température d'évaporateur
Thermocouple T3	Température du caloduc entrée section adiabatique
Thermocouple T4	Température du caloduc sortie section adiabatique
Thermocouple T5	Température du caloduc section condenseur
Thermocouple T6	Température du caloduc section condenseur
Thermocouple T7	Température ambiante

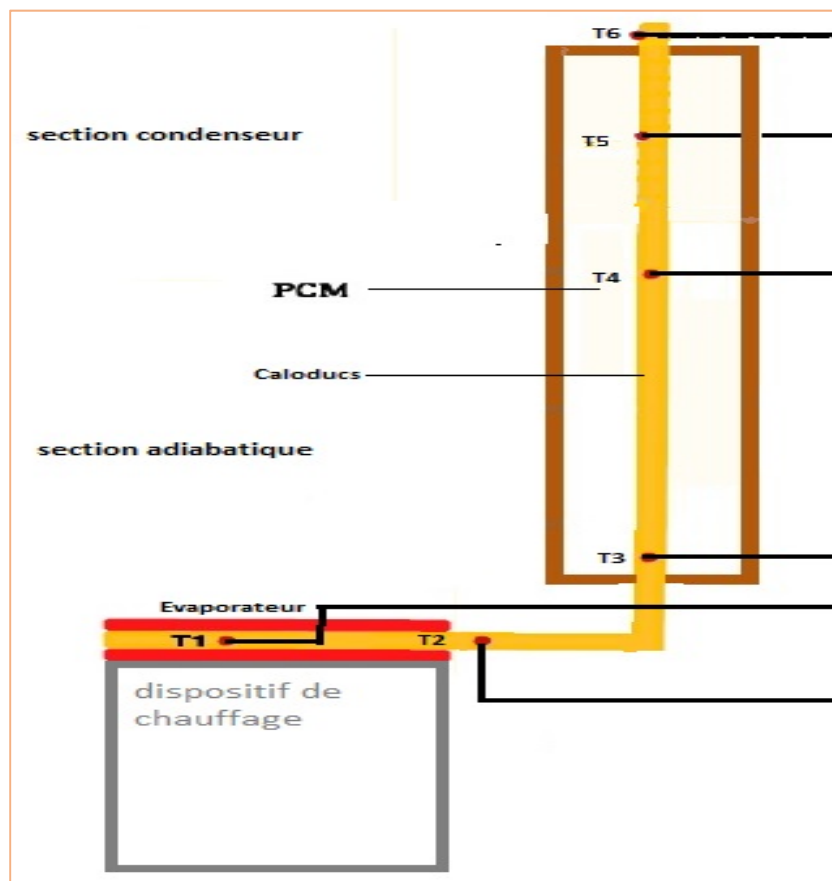


Figure III-4: Emplacement des thermocouples



Figure III-5: La température

III.4.4 Procédure expérimentale

Le caloduc est placé dans la position indiquée dans le montage expérimental. Le degré d'inclinaison est ensuite réglé en déplaçant notre système, notre système sera placé vertical, après vertical. Pour le démarrage nous allons seulement remplir la quantité de PCM dans la section adiabatique. Les thermocouples sont fixés selon le tableau 3, à l'aide d'une colle et d'une pâte thermique. Le réchauffeur est placé dans la section de l'évaporateur et l'apport de chaleur est donné en activant le chauffage. L'apport de chaleur peut être modifié grâce au variateur de puissance. La même procédure est effectuée en faisant varier l'inclinaison et la quantité du PCM et les lectures sont notées.

III.5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons introduit une nouvelle application de caloduc assisté par PCM afin d'améliorer le processus de refroidissement, nous avons aussi présenté les différents dispositifs expérimentaux qu'on va étudier dans les autres chapitres ainsi leur paramétrage et fonctionnement.

CHAPITRE IV

Résultats & Discussions

IV.1.Introduction

Dans ce chapitre, nous présenterons une discussion des résultats obtenus après une série d'expériences sur des caloducs avec une gamme de différents angles et des flux d'énergies calorifiques différentes.

IV.2. Première configuration :

En maintenant la puissance calorifique fixe pour une valeur de 13 W, et en inspectant les différents angles d'inclinaison du heat pipe testé.

Tableau IV.1: Résultats de mesure des températures des caloducs et du PCM

T θ	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₃ (°C)	T ₄ (°C)	T ₅ (°C)	T ₆ (°C)	T ₇ (°C)
90°	59.7	56.7	40.2	40.9	39.7	42.5	29
60°	53.4	50.3	36.5	36.8	36.4	40.8	27.3
45°	55.8	53	38.9	41.6	38.5	40.5	27.5

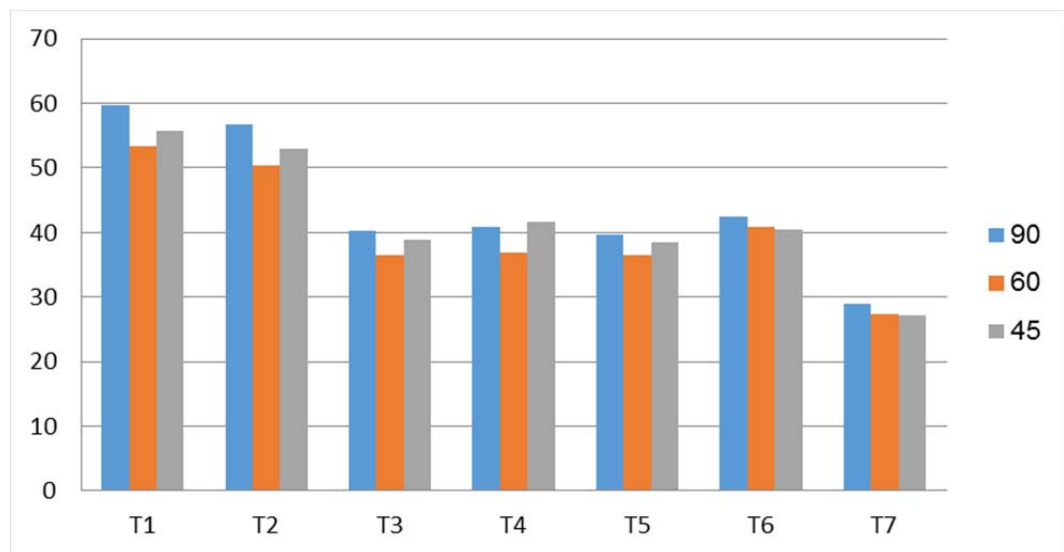


Figure IV.1: Comparaison de température sous différents angles d'inclinaison avec flux d'énergie constant.

À travers les graphiques (Fig. IV.1), au début du processus, au flux de puissance donnée de 13 W, le PCM a absorbé la quantité de chaleur transportée par les caloducs et sa température (du PCM) a augmenté pour différents angles d'inclinaison.

Dans le précédent histogramme, il est clair d'observer un changement des températures pour différentes inclinaisons du système en caloducs. Nous notons que le rapport de température de PCM enregistrée par le thermocouple T₄ est supérieur au rapport de celles

enregistrées aux thermocouples T_3 et T_5 , ce qui indique que le PCM a absorbé une quantité de chaleur du caloduc (chaleur sensible).

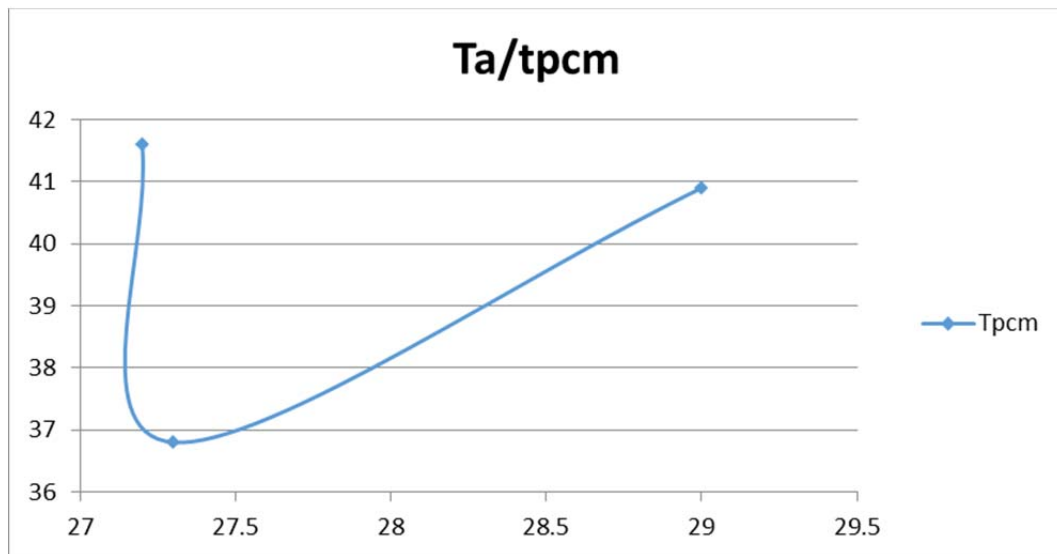


Figure IV.2: Variation de la température du PCM en fonction de la température extérieure (ambiante)

Nous notons sur la Figure (IV.2) que lorsque le PCM est complètement saturé et atteint le stade de fusion, il n'est pas affecté par la chaleur externe, ce qui signifie que le PCM a une certaine température de fusion.

IV.3. Deuxième configuration

Dans cette configuration, on conserve la puissance comme fixe à 18 W, et on monitor le système de heat pipe couplé avec du PCM pour de différents angles communs d'inclinaison.

Tableau IV.2: Enregistrement des températures des caloducs et du PCM

T θ	$T_1(^{\circ}\text{C})$	$T_2(^{\circ}\text{C})$	$T_3(^{\circ}\text{C})$	$T_4(^{\circ}\text{C})$	$T_5(^{\circ}\text{C})$	$T_6(^{\circ}\text{C})$	$T_7(^{\circ}\text{C})$
90°	70.8	66.8	43.6	40.6	44.8	42.6	28.8
60°	70.1	66.3	45	49.6	44.2	42.3	28.3
45°	66.8	62.7	47.4	47.2	47.9	42.8	28.1

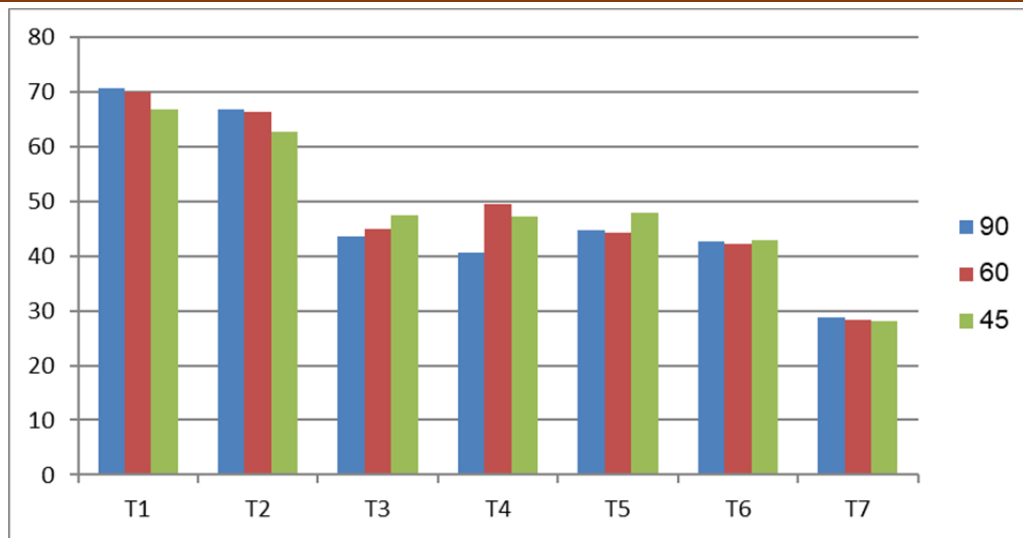


Figure IV.3: Comparaison de température pour différentes inclinaisons avec un flux de chaleur fixe.

La Figure (IV.3) illustrant les résultats issus de la deuxième expérience lorsque la puissance donnée est de 18 W avec des angles d'inclinaison variables, on remarque sur les graphiques que lorsque la puissance augmente, la température des caloducs augmente avec une augmentation de la température du PCM (thermocouple T₄), ainsi que T₃ et T₅ au prorata de la première expérience.

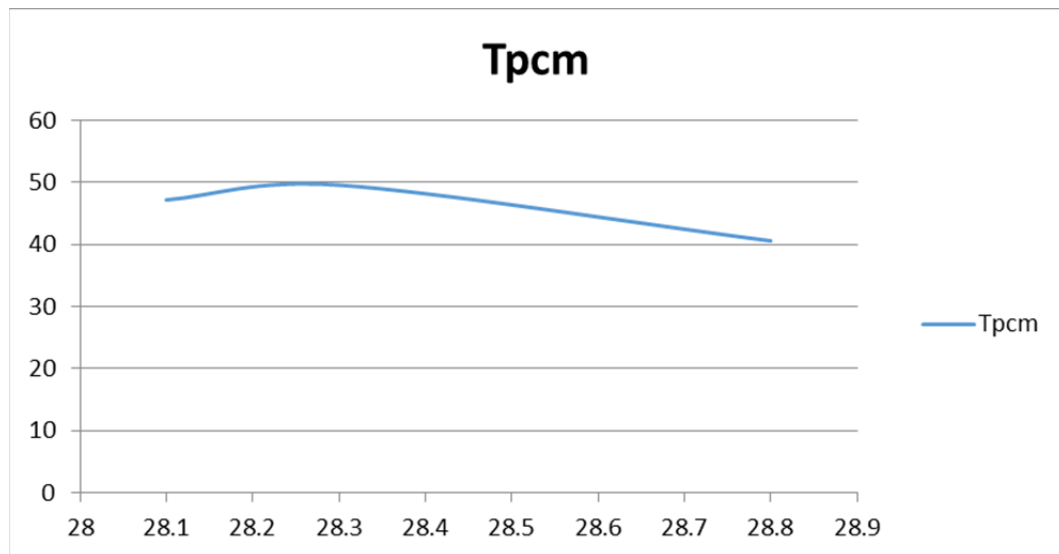


Figure IV.4: Température du PCM en fonction de la température ambiante

Nous remarquons sur la Figure (IV.4) que lorsque la puissance est augmentée de 18 W, lorsque le PCM est complètement saturé et atteint l'étape de fusion, il n'est pas affecté par la chaleur externe, ce qui signifie que le PCM a une certaine température de fusion.

IV.4.Troisième configuration

Tableau IV.3: Variation des températures du système par rapport aux puissances fournies (90° d'inclinaison)

Flux Φ	4 W	8 W	13 W	18 W
Thermocouple				
T₃	30.7	36.1	40.2	43.6
T₄	29	29.6	40.9	40.6
T₅	30.4	34.2	39.7	44.8
T₇	27.2	27.7	29	28.8

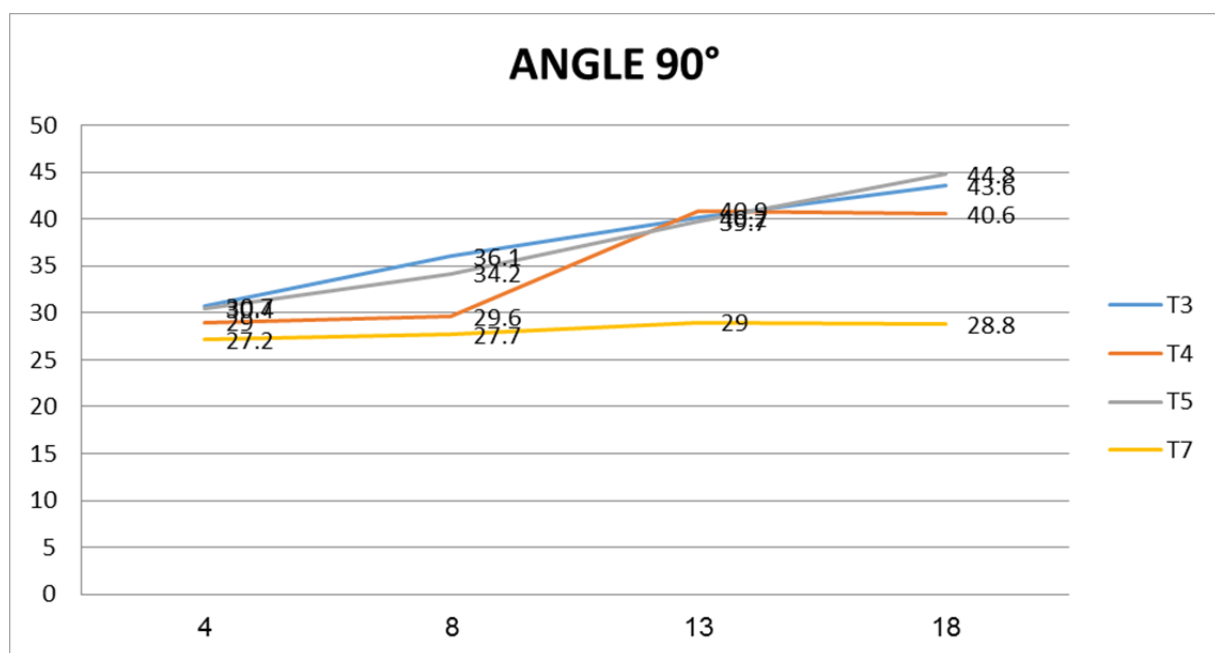


Figure IV.5: Variations des températures du système HP-PCM en fonction de la puissance dissipée en maintenant l'inclinaison fixe à 90 degrés.

En fixant l'angle d'inclinaison à 90°, on remarque sur la courbe que plus la puissance dissipée est élevée, plus la température des différentes zones du système étudié est élevée, toutefois, à la puissance de 13 W on remarque la stabilité de la température de PCM (thermocouple T₄) à 40.9°C, ce qui signifie que la quantité de PCM utilisée est complètement fondue (saturée en énergie calorifique sous forme latente) avec la poursuite des températures T₄ et T₅ en allures croissantes.

Quant à T₇ (thermocouple enregistrant la température extérieure ou ambiante), c'est évident qu'elle restera stable et ne sera pas affectée par les augmentations d'énergie.

Tableau IV.4: Récapitulation des températures mesurées du système HP-PCM étudié

Puissance	4 W			8 W			13 W			18 W		
Thermo-couple	T ₃	T ₄	T ₅	T ₃	T ₄	T ₅	T ₃	T ₄	T ₅	T ₃	T ₄	T ₅
Inclinaison												
90°	30.7	29	30.4	36.1	29.6	34.2	40.2	40.9	39.7	43.6	40.6	44.8
60°	31.6	29	30.7	35	29.7	33.6	36.5	36.8	36.4	45	49.6	44.2
45°	32.3	29.1	31.2	36.8	29.5	34.2	38.9	41.6	38.5	47.4	47.2	47.9

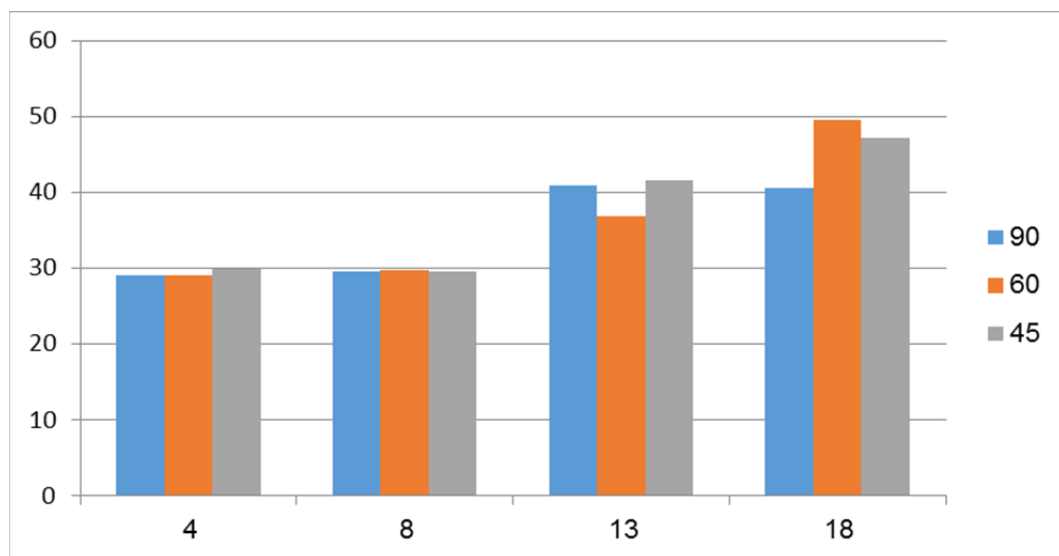


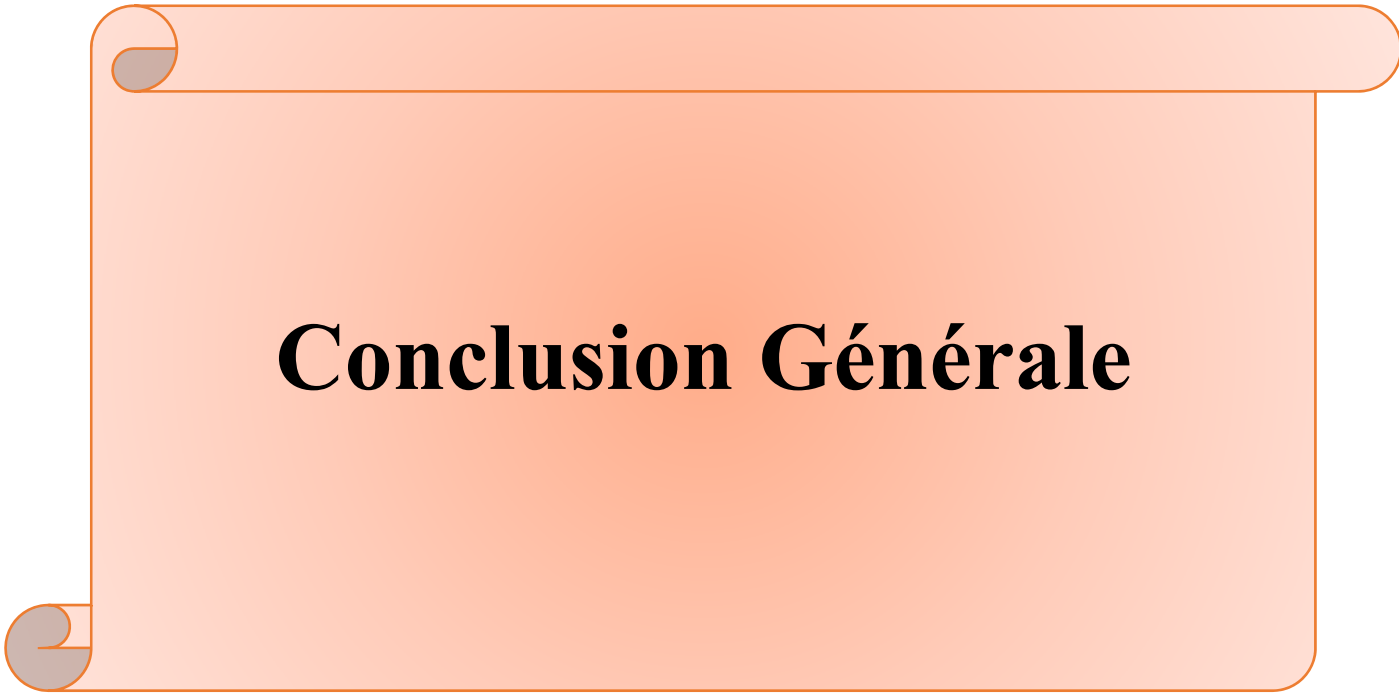
Figure IV.6: Comparaison des températures PCM en fonction de la puissance dissipée pour différentes inclinaisons

Formellement, on note la persistance de la température du PCM (29°C) correspondant aux puissances de 4 et 8 W pour les différents angles d'inclinaison. Quant à puissance de 13 W, on remarque une légère augmentation et la température dépasse les 40°C pour les angles d'inclinaison de 45° et 90° alors qu'à un angle de 60° elle est proche de 36°C, néanmoins pour une puissance dissipée de 18 W on peut constater que la température du PCM mesurée pour une inclinaison de 60° est proche de 50°C tandis qu'elle sera d'environ 45°C pour une inclinaison de 45°. Seulement, pour une inclinaison de 90°, la température mesurée du PCM a maintenu sa valeur constante de 40°C, comme dans le cas auparavant.

IV.5.Conclusion

Le travail présenté ici a permis de tester et éclaircir les caractéristiques d'un caloduc assisté par un matériaux à changement de phase PCM en application avec divers angles d'inclinaison à savoir 45° , 60° et 90° et pour différentes puissances dissipées à savoir 4, 8, 13 et 18 Watts qui peuvent conduire à la conservation de l'énergie et optimisation des systèmes de refroidissement grâce à des économies d'énergie en période de pointe.

Nous concluons que l'intégration du PCM aux caloducs permet d'améliorer et d'optimiser systèmes de refroidissement même ceux destinés aux modules ou panneaux photovoltaïques. En outre, immerger les extrémités des caloducs (sections condenseur) avec un matériau à changement de phase PCM rendre le système performant et meilleure.

A decorative orange scroll graphic with a light orange gradient fill and a darker orange border. The scroll is partially unrolled, with the top and bottom edges showing a darker orange band. The text is centered on the main body of the scroll.

Conclusion Générale

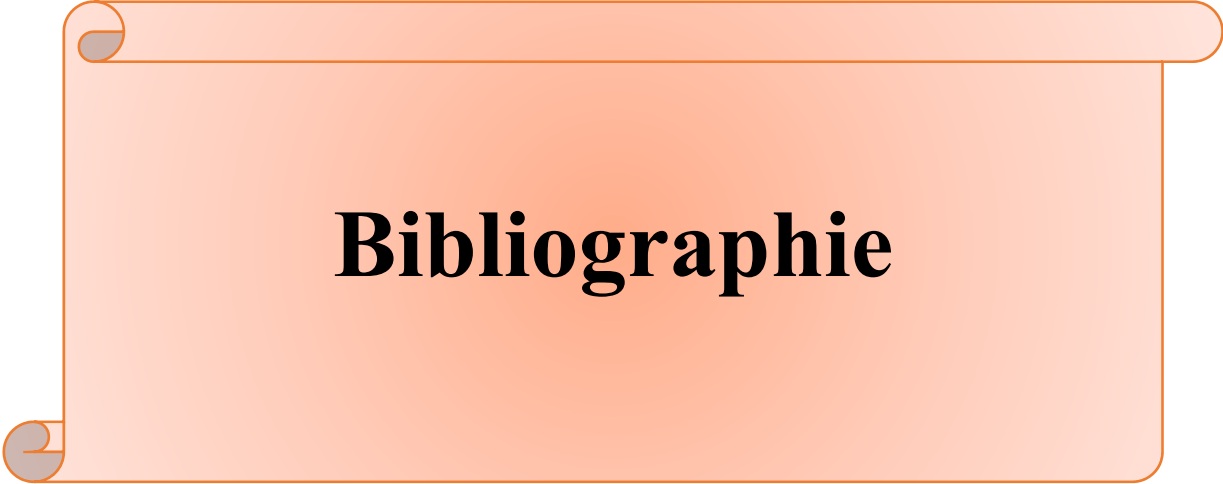
Conclusion générale

Dans le présent travail, nous nous étions intéressés à tester et éclaircir les aspects relatifs au bon fonctionnement des heat pipe en intégrant à eux un matériau à changement de phase PCM afin d'extraire de l'énergie calorifique sous sa forme latente (essentiellement).

Le travail décrit par ce manuscrit a permis d'étudier les performances des systèmes de refroidissement basés sur des caloducs avec un remplissage en PCM du côté condenseur. On a mesuré et enregistré les températures spécifiques au système pour différentes positions et pour différentes charge calorifiques (puissances d'échauffement, 4, 8, 13, et 18 Watts) en fonction des angles d'inclinaisons (45°, 60° et 90°). Sachant que nous avons seulement utilisé un type du PCM qui a la température de fusion aux alentours de 29°C, on pourrait améliorer et optimiser d'autres systèmes de refroidissement des composants électroniques avec d'autres types de PCM plus ou moins adaptés à ces applications.

Les résultats issus de cette étude expérimentale ont permis de valider que l'inclinaison joue défavorablement sur les performances des HP, et que l'utilisation d'angles d'inclinaison optimaux améliore les systèmes de refroidissement basé sur les caloducs, ensuite pour de faibles flux thermiques (de 4 à 18 W) et en inclinaison verticale le système testé présentera une remarquable performance. Par conséquent, ce type de refroidissement (par changement de phase) est recommandé pour maintenir la température de fonctionnement d'un certain système stable et pour être utilisé dans les systèmes aux puissances élevées.

Finalement, on espère que c'est la présente approche de refroidissement aide à concevoir et réaliser des systèmes performants pour des applications pratiques industrielles ou domestiques intégrantes et innovantes.

A decorative orange scroll graphic with a light orange gradient fill and a darker orange border. The scroll is unrolled in the center, with the word 'Bibliographie' written in a bold, black, serif font. The top and bottom edges of the scroll have rounded, folded-over corners.

Bibliographie

BIBLIOGRAPHIE

- [1] C. Romestant, « Etudes Théoriques et Expérimentales de Caloducs et de Thermosiphons Soumis à de Fortes Accélérations », Thèse de l'université de Poitiers, 2000.
- [2] F. Polasek, "Thermal Control of Electronic Components by Heat Pipes and Thermosyphons", Xth Int. Heat Pipe Conf., Stuttgart, Allemagne, 1997.
- [3] M. Groll, M. Scheinder, V. Sartre, M. C. Zaghdoudi, M. Lallemand, "Thermal Control of Electronic Equipment by Heat Pipes", Revue générale de thermique 37, pp. 323-352, 1998.
- [4] G. P. Peterson, "Heat pipes in the thermal control of electronics components", 3rd Int. Heat pipe symposium, Tsukuba, Japan, 1988.
- [5] C. Romestant, A. Alexandre, C. Bonhomme, J. N. Julien, Y. Rubichon, E. Guiot, "Diode Thyristor or IGBT Cooling by Heat Pipe and Air Flow", PCIM conf., Nuremberg, 1998.
- [6] G. P. Peterson, A. Ortega, "Thermal control of electronic equipment and devices", Advances in heat transfer, vol. 20, 1990.
- [7] A. Basilius, "Follow up on heat pipe applications", 2nd Int. Heat Pipe Conf., Bologne, 1976.
- [8] J. Martinet, « Les caloducs et leurs applications », Revue générale de thermique 192, pp. 865-880, 1977.
- [9] N. Adachi, S. Sugihara, M. Takahashi, S. Takahashi, T. Chiba, S. Ishii, T. Yamada, M. Mochizuki, M. Saito, « Heat pipe snow melting and deicing by natural heat », Xth Int. Heat Pipe Conf., Stuttgart, 1997.
- [10] R. Johannesen, M. West, "Efficient humidity control with heat pipes, Fact Sheet EES-75", Florida Energy Extension Service, University of Florida, USA, 1991.
- [11] M. Khattar, "Heat pipe application program, FSEC publication", Florida Solar Energy Center, University of Florida, USA, 1994.
- [12] S. Chaudourne, « Les échangeurs à caloduc, Collection d'échangeurs de chaleur », Tec & Doc Lavoisier, 1987. ISBN : 2-9502555-3-1.
- [13] E. Renaot, M. Sadli, M. Elgourdou, G. Bonnier, « Applications originales en métrologie des températures des fours à caloduc régulés en pression », Bulletin du bureau national de métrologie, vol. 103, 1996.
- [14] A. Alexandre, A. Suleiman, J. L. Firmin, "Theorical and experimental study of heat pipe in zero-G for electrochimical cooling", SAE technical paper 911483, 1991.

- [15] "R. Schlitt, "Evolution of heat pipe technology for satellite thermal control", Xth Int. Heat Pipe Conf., Stuttgart, Allemagne, 1997.
- [16] C. Pietsch, J. Hauser, "Development and testing of a high performance quadro-groove heat Pipe", SAE technical paper 911481, 1991.
- [17] M. Dubois, B. Mullender, S. VanOost, J. Druart, W. Supper, D. Titterton, "Space qualification of high capacity grooved heat pipes", SAE technical paper 951551, 1996.
- [18] C. Hoa, « Thermique des Caloducs à Rainures Axiales: Etudes et réalisations pour des applications spatiales », Thèse de doctorat de l'université de Poitiers, 2004.
- [19] B. Moschetti, E. Voyer, « Développement d'un caloduc hautes performances pour application spatiale », Journée SFT & GUT, 1996.
- [20] C. Romestant, A. Alexandre, "Al/NH₃ heat pipe model with non uniform heat flux", 10th Int. Heat Pipe Conf., Stuttgart, 1997.
- [21] M. Patacia, V. Perotto, H. Kreeb, "Heat pipes for the L-Sat communications module radiator", Proceeding of the Int. Symp. Envir. & Therm. Systems for space vehicles, Toulouse, 1983.
- [22] C. Romestant, « Contribution à l'étude et à l'expérimentation de caloducs spatiaux », Rapport du laboratoire d'études thermiques, Poitiers, 1994.
- [23] V. P. Carey, "Liquid-Vapor phase change phenomena: An introduction to the thermophysics of vaporization and condensation processes in heat transfer equipment", Taylor & Francis, 1992.
- [24] Z. Y. Guo, D. X. Xiong, C. Yang, M. Chen, Z. X. Li, "Continuous liquid-vapor phase transition in microscale", Int. J. of Therm. Sc. 34(4), pp. 481-489, 2000.
- [25] M. Daoud, C. Williams, « La juste argile », Les éditions de physique, 1995. ISBN2-86883-257-1.
- [26] C. L. Tien, "Fluid mechanics of heat pipes", Annual review of Fluid mechanics: pp. 167-185.
- [27] N. K. Gidas, « Champs de vitesse et de température à l'intérieur d'un caloduc », Revue générale de thermique 118, pp. 843-863, 1971.
- [28] A. Faghri, "Heat Pipe Science and Technology", Taylor & Francis, 1995.
- [29] A. Lai, « Conception et Réalisation de Caloducs en Silicium pour les Applications Spatiales », thèse de l'université de Grenoble, 2005.
- [30] A. Bricard, S. Chaudourne, « Caloducs, les techniques de l'ingénieur : Traité Génie Energétique », B9 54, pp. 1-24.
- [31] P. D. Dunn, D. A. Reay, "Heat pipes", Pergamon, Oxford, 1994.

- [32] K. Jones, Y. Cao, M. Gao, "Embeddes Heat Pipes in Ceramic Electronic Packages and Filling Process", Report AFRL-PR-WP-TR-2001-2035, AF Research Lab. 2001.
- [33] D. Khrustalev, A. Faghri, "Thermal Characteristics of Conventional and Flat Miniature Axially Grooved Heat Pipes", J. of heat transfer 117(4), 1995.
- [34] S. Launay, « Performances Thermiques de Microcaloducs Usiné dans du Silicium. Modélisation et Etude Expérimentale », Thèse de doctorat, INSA de Lyon, 2002.
- [35] M. Ivanova, « Conception et Réalisation de Fonctions Thermiques Intégrés dans le Substrat de Composants Electroniques de Puissance ; Apport de la Gestion des Flux Thermiques par Mini et Micro-caloducs », Thèse de doctorat, Univ. Grenoble, 2005.
- [36] A. Faghri, "Heat pipe science and technology", Taylors and Francis, 1995.
- [37] G. Carbajal, C. B. Sobhan, G. P. Peterson, D. T. Queheillalt, H. N. G. Wadley, "A quasi-3D analysis of the thermal performance of a flat heat pipe", Int. J. Heat Mass Transfer, 2007.
- [38] O. T. Fadhil, A. M. Saleh, "Thermal performance of a heat pipe with sintered powder metal wick using ethanol and water as working fluids", Anbar Journal for Engineering Sciences, 2011.