

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 : Génie mécanique

Spécialité : Energétique

Thème

**Étude expérimentale et numérique d'un système de
refroidissement à base de caloducs couplés avec un matériau à
changement de phase**

Encadré par :

M. MENECEUR Redha

Présenté par :

BOUKANDOURA Abdelmalek

2020-2021

Remerciements

*D'abord je remercie le Dieu le tout puissant qui nous a donné
la volonté, le Courage et la patience pour bien
mener ce travail.*

*Je tiens à exprimer mes plus vifs remerciements à mon
encadreur Monsieur Meneceur Réda*

*Pour son entière disposition, ses judicieux conseils et son
patience, au long de ce mémoire*

*Mes remerciements vont aux membres de jury qui ont pris
soin d'examiner le travail présenté dans ce mémoire.*

*Enfin, j'exprime mes remerciements
à tous ceux qui ont
contribué de près ou de loin à l'élaboration de ce travail.*

Dédicace

*Je dédie ce modeste travail à ma chère mère,
à mon cher père, pour tous ce qui ont fait pour moi,
Et pour leurs sacrifices et leur soutien durant ma vie.
À ma chère femme qui m'a soutenu le long de ce mémoire,
À mes chers frères,
À toute ma famille*

Résumé

Les caloducs constituent des solutions particulièrement intéressantes pour le refroidissement. Dans le premier chapitre, une étude théorique générale sur les caloducs et des phénomènes physiques intervenant dans leurs fonctionnements, les types, la composition ainsi les limites de fonctionnement sont présentées.

La modélisation et la simulation réalisées dans ce travail est pour étudier les performances thermiques en régime stationnaire d'un caloduc à pompage capillaire appliquée dans le refroidissement d'un composant électronique. La méthode des volumes finis est utilisée pour analyser les phénomènes thermiques. Un système de caloducs (cuivre/eau) assistés par des matériaux à changement de phase (PCM) pour le refroidissement a été présenté comme une solution potentielle. Les paramètres étudiés sont la puissance imposée de 20 à 100 W, la température et la résistance thermique de l'évaporateur et la ligne vapeur ainsi que l'inclinaison de l'évaporateur par rapport au condenseur (0° à 90°). Dans ce mémoire on va faire une analyse expérimentale et numérique étudie les performances thermiques d'un caloduc avec un matériau à changement de phase pour le refroidissement. La section adiabatique du caloduc est recouverte d'un récipient de stockage contenant un matériau à changement de phase (MCP) qui peut stocker et libérer de l'énergie thermique en fonction de la puissance de chauffe de l'évaporateur et de la vitesse de ventilation du condenseur, Des investigations expérimentales sont menées pour obtenir les distributions de température du système, Les paramètres de cette étude comprennent l'effet de l'inclinaison, différents volumes de remplissage de PCM et les puissances de chauffage dans le module de refroidissement. Les résultats ont montré que le caloduc assisté par PCM fournissait la capacité de refroidissement requise et sont efficace par rapport caloducs conventionnelle.

MOTS-CLES : caloducs, matériaux à changement de phase (PCM), refroidissement, puissances thermiques, phénomènes physiques

Abstract

Heat pipes are particularly interesting solutions for cooling. In the first chapter, a general theoretical study on heat pipes and the physical phenomena involved in their operation, types, composition and operating limits are presented.

The modeling and simulation performed in this work is to study the steady state thermal performance of a capillary pumped heat pipe applied in the cooling of an electronic component. The finite volume method is used to analyze the thermal phenomena. A heat pipe system (copper/water) assisted by phase change materials (PCM) for cooling was presented as a potential solution. The parameters studied are the imposed power from 20 to 100 W, the temperature and thermal resistance of the evaporator and the steam line as well as the inclination of the evaporator compared to the condenser (0° to 90°). In this thesis, an experimental and numerical analysis will be made to study the thermal performance of a heat pipe with a phase change material for cooling. The adiabatic section of the heat pipe is covered with a storage vessel containing a phase change material (PCM) that can store and release thermal energy depending on the heating power of the evaporator and the ventilation rate of the condenser. Experimental investigations are conducted to obtain the temperature distributions of the system. The parameters of this study include the effect of inclination, different PCM filling volumes and heating powers in the cooling module. The results showed that the PCM-assisted heat pipe provided the required cooling capacity and are efficient compared to conventional heat pipes.

Keywords: heat pipes, phase change materials (PCM), cooling, thermal powers, physical phenomena.

Table des matières

INTRODCUTION.....	1
CHAPITRE I.	3
I.1 Introduction	3
I.2 Concepts de base, théorie, classification et les domaines d'applications de la technique HP.....	4
I.2.1 Concept de base et théorie derrière le fonctionnement HP	4
I.2.2 Classification de la technologie HP	4
I.2.3 Domaines d'applications.....	7
I.3 Etat de l'art et Etudes bibliographiques sur les systèmes HP.....	8
I.3.1 Etat de l'art sur les HP.....	8
I.3.2 Étude bibliographique sur les systèmes HP	13
I.3.3 Comparaison des différentes boucles de refroidissement à pompage capillaire..	18
I.4 Stockage de l'énergie thermique.....	28
I.4.1 Stockage de la chaleur sensible	29
I.4.2 Stockage de la chaleur latente	29
I.4.3 Matériau à changement de phase (PCM)	30
I.5 Conclusion.....	32
CHAPITRE II.....	3
II.1 Introduction	30
II.2 Description du système et principe de fonctionnement	30
II.2.1 Description	30
II.2.2 Fonctionnement.....	30
II.2.3 Définition du problème	31
II.3 Paramètres du nouveau système HP-PCM.....	31
II.4 Conception paramétrique des composants du système	34
II.4.1 Spécification du caloduc	34
II.4.2 Spécification du PCM	34
II.4.3 Spécification d'un système de mesure de température	35
II.4.4 Procédure expérimentale	36
II.5 Conclusion.....	36
CHAPITRE III.	30
III.1 Introduction	37

III.2	Modèle analytique pour de la modèle thermohydraulique du système HP	37
III.2.1	Objectif de modélisation du système HP	37
III.2.2	Théorie des fluides thermiques et équations mathématiques associées du modèle de thermohydraulique du HP	37
	Bilan d'énergie sur l'évaporateur	38
	Bilan énergétique au niveau du condenseur.....	45
III.2.3	Equations thermodynamiques	52
III.2.4	Propriétés thermodynamiques du fluide de travail.....	56
III.2.5	Algorithme pour l'exploitation du modèle de transfert thermique HP	57
III.3	Présentation des résultats	59
III.3.1	Présentation de la simulation de la gravité.....	59
III.3.2	Présentation de la simulation d'une mèche bi-poreuse	60
III.3.3	Résultats de la simulation d'une mèche bi-poreuse	61
III.4	Conclusion.....	Erreur ! Signet non défini.
	CHAPITRE IV.	37
IV.1	Introduction	51
IV.2	Étude paramétrique	51
IV.2.1	Influence de la quantité du PCM.....	56
IV.2.2	Influence de la gravité et l'inclinaison	59
IV.3	Conclusion.....	60

Liste des figures

Figure I-1: Schéma descriptif d'un caloduc	3
Figure I-2 : Schéma de principe du fonctionnement d'un thermosiphon.....	5
Figure I-3: Schéma de principe du fonctionnement d'un caloduc conventionnel.....	5
Figure I-4 : Schéma du caloduc oscillant	6
Figure I-5: Schéma de principe d'une boucle diphasique de type LHP	7
Figure I-6 : HP plane à section circulaire et HP cylindrique (Maydanik, 2005).....	10
Figure I-7 : Caloduc cylindrique	12
Figure I-8 : Caloduc plat	12
Figure I-9 : Géométrie des différentes formes de section transversale du micro-caloducs	13
Figure I-10 :Mèche frittée en poudre métallique	14
Figure I-11 : Mèche rainurée.....	15
Figure I-12: Mèche en grillage.....	15
Figure I-13: Fonctionnement du caloduc	19
Figure I-14 : cycle thermodynamique d'un thermosiphon (diagramme T-S)	22
Figure I-15: cycle thermodynamique d'un caloduc à pompage capillaire (diagramme T-S) ..	24
Figure I-16: Limites de fonctionnement pour un caloduc.....	26
Figure I-17:Classifications des matériaux à changement de phase.....	31
Figure II-1: Caloducs assistés par PCM.....	30
Figure II-2 : Schéma du montage expérimental du système 1 d'un caloduc	32
Figure II-3: Schéma du montage expérimental du système 2 d'un caloduc	32
Figure II-4 : Schéma du montage expérimental du système 3 d'un caloduc	33
Figure II-5: Emplacement des thermocouples	35
Figure III-1: Représentation du caloduc.....	37
Figure III-2: : schéma de l'évaporateur et analogie électrique.....	38
Figure III-3: schéma du condenseur	46
Figure III-4: condenseur, dimensions du radiateur	47
Figure III-5:Schéma du contre- flux dans le condenseur	50
Figure III-6: Algorithme de calcul	58
Figure III-7: Influence de la gravité sur les performances de HP	59
Figure III-8 : Passage d'un milieu mono-poreux vers un milieu bi-poreux.....	61
Figure III-9 : Etude paramétrique du bi-poreux – Simulation 1.....	62
Figure III-10: Etude paramétrique du bi-poreux – Simulation 2.....	63

Figure III-11: Etude paramétrique du bi-poreux – Simulation 3.....	64
Figure IV-1: calibration des thermocouples.....	51
Figure IV-2: PCM à l'état liquide.....	52
Figure IV-3 :PCM à l'état solide	52
Figure IV-4 : Schéma de la procédure du fusion du PCM à 60°C	53
Figure IV-5: profile de température pour le système 01	53
Figure IV-6: Schéma de la procédure du fusion PCM à 60°C	54
Figure IV-7: profile de température pour le système 02	54
Figure IV-8 : Schéma de la procédure du fusion PCM à 60°C	55
Figure IV-9 : profile de température pour le système 03	55
Figure IV-10: Comparaison du profile de température entre système 1 et 2	56
Figure IV-11: Comparaison du profile de température du evaprateur et condseur pour les trois systeme	57
Figure IV-12: Comparaison le profil de température du caloduc remplie avec PCM	58
Figure IV-13: comparaison du profile de température entre système 1 et 2	59

Liste des tableaux

Tableau 1: Comparaison des différentes structures capillaires	16
Tableau 2: Propriétés du fluide de travail du caloduc.....	17
Tableau 3 : Emplacement des thermocouples	35
Tableau 4 : caractéristiques principales des milieux poreux utilisés pour les simulations	60
Tableau 5 : la quantité de PCM utiliser.....	52

Nomenclature

A	surface	[m ²]
A _w	section de la structure capillaire du caloduc	[m ²]
C _{pl}	Capacité thermique spécifique	[J/Kg°C]
D	Diamètre	[m]
f	facteur de frottement	[-]
F	coefficient de frottement	[-]
g	accélération gravitationnelle	[m/s ²]
h	coefficients de transfert de chaleur	[W/°Cm ²]
k	conductivité thermique	[W/°C m]
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 de 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	[°C/W]
Re	Nombre de Reynolds	[-]
T	Température,	[°C]
u	la vitesse	[m/s]

Lettres grecques

α	variable définie	[-]
β	angle de contact dans la mèche	[-]
γ_v	rapport de chaleur spécifique de la vapeur	[-]
δ	épaisseur de couche	[m]

ε	porosité d'un milieu poreux	[%]
Γ	débit massique par unité de largeur	[Kg/ms]
μ	viscosité dynamique	[Pa.s]
ρ	masse volumique	[kg.m ⁻³]
σ	tension superficielle de l'interface liquide/vapeur	[N.m ⁻¹]
τ	contrainte de cisaillement	[N/m ²]
ϕ	angle d'inclinaison du caloduc	[°]

Indices

Cf	liquide de refroidissement
Cond	condenseur
eva	évaporateur
Eff	effective
HP	caloducs
PCM	matériaux à changement de phases
l	liquide
lf	liquide film
v	vapeur
vl	line de vapour
w	mèche
wall	Structure du caloducs

Introduction

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. Au cours de ce mémoire, nous allons étudier un système de refroidissement à base de Caloducs couplés avec un matériau à changement de phase

Dans le premier chapitre une étude bibliographique que nous introduisons sur les caloducs, nous allons commencer par leurs principes de fonctionnement, les types des caloducs seront classés. Ensuite l'ensemble des limites de fonctionnement d'un caloduc. La dernière partie de ce premier chapitre, nous introduisons un PCM pour stockage et transfert d'énergie. Dans le deuxième chapitre nous allons faire une description sur notre dispositif expérimentale, le fonctionnement, paramétrage ainsi la procédure. Puis nous allons présenter dans le chapitre trois un modèle mathématique pour les caloducs ainsi les calculs et la simulation numérique via différence finie en utilisant le Matlab. Dans le chapitre les dernier 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.

Recherche Bibliographique

I.1 Introduction

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

Un caloduc est un échangeur de chaleur constitué, généralement, d'un condenseur, un évaporateur et une zone adiabatique ; Un condenseur est un échangeur dans lequel le fluide froid provoque un changement de phase du fluide chaud, qui passe de l'état de vapeur à l'état liquide. Inversement, un évaporateur utilise le fluide chaud pour faire passer le fluide initialement froid de l'état liquide à l'état de vapeur et la zone adiabatique c'est un chemin isolé dans lequel aucun transfert thermique n'intervient entre le fluide et le milieu extérieur.

Le caloduc a donc pour fonction de transporter de la chaleur depuis une source chaude vers une source froide. La source chaude est en contact avec l'évaporateur du caloduc et la source froide en contact avec le condenseur. Le liquide s'évapore à l'évaporateur et la vapeur vient se condenser au condenseur. Tandis que la vapeur se déplace sous la différence de pression régnant à l'évaporateur et au condenseur, le condensat retourne vers l'évaporateur sous l'effet de forces imposées par le système (figure I-1). Il s'agit le plus souvent des forces de capillarité développées dans un milieu spécifique (rainures ou poreux) qui tapisse la paroi intérieure du caloduc (**caloduc capillaire**) ou des forces de gravité (**thermosiphon diphasique**) [1].

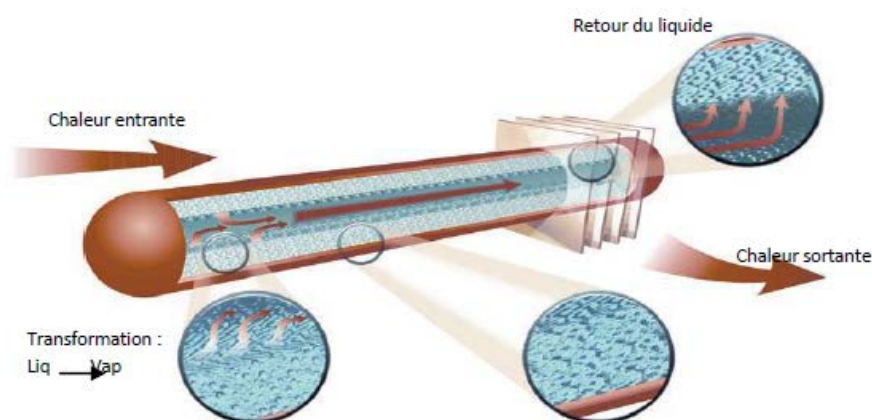


Figure I-1: Schéma descriptif d'un caloduc

I.2 Concepts de base, théorie, classification et les domaines d'applications de la technique HP

I.2.1 Concept de base et théorie derrière le fonctionnement HP

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 [2].

Alors, 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 ; au niveau de l'évaporateur, le liquide présent dans la structure capillaire s'évapore lorsque de l'énergie est fournie.
- Cette évaporation provoque une augmentation de la pression dans la phase vapeur donc une différence de pression entre le condenseur et l'évaporateur, ce qui entraîne un écoulement du gaz vers la zone condenseur où la pression est plus faible.
- Au niveau du condenseur, la vapeur se condense dans cette 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 à travers un milieu poreux.
- La température de la phase vapeur est liée à la pression puisque le fluide est à l'état de saturation.

I.2.2 Classification de la technologie HP

I.2.2.1 Thermosiphon

C'est 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 [3].

L'importance du rôle de la gravité dans le fonctionnement du thermosiphon implique que l'évaporateur soit impérativement situé en dessous du condenseur.

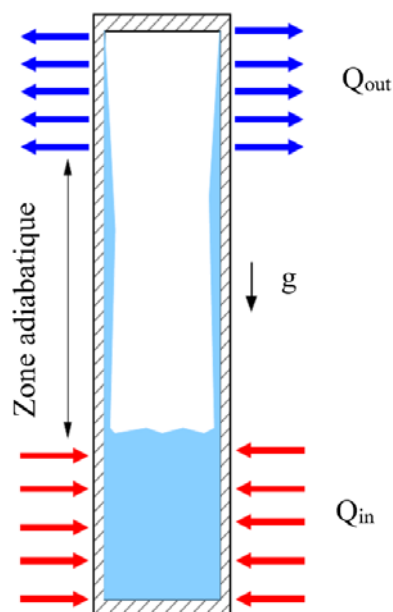


Figure I-2 : Schéma de principe du fonctionnement d'un thermosiphon

I.2.2.2 Caloduc conventionnel

Présenté sur la figure I.3, 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 [3].

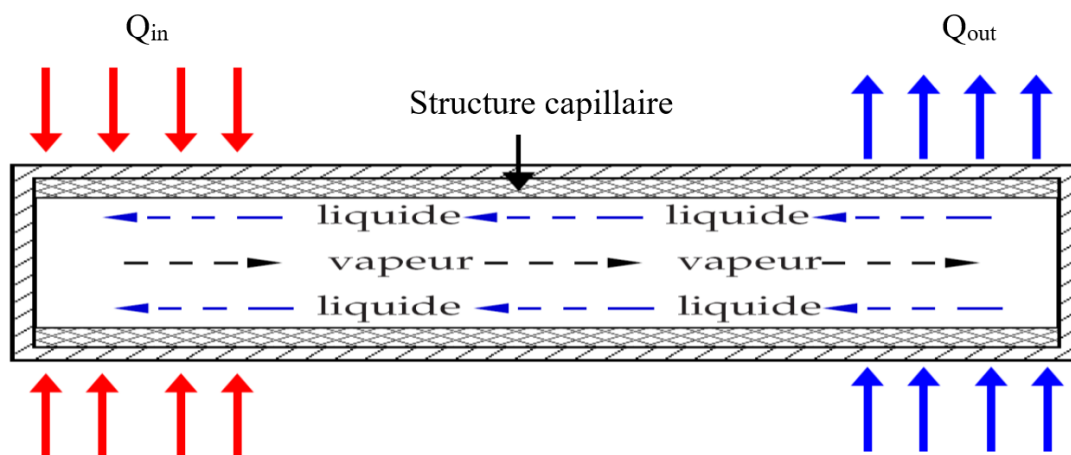


Figure I-3: Schéma de principe du fonctionnement d'un caloduc conventionnel

I.2.2.3 Caloduc oscillant

La structure de base d'un caloduc oscillant se compose de plusieurs boucles interconnectées (aller-retour) sous forme de serpentins issues d'un seul tube capillaire lisse, comme le présente la figure I.4 [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].

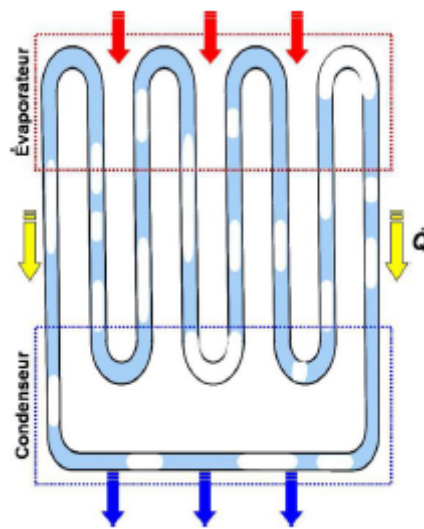


Figure I-4 : Schéma du caloduc oscillant

I.2.2.4 Caloduc en boucle diphasique

L'idée principale des boucles diphasiques (Figure I.5) 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. Ces boucles diphasiques 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.

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

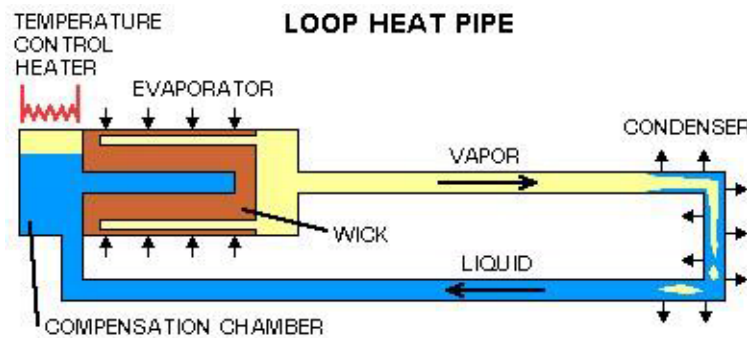


Figure I-5: Schéma de principe d'une boucle diphasique de type LHP

I.2.3 Domaines d'applications

Le domaine d'application des caloducs est très vaste :

I.2.3.1 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.2.3.2 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

I.2.3.2.1 L'électronique de puissance

La traction ferroviaire fait appel à de nombreux composants d'électronique de puissance tels que diode, thyristor, IGBT, ... Ces composants dissipent des puissances importantes qu'il faut évacuer dans l'environnement. Dans ce cas, le caloduc est utilisé pour transférer l'énergie d'une zone à forte densité de puissance (sur les surfaces des composants) vers une zone de plus faible densité (échangeur à air).

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

I.2.3.2.2 La microélectronique

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

I.2.3.3 Autres applications

Si les applications liées au refroidissement de l'électronique jouent actuellement un rôle moteur, d'autres utilisations présentant un intérêt économique ou technique ont été réalisées et testées sur de longues périodes. 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.3 Etat de l'art et Etudes bibliographiques sur les systèmes HP

I.3.1 Etat de l'art sur les HP

Les industries électroniques et de télécommunications tendent vers une miniaturisation toujours plus poussée des systèmes électroniques et vers l'augmentation de leur fréquence d'horloge, ce qui conduit à une augmentation des densités de flux à dissiper. Ainsi, le refroidissement des composants électroniques constitue actuellement un défi majeur, dont le but est de maintenir leur durée de vie à un niveau acceptable. Le caloduc (HP) a été inventée au début des années 1970 en Union Soviétique, en réponse aux besoins croissants de l'industrie

électronique en matière de refroidissement (Maydanik, 2005). De plus, l'industrie spatiale était demandeuse de systèmes de refroidissement performants et de grande fiabilité. Les caloducs peuvent répondre à ces exigences puisqu'elles permettent d'évacuer de fortes densités de flux, sur des distances de plusieurs dizaines de centimètres, avec une faible résistance thermique, de l'ordre de 0,1 à 0,2 K/W (Maydanik et al., 2005). De plus, comme les transferts de chaleur ont lieu par changement de phase, un tel système est également capable d'uniformiser la température du composant et d'éliminer les points chauds. Les caloducs offrent plusieurs avantages par rapport aux caloducs classiques (Maydanik, 2005, Bugby, 2005) : elles ont un fonctionnement plus robuste, en particulier lorsqu'elles sont soumises à des forces volumiques externes de gravité ou d'accélération, la densité de flux maximale est plus élevée et elles sont plus facilement intégrables dans des systèmes électroniques de géométrie complexe. La première caractéristique est particulièrement intéressante pour les systèmes électroniques embarqués. Ainsi, la principale application des caloducs est le refroidissement de composants électroniques, pour l'industrie spatiale ou électronique (Maydanik, 2005). Par exemple, un système de régulation de température comprenant six HPs a été installé à bord de l'engin spatial russe « Mars 96 ». Dans le satellite météorologique chinois FY-IC, les batteries sont refroidies par des caloducs. Soixante-deux HP à ammoniac sont installées dans les satellites américains Hughes-702. Dans l'engin spatial américain ICESar, l'altimètre GLAS est refroidi par deux HP fonctionnant avec du propylène. Les premières applications terrestres de HP concernaient l'électronique de puissance (transistors, convertisseurs). Actuellement, les caloducs sont envisagés pour le refroidissement des ordinateurs portables. Dans ce type d'applications, les caloducs, de taille miniature (Delil et al., 2002, Hoang et Ku, 2003, Pastukhov et al., 2003, Boo et Chung, 2004, Maydanik, 2004, Maydanik et al., 2005, Chen et al., 2006), s'opposent à d'autres technologies concurrentes comme les mini-caloducs, les micro-caloducs ou les diffuseurs thermiques diphasiques. Usuellement, un HP est considéré comme miniature si le diamètre externe de l'évaporateur est inférieur à 8 mm, le diamètre des conduites inférieur à 3 mm, et la longueur effective comprise entre 200 et 1000 mm (Maydanik, 2004).

Il existe plusieurs types de mini-HP, qui se distinguent par la géométrie de l'évaporateur, cylindrique ou plane (figure 4). Lorsque l'évaporateur est plan, la surface en contact avec le composant peut être rectangulaire ou circulaire. Les évaporateurs plans sont plaqués directement contre le composant à refroidir alors que dans le cas d'un évaporateur cylindrique, il est nécessaire d'interposer une semelle entre les deux parois, ce qui crée une résistance thermique supplémentaire. Deux HPs cylindriques ont été testées par Maydanik (2004). La

première HP acier inox / ammoniac, munie d'une structure capillaire en titane, a un diamètre externe 5 mm et transfère une puissance maximale de 95 W sur une distance de 200 mm. La seconde, un HP cuivre / eau à structure capillaire en cuivre, a un diamètre externe de 6 mm et transfère une puissance de 150 W sur cette distance. Un HP cuivre / eau à évaporateur plan, de dimensions $20 \times 18 \times 3,2 \text{ mm}^3$, a également été développée.

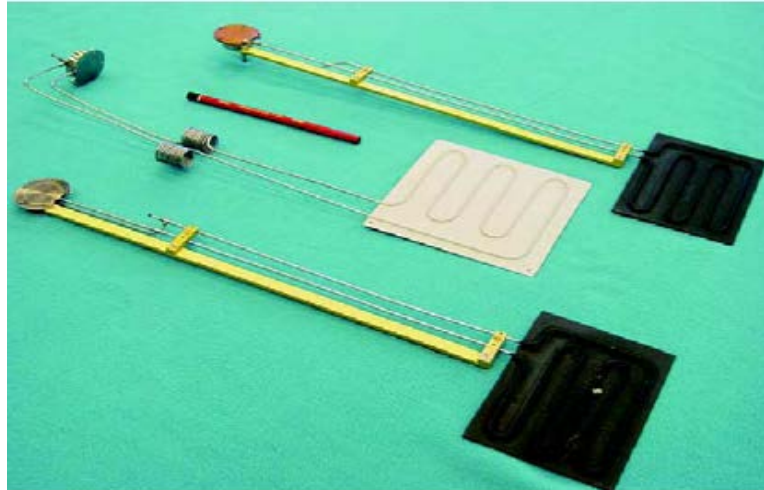


Figure I-6 : HP plane à section circulaire et HP cylindrique (Maydanik, 2005)

Elle transfère une puissance de 160 W sur la même distance. Singh et al. (2007) ont testé un HP cuivre / eau, à structure capillaire en nickel, dont l'évaporateur plan à surface circulaire a une épaisseur de 10 mm et un diamètre de 30 mm. Les résultats montrent que ce système est capable de transférer une puissance de 70 W sur une distance d'environ 200 mm. Les travaux récents s'intéressent au comportement oscillatoire des LHP miniatures. Veshinin et Maydanik (2007) ont montré l'influence de la charge sur l'apparition des oscillations de température, alors que Chen et al. (2006) mettent en évidence l'influence de l'orientation du condenseur par rapport à l'évaporateur (élévation) et du réservoir par rapport à l'évaporateur (inclinaison).

Les études expérimentales montrent que le HP est un système complexe, dans lequel les mécanismes thermiques et hydrodynamiques entre les différents composants de la boucle sont fortement couplés. Par exemple, des instabilités de température et de pression sont parfois observées après un changement des conditions de fonctionnement (puissance imposée ou température de la source froide) (Cheung, 1998, Ku et al., 2001, Mishkinis et al., 2004, Zhang et al., 2004), ou au démarrage. Dans certaines conditions, le HP atteint un régime stationnaire (Ku, 2003, Ku et al., 2003, Chen et al., 2006). De tels comportements peuvent induire des surchauffes au niveau de paroi de l'évaporateur, qui sont néfastes au bon fonctionnement des composants électroniques.

De nombreux travaux de recherche portant sur les caloducs peuvent être recensés dans la littérature. Il existe des synthèses bibliographiques sur ce sujet, comme celles de Ku (1999), Maydanik (2005), et Launay et al. (2007). Dans le cadre du PFE, nous nous intéresserons à la comparaison entre les HP et les LHP, au principe de fonctionnement d'un HP et à ses limites de fonctionnement. Nous étudierons également les méthodes de détermination de la conductivité thermique des mèches poreuses

I.3.1.1 Les avantages des caloducs

Le caloduc présente de nombreux avantages par rapport à d'autres dispositifs de refroidissement, dont les suivants :

- La conductivité thermique effective est très élevée car le caloduc fonctionne selon un cycle biphasé fermé. Par conséquent, il peut transporter une grande quantité de chaleur avec une très faible différence de température entre les sections de l'évaporateur et du condenseur entre les sections de l'évaporateur et du condenseur.
- Il peut transférer la chaleur sans aucune partie mobile, de sorte que le caloduc est calme, sans bruit, sans entretien et très fiable
- En raison de sa petite taille et de son poids, il peut être utilisé pour refroidir des appareils électroniques.
- C'est un dispositif simple qui fonctionne dans n'importe quelle orientation et transfère la chaleur d'un endroit où il n'est pas possible d'installer un ventilateur classique, par exemple dans les ordinateurs portables.
- Les caloducs font preuve d'un contrôle isotherme précis, ce qui permet de faire varier les flux thermiques d'entrée sans avoir à modifier de manière significative la température de fonctionnement peuvent être modifiés sans qu'il soit nécessaire d'apporter des changements significatifs à la température de fonctionnement.
- L'évaporateur et le condenseur fonctionnent indépendamment, et il suffit d'un liquide et d'une vapeur communs de sorte que la taille et la forme de la région d'addition de chaleur soient différentes de la région de dissipation de chaleur à condition que le taux d'évaporation du fluide ne dépasse pas le taux de condensation de la vapeur. Ainsi, les flux de chaleur générés sur des zones plus petites peuvent être dissipés sur des zones plus grandes avec des flux de chaleur plus faibles

I.3.1.2 Types de caloducs

I.3.1.2.1 Caloduc cylindrique

Le caloduc cylindrique à extrémités fermées est un type commun et conventionnel de caloduc. Il implique la circulation du fluide de travail et une mèche pour le retour du liquide. Fondamentalement, il est constitué de trois sections, à savoir l'évaporateur, l'adiabatique et le condenseur, comme le montre la figure I.6 :

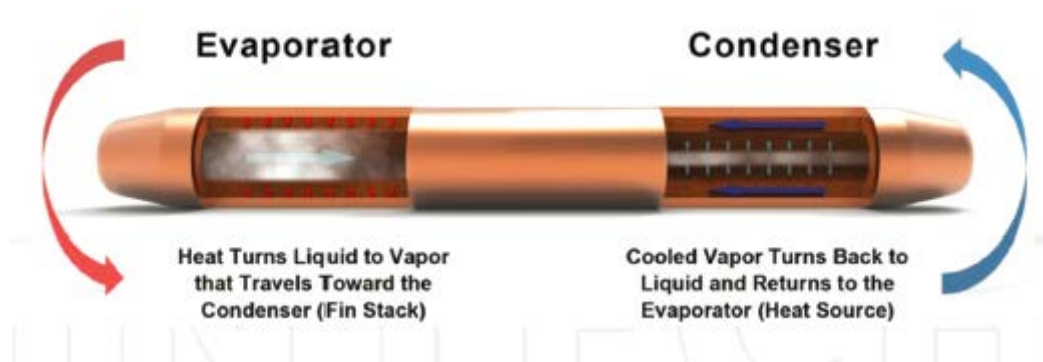


Figure I-7 : Caloduc cylindrique

I.3.1.2.2 Les caloducs plats

Le caloduc plat est constitué de quatre sections avec une section d'évaporation au milieu et trois sections de condensation. Le coefficient de transfert de chaleur de transfert de chaleur et la distribution de la température ont été obtenus. Les résultats indiquent que la température était uniforme le long des surfaces des parois du caloduc [7]

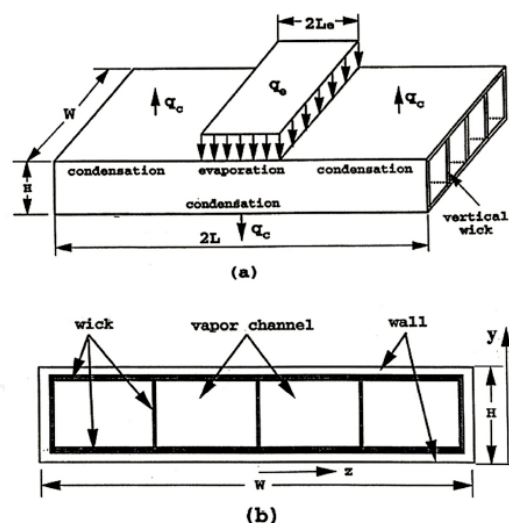


Figure I-8 : Caloduc plat

I.3.1.2.3 Le 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

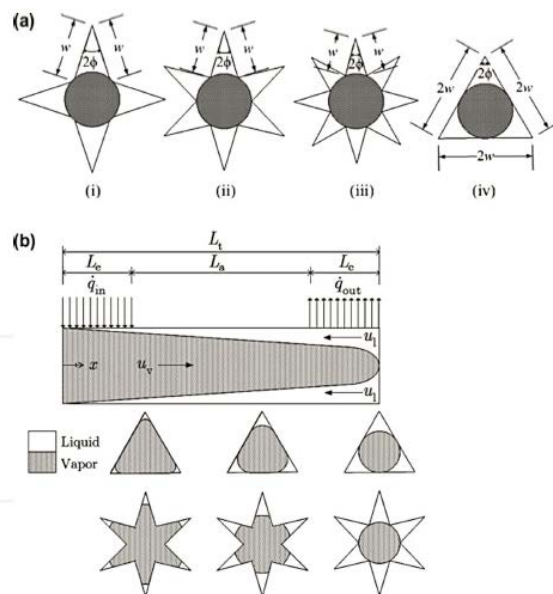


Figure I-9 : Géométrie des différentes formes de section transversale du micro-caloducs

Fournissant une pression capillaire pour entraîner la phase liquide.[8] Comme le montre la figure 7, trois différents types de formes de section transversale des micro-caloducs tels que l'étoile carrée (4 coins) étoile hexagonale (6 coins) et étoile octogonale (8 coins).

Les résultats indiquent que la conception géométrique des micro-tubes de chaleur à rainure en étoile Les résultats indiquent que la conception géométrique des micro-tubes de chaleur à rainure en étoile permet de mieux comprendre les effets de divers paramètres géométriques, tels que la surface de la section transversale, la longueur totale, la forme de la section transversale, le nombre de coins et le degré d'acuité de l'angle du sommet du coin.

I.3.2 Étude bibliographique sur les systèmes HP

I.3.2.1 Les composants des caloducs

Pour obtenir des informations suffisantes sur un caloduc, les chercheurs doivent étudier ses composants de base, qui jouent un rôle important dans l'efficacité du tube. De nombreux chercheurs ont concentré leurs recherches sur les aspects les plus importants de ces composants, tels que le récipient du caloduc, la structure de la mèche et le fluide de travail. Les études de ces composants ont été réalisées par l'analyse expérimentale et numérique.

I.3.2.1.1 Le récipient ou la paroi d'un caloduc

Le récipient est un joint métallique, capable de transférer la chaleur au fluide de travail. Ce métal a une bonne conductivité thermique. De nombreux facteurs influent sur le choix du matériau des le récipient, par exemple mouillabilité, rapport résistance/poids, usinabilité et ductilité, compatibilité avec l'environnement extérieur et le fluide de travail, conductivité thermique, soudabilité et porosité. Le matériau du récipient doit posséder un rapport résistance/poids élevé, il doit être non poreux pour éviter toute diffusion de particules de vapeur et, en même temps, il doit garantir une différence de température minimale entre la partie mèche et la source de chaleur en raison de sa plus grande conductivité thermique.

I.3.2.1.2 Structure à maille ou capillaire

La structure de la mèche est le composant le plus important d'un caloduc. Elle est responsable du retour du liquide de la section condenseur à la section évaporateur par la propriété capillaire, même contre la direction de la gravité. Ainsi, la présence de la mèche permet aux caloducs de fonctionner dans toutes les orientations. La mèche rainurée, la mèche frittée et la mèche grillagée sont les types de mèches les plus étudiés, Types de mèches les plus étudiés. Ces types de mèches sont largement utilisés dans l'industrie électronique

a. Mèche frittée en poudre métallique

Comme le montre la figure 2, ce type de mèche a des pores de petite taille, ce qui se traduit



Figure I-10 : Mèche frittée en poudre métallique

par une faible perméabilité de la mèche, ce qui permet de générer des forces capillaires élevées pour les applications antigravité. Le caloduc qui porte ce type de mèche donne de petites différences de température entre section de l'évaporateur et celle du condenseur. Cela réduit la résistance thermique et augmente la conductivité thermique effective du caloduc [9].

b. Mèche rainurée

La mèche rainurée est illustrée à la Figure I.9; ce type de mèche génère une petite force d'entraînement capillaire, mais elle est appropriée ou suffisante pour les caloducs de faible puissance, qui fonctionnent horizontalement. Capillaire, mais elle est appropriée ou suffisante pour les caloducs de faible puissance, qui fonctionnent horizontalement ou dans le sens de la gravité. Ou dans le sens de la gravité



Figure I-11 : Mèche rainurée

c. Mèche en grillage

La figure I.10 montre la mèche en grillage, qui est utilisée dans de nombreux produits, et ils ont démontré des caractéristiques utiles en ce qui concerne le transport de l'énergie et la sensibilité à l'orientation



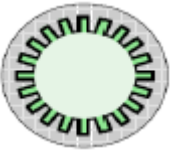
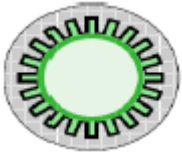
Figure I-12: Mèche en grillage

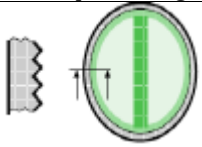
Les études sur les types de mèches aboutissent aux principales conclusions suivantes :

- La mèche frittée en poudre métallique a une petite taille de pore, ce qui entraîne une faible perméabilité. Ceci permet de générer des forces capillaires élevées pour les applications antigravité. Le caloduc qui ce type de mèche produit de faibles différences de température entre l'évaporateur et le condenseur. Par conséquent, la résistance thermique est réduite et la conductivité thermique effective du caloduc est augmentée.
- La mèche rainurée génère une petite force capillaire, qui est appropriée ou suffisante pour les caloducs de faible puissance. Pour les caloducs de faible puissance, qui fonctionnent horizontalement ou dans le sens de la gravité.
- L'efficacité d'un caloduc avec une mèche en treillis dépend du nombre de couches et du nombre de mailles utilisées car il présente des caractéristiques facilement variables en termes de transport de chaleur et de sensibilité d'orientation

Le Tableau 1 : Permet de comparer les différentes structures selon les critères de Faghri

• *Tableau 1: Comparaison des différentes structures capillaires*

TYPE	Pompage Capillaire	Coefficient d'échange thermique	Perméabilité	Remarques
 Mèches composites	Elevé	Faible	Faible à moyenne	Le diamètre moyen des pores de la trame peut être ajusté. Fabrication très facile Mauvaise reproductibilité
 Rainures longitudinales	Faible	Très élevé	Moyenne à élevée	Il existe de nombreux profils : -rectangulaire, -triangulaire, -circulaire, -trapézoïdale, Fabrication de série facile et bon marché.
 Métal fritté	Très élevé	Moyen	Faible à moyenne	Le diamètre moyen des pores peut être ajusté. Fabrication assez délicate mais coût pouvant être faible.
	Elevé à Très élevé	Elevé	Moyenne à élevée	Fabrication délicate (positionnement de la mèche). Risques importants de création de bulles de vapeur ou de gaz dans les rainures

Rainures longitudinales et mèches				
 Métal fritté avec artère liquide intégrée	Elevé à Très élevé	Moyen	Moyenne À élevée	Le diamètre moyen des pores peuvent être ajusté ainsi que la section du canal liquide. Fabrication délicate.
 Rainures radiales et milieu poreux central	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.

I.3.2.1.1 Les fluides de travail

La sélection du fluide de travail dépend principalement de la plage de température de vapeur de fonctionnement. La raison est que la base du fonctionnement du caloduc est le processus d'évaporation et de condensation du fluide de travail. La sélection du fluide de travail approprié doit être effectuée avec soin, en tenant compte des facteurs suivants [09].

- Doit avoir une tension superficielle très élevée ;
- Doit présenter une bonne stabilité thermique ;
- Mouillabilité des matériaux de la paroi et de la mèche ;
- Doit avoir une chaleur latente élevée
- Doit posséder une conductivité thermique élevée ;
- Doit avoir une faible viscosité des liquides et des vapeurs ; et
- Il doit être compatible avec les matériaux de la paroi et la mèche.

La propriété la plus importante du fluide de travail est une tension de surface élevée, de sorte que le caloduc fonctionne contre la gravité en générant une force élevée de la caractéristique de capillarité. Tableau 1 résume les propriétés de certains fluides de travail avec leurs plages de température utiles :

Tableau 2: Propriétés du fluide de travail du caloduc.

Milieu	Point de fusion (°C)	Point d'ébullition (°C)	Plage utile (°C)
--------	----------------------	-------------------------	------------------

Hélium	-271	-261	-271 à -269
Azote	-210	-196	-203 à -160
Ammoniac	-78	-33	-60 à 100
Acétone	-95	57	0 à 120
Méthanol	-98	64	10 à 130
Flutec PP2	-50	76	10 à 160
Éthanol	-112	78	0 à 130
Eau	0	100	30 à 200
Toluène	-95	110	50 à 200
Mercure	-39	361	25 à 650

L'eau distillée est le fluide le plus approprié pour les caloducs utilisés pour le refroidissement des équipements électroniques. Cependant, peu de chercheurs ont tenté d'améliorer la performance thermique des caloducs en ajoutant des nanoparticules métalliques, qui sont de bons conducteurs thermiques, comme l'argent, l'oxyde de fer et le titane, à l'eau distillée. ce fluide étant connu sous le nom de nano fluides.

I.3.3 Comparaison des différentes boucles de refroidissement à pompage capillaire

I.3.3.1 Fonctionnement d'un HP

Le fonctionnement d'un caloduc exige que la pression capillaire maximale soit supérieure à la somme de toutes les pertes de charge à l'intérieur du caloduc pour les surmonter ; ainsi, le principal critère de fonctionnement d'un caloduc est le suivant :

$$\Delta P_c = \Delta P_1 + \Delta P_v + \Delta P_g \quad (I.1)$$

Où, ΔP_c : est la force capillaire maximale à l'intérieur de la structure de la mèche,

ΔP_1 : est la chute de pression nécessaire pour ramener le liquide du condenseur à la section d'évaporation.

ΔP_v : est la chute de pression pour déplacer le flux de vapeur de la section d'évaporation à la section de condensation.

ΔP_g : est la chute de pression due à la différence d'énergie potentielle gravitationnelle (peut être positif, négatif, ou nul, dépend de l'orientation du caloduc et d'une direction [10].

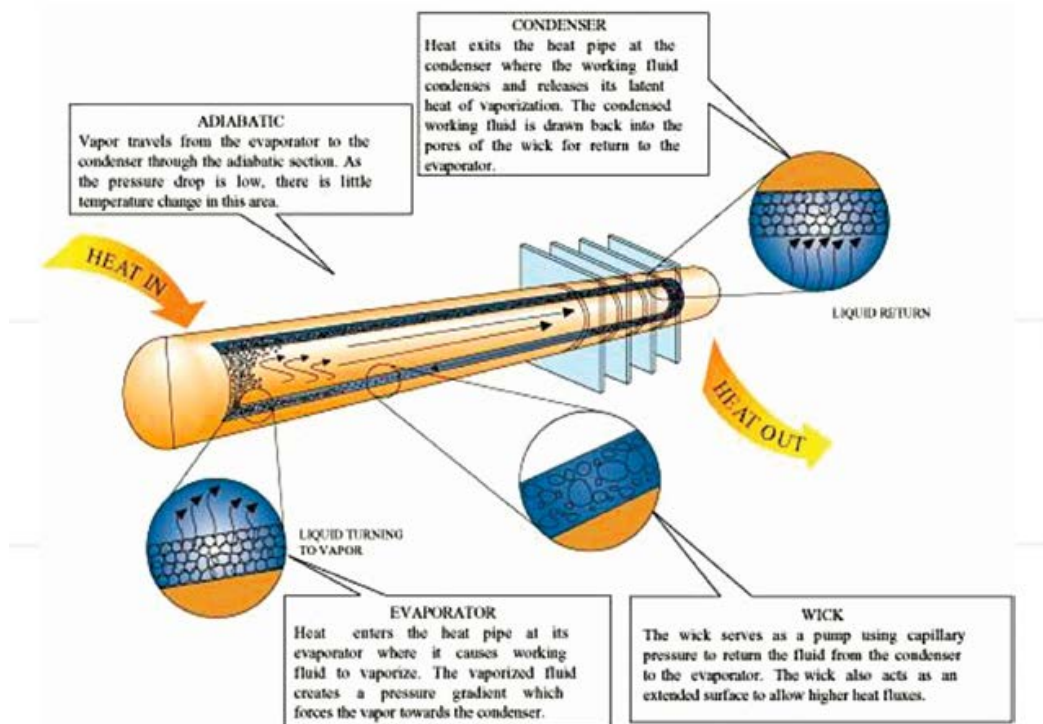


Figure I-13: Fonctionnement du caloduc

Les étapes de base du fonctionnement du caloduc sont résumées comme suit :

- La chaleur ajoutée à la section de l'évaporateur par conduction à travers la paroi du caloduc permet l'évaporation du fluide de travail.
- La vapeur se déplace de la section évaporateur à la section condenseur sous l'influence de la chute de pression de vapeur résultant de l'évaporation du fluide de travail. de la chute de pression de la vapeur résultant de l'évaporation du fluide de travail.

- La vapeur se condense dans la section condenseur en libérant sa chaleur latente d'évaporation.
- Le liquide retourne de la section condenseur à la section évaporateur à travers la mèche sous l'influence de la force capillaire et de la chute de pression du liquide. La perte de charge du liquide peut être calculée à partir de la relation empirique suivante [11].

$$\Delta P_1 = \frac{\mu_1 L_{eff} Q}{\rho_1 K A_w h_{fg}} \quad (I.2)$$

Où :

μ_1 : viscosité du liquide

L_{eff} : longueur effective du caloduc

ρ_1 : densité du liquide

K : mèche perméabilité

A_w : section transversale de la mèche

h_{fg} : chaleur de vaporisation du liquide

La chute de pression de la vapeur peut être calculée à partir de l'équation suivante [12] :

$$\Delta P_v = \frac{16 \mu_v L_{eff} Q}{2 \left(\frac{D_v}{2}\right)^2 A_v \rho_v h_{fg}} \quad (I.3)$$

μ_v : viscosité des vapeurs

ρ_v : densité de vapeur

D_v : distance de l'espace vapeur

A_v : centre de vapeur section transversale.

La pression capillaire maximale ΔP_c générée à l'intérieur de la région de la mèche est donnée par l'équation de Laplace- Young [13] :

$$\Delta P_c = \frac{2 \sigma_1}{r_{eff}} \quad (I.4)$$

σ_1 : est la tension de surface

r_{eff} : est le rayon effectif des pores de la mèche.

Le transfert de chaleur maximal réalisable par le caloduc peut être obtenu à partir de l'équation suivante :

$$Q_{max} = \left(\frac{\rho_1 \sigma_1 h_{fg}}{\mu_1} \right) \left(\frac{A_w K}{L_{eff}} \right) \left(\frac{2}{r_{eff}} - \frac{\rho_1 g L_{eff} \sin \phi}{\sigma_1} \right) \quad (I.5)$$

ϕ : est l'angle entre l'axe du caloduc et l'horizontale (positif lorsque l'évaporateur est au-dessus du condenseur et négatif si c'est l'inverse).

Pour une orientation horizontale $\phi=0$, l'équation deviendra :

$$Q_{max} = \left(\frac{\rho_1 \sigma_1 h_{fg}}{\mu_1} \right) \left(\frac{A_w K}{L_{eff}} \right) \left(\frac{2}{r_{eff}} \right) \quad (I.6)$$

I.3.3.2 Étude thermodynamique

Le fonctionnement d'un caloduc repose sur une circulation en boucle fermée d'un fluide caloporteur transférant de l'énergie par changement de phase. Cette vision suffit à évoquer le cycle d'une machine thermique. Toutefois, dans le cas d'un caloduc, le travail fourni est faible puisque la source chaude et la source froide ont des températures proches. Ce travail est utilisé pour la circulation du fluide.

Cependant, l'étude du cycle thermodynamique d'un caloduc permet de mettre en évidence des éléments essentiels de son fonctionnement. En effet, si les thermosiphons présentent un cycle relativement simple, les caloducs à pompage capillaire mettent en œuvre un cycle plus subtil qui peut influencer le dimensionnement des structures capillaires.

De plus, l'aspect thermodynamique du caloduc permet de définir un critère de gradient minimum de température qui peut devenir essentiel dans certaines situations critiques.

I.3.3.2.1 Cycle thermodynamique en position thermosiphon

Le cycle thermodynamique d'un thermosiphon est décrit sur la Figure I.12. Le diagramme entropique permet de visualiser les pertes par frottement dans les écoulements qui sont matérialisées par une augmentation d'entropie. Le transfert est réalisé de la source chaude à la température T_2 (température d'évaporation) vers la source froide à la température T_1 (température de condensation).

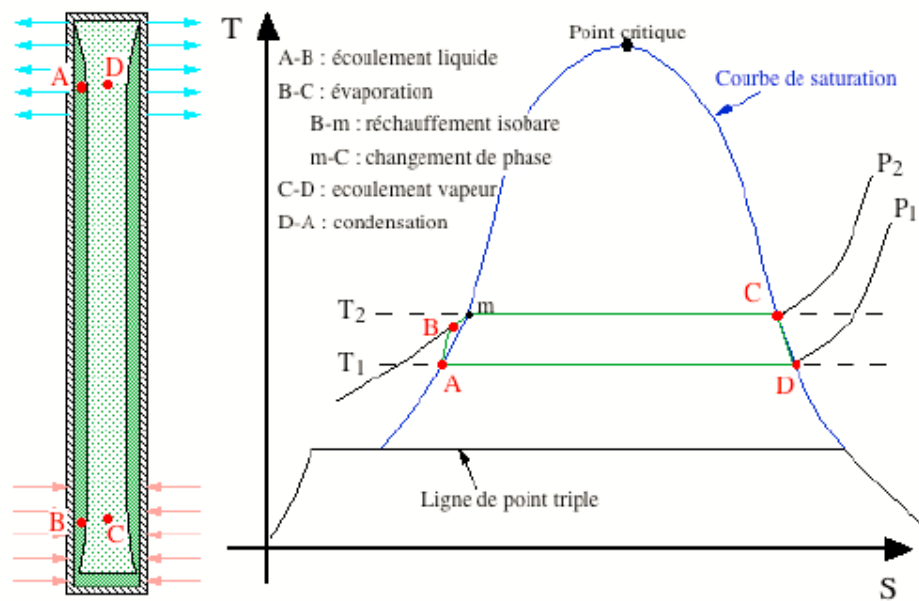


Figure I-14 : cycle thermodynamique d'un thermosiphon (diagramme T-S)

Le cycle peut être décrit selon quatre phases principales.

- Évolution A-B : écoulement dans la phase liquide sous l'effet de la gravité. La pression augmente le long de l'écoulement. On peut noter que les forces de volume servent à compenser les pertes de charge par frottement et dissipations visqueuses dans le liquide. Ces pertes se traduisent par une augmentation de l'entropie entre A et B. On peut remarquer que le liquide est sous-refroidi en B.
- Évolution B-C : cette transformation se produit en deux étapes. La première, entre B et m correspond à un échauffement isobare du liquide sous-refroidi. Puis, entre m et C le liquide passe à l'état de vapeur.
- Évolution C-D : écoulement de la phase vapeur. Cet écoulement nécessite une différence de pression qui est à l'origine de la différence de température entre la condensation et l'évaporation. Cet écoulement génère également des pertes visqueuses se matérialisant par une augmentation d'entropie (l'effet de la gravité est négligeable). De part la présence simultanée de la phase vapeur et de la phase liquide, on considère que la transformation suit la courbe de saturation.
- Évolution D-A : condensation de la phase vapeur. Le liquide au point A peut être sous-refroidi selon la configuration du condenseur. Ainsi, l'écoulement vapeur génère une différence de température entre l'évaporation et la condensation sous l'effet du gradient de pression nécessaire. Cependant, la pression statique est identique dans le liquide et dans la vapeur pour un thermosiphon sans structure capillaire. En réalité, l'épaisseur du film liquide

s'adapte pour générer des pertes de charge compensant exactement la pression engendrée par la gravité.

I.3.3.2.2 Cycle thermodynamique en pompage capillaire

Pour les caloducs à pompage capillaire, le cycle est un peu différent car, en l'absence de forces de volume, l'écoulement liquide ne peut se produire que sous l'effet d'une diminution de la pression statique. On obtient ainsi le cycle de la Figure I-15

Le cycle peut également être décrit selon quatre phases principales.

- Évolution A-B : écoulement dans la phase liquide sous l'effet du pompage capillaire. L'écoulement générant des pertes de charge par frottement et dissipations visqueuses dans le liquide, la pression liquide dans l'évaporateur doit être inférieure à la pression liquide dans le condenseur (en l'absence de forces de volume). Ces pertes se traduisent également par une augmentation de l'entropie entre A et B. Une conséquence importante de cette évolution (pression, température) est la nécessité d'avoir un liquide sous refroidi en sortie de condenseur (Point A).
- Évolution B-C : cette transformation se produit en trois étapes. La première, entre B et n correspond à un échauffement isobare (à la pression P_3) du liquide sous-refroidi. Puis, entre n et m la pression augmente au passage de l'interface courbe liquide vapeur. Enfin, le liquide passe à l'état de vapeur entre m et C. Le point m n'est pas forcément clairement défini, car le saut de pression et la vaporisation sont plus ou moins simultanés (voir I-15).
- Évolution C-D : écoulement de la phase vapeur. Les caractéristiques sont très proches du cas thermosiphon.
- Évolution D-A : condensation de la phase vapeur. Le liquide au point A doit être sous-refroidi pour assurer un écoulement liquide sans vaporisation.

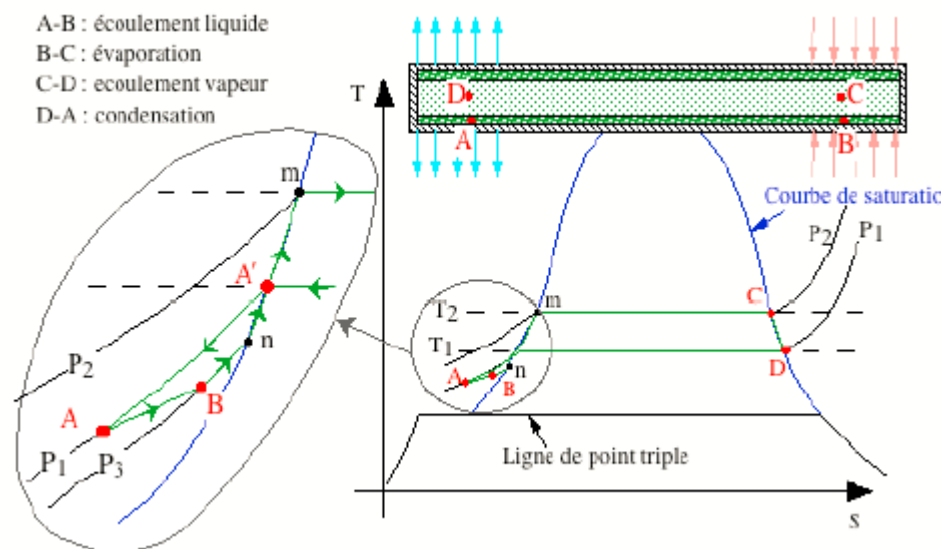


Figure I-15: cycle thermodynamique d'un caloduc à pompe capillaire (diagramme T-S)

Le sous-refroidissement de la phase liquide est donc un élément essentiel du fonctionnement des caloducs à pompe capillaire. En effet, si le liquide est sur la courbe de saturation en sortie de condenseur (point A' Figure I-15), la diminution de la pression avec augmentation de l'entropie ne peut avoir lieu que s'il y a création de vapeur. Or la présence de bulles de vapeur dans la structure capillaire bloque le fonctionnement très rapidement par diminution de la section de passage liquide jusqu'à rupture de la continuité liquide dans l'artère. Il faut donc que l'évaporation soit possible dans la zone adiabatique.

Notons de plus que la pression est différente entre la phase liquide et la phase vapeur dans une section du caloduc. Ceci est possible car l'interface liquide vapeur est présente tout au long du caloduc et la courbure est donc fonction de cette différence de pression.

I.3.3.2.3 Gradient de température minimum dans la phase vapeur

L'analyse des cycles thermodynamiques a montré que la différence de température vapeur entre l'évaporateur et le condenseur est régie par les pertes de charge dans l'écoulement. Toutefois, dans l'hypothèse d'une vapeur suivant la loi des gaz parfaits et en négligeant le volume massique du liquide par rapport au volume massique de la vapeur, la relation de Clausius Clapeyron permet de relier directement la température et la pression sur la courbe de saturation sous la forme :

$$\frac{\partial P}{\partial T} = \frac{h_{1v}M}{RT^2} P \quad (I.7)$$

Soit pour des variations sur une plage quasi-linéaire de la courbe de saturation et en considérant une valeur constante de la chaleur latente de changement de phase :

$$\Delta T = \frac{h_{1v} M \Delta P}{RT^2 P} \quad (\text{I.8})$$

On obtient ainsi un gradient de température minimum nécessaire au fonctionnement du caloduc. La variation de pression correspond à la perte de charge dans la phase vapeur.

I.3.3.2.4 Les conséquences de l'analyse thermodynamique

L'approche thermodynamique des caloducs est très peu utilisée. Cependant, si elle reste très insuffisante pour comprendre et dimensionner un caloduc, elle permet néanmoins d'avoir une approche fonctionnelle globale. Richter & Gottschilch [14] ont montré que cette approche permet d'expliquer des dysfonctionnements à basse température notamment pour les caloducs à pompage capillaire et les caloducs à mercure.

I.3.3.3 Les limites de fonctionnement

Le fonctionnement d'un caloduc est limité par nombreux paramètres comme les propriétés thermo-physiques du fluide et la géométrie du caloduc par exemple, Selon ces critères de fonctionnement, le caloduc peut atteindre une ou plusieurs limite, appelée limite de fonctionnement ; alors, il peut commencer à connaître des dysfonctionnements : il peut s'arrêter, s'assécher ou la température devenir trop élevée.

La figure I-16 montre l'influence des limites de fonctionnement et le flux maximal à ne pas dépasser en fonction de la température de vapeur dans la zone adiabatique [15].

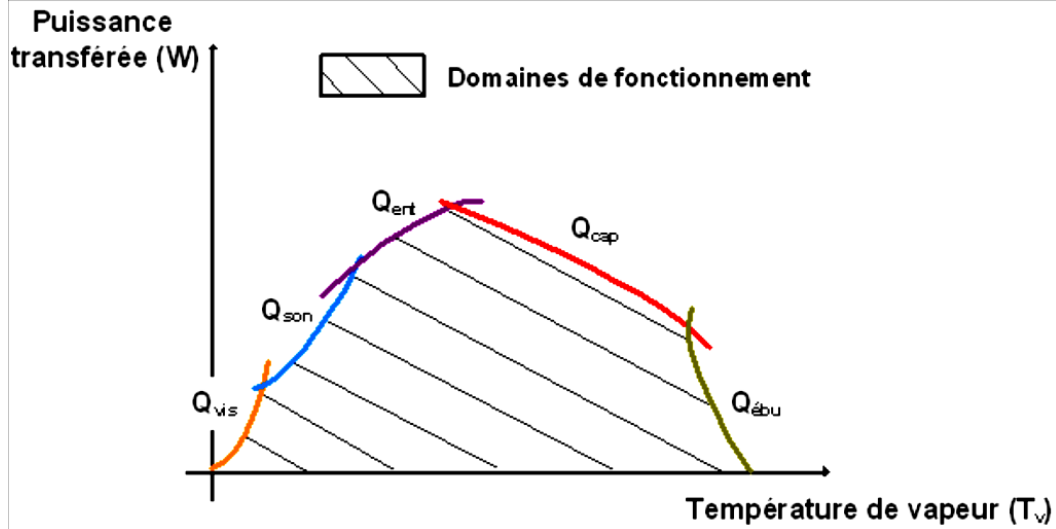


Figure I-16: Limites de fonctionnement pour un caloduc

I.3.3.3.1 Limite visqueuse

Lorsque la température de fonctionnement du caloduc est proche du point triple. Dans ce cas, le gradient de pression maximal entre l'évaporateur et le condenseur peut être très faible. Les forces visqueuses au sein du cœur vapeur étant alors généralement plus importantes que ce gradient de pression, elles mènent à la stagnation de la vapeur. Les caloducs sont rarement utilisés à de telles pressions. Cette limite intervient donc peu dans le fonctionnement normal d'un caloduc. Il faut toutefois en tenir compte en cryogénie ou si le caloduc a un condenseur extrêmement long.

Ainsi, lorsque la masse volumique vapeur est très faible (par exemple $<10^{-2} \text{ kg.m}^{-3}$), un gradient de température donné n'engendre qu'un très faible gradient de pression. La valeur du flux thermique maximum correspond à la limite visqueuse est [16] :

$$\dot{Q}_{vis.max} = \frac{A_v r_v^2 L_v \rho_v P_v}{16 \mu_v L_{eff}} \quad (I.9)$$

I.3.3.3.2 Limite sonique

Cette limite intervient dans les caloducs qui fonctionnent à une température supérieure à 300°C avec les métaux liquides. L'expression de cette limite qui détermine la valeur du flux limite [16] est de :

$$\dot{Q}_{son.max} = 0.474 A_v L_v (\rho_v P_v)^{1/2} \quad (I.10)$$

I.3.3.3 La limite d'entraînement

Résulte des interactions entre les deux écoulements qui circulent dans le caloduc à contre-courant sans séparation physique complète. Lorsque la vitesse de la vapeur devient trop élevée, l'interface liquide-vapeur devient instable sous l'effet des forces de cisaillement. La force de traînée à la surface liquide n'est alors plus contrebalancée par les tensions de surface, et le liquide n'est plus retenu à l'intérieur de la structure capillaire. Lorsque ce phénomène s'amplifie, des gouttelettes de liquide sont capturées par la vapeur et entraînées vers le condenseur, bloquant ainsi le fonctionnement du caloduc. La limite d'entraînement est alors atteinte.

I.3.3.4 Limite capillaire

La limite capillaire provient du fait que, dans un caloduc en état de fonctionnement, l'écoulement de la vapeur de l'évaporateur vers le condenseur s'accompagne avec une légère chute de pression de la même analogie, le retour du liquide du condenseur vers l'évaporateur suit d'une chute de pression [17] :

$$\dot{Q}_{cap.max} = \left[\frac{\rho_l \sigma_l L_v}{\mu_l} \right] \left[\frac{A_m \lambda}{L_{eff}} \right] \left[\frac{2}{r_{cap}} + \frac{\rho_l}{\sigma_l} g L_t \cos \beta \right] \quad (I.11)$$

I.3.3.5 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 de chaleur imposée à l'évaporateur devient trop importante ; la présence de ces bulles empêche la circulation du liquide par capillarité donc créé des points chauds qui peut fusionner l'enveloppe ; cette limite est estimée, pour un caloduc de forme cylindrique.

I.3.3.6 Limite d'assèchement

Cette limite n'apparaît pas que si la quantité de fluide caloporteur dans le caloduc est insuffisante, ici la longueur de l'évaporateur influe en comparant par la longueur totale du caloduc.

I.3.4 La conductivité thermique des mèches poreuses

Dans un caloduc, la structure capillaire est de nature poreuse ou assimilée poreuse (rainure). De fait, la modélisation de cette partie du caloduc n'est pas aisée car les propriétés

thermo physiques du matériau résultant dépendent à la fois du solide et du liquide remplissant les pores. Le paramètre principal de ces matériaux hybrides est leur conductivité thermique, qui a, d'ailleurs, fait l'objet de nombreuses études théoriques et expérimentales

I.3.3.4.1 Conductivité thermique des mèches capillaires

La conductivité thermique dépend fortement de la géométrie de la microstructure du milieu poreux. C'est pour cela qu'il n'est pas aisé de déterminer sa valeur théorique mais qu'il est préférable de posséder des valeurs expérimentales afin de mieux l'évaluer. La conductivité thermique de la mèche dépend donc de la conductivité thermique de la phase solide et de la phase du fluide, de la fraction volumétrique et du type de structure de la matrice solide. Cette valeur sera donc comprise entre la conductivité thermique du liquide et celle du solide.

I.3.3.4.2 Conductivité thermique des structures à Métaux frittés

Dans la structure capillaire deux modes de transfert de chaleur coexistent, un transfert "Conductif" et un transfert "Convectif" qui se fait par le biais du liquide qui circule dans la structure. Cependant, la dimension du transfert convectif dans la structure capillaire est nettement négligeable par rapport à la conduction radiale de la structure capillaire du fait de la très faible vitesse d'écoulement du liquide. Notons également que, dans un caloduc, la résistance la plus importante au flux thermique conductif est celle du milieu poreux.

Une dizaine de modèles de calcul de la conductivité thermique existent, plus ou moins précis et simples. Certains sont purement empiriques et d'autre purement théoriques

La valeur de la conductivité équivalente d'une structure réelle est toujours encadrée par un maximum et un minimum, le maximum correspond à la valeur donnée par le modèle en parallèle et le minimum à celle donnée par le modèle en série.

I.4 Stockage de l'énergie thermique

L'utilisation d'un système de stockage de la chaleur latente avec des matériaux à changement de phase est un moyen efficace d'accumuler et de préserver l'énergie thermique. Elle présente les avantages d'une densité de stockage énergétique élevée et d'un processus de stockage isotherme. Une grande quantité d'énergie peut être absorbée et libérée dans le stockage de l'énergie thermique par le moyen des PCM. Par exemple, des processus tels que la fusion, la solidification ou l'évaporation nécessitent beaucoup d'énergie. En fait, lorsque les PCM passent de l'état solide à l'état liquide et vice versa, de la chaleur est absorbée ou libérée.

Ainsi, les PCM changent inévitablement de phase avec une quantité spécifique d'énergie et libèrent cette énergie à un moment ultérieur. La principale différence entre le stockage de la chaleur sensible et de la chaleur latente est qu'il n'y a pas de changement de température dans le stockage de la chaleur latente. Dans un changement de phase, une énorme quantité d'énergie peut être stockée ou libérée à une température constante. L'énergie thermique peut être stockée sous la forme d'un changement de l'énergie interne des matériaux, comme la chaleur sensible, la chaleur latente et la thermochimie.

I.4.1 Stockage de la chaleur sensible

L'énergie thermique est stockée en augmentant la température d'une substance, notamment un solide ou un liquide. La quantité de chaleur sensible stockée dépend de la chaleur spécifique, de la variation de température et de la quantité de matériau de stockage.

La chaleur sensible d'un système thermodynamique peut être calculée sur la base de la masse du matériau (kg), de la capacité thermique spécifique (J/kg.°C) et de la différence entre les températures initiale et finale (°C) comme suit :

$$Q = mC_p\Delta t \quad (I.12)$$

L'eau est connue comme l'un des meilleurs stockages de chaleur sensible en raison de sa capacité thermique spécifique élevée et de son faible prix. Cependant, dans la plage de température supérieure à 100 °C, en raison de la faible capacité thermique de la vapeur, elle n'est pas utilisable.

I.4.2 Stockage de la chaleur latente

Le stockage de la chaleur latente est une autre méthode permettant de stocker l'énergie thermique. La chaleur latente se produit lors du changement de phase des matériaux. La chaleur latente est la quantité de chaleur qui est stockée tout au long du processus de changement de phase. Les matériaux de stockage de la chaleur latente ou les matériaux PCM avec un changement de phase solide-liquide sont appropriés pour le stockage de la chaleur ou du froid. Lorsqu'un MCP passe de l'état solide à l'état liquide et de l'état liquide à l'état gazeux, une quantité spécifique de chaleur est stockée. Ensuite, ces matériaux libèrent l'énergie absorbée lorsqu'ils subissent le changement de phase inverse. Il est nécessaire de noter que, dans cette étude, nous nous sommes principalement concentrés sur le changement de phase solide-liquide

et liquide-solide. La chaleur latente d'un système thermodynamique peut être calculée à partir de la masse du matériau (kg), de la chaleur latente spécifique (J/kg), de la manière suivante :

$$Q = mL_f \quad (I.13)$$

I.4.3 Matériau à changement de phase (PCM)

L'utilisation des MCP est un moyen efficace de stockage de l'énergie thermique. En général, on appelle MCP toute substance capable d'inverser la transformation solide-liquide et de stocker/libérer une énorme quantité d'énergie à une température constante ou dans une légère plage de température pendant le processus de transformation. En fait, le MCP est un matériau capable de stocker et de libérer une énorme quantité d'énergie et une chaleur de fusion élevée qui peut être fondu et solidifié à une température particulière. La phase des matériaux passe de l'état solide à l'état liquide ou vice versa en raison de ruptures de liaisons chimiques dans la structure moléculaire.

I.4.3.1 Propriétés des PCM

Un certain nombre de caractéristiques comme les propriétés thermiques, physiques, cinétiques, chimiques et économiques doivent être prises en compte pour évaluer la performance thermique des matériaux à changement de phase. La chaleur de fusion et la température de fusion doivent également être prises en compte. Les propriétés thermiques souhaitées des matériaux à changement de phase sont parfaites pour couvrir la température de transition de phase appropriée pour différentes applications. Les propriétés physiques doivent inclure de faibles variations de volume, une densité élevée et une faible pression de vapeur afin d'éviter toute contrainte élevée sur les conteneurs et les échangeurs de chaleur. L'élément le plus important des propriétés cinétiques est l'absence de surfusion dans les matériaux, car il est difficile de contrôler le transfert de chaleur et de s'assurer que les processus de fusion et de solidification se déroulent à la même température.

Les propriétés chimiques sont classées comme suit : stabilité chimique à long terme, processus de fusion et de solidification réversibles. De plus, une grande adaptabilité avec les matériaux de construction et une grande recyclabilité avec les questions environnementales et économiques. En outre, il doit être non toxique, ininflammable et non explosif pour des raisons de sécurité. Pour les propriétés économiques, les matériaux doivent être disponibles et peu coûteux afin d'être utilisés pour le système de stockage.

I.4.3.2 Classification du PCM

Les MCP sont classés en trois grands groupes : les matériaux organiques, les matériaux inorganiques et les eutectiques. Il est intéressant de noter que la plupart des matériaux ne respectent pas toutes les propriétés mentionnées précédemment. Cela doit être compensé par la conception du système et par diverses méthodes d'amélioration, comme l'utilisation d'ailettes, de caloducs ou de matériaux composites sous forme de matrices.

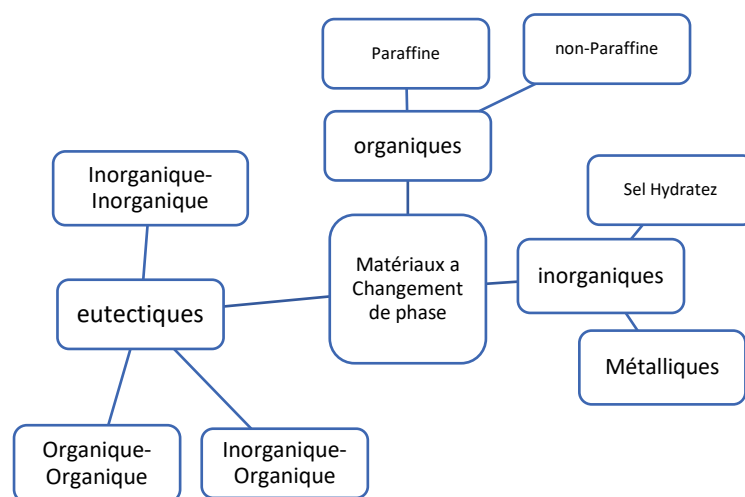


Figure I-17: Classifications des matériaux à changement de phase

Les matières organiques sont divisées en deux groupes principaux : les composés paraffineux et les composés non paraffineux. La paraffine est constituée d'hydrocarbures saturés dont la formule générale est C_nH_{2n+2} . Le matériau PCM le plus connu utilisé dans ce groupe est la cire de paraffine, qui est une combinaison de différents hydrocarbures. Les esters, les acides gras et les glycols sont différents éléments du groupe des non-paraffines. Les matériaux organiques sont également divisés en deux groupes principaux, à savoir les hydrates de sel et les métaux. L'un des alliages de sels inorganiques et d'eau est l'hydrate de sel qui a la formule générale est $AB \cdot nH_2O$. Les métaux fondus et les eutectiques métalliques sont des éléments importants du groupe des métaux. Il est intéressant de noter qu'en raison de leur poids élevé, ils ne sont pas considérés comme des PCM. Le troisième groupe est le groupe des eutectiques qui se rapporte à un mélange de matériaux (dans des proportions fixes) qui fondent et se solidifient à une température spécifique. Le groupe eutectique est classé en trois groupes différents, à savoir organique-organique, inorganique-inorganique et inorganique-organique, qui sont liés à la nature des composants d'une composition.

I.5 Conclusion

Ce chapitre permet d'introduire le concept des caloducs ainsi la classification les limite de fonctionnement, et aussi nous avons présenté un matériau à changement de phase PCM avec leur propriété et classification. Afin d'améliorer les performances thermiques et la capacité de refroidissement nous allons étudier le système de refroidissement à base du caloduc assisté par un PCM expérimentalement et numériquement dans les autres chapitres.

Le système de refroidissement à base du caloduc-PCM est un type de système couvert par un conteneur de stockage remplis du PCM, ce dernier il peut stocker et libérer l'énergie, L'idée centrale de ce système est d'améliorer la capacité de refroidissement. Afin d'enregistrer les données relatives à la fusion, à la solidification et aux performances de refroidissement, ainsi que la faisabilité de cette idée, trois différents bancs d'essai ont été construits et expliqués dans le chapitre II.

CHAPITRE II.

MOTIFS CONCEPTUELS DU SYSTEME HP-PCM

II.1 Introduction

Dans le premier chapitre, nous avons étudié les caloducs à partir de données bibliographiques et théoriques, nous a permis de classifier les différents caloducs en fonction de nombreux paramètres puis et afin d'améliorer les performances du caloduc nous ajouter un matériau à changement de phase PCM ainsi leur description, propriété et classification.

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.

II.2 Description du système et principe de fonctionnement

II.2.1 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 II-1: Caloducs assistés par PCM

II.2.2 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 a 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.

II.2.3 Définition du problème

Nous avons constaté que le transfert de chaleur à partir d'un caloduc assisté par un MCP a lieu à un taux élevé par rapport à notre caloduc normal. Ceci est dû au fait que le rejet de la chaleur s'effectue de deux façons. Tout d'abord à partir de la section de condensation du caloduc et ensuite vers le PCM dans la section adiabatique. Le taux de transfert de chaleur du caloduc au matériau PCM est très faible en raison de la faible conductivité thermique du matériau PCM. Ainsi, la vitesse à laquelle la chaleur est évacuée du caloduc vers le matériau PCM est faible. Notre projet vise à augmenter le taux de transfert de chaleur du caloduc au matériau PCM et amélioration des systèmes de refroidissements.

II.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. Trois 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 20,00 et 100,00 mm respectivement, un enregistreur de données, des thermocouples de type K et un ordinateur personnel.

La figure II.2 ci-dessous montre un schéma descriptif du Système 1 : Le 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.

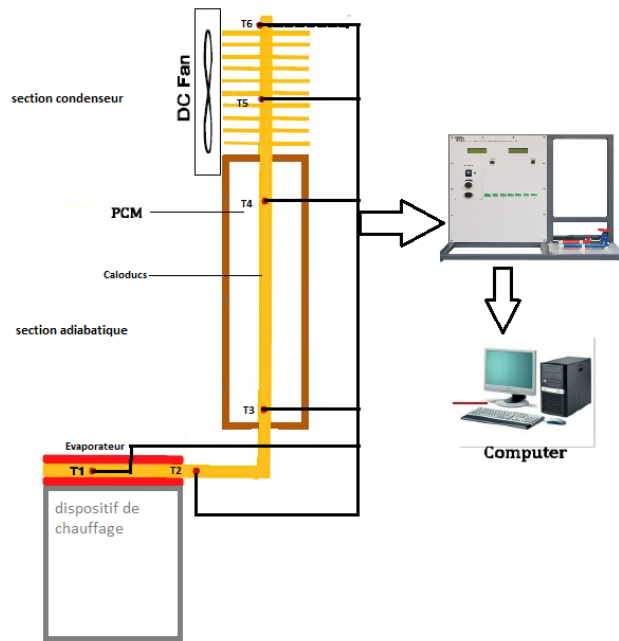


Figure II-2 : Schéma du montage expérimental du système 1 d'un caloduc

Dans le 2^{ème} Système, nous avons seulement enlevé le ventilateur dans la partie et nous avons 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 II.3

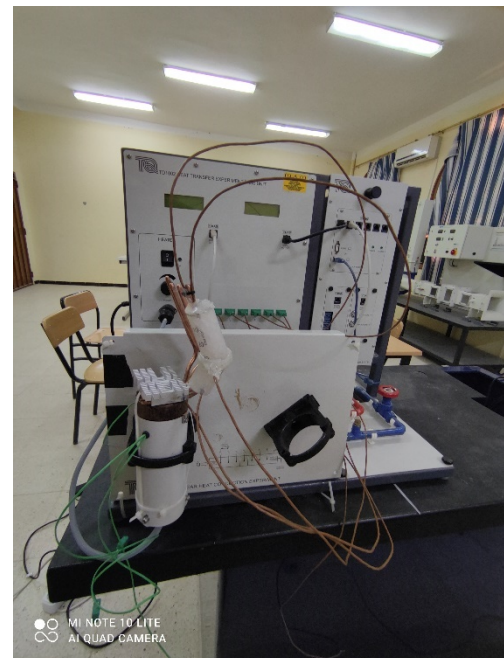
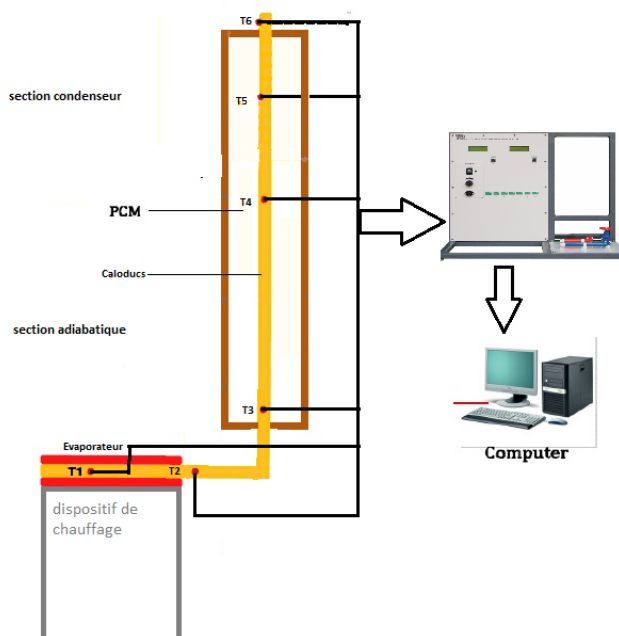


Figure II-3: Schéma du montage expérimental du système 2 d'un caloduc

Pour le 3ème système nous avons gardé la même configuration du système 2, nous avons seulement changer la position verticale à la position horizontale pour étudier l'effet de l'inclinaison sur les caloducs assisté par PCM comme illustré dans les figures ci-dessous :

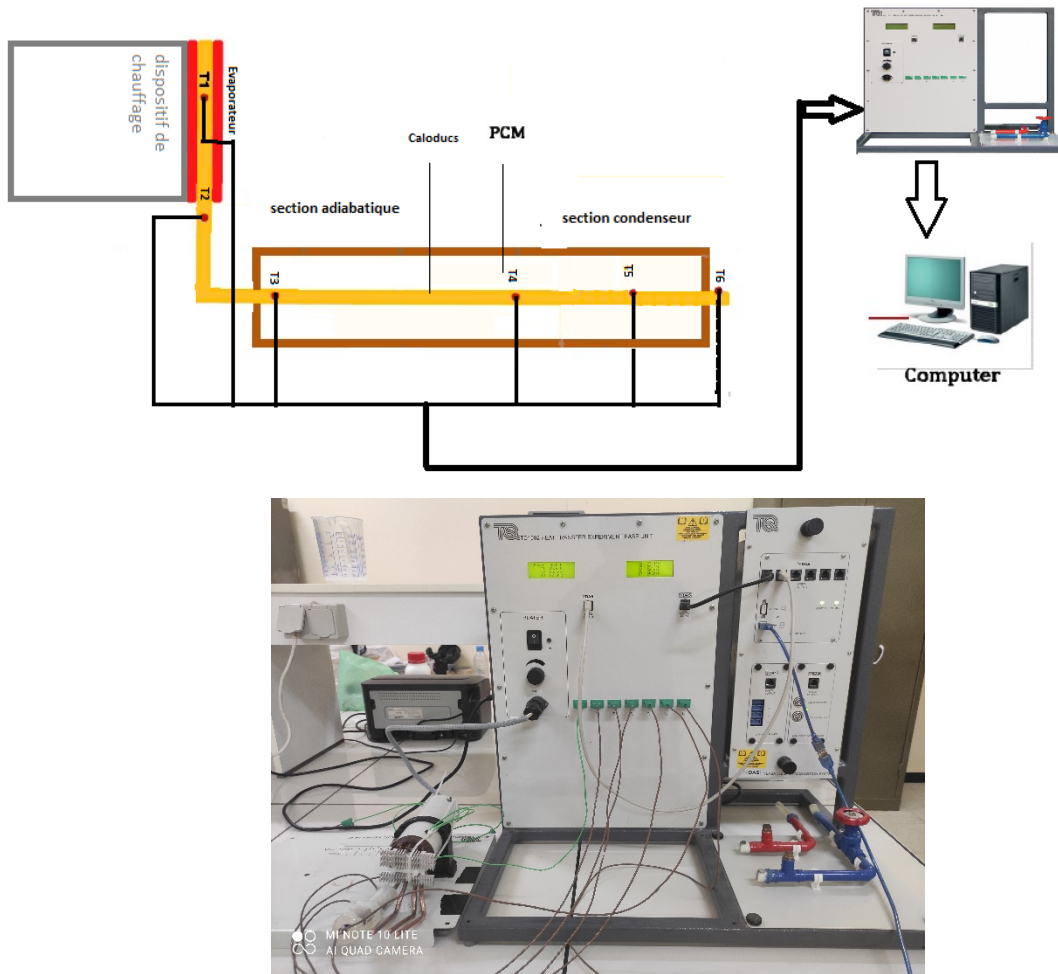


Figure II-4 : Schéma du montage expérimental du système 3 d'un caloduc

II.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 :

II.4.1 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

II.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.

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

II.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 3 :

Tableau 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

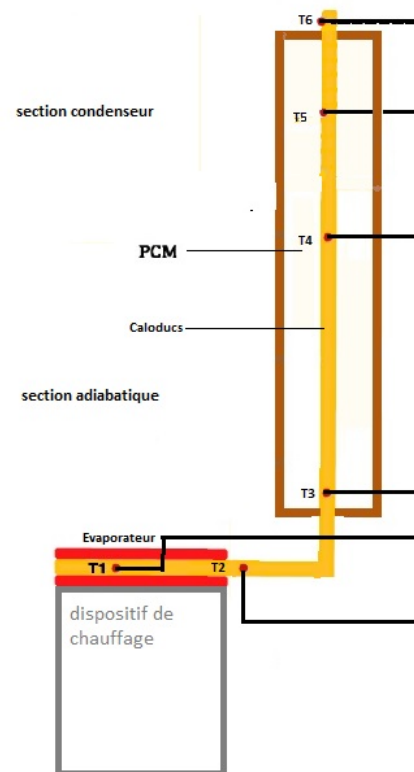


Figure II-5: Emplacement des thermocouples

II.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 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.

II.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 présenter les différents dispositifs expérimentaux qu'on va étudier dans les autres chapitres ainsi leur paramétrage et fonctionnement.

CHAPITRE III.

**ETUDE THEORIQUE ET MODELISATION DE MODELE DE
SIMULATION**

III.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous formulons mathématiquement le problème physique basé sur un caloduc cylindrique où différents mécanismes de transfert de chaleur sont impliqués. En raison des phénomènes couplés qui se produisent pendant le processus de fonctionnement du caloduc, nous avons retenu certaines hypothèses afin de simplifier notre problème et d'appliquer les lois physiques fondamentales pour obtenir le modèle mathématique qui décrit le problème physique.

III.2 Modèle analytique pour de la modèle thermohydraulique du système HP

III.2.1 Objectif de modélisation du système HP

Il est évident que la modélisation 3-D ou 2-D sans l'introduction des approximations permet de bien caractériser l'écoulement des fluides dans le caloduc, néanmoins la simplification de problème par un modèle 1-D permet de prédire la limite capillaire et les performances de caloduc avec des erreurs acceptables et cette approche de modélisation est utilisée largement dans la littérature [18]. Pour ces raisons, cette approche a été adoptée dans la présente étude

III.2.2 Théorie des fluides thermiques et équations mathématiques associées du modèle de thermohydraulique du HP

Dans la présente analyse, la chaleur appliquée à la section de l'évaporateur provoque la vaporisation et la pressurisation du liquide de travail. La vapeur s'écoule vers la section du condenseur et libère de la chaleur latente en se condensant. La chaleur est ensuite évacuée de la surface de la paroi du condenseur par convection, comme le montre la figure III.1 ci-dessous,

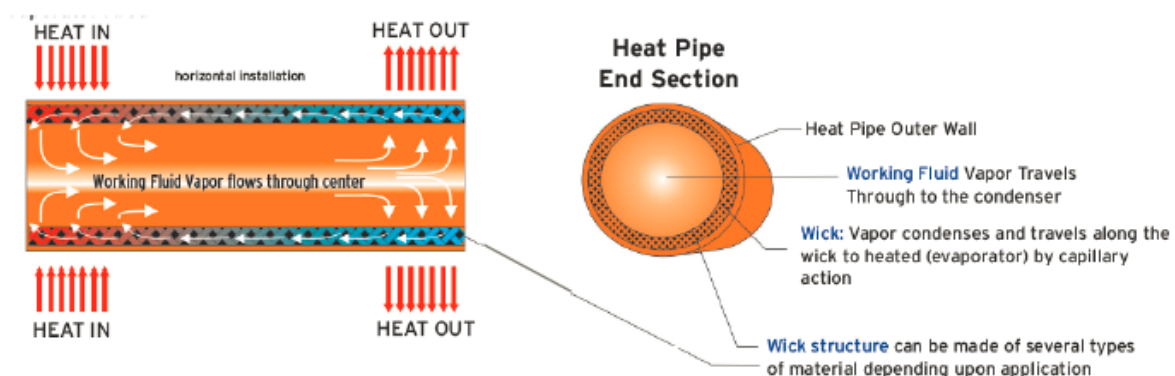


Figure III-1: Représentation du caloduc

Hypothèses

Le modèle en régime permanent est basé sur les bilans de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie ainsi que les relations thermodynamiques. Le modèle mathématique de ce processus est basé sur les hypothèses sont les suivantes :

- Une partie du flux à évacuer est transféré par la paroi de l'évaporateur par conduction longitudinale et une autre partie vers l'interface liquide-vapeur par conduction transversale,
- Les différents écoulements sont considérés comme incompressibles,
- Les variations de leurs propriétés thermophysiques en fonction de la température sont considérées,
- La chute de pression axiale est négligeable en raison de sa moindre magnitude par rapport à la pression gravitationnelle
- La mèche est liquide saturée et le matériau de la mèche est supposé homogène et isotrope.
- Un équilibre thermique local existe entre la structure poreuse et le fluide de travail.
- La perte de chaleur vers l'environnement est ignorée grâce à la bonne isolation des pipes.
- Au niveau du condenseur, la longueur de désurchauffe est négligée et la condensation est supposée isobare,

Bilan d'énergie sur l'évaporateur

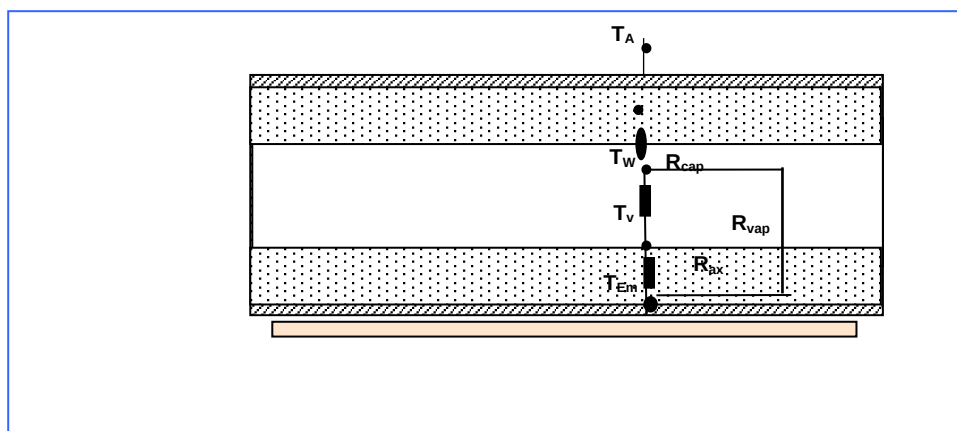


Figure III-2: : schéma de l'évaporateur et analogie électrique

Bilan massique

Les composants électroniques embarqués génèrent une quantité de chaleur qu'il faut pouvoir évacuer pour éviter leur dégradation. C'est le calcul de ce flux ou encore du débit massique associé qui permet de dimensionner le système de refroidissement, soit :

$$\dot{m} = \frac{Q_E - Q_f}{\Delta h_v} \quad (\text{III.1})$$

La chaleur dissipée dans l'évaporateur va soit être transférée vers l'interface liquide-vapeur, soit être transmise à la mèche après avoir traversé longitudinalement la paroi de l'évaporateur. Le flux dissipé par le composant électronique s'exprime alors de la manière suivante :

$$Q_E = \underbrace{\frac{T_{Em} - T_v}{R_{vap}}}_{\text{Flux arrivant à l'interface L/V}} + \underbrace{\frac{T_{Em} - T_W}{R_{ax}}}_{\text{Flux de fuite longitudinal à travers la paroi}} \quad (\text{III.2})$$

Le flux de chaleur arrivant à l'interface se partage en trois flux distincts (Figure III 2) : une partie correspond au changement de phase du fluide caloporteur, une autre correspond au chauffage par chaleur sensible du liquide s'écoulant à travers la structure poreuse, et le dernier représente le flux de fuite transféré par conduction transversale vers la mèche. Le premier terme de l'équation (2) se décompose alors de la manière suivante :

$$\underbrace{\frac{T_{Em} - T_v}{R_{vap}}}_{\text{Partie du flux permettant l'évaporation du liquide}} = \underbrace{\dot{m} \Delta h_v + \dot{m} C_p (T_v - T_W)}_{\text{Partie du flux permettant le chauffage du liquide jusqu'à saturation}} + \underbrace{\frac{T_v - T_W}{R_{cap}}}_{\text{Partie du flux transféré vers la mèche à travers la structure poreuse}} \quad (\text{III.3})$$

Démonstration

Le modèle de l'évaporateur est adapté d'une analyse d'Hamdan, décrite dans ce qui suit. Dans la mèche, la chaleur est transférée par évaporation à l'interface liquide-vapeur et par conduction dans le sens opposé au débit :

$$\frac{T_E - T_v}{R_{vap}} = Q_{latent} + Q_{sensible} + Q_{fuite} \quad (\text{III.4})$$

Dans l'approche d'Hamdan, le courant de fuite est le flux conductif de chaleur quittant la surface de la mèche au contact avec la structure poreuse ($x = 0$) :

$$\lambda_{eff} A \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0} = Q_{fuite} \quad (III.5)$$

Dans une autre approche nous pourrions considérer le courant de fuite comme étant le flux de chaleur transféré par conduction-convection à la surface de la mèche en contact avec la paroi de l'évaporateur ($x = e_w$). En supposant que l'équilibre thermique local est assuré dans chaque portion de la mèche, le bilan énergétique local est :

$$\dot{m}c_p T_x + \lambda_{eff} A \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_x = \dot{m}c_p T_{x+dx} + \lambda_{eff} A \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x+dx} \quad (III.6)$$

De là :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} - \frac{\dot{m}c_p}{\lambda_{eff} A} \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad (III.7)$$

La solution de cette équation est :

$$T = C_1 + C_2 \exp\left(\frac{\dot{m}c_p}{\lambda_{eff} A} x\right) \quad (III.8)$$

Les conditions aux limites sont exprimées par un flux de chaleur connu du côté de la paroi de l'évaporateur ($x = e_w$) et une température connue du côté du structure poreuse ($x = 0$) :

$$\lambda_{eff} A \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=e_w} = \frac{T_E - T_V}{R_E} - \dot{m}\Delta h_v = Q_{fuite} \quad (III.9)$$

Avec $T_{x=0} = T_w$

Les conditions aux limites permettent la détermination des constantes :

$$C_1 = T_w - C_2$$

$$C_2 = \frac{1}{\dot{m}c_p} \exp\left(-\frac{\dot{m}c_p}{\lambda_{eff} A} e_w\right) \left(\frac{T_E - T_V}{R_E} - \dot{m}\Delta h_v\right) \quad (III.10)$$

Le bilan énergétique de la mèche permet de dire que $T_{x=e_w} = T_V$

$$T_V = C_1 + C_2 \exp\left(\frac{\dot{m}c_p}{\lambda_{eff} A} e_w\right) \Rightarrow \frac{T_V - T_w}{1 - \exp\left(\frac{\dot{m}c_p}{\lambda_{eff} A} e_w\right)} = \frac{T_E - T_V}{R_E} - \dot{m}\Delta h_v \quad (III.11)$$

$$\text{Ainsi } \frac{T_E - T_V}{R_{vap}} = \dot{m}\Delta h_v + \frac{T_V - T_w}{R_w}, \text{ avec } R_w = \frac{1 - \exp\left(-\frac{\dot{m}c_p}{\lambda_{eff} A} e_w\right)}{\dot{m}c_p}$$

Dans l'approche d'Hamdan, dire que le flux de fuite correspond au flux de chaleur dissipée en $x = 0$, conduit à :

$$Q_{fuite} = \dot{m} c_p C_2 = \exp\left(-\frac{\dot{m} c_p}{\lambda_{eff} A} e_w\right) \left(\frac{T_E - T_V}{R_{vap}} - \dot{m} \Delta h_v\right) \quad (III.12)$$

En combinant cette expression avec l'équation (a), obtient :

$$Q_{fuite} = \frac{T_V - T_W}{\frac{\exp\left(-\frac{\dot{m} c_p}{\lambda_{eff} A} e_w\right) - 1}{\dot{m} c_p}} \quad (III.13)$$

Et de là :

$$\frac{T_E - T_V}{R_{vap}} = \dot{m} \Delta h_v + \dot{m} c_p (T_V - T_W) + \frac{T_V - T_W}{\frac{\exp\left(-\frac{\dot{m} c_p}{\lambda_{eff} A} e_w\right) - 1}{\dot{m} c_p}} \quad (III.14)$$

Soit :

$$R_{cap} = \frac{\exp\left(-\frac{\dot{m} c_p}{\lambda_{eff} A} e_w\right) - 1}{\dot{m} c_p} \quad (III.15)$$

Comme l'évaporateur est chauffé symétriquement le long de la direction axiale, l'analyse se concentre sur la section radiale de la structure de la mèche [19]. Structure de la mèche. Les équations de conservation de l'énergie de la structure à mèche unique sont données par [20] :

$$\frac{\dot{m} c_{pl}}{2\pi r L_{evp}} \frac{\partial T_w}{\partial r} = K_{eff} \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_w}{\partial r} \right) \quad (III.16)$$

La conductivité thermique effective d'une mèche saturée en liquide dans une géométrie cylindrique est :

$$K_{eff} = \frac{K_1 [(K_1 + K_w) - (1 - \varepsilon_w)(K_1 + K_w)]}{[(K_1 + K_w) + (1 - \varepsilon_w)(K_1 + K_w)]} \quad (III.17)$$

Où, la porosité de la Mèche est exprimée comme suit

$$\varepsilon_w = 1 - \frac{1.05\pi n_w D_w}{4} \quad (III.18)$$

Définir la variable, α , comme

$$\alpha = \frac{\dot{m}C_{pl}}{2\pi r L_{evp} K_{eff}} \quad (III.19)$$

Puis réécrire l'équation.

$$\frac{\partial^2 T_w}{\partial r^2} + \frac{1}{r} (1 - \alpha) \frac{\partial T_w}{\partial r} = 0 \quad (III.20)$$

Et les conditions aux limites sont

$$\begin{cases} T(r)|_{r=r_{w,o}} = T_{w,o} \\ T(r)|_{r=r_{w,i}} = T_{w,i} \end{cases}$$

En résolvant l'équation différentielle ordinaire d'ordre deux avec deux intégrales, la distribution de la température dans la **mèche** est la suivante

$$T(r) = \left[\frac{T_{w,o} - T_{w,i}}{(r_{w,o}/r_{w,i}) - 1} \right] \times \left(\frac{r}{r_{w,i}} \right)^\alpha - \frac{T_{w,o} - T_{w,i} (r_{w,o}/r_{w,i})^\alpha}{(r_{w,o}/r_{w,i})^\alpha} - 1 \quad (III.21)$$

Pour une seule couche de mèche saturée, la conductance thermique radiale est alors de :

$$G_w = \frac{K_{eff} A_{w,i}}{(T_{w,o} - T_{w,i})} \times \frac{\partial T_w}{\partial r} \Big|_{r=r_{w,i}} = \frac{\dot{m}C_{pl}}{(r_{w,o}/r_{w,i})^{\alpha-1}} \quad (III.22)$$

Dans ce cas, les distributions de température sont :

$$\begin{cases} r_3 \leq r \leq r_2, T(r) = \left[\frac{T_{2,o} - T_{w,3}}{(r_2/r_3)^{\alpha_2} - 1} \right] \times \left(\frac{r}{r_3} \right)^{\alpha_2} - \frac{T_{w,2} - T_{w,3} (r_2/r_3)^{\alpha_2}}{(r_2/r_3)^{\alpha_2} - 1} \\ r_2 \leq r \leq r_1, T(r) = \left[\frac{T_{w,1} - T_{w,2}}{(r_1/r_2)^{\alpha_1} - 1} \right] \times \left(\frac{r}{r_2} \right)^{\alpha_2} - \frac{T_{w,1} - T_{w,2} (r_1/r_2)^{\alpha_1}}{(r_1/r_2)^{\alpha_1} - 1} \\ r_1 \leq r \leq r_0, T(r) = T_{w,1} + \frac{T_{evp,wall} - T_{w,1}}{\ln(r_0/r_1)} \ln(r/r_1) \end{cases} \quad (III.23)$$

La conductance thermique des couches de mèche intérieure et extérieure est de respectivement

$$\begin{cases} G_{w,o} = \frac{K_{eff,o} A_{w,2}}{(T_{w,1} - T_{w,2})} \times \frac{\partial T_w}{\partial r} \Big|_{r=r_{w,2}} = \frac{\dot{m}C_{pl}}{(r_1/r_2)^{\alpha_1-1}} \\ G_{w,i} = \frac{K_{eff,i} A_{w,3}}{(T_{w,2} - T_{w,3})} \times \frac{\partial T_w}{\partial r} \Big|_{r=r_{w,3}} = \frac{\dot{m}C_{pl}}{(r_2/r_3)^{\alpha_2-1}} \end{cases} \quad (III.24)$$

Et

$$\begin{cases} \alpha_1 = \frac{\dot{m}C_{pl}}{2\pi r L_{evp} K_{eff,o}} \\ \alpha_2 = \frac{\dot{m}C_{pl}}{2\pi r L_{evp} K_{eff,i}} \end{cases} \quad (III.25)$$

$$\begin{cases} K_{eff,o} = \frac{K_1[(K_1 + K_{w,o}) - (1 - \varepsilon_{w,o})(K_1 + K_{w,o})]}{[(K_1 + K_{w,o}) + (1 - \varepsilon_{w,o})(K_1 + K_{w,o})]} \\ K_{eff,i} = \frac{K_1[(K_1 + K_{w,i}) - (1 - \varepsilon_{w,i})(K_1 + K_{w,i})]}{[(K_1 + K_{w,i}) + (1 - \varepsilon_{w,i})(K_1 + K_{w,i})]} \end{cases} \quad (III.26)$$

Par conséquent, la conductance thermique globale de la structure composite à mèche composite peut être donnée par

$$G_w = \frac{K_{eff,i} A_{w,3}}{(T_{w,1} - T_{w,3})} \times \frac{\partial T_w}{\partial r} \Big|_{r=r_{w,3}} = \frac{(T_{w,2} - T_{w,3})}{(T_{w,1} - T_{w,3})} \times \frac{K_{eff,i} A_{w,3}}{(T_{w,2} - T_{w,3})} \times \frac{\partial T_w}{\partial r} \Big|_{r=r_{w,3}} = \frac{(T_{w,2} - T_{w,3})}{(T_{w,1} - T_{w,3})} \times G_{w,i} \quad (III.27)$$

Selon la conservation de l'énergie, le flux de chaleur à la surface interne de la couche de mèche externe doit être égal au flux de chaleur à la surface externe de la couche de mèche interne.

$$\frac{\partial T_w}{\partial r} \Big|_{r=r_{w,3}} = \frac{\partial T_w}{\partial r} \Big|_{r=r_{w,3}} \quad (III.28)$$

En remplaçant dans l'équation III.23 on obtient :

$$\frac{T_{w,1} - T_{w,2}}{(r_1/r_2)^{\alpha_1} - 1} = \left[\frac{T_{w,2} - T_{w,3}}{(r_2/r_3)^{\alpha_2} - 1} \right] \times \left(\frac{r_2}{r_3} \right)^{\alpha_2} \quad (III.29)$$

En combinant l'équation III.29 et III.24 on trouve :

$$G_w = \frac{G_{w,o} G_{w,i}}{G_{w,o} + G_{w,i} + \dot{m} C_{pl}} \quad (III.30)$$

La résistance thermique dans cette région est donc

$$R_{eva} = \frac{\ln(r_0/r_1)}{2\pi L_{eva} L_{eva,wall}} + \frac{1}{G_w} \quad (III.31)$$

Les conditions de température de l'interface peuvent être considérées comme un équilibre thermique local.

On obtient :

$$T_{w,3} = T_v = T_{int} \quad (III.32)$$

III.2.2.1 Caractéristique de flux

Dans un fonctionnement en caloduc, la tête de pompage capillaire maximale $\Delta P_{c,max}$ doit être supérieure ou au moins égale aux pertes de charge totales le long du caloduc.

Lorsque le caloduc fonctionne dans une gravité assistée, la hauteur de chute gravitationnelle (ΔP_g) devient positive, les pertes de charge totales ne contiennent que la perte de charge dans la structure de la mèche, l'évaporateur et le condenseur. La relation de pression est caractérisée par :

$$\Delta P_{c,max} + \Delta P_g \geq \Delta P \quad (III.33)$$

Et

$$\Delta P = \Delta P_w + \Delta P_{cond} + \Delta P_{evp} \quad (\text{III.34})$$

III.2.2.2 Structure de la mèche

La chute de pression du fluide de travail passant à travers la structure poreuse est décrite selon la loi de Darcy [21] :

$$\frac{\dot{m}u_1}{\rho_1 K_w} = -2\pi L_{eff} \frac{\partial P_w}{\partial r} \quad (\text{III.35})$$

La perméabilité de la mèche de type écran est donnée par :

$$K_w = \frac{D_w^2 \varepsilon_w^3}{122(1-\varepsilon_w)^2} P \quad (\text{III.36})$$

En donnant la condition limite à :

$$P_w|_{r=r_i} = P_v \quad (\text{III.37})$$

La distribution de la pression dans la mèche peut alors être intégrée à :

$$P_w(r) = P_v - \frac{\dot{m}u_1}{2\pi\rho_1 K_w L_{eva}} \ln(r/r_{w,i}) \quad (\text{III.38})$$

Et la chute de pression dans la mèche est exprimée comme suit :

$$\Delta P_w = P_w(r) - P_v = \frac{\dot{m}u_1}{2\pi\rho_1 K_w L_{eva}} \ln(r/r_{w,i}) \quad (\text{III.39})$$

Les distributions de pression dans cette structure composite à mèche sont les suivantes :

$$\begin{cases} r_3 \leq r \leq r_2, P_w(r) = P_v - \frac{\dot{m}u_1}{2\pi\rho_1 K_{w,o} L_{eva}} \ln(r_2/r_1) - \frac{\dot{m}u_1}{2\pi\rho_1 K_{w,i} L_{eva}} \ln(r/r_2) \\ r_2 \leq r \leq r_3, P_w(r) = P_v - \frac{\dot{m}u_1}{2\pi\rho_1 K_{w,o} L_{eva}} \ln(r/r_1) \end{cases} \quad (\text{III.40})$$

Les pertes de charge totales après passage à travers les structures de mèches saturées sont les suivantes :

$$\Delta P_w = -\left[\frac{\dot{m}u_1}{2\pi\rho_1 K_{w,o} L_{eva}} \ln(r_2/r_1) + \frac{\dot{m}u_1}{2\pi\rho_1 K_{w,i} L_{eva}} \ln(r_3/r_2) \right] \quad (\text{III.41})$$

La pression capillaire maximale est donnée par la relation suivante :

$$\Delta P_{c,max} = \frac{2\sigma \cos \beta}{r_m} \quad (\text{III.42})$$

Où, r_m est le rayon capillaire effectif :

$$r_m = \frac{1}{2n_m} \quad (\text{III.43})$$

La pression hydrostatique de la colonne de liquide est donnée par :

$$\Delta P_g = \rho_l g (L_{cond} + L_{eva} \sin \emptyset) \quad (\text{III.44})$$

Le gradient de pression de vapeur dans l'espace central de l'évaporateur peut être écrit comme suit :

$$\Delta P_{eva} = F_{eva} L_{eva} \dot{Q} \quad (\text{III.45})$$

Où F_{eva} le coefficient de frottement de la vapeur au niveau de l'évaporateur :

$$F_{eva} = \frac{8C_{eva}(f_{eva}Re_{eva})\mu_v}{\pi D_{eva}^4 \rho_v h_{fg}} \quad (\text{III.46})$$

Où :

C_{eva} et f_{eva} sont le paramètre caractéristique et le facteur de friction au niveau de l'évaporateur qui peut être déterminé une fois que le nombre de Reynolds axial local et le nombre de Mach sont définis par :

$$Re_{eva} = \frac{4\dot{Q}}{\pi D_{eva} \mu_v h_{fg}} \quad (\text{III.47})$$

$$M_{eva} = \frac{4\dot{Q}}{\pi D_{eva}^2 \rho_v h_{fg} [R_v (T_v + 273) \gamma_v]^{0.5}} \quad (\text{III.48})$$

L'expression complète de C_{eva} et f_{eva} donner par [22]

$$\left\{ \begin{array}{l} Re_{eva} \leq 2300, M_{eva} \leq 0.2, (f_{eva} Re_{eva}) = 16, C_{eva} = 1.00 \\ Re_{eva} \leq 2300, M_{eva} > 0.2, (f_{eva} Re_{eva}) = 16, C_{eva} = \left(1 + \left(\frac{\gamma_v - 1}{2}\right) M_{eva}^2\right)^{-0.5} \\ Re_{eva} > 2300, M_{eva} > 0.2, (f_{eva} Re_{eva}) = 0.038, C_{eva} = Re_{eva}^{0.75} \\ Re_{eva} > 2300, M_{eva} \leq 0.2, (f_{eva} Re_{eva}) = 0.038, C_{eva} = \left(1 + \left(\frac{\gamma_v - 1}{2}\right) M_{eva}^2\right)^{-0.75} (Re_{eva})^{0.75} \end{array} \right. \quad (\text{III.49})$$

Bilan énergétique au niveau du condenseur

Le condenseur permet l'évacuation du flux vers la source froide. Il comporte généralement trois zones correspondant à des états différents du fluide caloporteur. Dans la zone de désurchauffe, la vapeur perd de la chaleur sensible jusqu'à atteindre l'état de saturation. Ensuite, dans la zone diphasique, le fluide se condense progressivement. La longueur totale de

condensation est appelée « longueur diphasique ». Dans la zone de sous-refroidissement les transferts thermiques ont lieu par chaleur sensible. Selon la longueur de cette zone, qui dépend de la longueur totale du condenseur et du flux à dissiper, la température du liquide à la sortie du condenseur sera plus ou moins proche de celle de la source froide.

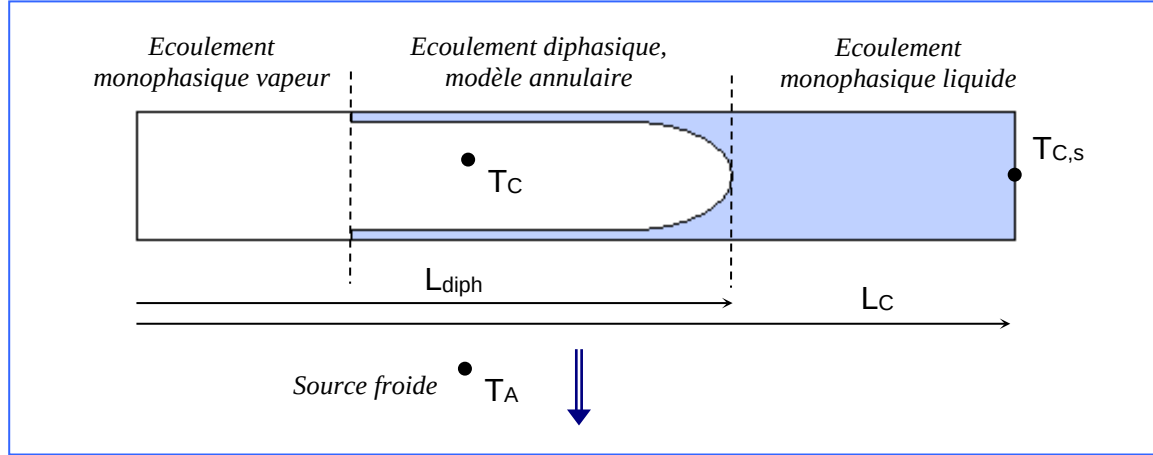


Figure III-3: schéma du condenseur

Afin de faciliter l'étude, on se propose de décomposer le condenseur en deux parties :

Echange dans la zone diphasique :

$$Q_C = \dot{m} \Delta h_v = K_{glob-cond} \pi D_C L_\eta (T_C - T_{SF}) \quad (III.50)$$

avec : $K_{glob-cond} = \frac{1}{\frac{1}{h_{cond}} + \frac{1}{h_{SF}}}$

Dans notre modèle de condenseur, nous avons utilisé la différence de température ($T_C - T_{SF}$) au lieu de la différence de température logarithmique. Toutefois, l'erreur due à cette approximation est très faible. Le transfert thermique conductif à travers la paroi du condenseur est également négligé, car la résistance thermique correspondante est faible par rapport à la résistance thermique due aux échanges avec la source froide. Le calcul du coefficient d'échange par condensation h_{cond} dépend du nombre de Reynolds, qui détermine le type d'écoulement diphasique. Les deux principaux types d'écoulement sont :

- L'écoulement stratifié, où le liquide est situé dans la partie inférieure du tube et la vapeur dans la partie supérieure. Il a lieu soit pour des écoulements de faible débit, soit lorsque le tube est de grand diamètre.

- L'écoulement annulaire, où le liquide est situé sur la périphérie du tube et la vapeur dans la partie centrale. Il a lieu soit pour des écoulements de fort débit, soit lorsque le tube est de faible diamètre.

Le calcul du coefficient d'échange thermique h_{SF} dépend du type d'échangeur, de la nature du fluide de refroidissement et de sa vitesse. Il fait appel à des corrélations spécifiques. Dans le cas d'un refroidissement par convection d'air, naturelle ou forcée, les échangeurs sont souvent munis d'ailettes.

- **Détermination des coefficients d'échange au niveau du condenseur :**

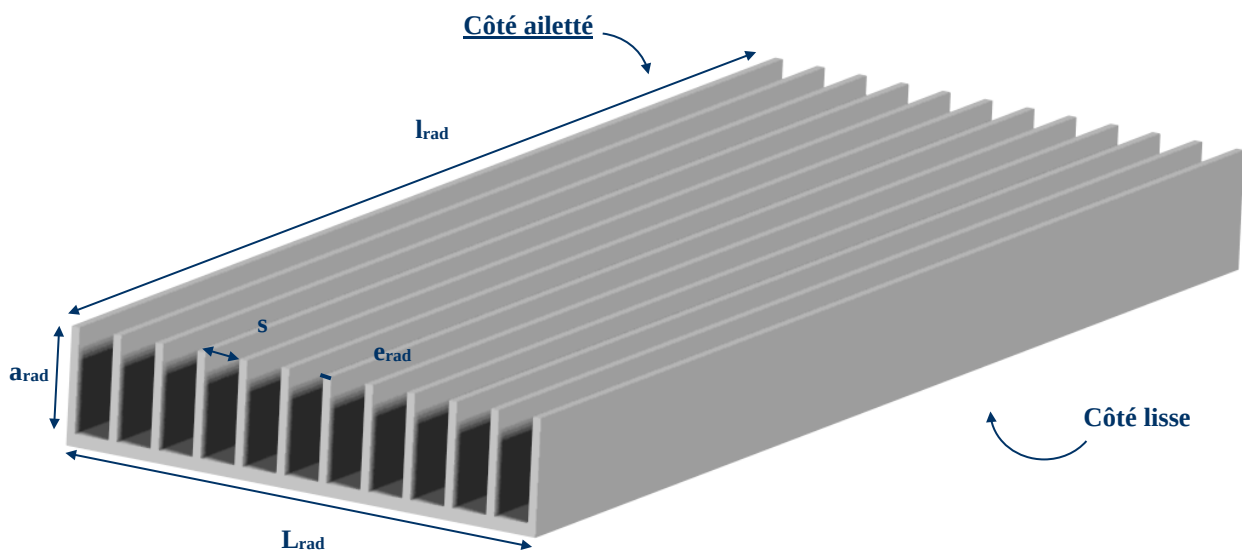


Figure III-4: condenseur, dimensions du radiateur

Détermination des coefficients d'échange thermique de convection naturelle et rayonnement au niveau du condenseur en zone diphasique pour différentes inclinaisons :

- Le coefficient d'échange h_{condr} côté ailetté avec l'air ambiant
- Le coefficient d'échange h_{condl} côté lisse avec l'air ambiant
- Le coefficient d'échange $h_{condensation}$ par condensation

$$Gr_c = \frac{g \cdot \beta_A \cdot |T_p - T_A| \cdot b_{rad}^3}{\nu_A^2} \quad (III.52)$$

$$Nu_{ref}=0,112\left(Gr_c \cdot Pr_l \cdot \frac{s}{l_{rad}}\right)^{0,534} \cdot \left(1-\exp\left(-\frac{129}{Gr_b \cdot Pr_l \cdot s \cdot l_{rad}}\right)\right)^{0,284} \quad (III.53)$$

$$h_{ref}=Nu_{ref} \cdot \frac{\lambda_A}{s} \quad (III.54)$$

$$\varepsilon=\frac{1}{1+\frac{2}{3} \cdot h_{ref} \cdot a_{rad}^2 \cdot \frac{1}{\lambda_{rad} \cdot e_{rad}}} \quad (III.55)$$

En position verticale :

$$h_{cond_{rV}}=h_{ref} \cdot \left(\frac{Sp_{rad}}{St_{rad}}+\varepsilon \cdot \left(1-\frac{Sp_{rad}}{St_{rad}}\right)\right) \quad (III.56)$$

En position horizontale :

$$h_{cond_{rH}}=\frac{\lambda_A}{s} \cdot 6,7 \cdot 10^{-4} \cdot Gr_c \cdot Pr_l \cdot \left(1-\exp\left(-\left(\frac{0,746 \cdot 10^4}{Gr_c \cdot Pr_l}\right)^{0,44}\right)\right)^{1,7} \quad (III.57)$$

En position intermédiaire :

$$h_{cond_r}=\frac{h_{cond_H} \cdot (0,647-|H|)+h_{cond_V} \cdot |H|}{0,647} \quad (III.58)$$

Echange côté lisse du condenseur (avec rayonnement) :

$$h_{cond_l}=\frac{\lambda_{amb}}{l_{rad}} \cdot 0,68 \cdot \left(\frac{Pr_l^2}{Pr_l+20 \over 21} \cdot Gr_c \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} \cdot \left(1+\frac{H}{0,647}\right)\right)\right)^{0,25} + \underbrace{\varepsilon_{rad} \cdot \sigma_{st} \cdot (T_p^2+T_{amb}^2)(T_p+T_{amb})}_{\text{Terme radiatif}} \quad (III.59)$$

Le coefficient total d'échange entre le condenseur et l'air ambiant et le coefficient d'échange par condensation se calculent alors de la manière suivante :

$$h_{SF}=\frac{h_{cond_r} \cdot St_{rad}+h_{cond_l} \cdot (l_{rad} \cdot L_{rad})}{\pi \cdot D_c \cdot d_{c_{totale}}} \quad (III.60)$$

$$h_{condensation}=\frac{\lambda_l}{D_c} \cdot 0,555 \cdot \left(\frac{\rho_l \cdot g \cdot (\rho_l - \rho_v) D_c^3 \cdot l_v}{\lambda_l \cdot \mu_l \cdot |T_c - T_p|}\right)^{0,25} \quad (III.61)$$

- **Echange dans la zone sous-refroidie :**

dans la zone sous-refroidie, la température de sortie condenseur est calculée grâce au coefficient de transfert convectif h_l ainsi que la température de la source froide :

$$\frac{T_{C,s} - T_{SF}}{T_C - T_{SF}} = \exp\left(-\frac{\pi D_C (L_C - L_{diph})}{\dot{m} C_{p,l}} K_{global-rad}\right) \quad (III.62)$$

$$\text{avec : } K_{glob-rad} = \frac{1}{\frac{1}{h_l} + \frac{1}{h_{SF}}}$$

Le coefficient de transfert convectif h_l entre le liquide et la paroi du tube est identique à celui qui sera calculé pour la ligne de liquide. Son calcul sera donc détaillé dans le paragraphe suivant.

Afin de déterminer le coefficient d'échange thermique en position intermédiaire, on effectue une interpolation linéaire entre les corrélations définies pour les positions horizontales et verticales de la boucle en y intégrant les transferts radiatifs :

$$h_A = \frac{(h_{A_H} \cdot (0,647 - |H|) + h_{A_V} \cdot |H|)}{0,647} + \varepsilon_{CU} \cdot \sigma_{st} \cdot (T_L^2 - T_A^2) (T_{ll} - T_A) \quad (III.63)$$

Où ε_{CU} est l'émissivité du cuivre, σ_{st} la constante de Stephan-Boltzmann et H est la hauteur entre l'évaporateur et le condenseur suivant l'inclinaison de la boucle donnée par la formule : $H = -0,647 \cdot \sin\left(\pi \cdot \frac{\theta}{180}\right)$ avec θ l'angle d'inclinaison du système. Si la boucle est positionnée en vertical défavorable (l'évaporateur au-dessus du condenseur), on a $\theta = 90^\circ$ soit $H = -0,647$.

- **Condenseur et ligne liquide**

Les pertes de charge totales dans le condenseur comprennent les pertes de charge de la vapeur et du liquide.

$$\Delta P_{cond} = \Delta P_{cond,v} + \Delta P_{cond,l} \quad (III.64)$$

La chute de pression de la vapeur dans la section du condenseur peut s'écrire comme suit

$$\Delta P_{cond,v} = F_{cond,v} L_{cond} \dot{Q} \quad (III.65)$$

Ou, $F_{cond,v}$ est le coefficient de frottement de la vapeur dans le condenseur, qui peut être déterminé de manière similaire à l'aide des équations (III.58) - (III.63)

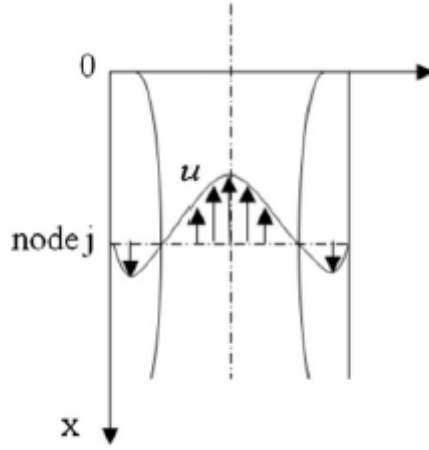


Figure III-5: Schéma du contre- flux dans le condenseur

L'écoulement du liquide dans le condenseur est décrit dans la figure suivante :

Les lois de conservation de la quantité de mouvement et de l'énergie au niveau du film liquide donnent les équations suivantes dans le condenseur :

$$\mu_l \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + (\rho_l - \rho_v)g = 0 \quad (\text{III.66})$$

$$\frac{\partial^2 T_{lf}}{\partial y^2} = 0 \quad (\text{III.67})$$

$$K_{lf} \frac{\partial^2 T_{lf}}{\partial y^2} = \Gamma h_{fg} \quad (\text{III.68})$$

$$\dot{q} dx = h_{fg} d\Gamma \quad (\text{III.69})$$

Avec les conditions limites de :

$$u_{lf}|_{y=0} = 0, T_{lf}|_{y=0} = T_{cond,wall,i} \quad (\text{III.70})$$

$$\mu_l \frac{\partial u_{lf}}{\partial y} |_{y=\delta_{tf}} = -\tau_i, T_{lf}|_{y=\delta_{tf}} = T_v \quad (\text{III.71})$$

En résolvant les équations ci-dessus, la distribution de vitesse u_{lf} , vitesse $u_{lf,int}$ à l'interface vapeur-liquide $y = \delta_{tf}$, distribution de la température T_{lf} , débit massique par unité de largeur du film liquide (Γ) et la relation entre l'épaisseur du film liquide (δ_{tf}) contrainte de cisaillement interfacial τ_{int} et la position dans la direction axiale x peuvent être exprimées comme suit :

$$u_{lf} = \frac{(\rho_l - \rho_v)g}{\mu_l} \left(-\frac{y^2}{2} + \delta_{tf} y \right) - \frac{\tau_{int}}{\mu_l} y \quad (\text{III.72})$$

$$u_{lf,int} = \frac{(\rho_1 - \rho_v)g}{\mu_l} \frac{\delta_{tf}^2}{2} - \frac{\tau_{int}}{\mu_l} y \quad (III.45)$$

$$\Gamma = \frac{\rho_1(\rho_1 - \rho_v)g}{\mu_l} \frac{\delta_{tf}^3}{3} - \frac{\rho_1 \tau_{int}}{\mu_l} \frac{\delta_{tf}^2}{2} \quad (III.46)$$

$$\frac{C_2 C_3}{8} \delta_{tf}^4 + \left(\frac{C_1 C_2}{3\dot{q}} - \frac{C_3 \tau_{int}}{6\mu_l} \right) \delta_{tf}^3 - \frac{C_1 \tau_{int}}{2\dot{q}\mu_l} \delta_{tf}^2 = x \quad (III.47)$$

$$C_1 = \rho_l h_{fg} \quad (III.48)$$

$$C_2 = \frac{(\rho_1 - \rho_v)g}{\mu_l} \quad (III.49)$$

$$C_3 = \frac{\rho_1 C_{pl}}{K_l} \quad (III.50)$$

Dans les équations ci-dessus, la contrainte de cisaillement interfaciale (τ_{int}) est affectée par la contrainte de cisaillement liée au transfert de masse ($\tau_{int,m}$) et la contrainte de cisaillement par frottement ($\tau_{int,f}$)

$$\tau_{int} = \tau_{int,m} + \tau_{int,f} = \frac{\dot{q}}{h_{fg}} (u_{lf,int} + u_v) + \frac{C_{lf,f}}{2} \rho_v (u_{lf,int} + u_v)^2 \quad (III.51)$$

$$u_v = \frac{\Gamma}{\rho_v (D_{cond,i} - 2\delta_{tf})} \quad (III.52)$$

Le nombre de Reynolds de la vapeur dans l'espace du noyau du condenseur est s'écrit :

$$Re_{cond,v} = \frac{(D_{cond,i} - 2\delta_{tf}) \rho_v (u_v - u_{lf,int})}{\mu_v} \quad (III.53)$$

La perte de charge du liquide est :

$$\Delta P_{cond,i} = F_{cond,l} L_{cond} \dot{Q} \quad (III.54)$$

Où : F_{cond} est le coefficient de frottement du liquide dans le condenseur, défini par :

$$F_{cond,l} = \frac{2\mu_l}{\pi (D_{cond,i} \delta_{lf} - 2\delta_{lf}^2) \rho_l h_{fg}} \quad (III.55)$$

La perte de charge du liquide dans la ligne de transport de liquide est de :

$$\Delta P_{ll} = F_{ll} L_{ll} \dot{Q} \quad (III.56)$$

Où : F_{ll} est le coefficient de frottement du liquide dans la ligne de transport du liquide, définie par :

$$F_{ll} = \frac{4\mu_l}{\pi D_{ll}^2 \rho_l h_{fg}} \quad (\text{III.57})$$

Étant donné que le débit massique varie à la fois dans la région de l'évaporateur et du condensateur une longueur de transport effective L_{eff} définie par :

$$L_{eff} = L_a + 0.5(L_{eva} + L_{cond}) \quad (\text{III.70})$$

III.2.3 Equations thermodynamiques

Les équations thermodynamiques expriment les relations entre pressions et températures pour les trois interfaces liquide-vapeur existant dans la boucle diphasique, dans le condensateur et à la surface de la structure poreuse en contact avec la paroi interne de l'évaporateur :

- **Couplage évaporateur – condensateur :**

$$T_v - T_c = \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_{T_c} \Delta P_v \quad (\text{III.71})$$

- **Couplage condensateur – structure poreuse :**

$$T_c - T_w = \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_{T_c} \Delta P_l \quad (\text{III.72})$$

L'approximation de Clausius-Clapeyron exprime la variation de la température en fonction de la pression lors d'un changement de phase :

$$\left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_T = T \frac{v_v - v_l}{\Delta h_v} \quad (\text{III.73})$$

- **Calcul des pertes de charge**

Les pertes de charge interviennent dans la détermination de la température de la vapeur. En effet, la température de la vapeur est liée à la température de la structure poreuse par la relation de Clausius-Clapeyron (III.73). C'est une relation qui permet de définir l'évolution de la pression d'équilibre en fonction de la température d'équilibre au cours d'un changement d'état physique du corps pur.

L'état d'équilibre liquide-vapeur existe en deux endroits de HP : dans la surface de la structure poreuse en contact avec la paroi interne de l'évaporateur. Nous pouvons expliciter la

relation entre les températures T_w et T_v en combinant les équations de couplage (III.71) et (III.72) et la relation de Clausius Clapeyron (III.73), exprimée à la température moyenne $\frac{T_v + T_R}{2}$:

$$T_v - T_w = \frac{T_v + T_w}{2} \frac{v_v - v_l}{\Delta h_v} \Delta P_t \quad (\text{III.74})$$

posons :

$$X = \frac{1}{2} \frac{v_v - v_l}{\Delta h_v} \Delta P_t \quad (\text{III.75})$$

d'où :

$$T_v - T_w = (T_v + T_w) \cdot X \quad (\text{III.74})$$

soit :

$$T_v = T_w \frac{1+X}{1-X} \quad (\text{III.75})$$

et finalement :

$$T_v = T_R \frac{\left(1 + \frac{(v_v - v_l)}{2\Delta h_v} \Delta P_t \right)}{\left(1 - \frac{(v_v - v_l)}{2\Delta h_v} \Delta P_t \right)} \quad (\text{III.76})$$

Il s'agit en fait d'approximer la pente de la courbe de saturation à une température « moyenne », comprise entre les deux bornes.

Ainsi la détermination des pertes de charge le long de la boucle, entre les canaux de vapeur et le réservoir, permet de calculer la température de la vapeur. Elles comprennent les pertes régulières dans la conduite de vapeur, les pertes de charge dans le condenseur, les pertes de charge régulières dans la conduite de liquide, les pertes de charge singulières dans les coudes, les canaux et le collecteur au niveau de l'évaporateur, et celles dues à l'élargissement brusque à l'arrivée du fluide dans la structure poreuse.

Le bilan thermique au niveau de la mèche (voir partie théorique) permet de déterminer la température de l'évaporateur :

$$T_E = R_{ax} \left(\dot{m} c_{pl} (T_w - T_{wi}) - \frac{\dot{m} c_{pl}}{\exp(a_p) - 1} \right) + \frac{T_w}{R_{ax}} + \frac{(T_w - T_A)}{R_A} \quad (\text{III.77})$$

a_p un coefficient calculé de la manière suivante :

$$a_p = \frac{\dot{m} c_{pl} e_{pww}}{\lambda_{eff} l_E e_{pw}} \quad (\text{III.78})$$

Dans cette équation, la température à l'entrée de la mèche est fournie par les résultats expérimentaux. Comme la ligne de liquide est isolée thermiquement, nous avons $T_{Co} = T_{wi}$. Les résultats qui précèdent permettent alors d'évaluer la résistance thermique entre la paroi de l'évaporateur et l'interface liquide-vapeur :

$$R_{vap} = \frac{T_v - T_E}{\frac{T_E}{R_{ax}} - Q_E - \frac{T_w}{R_{ax}}} \quad (\text{III.79})$$

- **Les pertes de charge régulières**

Les pertes de charge régulières représentent les pertes d'énergie dues aux frottements visqueux du fluide le long d'une conduite de section constante. Elles peuvent être exprimées en hauteur de fluide, selon l'expression :

$$\Delta H = \lambda \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (\text{III.80})$$

Où L est la longueur de la conduite, D son diamètre, V la vitesse du fluide et λ le coefficient de pertes de charge régulière. Le coefficient de pertes de charge régulière λ dépend du régime d'écoulement (laminaire ou turbulent) et donc du nombre de Reynolds.

Pour un écoulement laminaire, on utilise la corrélation de Poiseuille :

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (\text{III.81})$$

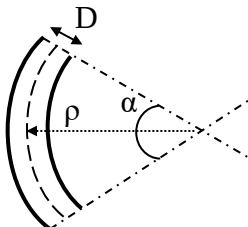
Pour un écoulement turbulent, on utilise la corrélation de Colebrook-White :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left(\frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} + 0,27 \frac{\varepsilon}{D} \right) \quad (\text{III.82})$$

- **Les pertes de charge singulières :**

Les pertes de charge singulières sont dues à des accidents de parcours que sont les coudes, les tés, les vannes, les raccords, ... Elles sont proportionnelles au carré de la vitesse du fluide, et dépendent de la géométrie du système (comme le diamètre de la canalisation) et du régime d'écoulement du fluide (donc du nombre de Reynolds).

Les pertes de charge au niveau des coudes arrondis sont déterminées par la formule de Weisbach :



$$\Delta H = \frac{\alpha}{90} \left[0,131 + 1,847 \left(\frac{D}{2\rho} \right)^{3,5} \right] \quad (\text{III.83})$$

Avec α l'angle de courbure de la canalisation, ρ son rayon de courbure, D le diamètre de la canalisation.

Les pertes de charge dues au rétrécissement brusque au niveau de l'évaporateur et de la canalisation de vapeur se calculent par la relation suivante :



$$\Delta H = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{D_2^2}{D_1^2} \right) \frac{(V^2)}{2g} \quad (\text{III.84})$$

Avec D_1 le diamètre de la conduite avant le rétrécissement, D_2 le diamètre de la conduite après rétrécissement, V la vitesse moyenne dans la conduite après rétrécissement.

- **Les pertes de charge en milieu diphasique : le condenseur**

Il n'existe pas de modèles fiables pour prédire les pertes de charge d'un écoulement diphasique car c'est un phénomène complexe lié aux non-linéarités, à la transition vers le régime turbulent, aux instabilités, aux caractéristiques diphasiques (mouvement et déformation de l'interface), aux effets de non-équilibre et interactions entre phase.

Plusieurs approches existent afin de prédire ces pertes de charge : les corrélations empiriques, les modèles analytiques, les modèles phénoménologiques. Une des méthodes prédictives efficaces se construit de la manière suivante :

La perte de charge totale dans un fluide est due à la variation de l'énergie cinétique, de l'énergie potentielle du fluide ainsi que des frottements du fluide sur les parois de la conduite. Ainsi la perte de charge totale du fluide ΔP_t est la somme des pertes de charge hydrostatiques ΔP_{static} , des pertes de charge dues à l'accélération ΔP_{mom} et des pertes de charge par frottement ΔP_{frict} :

$$\Delta P_t = \Delta P_{static} + \Delta P_{mom} + \Delta P_{fric} \quad (\text{III.85})$$

Les pertes de charge hydrostatiques pour un fluide diphasique homogène sont :

$$\Delta P_{static} = \rho_{\eta} g H \sin(\theta) \quad (\text{III.86})$$

Avec H la hauteur, θ l'angle que fait le condenseur avec l'horizontale, et ρ_{tp} la masse volumique homogène du fluide diphasique :

$$\rho_\eta = \rho_l (1 - \varepsilon_\eta) + \rho_v \varepsilon_\eta \quad (\text{III.87})$$

La fraction homogène α_η de vide est déterminée à l'aide du titre de vapeur x :

$$\alpha_\eta = \frac{1}{1 + \left(\frac{V_v}{V_l} \frac{(1-x) \rho_v}{x \rho_l} \right)} \quad (\text{III.88})$$

Où u est la vitesse de la phase, ρ sa masse volumique.

Le gradient de pertes de charge par unité de longueur de canalisation est donné par :

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{mom} = \frac{d \left(\frac{\dot{m}_t}{\rho_\eta} \right)}{dz} \quad (\text{III.89})$$

Les pertes de charge par frottement sont données par :

$$\Delta P_{frict} = \frac{2 f_\eta L \dot{m}_t^2}{D_i \rho_\eta} \quad (\text{III.90})$$

Le facteur de frottement f_η dépend du nombre de Reynolds selon l'équation de Blasius :

$$f_\eta = \frac{0,079}{Re^{0,25}} \text{ et } Re = \frac{\dot{V}_t D_i}{\mu_\eta} \quad (\text{III.91})$$

La viscosité dynamique du mélange diphasique homogène se détermine à partir de la viscosité dynamique du liquide et de la vapeur ainsi que du titre de vapeur :

$$\mu_\eta = x \mu_v + (1-x) \mu_l \quad (\text{III.92})$$

Ainsi l'équation générale des pertes de charge totales diphasiques au condenseur se définit de la manière suivante :

$$\Delta P_t = \rho_H g H \sin(\theta) + \frac{\dot{m}_t}{\rho_H} L_\eta + \frac{2 f_\eta L_\eta \dot{m}_t}{Re^{0,25}} \quad (\text{III.92})$$

III.2.4 Propriétés thermodynamiques du fluide de travail

Les propriétés thermodynamiques du fluide de travail ont été estimées par les fonctions polynomiales de la température de fonctionnement de 0 C à 200 C, y compris la densité, la viscosité, la capacité spécifique, la pression saturée, la conductivité thermique et la chaleur latente de vaporisation. L'erreur moyenne des fonctions polynomiales était inférieure à 5%. [23].

III.2.5 Algorithme pour l'exploitation du modèle de transfert thermique HP

Les processus de transfert de chaleur finissent par atteindre un équilibre énergétique lorsque le système fonctionne en régime permanent et que chaque partie des caloducs atteint une certaine température et une certaine pression, Le programme principal consiste à saisir les paramètres initiaux de conception et de fonctionnement. Notre programme de calule est base sur les étapes ci-dessous

- Supposons la température de la vapeur T_v
- Dédure les propriétés thermodynamiques du fluide de travaille
- Calculer le profil de température dans l'évaporateur
- Contrainte de cisaillement interfaciale initiale τ_{int}^0
- Calculer l'épaisseur du film liquide δ_{lf}
- La contrainte de cisaillement interfaciale réelle τ_{int}
- Déterminer la contrainte de cisaillement interfaciale s'il répond à tolérance d'erreur
- Calculez la pression capillaire maximale $\Delta P_{c,max}$, Hauteur de gravité ΔP_g , Chutes de pression totales ΔP
- Calculez les résistances thermiques et le bilan énergétique
- Déterminer le bilan énergétique si l'on atteint la tolérance d'erreur
- Calculez la conductivité thermique effective

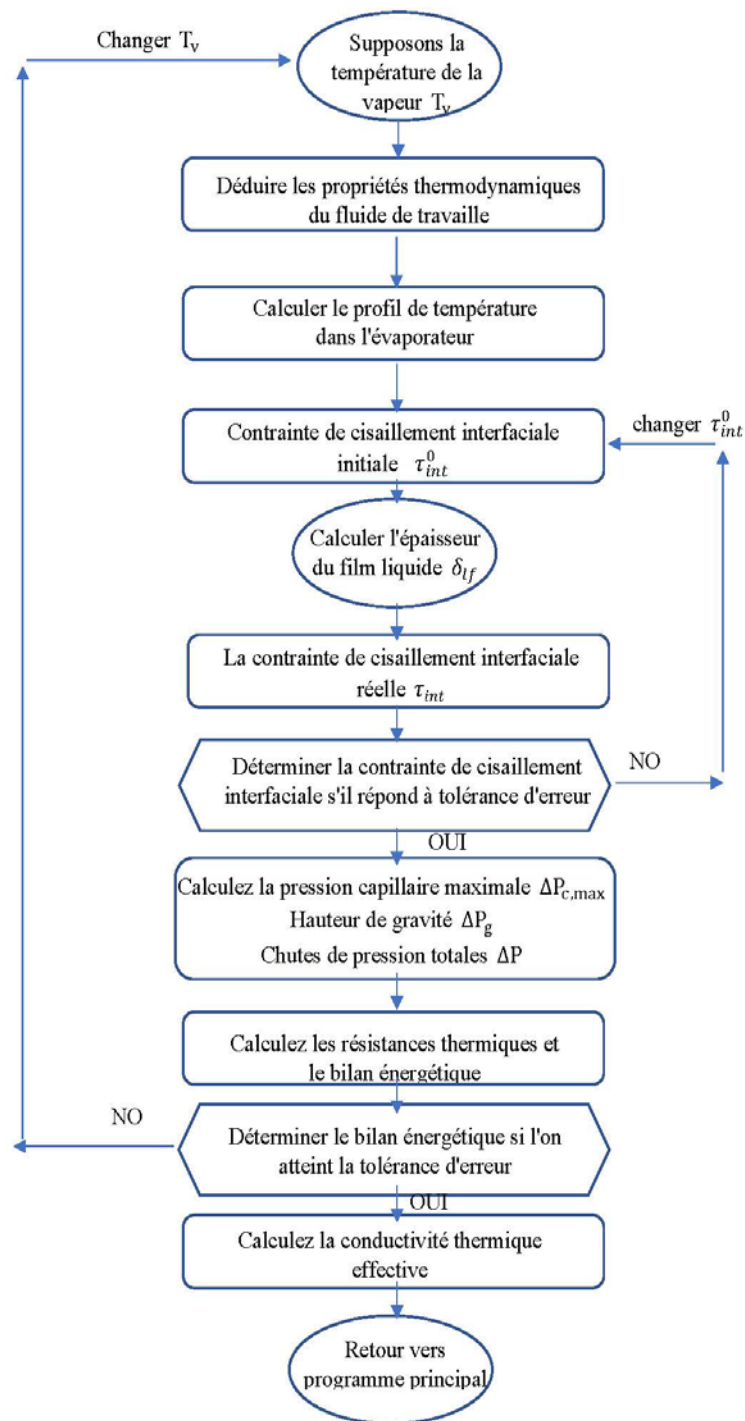


Figure III-6: Algorithme de calcul

III.3 Présentation des résultats

III.3.1 Présentation de la simulation de la gravité

La gravité peut influencer positivement ou négativement les performances de HP, selon son orientation. Le HP est souvent étudié en inclinaison adverse, c'est-à-dire quand l'évaporateur est positionné au-dessus du condenseur. La gravité joue alors défavorablement sur les performances du système, car le liquide condensé doit vaincre les forces de pesanteur afin de regagner l'évaporateur. Il faut alors rajouter aux pertes de charge un terme de pression hydrostatique $\rho g H$. Dans cette configuration, l'inclinaison favorable de la ligne vapeur ajoute un terme de pression motrice, mais la différence de densité entre le liquide et la vapeur fait que ce terme est négligeable. La diminution des performances de HP en fonction de l'inclinaison est observable sur la figure III.5. Plus l'inclinaison du système est élevée, plus la température moyenne de la paroi de l'évaporateur est importante. Cette inclinaison ralentit l'écoulement du liquide dans les canalisations à cause de l'effet de la pesanteur, qui s'oppose à la pression motrice capillaire.

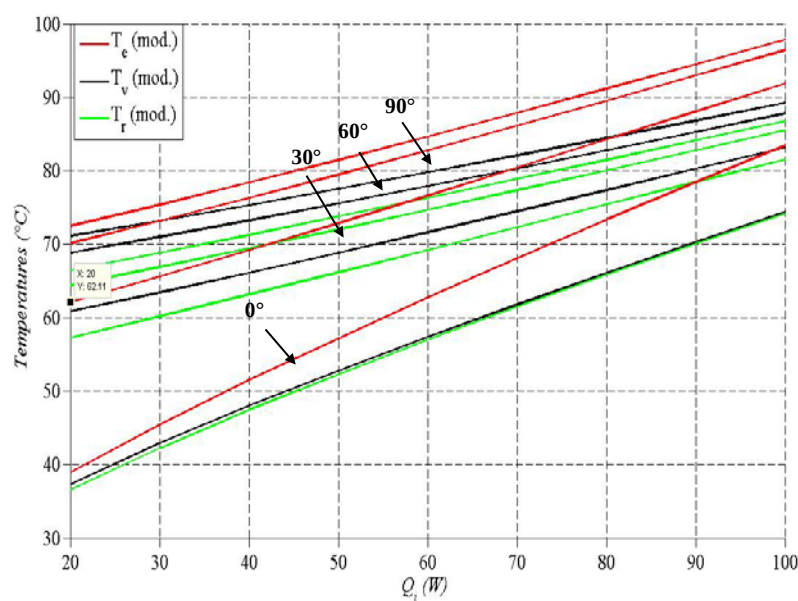
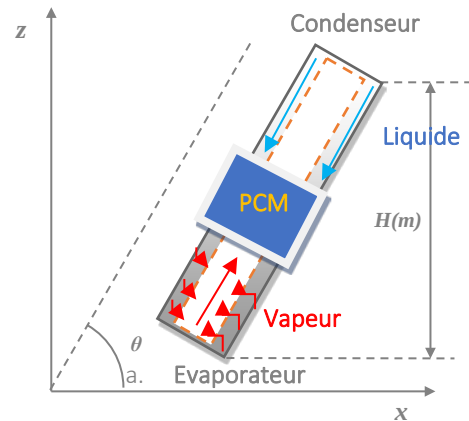


Figure III-7: Influence de la gravité sur les performances de HP

L'augmentation de la différence de pression entre le condenseur et l'évaporateur provoque une augmentation de la différence de température, qui explique l'augmentation de la température T_E . C'est donc dans la position la plus défavorable possible (inclinaison de 90°) qu'il faut veiller à ce que la température de l'évaporateur ne dépasse pas la limite admissible pour les composants électroniques. Les simulations présentées dans la figure III.7 ont été réalisées en prenant un coefficient d'échange entre la paroi extérieure du condenseur et la source froide de $350 \text{ W/m}^2/\text{K}$.

III.3.2 Présentation de la simulation d'une mèche bi-poreuse

Comme nous l'avons vu précédemment, une partie du flux dissipé par le composant électronique à l'évaporateur est transmise au réservoir sous forme d'un flux de fuite. Ces pertes dégradent considérablement les performances de HP. Une partie de ce flux est transmis au réservoir par conduction à travers la structure poreuse de la mèche. Il s'ensuit qu'une augmentation de la résistance thermique de cette structure permettrait de réduire ce flux de fuite. L'intérêt d'une mèche bi-poreuse se situe essentiellement à ce niveau : une première structure capillaire de faible conductivité thermique constitue une barrière thermique entre celui-ci et le composant électronique. La deuxième structure poreuse doit favoriser la circulation du fluide par capillarité et donc posséder des caractéristiques adaptées à cette fonction (dimensions des pores, porosité, perméabilité). Le tableau 4 présente les principales caractéristiques des structures poreuses avec lesquelles a été menée cette étude.

Tableau 4 : caractéristiques principales des milieux poreux utilisés pour les simulations

Matériau	Porosité (%)	Rayon du pore (m)	Perméabilité (m^2)	Conductivité (W/m/K)
<i>Cuivre (référence)</i>	69	8.10^{-6}	$21,5.10^{-13}$	40
<i>Nickel</i>	67,5	5.10^{-6}	$10,1.10^{-13}$	7,5
<i>Titane</i>	62,5	$6,5.10^{-6}$	11.10^{-13}	1,05
<i>Polypropylène</i>	45	$12,75.10^{-6}$	---	0,2

Le modèle a été adapté à cette nouvelle configuration en offrant à l'utilisateur la possibilité de simuler la présence d'une deuxième mèche dans l'évaporateur. Cela revient entre autres à rajouter dans les équations une résistance thermique supplémentaire, associée en série avec celle de la première mèche. Les paramètres pertinents à faire varier sont :

- Le rapport des longueurs des deux mèches de l'évaporateur, en gardant la longueur totale du milieu poreux constante

- Le rapport des longueurs des deux mèches de l'évaporateur, en gardant la longueur de la mèche de référence constante et en faisant varier la longueur de la deuxième mèche,
- La conductivité thermique de la barrière thermique (c'est-à-dire sa résistance thermique), en prenant les milieux poreux définis dans le tableau 5.

Hormis la longueur, les caractéristiques de la mèche de référence seront conservées dans toutes les simulations, c'est-à-dire celles du milieu poreux en cuivre. La figure III-8 montre de façon schématique le passage d'un évaporateur mono-poreux vers un évaporateur plan rectangulaire bi-poreux.

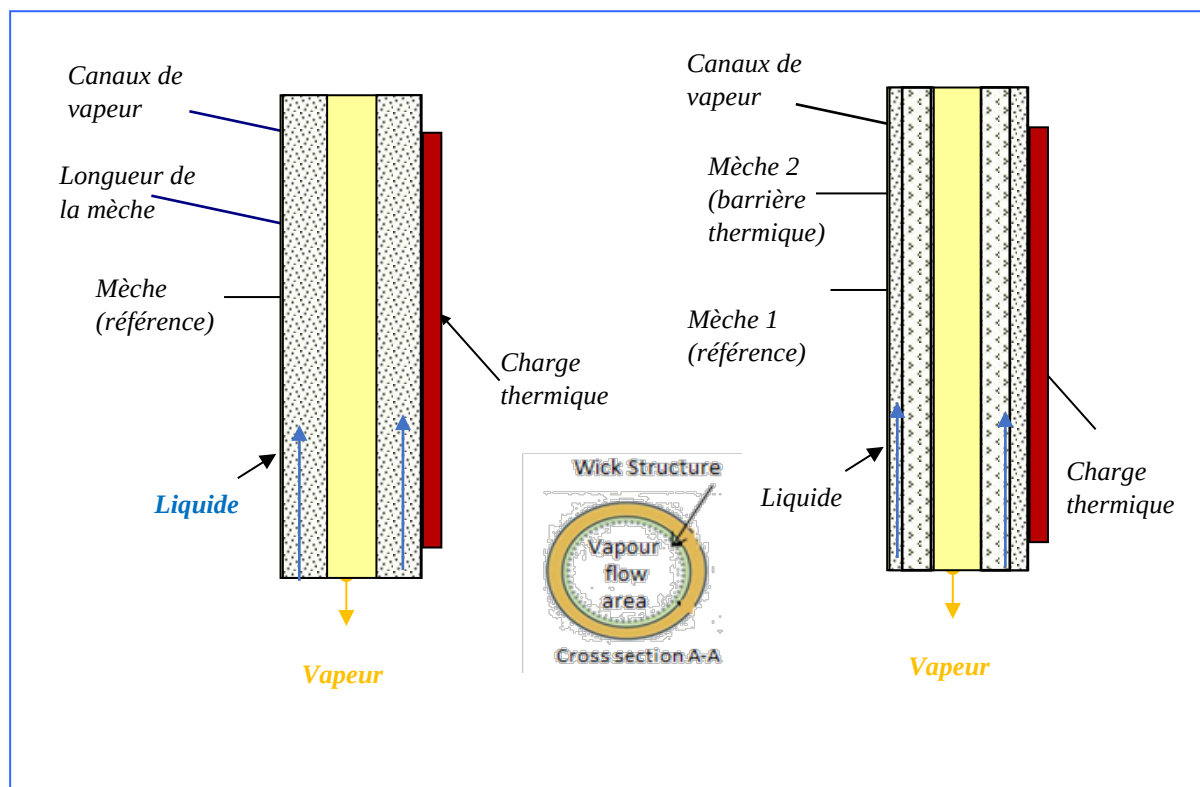


Figure III-8 : Passage d'un milieu mono-poreux vers un milieu bi-poreux

III.3.3 Résultats de la simulation d'une mèche bi-poreuse

Trois simulations du modèle de l'évaporateur à mèche bi-poreuse ont été réalisées. Chacune des simulations compare le comportement de deux configurations différentes du milieu poreux, en ne faisant généralement varier qu'un seul paramètre. Les résultats des simulations sont exposés de manière à rappeler dans un premier temps les géométries des mèches comparées, puis à comparer les températures de l'évaporateur et les résistances thermiques globales de HP dans ces deux configurations.

Dans la simulation (figure III.9), la longueur totale du milieu poreux est gardée constante dans les deux configurations (1 : milieu mono-poreux, 2 : milieu bi-poreux). Dans la configuration 1, le milieu est constitué d'une mèche de cuivre de 3.5 mm (référence). Une barrière thermique de 0.5 mm de polypropylène a été introduite dans la configuration, ce qui réduit la longueur de la mèche de cuivre à 0.13 mm. Le HP est placé horizontalement. Comme pour toutes les simulations, les températures de l'évaporateur sont présentées et comparées.

La simulation 2 (figure III.10) reprend la configuration de la simulation 1, mais le HP est positionné verticalement.

La simulation 1 (figure III.9) montre clairement les effets engendrés par l'ajout d'une barrière thermique dans l'évaporateur. L'adjonction d'une structure bi-poreuse provoque une augmentation de la température moyenne de la paroi de l'évaporateur ainsi que de la température de vapeur et du réservoir. Cette observation est confirmée par la simulation 4, où deux mèches, de conductivité thermique différentes mais inférieures à celle du cuivre, sont comparées. On remarque que les températures de l'évaporateur sont les plus élevées dans le cas de la mèche ayant la plus faible conductivité thermique.

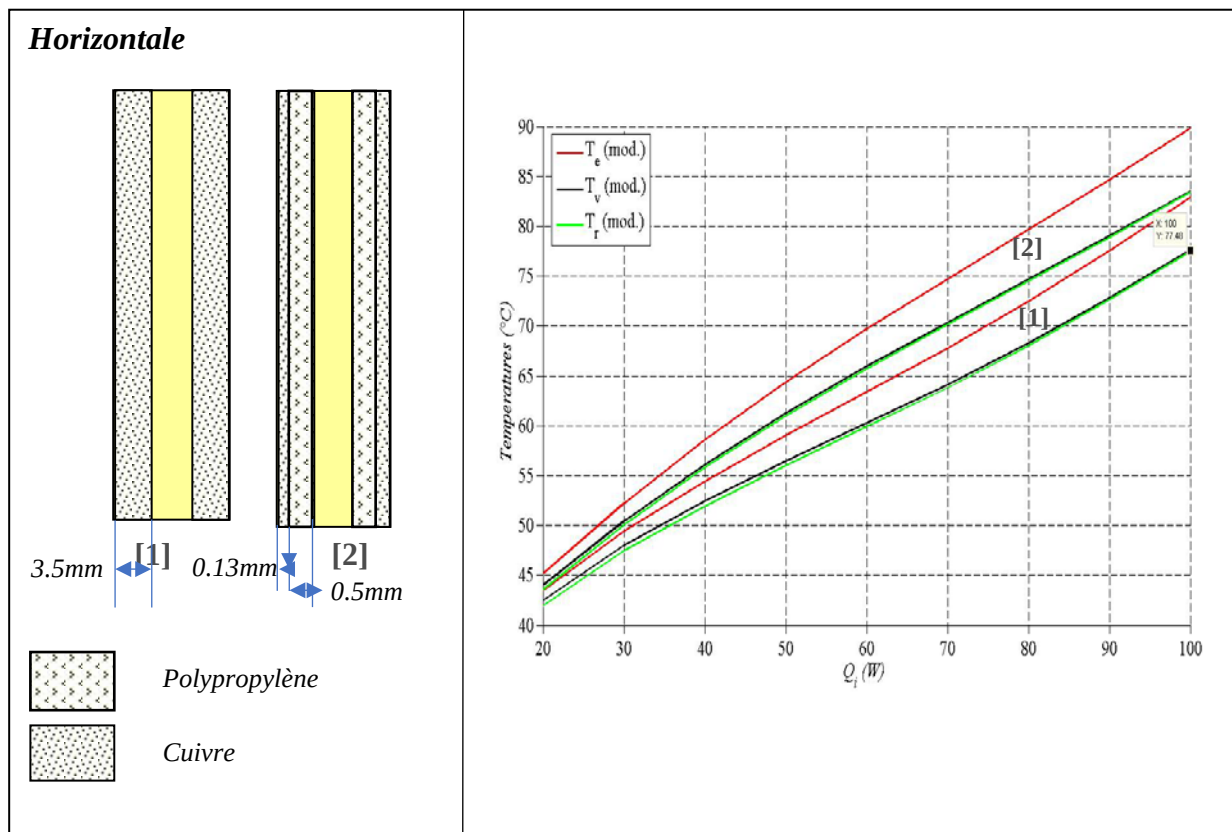


Figure III-9 : Etude paramétrique du bi-poreux – Simulation 1

Les simulations 1 et 2 (figure III.9 et 10) comparent deux configurations identiques pour une inclinaison de HP différente. Dans la simulation 2, le HP est placé horizontalement et dans la simulation 1, verticalement. De manière globale, on observe que les températures calculées à l'évaporateur sont plus élevées pour une position verticale de HP, ce qui montre que l'inclinaison joue défavorablement sur les performances de HP, même dans le cas d'un milieu bi-poreux. Pour les faibles puissances thermiques (de 0 à 30 W) et en inclinaison verticale, le milieu bi-poreux permet d'améliorer sensiblement les performances de HP.

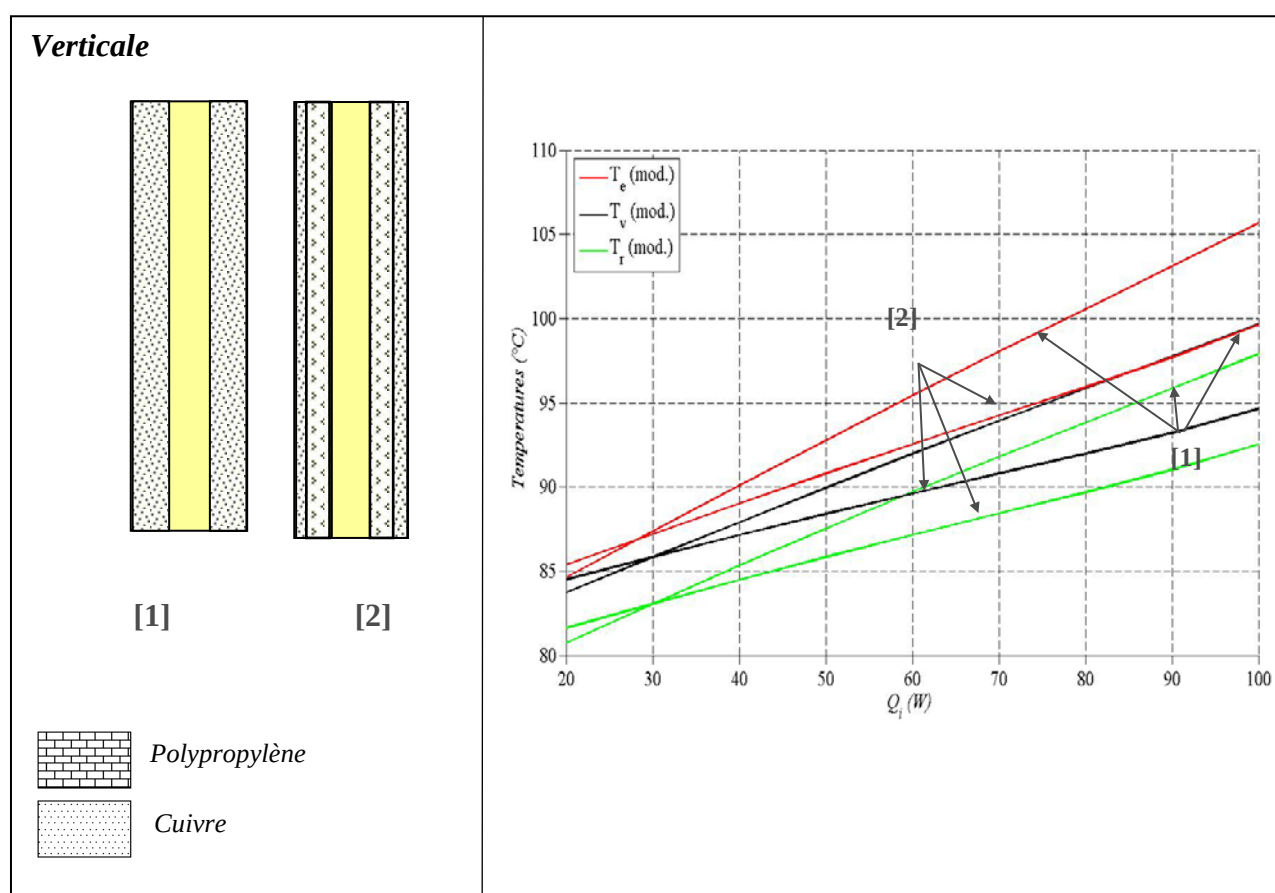


Figure III-10: Etude paramétrique du bi-poreux – Simulation 2

La simulation 3 (figure III.11) a pour but de vérifier la validité du modèle modifié : la configuration est la même que celle du milieu mono-poreux étudié dans le § 5.2. Le milieu poreux est constitué d'une seule mèche de longueur 3.5 mm. Le HP est placé horizontalement. On retrouve la tendance précédemment observée, ainsi que les écarts de températures : les températures de l'évaporateur augmentent lorsque que la conductivité effective de la mèche diminue. Ainsi, les résultats sont cohérents ; le modèle de HP à mèche bi-poreuse est validé.

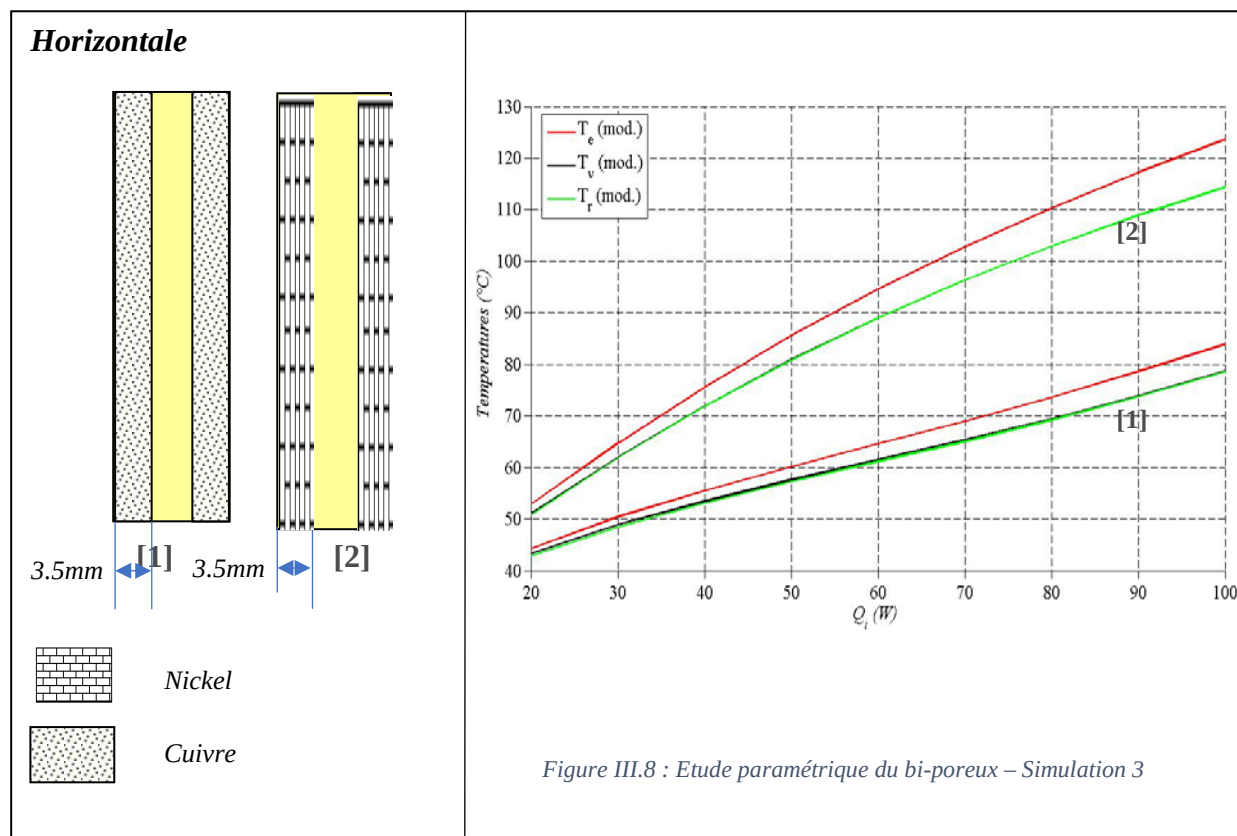


Figure III-11: Etude paramétrique du bi-poreux – Simulation 3

CHAPITRE IV.

RESULTATS ET DISCUSSIONS

IV.1 Introduction

Le caloduc, en tant que supraconducteur, peut transférer la chaleur correctement et avec une grande efficacité. D'après les expériences, le caloduc utilisé dans le système de stockage a fonctionné correctement. Pendant l'étape primaire du processus de fusion, la chaleur transférée du bloc chauffant au caloduc est principalement utilisée pour chauffer la paroi du caloduc et augmenter la température du caloduc. Ainsi, on peut clarifier l'augmentation rapide de la température de la paroi du caloduc pendant cette étape. Cependant, dès que la température de la paroi du caloduc devient supérieure à la température du MCP, la chaleur est transférée au MCP autour du caloduc.

IV.2 Étude paramétrique

• Calibration des thermocouples

Avant de coller les thermocouples sur notre dispositif expérimental nous avons fait une calibration et tester les thermocouples, La procédure est : nous avons mis les thermocouples dans un b cher de 500ml remplis d'eau distillée avec une sonde de référence calibr e en usine , après  a on a mesuré la température d'eau pour une dizaine de secondes ensuite on chauffe le b cher à l'aide d'une plaque chauffante jusqu' à une température d sign e, une fois nous arriverons à cette température nous éteignons la plaque chauffante et nous ajoutons l'eau distillée pour réchauffer et varier la température comme illustré dans la figure IV-1 :

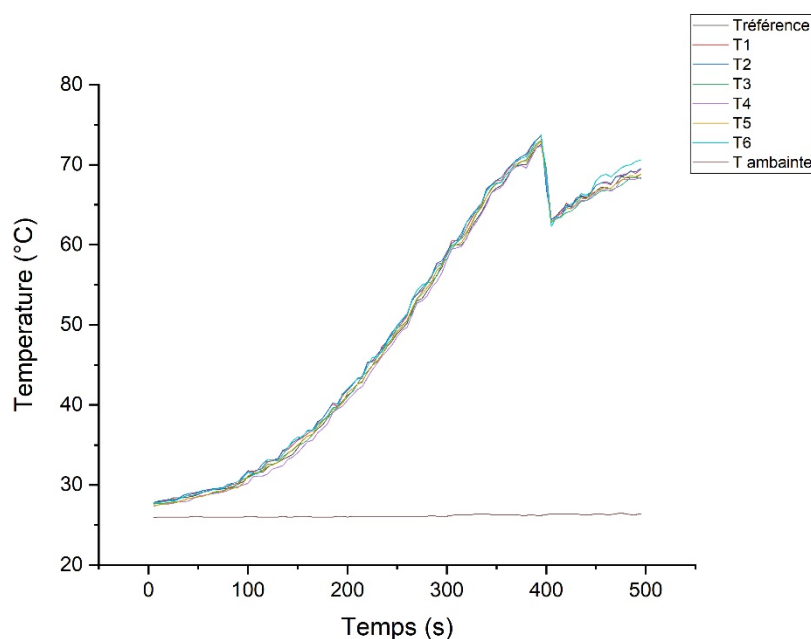


Figure IV-1: calibration des thermocouples

- **Préparation du PCM**

Dans le but d'étudier l'effet de la quantité du PCM sur les performances du caloduc et le système de refroidissement nous avons fait une préparation selon le tableau ci-dessous :

Tableau 5 : la quantité de PCM utiliser

N°	Système	Volume ml
1	Système 01	25 ml
2	Système 02	50 ml
3	Système 03	50 ml

La température de fusion du PCM chlorure de calcium hexa hydraté utilisé dans notre



Figure IV-3 :PCM à l'état solide



Figure IV-2: PCM à l'état liquide

dispositif expérimental est de 29°, les figures (IV-2) et (IV-3) montre des images sur l'état solide et liquide du PCM.

- **Processus de fusion**

Le processus de fusion a été enregistré pour une source de chaleur continue de 10W, 20W et 30W et des températures de 40°C, 50°C et 60°C. au début du processus de fusion, la chaleur qui est transférée du bloc chauffant au caloduc est principalement utilisée pour réchauffer la paroi du caloduc, Ensuite, dès que la température de la paroi du caloduc est supérieure à celle du MCP, la chaleur est transférée au MCP autour du caloduc. Ce processus se poursuit donc jusqu'à ce que le trou du MCP soit fondu comme montré dans la figure ci-dessous sont capturé au cours de réalisation des tests :

Système expérimentale N° 01 :

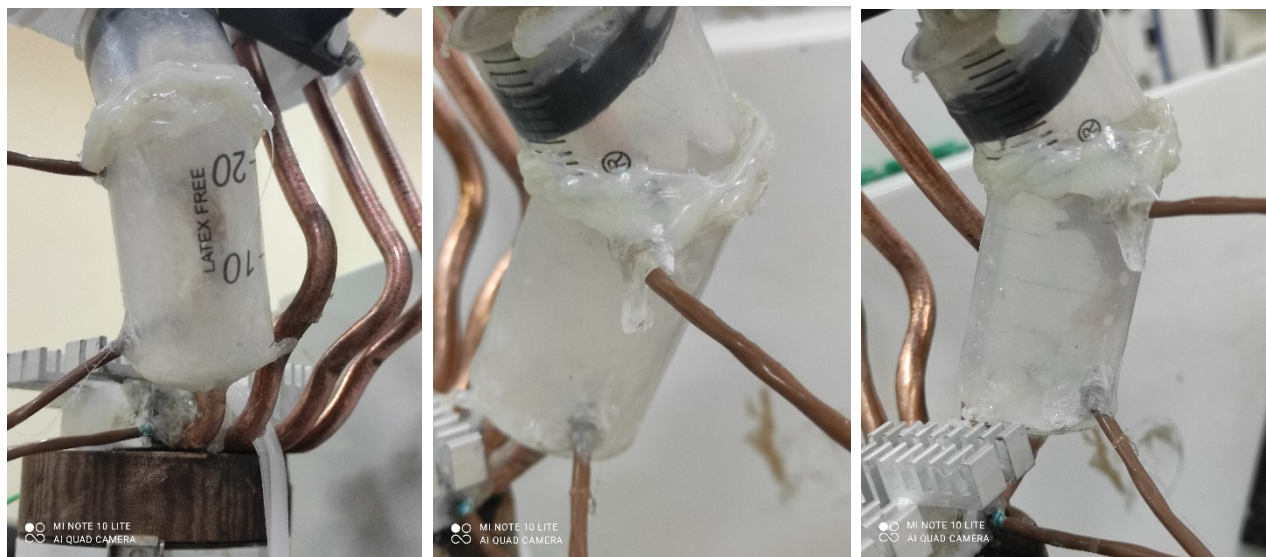


Figure IV-4 : Schéma de la procédure du fusion du PCM à 60°C

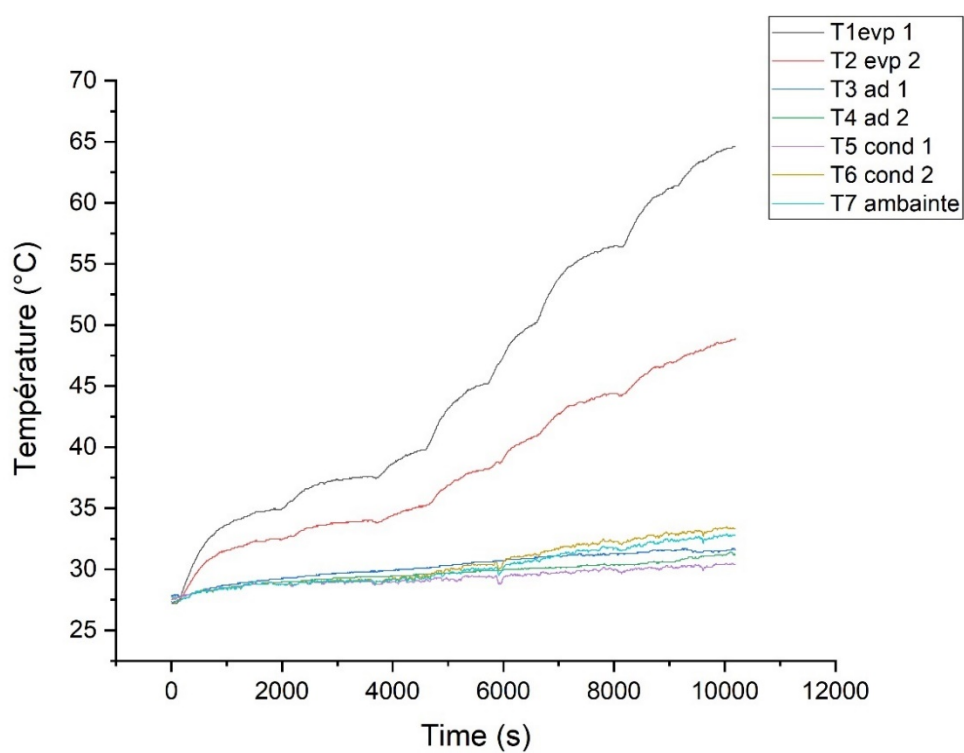


Figure IV-5: profile de température pour le système 01

Système expérimentale N° 02 :



Figure IV-6: Schéma de la procédure du fusion PCM à 60°C

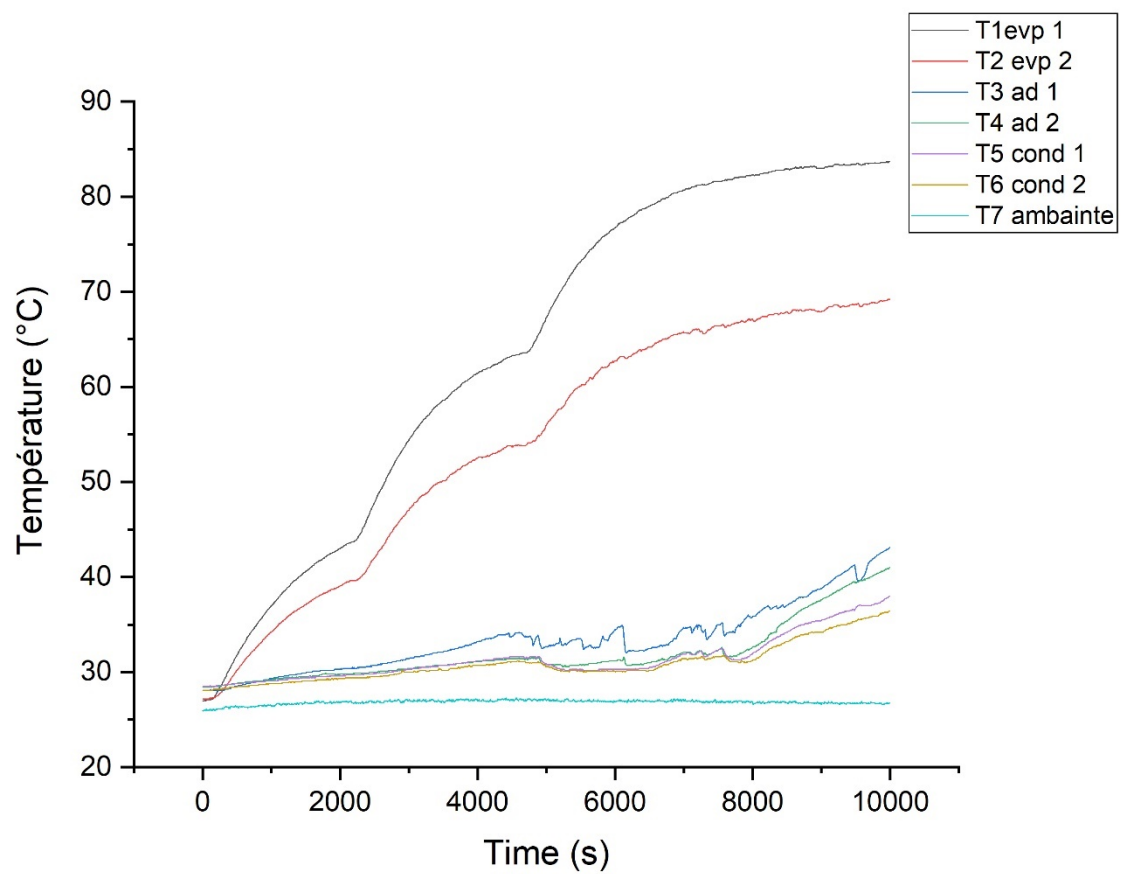


Figure IV-7: profile de température pour le système 02

Système expérimentale N° 03 :

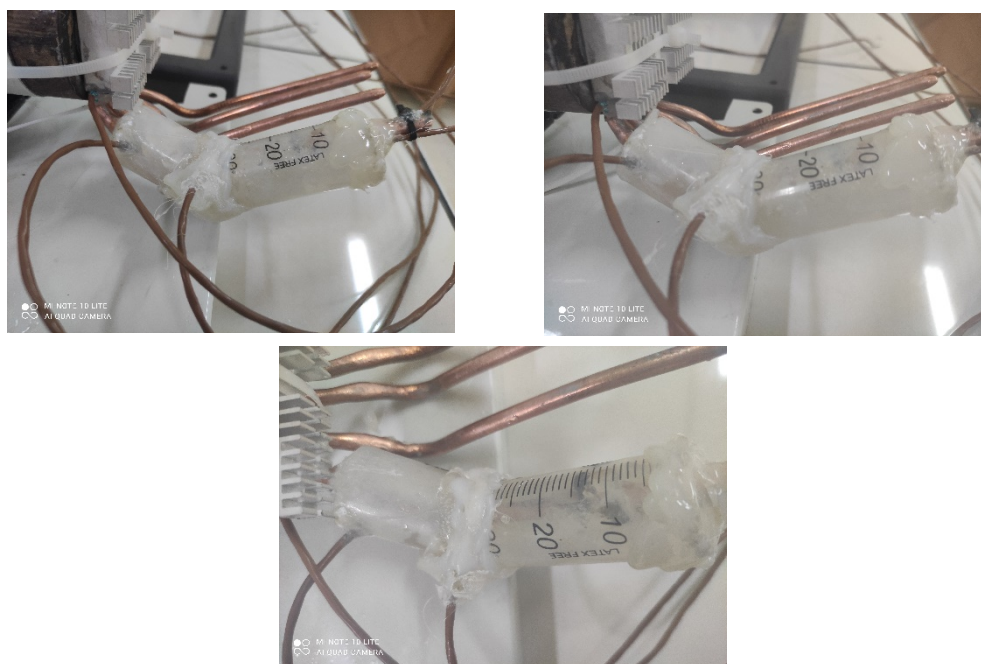


Figure IV-8 : Schéma de la procédure du fusion PCM à 60°C

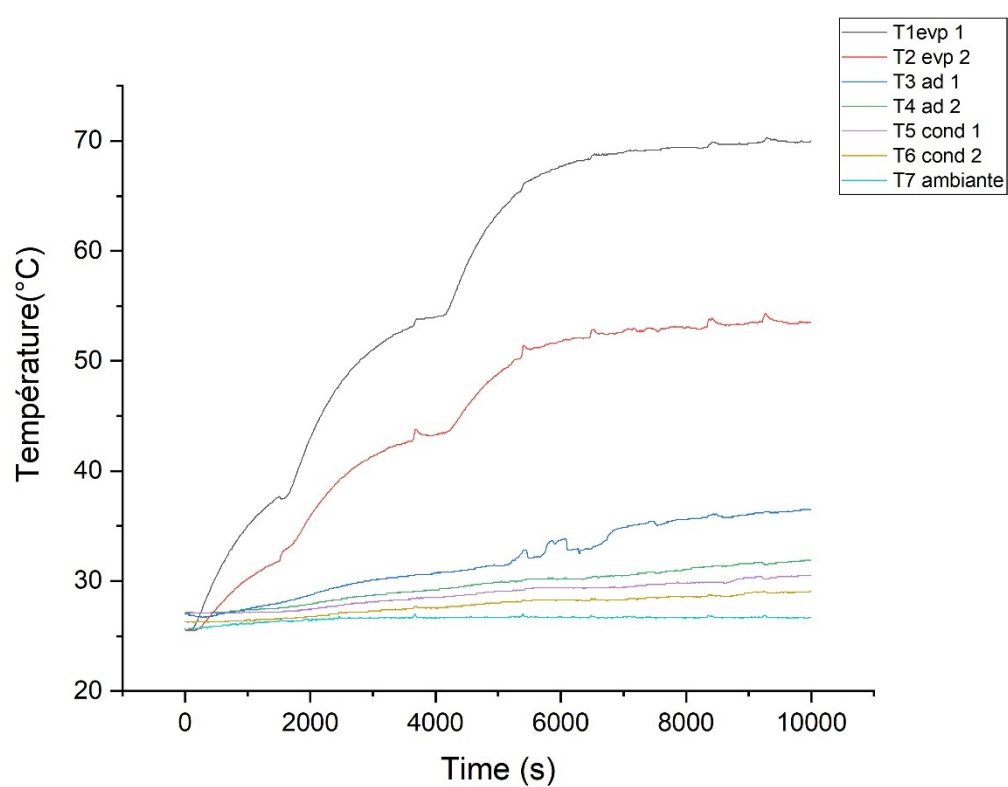


Figure IV-9 : profile de température pour le système 03

IV.2.1 Influence de la quantité du PCM

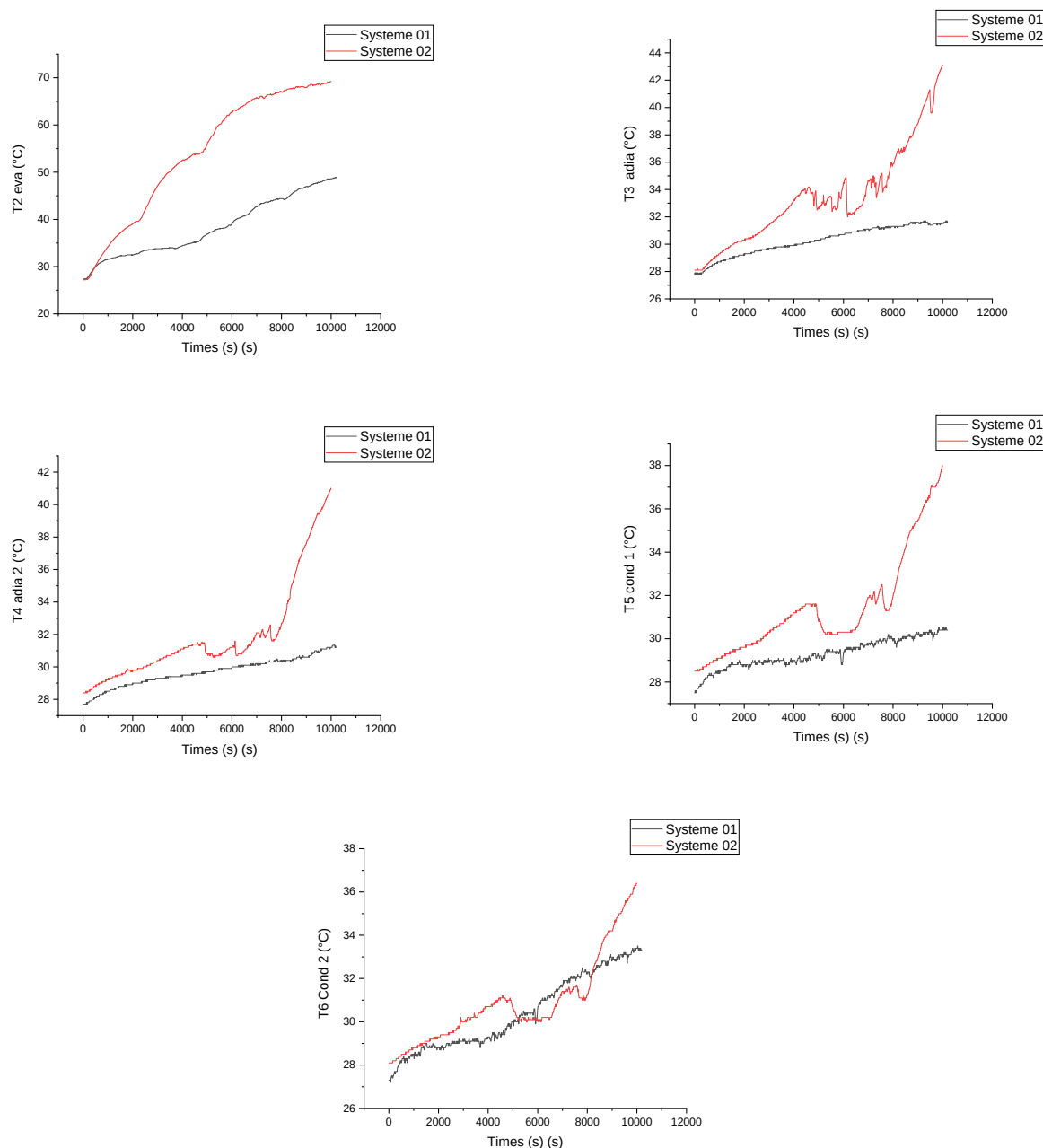


Figure IV-10: Comparaison du profil de température entre système 1 et 2

La distribution de la température dans le caloduc a été obtenue au cours de cette expérimentation pour les trois systèmes dans lesquels nous avons effectué différents remplissages du PCM et différente inclinaison.

Les figures (IV-10) et (IV-11) montrent la température de la surface de la paroi du caloduc à différents endroits. Comme prévu, la température de surface la plus élevée est observée dans la

section de l'évaporateur et la température de surface diminue de l'évaporateur vers la section du condenseur, Les résultats ont également révélé qu'il existe une différence de température entre les sections évaporateur et condenseur par rapport à les trois système sachant que les caloducs ont une conductivité thermique effective très élevée, cette différence à relation avec la matériaux à changement de phase PCM qui a été placé à la section adiabatique pour le système 01, mais pour les système 02 et 03 le PCM est placer dans la section adiabatique condenseur.

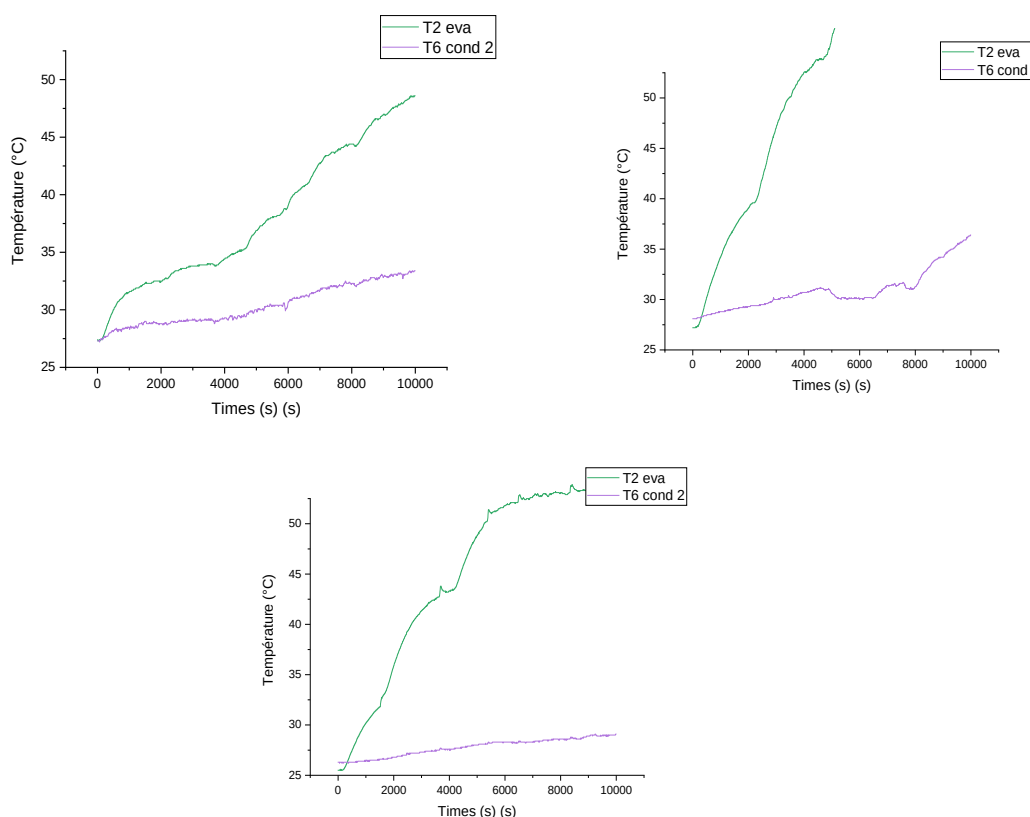


Figure IV-11: Comparaison du profil de température du evaoprateur et condseur pour les trois systeme

Au début du processus, le PCM a absorbé la chaleur du caloduc, et la température du PCM a augmenté progressivement, L'augmentation de la température du PCM s'est ralentie car l'énergie était stockée sous forme de chaleur latente, selon les régions spécifiées dans la figure (IV-12) ci-dessous, Le processus de changement de phase a commencé après presque 3000s pour le system 01, et environ 2000s-à 3000s pour les autres systèmes.

D'après le graphique, on peut voir que la variation de température le long de la direction axiale du caloduc est de près de 4 C ce qui démontre la grande capacité de transfert de chaleur du caloduc pour le système 01 mais pas pour le système 02 et 03. En conclusion, que le condenseur

du caloduc de ce système équipé avec ventilateur pour le refroidir et aussi la section adiabatique remplie avec PCM ont amélioré la performance du système de refroidissement.

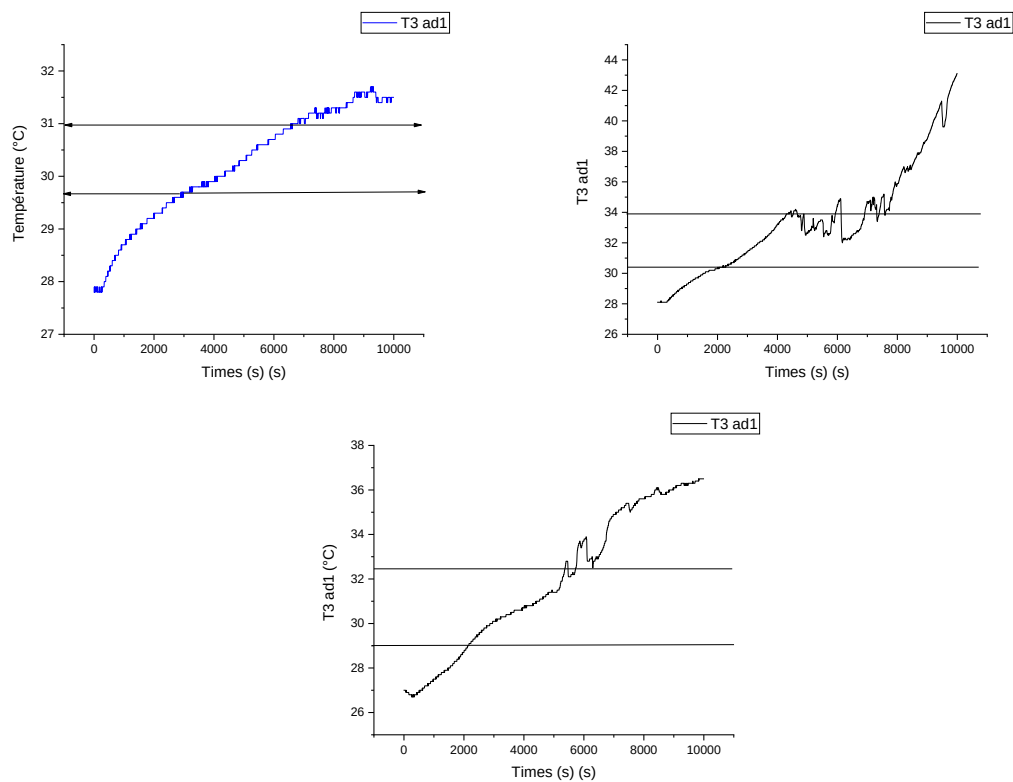


Figure IV-12: Comparaison le profil de température du caloduc remplie avec PCM

IV.2.2 Influence de la gravité et l'inclinaison

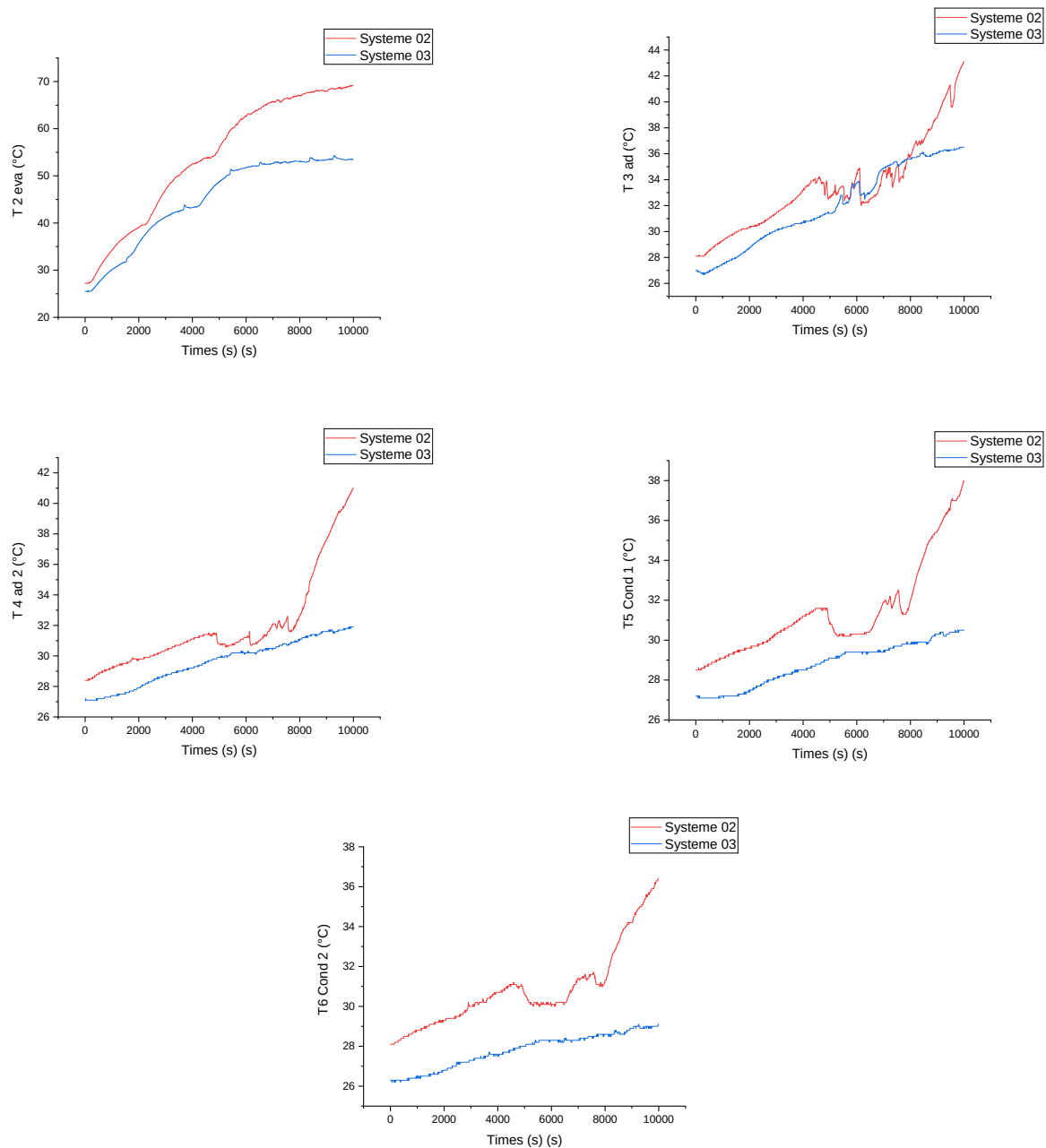


Figure IV-13: comparaison du profile de température entre système 1 et 2

La figure (IV-13) montre la température de la surface de la paroi du caloduc à différents endroits pour deux configurations différentes, la 1ère configuration est pour la position vertical qui est le système 02 et l'autre c'est pour la position horizontale qui est le système 03, D'après le graphique, on peut voir que la variation de température le long du caloduc ce qui démontre qu'un caloduc horizontal équipé d'un PCM.

IV.3 Conclusion

Le travail présenté ici a permis de faire connaître les caloducs assistés par un matériaux à changement de phase PCM est l'une des technologies et application qui peuvent conduire à la conservation de l'énergie et optimisation des systèmes de refroidissement grâce à des économie d'énergie en période de pointe et périodique de la manière suivante :

- Optimisation de l'intégration et de l'évaluation du système pour les applications de refroidissement électronique et l'exploitation de la chaleur résiduelle périodique
- Intégration un PCM aux caloducs permet d'améliorer et optimisé les systèmes de refroidissement.
- Remplir la section adiabatique du caloduc avec PCM rendre le système performant et meilleure
- Nous avons seulement utilisé un type du PCM qui à température de la fusion de 29°, on pourrait améliorer et optimisé les systèmes de refroidissement avec d'autre type

Ces approches et recommandations adressées aideraient à réaliser la conception du ssystème et l'évaluation des performances associées à une telle configuration dans de futures applications pratiques de transfert de chaleur et refroidissement.

Conclusion générale

Conclusion générale

Tout au long de ce mémoire, nous nous sommes intéressés à mettre en lumière les aspects relatifs au bon fonctionnement des caloducs avec intégration d'un matériau à changement de phase PCM.

Le travail mené dans ce mémoire a permis d'étudier performance des systèmes de refroidissement avec différents remplissages de PCM et différentes positions en utilisant les variations de température enregistrées pour différentes puissances de chauffage.

Le travail effectué dans le cadre de ce projet présente une étude expérimentale d'un caloduc assisté par PCM appliqué dans les systèmes de refroidissement et une modélisation numérique du caloduc.

En ce qui concerne la modélisation numérique, la méthodologie adoptée fait recours aux équations générales gouvernantes le fonctionnement de caloduc.

Les résultats issus de cette étude analytique et numérique via méthode des volumes finie ont permis de valider que les températures de l'évaporateur augmentent lorsque que la conductivité effective de la mèche diminue ainsi que l'inclinaison joue défavorablement sur les performances de HP, ensuite Pour les faibles puissances thermiques (de 0 à 30 W) et en inclinaison verticale milieu bi-poreux permet d'améliorer sensiblement les performances de HP

Les résultats issus dans l'étude expérimentale ont permis de mettre en évidence d'importantes capacités de transfert de chaleur des caloducs assisté par un matériaux de changement de phase, la section adiabatique remplis un matériau de changement de phase PCM est la meilleure solution de refroidissement en comparant avec les autres systèmes.

Le refroidissement par changement de phase est favorisé pour maintenir la température de fonctionnement du système stable et pour être utilisé dans les systèmes à haute densité de puissance.

Références Bibliographiques

- [1] Zohuri, B., *Heat pipe design and technology*. 2011: Springer
- [2] Cyril Romestant. Etudes théoriques et expérimentales de caloducs et de thermosiphons soumis à de fortes accélérations, thèse de doctorat, Université de Poitiers, 2000
- [3] Dunn PD, R.D., *Heat Pipes 4th edn*. 1994.: Elsevier Science Ltd]
- [4] Groll, M. and S. Khandekar. *Pulsating heat pipes: progress and prospects*. In *Proceedings of the International Conference on Energy and the Environment, China*. 2003.]
- [5] Khandekar, S. and M. Groll. *On the definition of pulsating heat pipes: an overview*. In *Proceedings of the Fifth Minsk International Seminar*. 20]
- [6] Groll, M. and S. Khandekar, *Pulsating heat pipes: a challenge and still unsolved problem in heat pipe science*. Archives of Thermodynamics, 2002. **23**(4): p. 17-28
- [7] .[Carbajal G, Sobhan CB, “Bud” Peterson GP, Queheillalt DT, Wadley HNG. A quasi-3D analysis of the thermal performance of a flat heat pipe. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2007; 50(21–22): 4286–4296
- [8] Hung YM, Seng Qb. Effects of geometric design on thermal performance of star-groove micro-heat pipes. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2011; 54(5-6): 1198- 1209
- [9] Fadhil OT, Saleh AM. Thermal performance of a heat pipe with sintered powder metal wick using ethanol and water as working fluids. Anbar Journal for Engineering Sciences. 2011; 4(1): 62–71 :]
- [10] [Scott D, Garner PE. Heat Pipes for Electronics Cooling Applications. Electronics Cooling Magazine, Thermacore Inc. 1996]:
- [11] Kreith F, Bohn MS. Principles of Heat Transfer. Sixth edn. Pacific Grove, CA: Brooks/ Cole. 2001.
- [12] Peterson GP. An Introduction to Heat Pipes: Modeling, Testing, and Applications. New York: John Wiley & Sons, Inc. 199

- [13] Nemec P, Čaja A, Malcho M. Mathematical model for heat transfer limitations of heat pipe. *Mathematical and Computer Modelling*. 2013 Jan 31;57(1):126-136
- [14] Richter R., Gottschlich J.M. « Thermodynamic aspects of heat pipe operation » *J. of Thermophysics and heat transfer*, Vol 8-2, pp 334-340, 1994
- [15] Rémi Bertossi. *Modélisation des Transferts de Chaleur et de Masse dans les Caloducs Contribution à l'analyse des Phénomènes d'interfaces Intervenant dans les Ecoulements Diphasiques*, ENSMA de Poitiers, 2009
- [16] C. A. Busse. Theory of the ultimate heat transfer limit of cylindrical heat pipes, *Int. J. Mass Transfer* 16, 169-186, 1973
- [17] Alain Bricard, Serge Chaudourne. *Caloducs, Techniques de l'Ingénieur, Génie Energétique*, 1997
- [18] Reay David, Kew Peter. *Heat pipes: theory, design and applications*. 5th ed. Elsevier; 2006
- [19] Reay David, Kew Peter. *Heat pipes: theory, design and applications*. 5th ed. Elsevier; 2006. [3] Maidanik YF. Lo
- [20] Rohsenow W, Hartnet J, Cho Y. *Handbook of heat transfer*. 3rd ed. McGraw- Hill; 1998
- [21] Kaya T, Goldak J. Numerical analysis of heat and mass transfer in the capillary structure of a loop heat pipe. *Int J Heat Mass Transfer* 2006;49: 3211–20
- [22] :[Kraus AD, Bar-Cohen A. *Thermal analysis and control of electronic equipment*. McGraw-Hill; 1983
- [23] Moran Michael J, Shapiro Howard N. *Fundamentals of engineering thermodynamics*. 3rd ed. John Wiley and Sons Inc.; 1995