



République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la
Recherche Scientifique
Université Echahid Hamma Lakhdar d'El-Oued
FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE
Mémoire de fin d'étude



MEMOIRE

Présenté en vue d'obtenir le diplôme de Master En Electromécanique

MASTER ACADEMIQUE

Domaine : Sciences et Technologies

Filière : Electromécanique

Spécialité : Electromécanique

Thème

**Analyse Et Améliorer des Performances de Système
Caloduc HP/PCM**

Le jury :

Président	Dr. BOUKHARI Ali
Encadreur	Dr. MENACEUR Ridha
Examineur	Dr. MENSSOURI Khaled
Examineur	Dr. MOHREM Abdelkarim

Présenté par :

AHMED SALAH Abdelmonem
CHIH I Mohammed Larbi
BETA Soufiane
TOUATI Ammar
ZIANE Anis

Remerciements

Paroles peuvent être parfois insuffisantes parce qu'elles ne peuvent traduire nos estimables reconnaissances envers toute personne qui nous a exprimé son soutien, son aide, son encouragement et sa collaboration pour arriver à fin de ce modeste travail.

Très sincères remerciements :

A notre encadreur Dr. MENACEUR Redha pour sa disponibilité, ses efforts, ses conseils et ses critiques objectives sur la démarche de notre travail.

Nous remercions tous ceux qui, de près ou de loin, on contribue à l'aboutissement de ce projet fin de étude.

En fin nous tenons à remercier tous les membres de jury

Dédicace

*Nous dédier notre
travail A nos chers parents pour leur soutien, leur
patience, leur encouragement durant notre parcours
d'étude.*

A nos sœurs et notre frères ainsi a tout notre familles.

*A tous nos amis, et à l'ensemble des étudiants
de la promotion Master de l'année 2021-2022*

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 simulation réalisée dans ce travail est pour étudier les performances thermiques en régime stationnaire d'un caloduc appliquée dans le refroidissement d'un composant électronique. La méthode des volumes finis est utilisée pour analyser les phénomènes thermiques. Un système de caloducs 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 Les résultats montrent que le système de caloduc assisté par PCM peut contribuer à l'application de refroidissement dans la plage de fonctionnement de 60 W à 80 W jusqu'à 86,7 %. En utilisant le système proposé, la taille du dispositif de refroidissement électronique et le fonctionnement du ventilateur de refroidissement peuvent être réduits. L'efficacité globale du système a été améliorée en utilisant un caloduc assisté par PCM pour les applications de refroidissement.

MOTS-CLES : refroidissement, caloducs, matériaux à changement de phase, puissances.

Abstract

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

The simulation carried out in this work is to study the thermal performance in steady state of a heat pipe applied in the cooling of an electronic component. The finite volume method is used to analyse thermal phenomena. A system of heat pipes assisted by phase change materials (PCM) for cooling has been presented as a potential solution. The parameters studied are the imposed power from 20 to 100 W, the temperature and the thermal resistance of the evaporator and the steam line as well as the inclination of the evaporator with respect to the condenser (0° to 90°). In this thesis we will do an experimental and numerical analysis studying the thermal performance of a heat pipe with a phase change material for cooling. The results show that the PCM-assisted heat pipe system can contribute to the cooling application in the 60W to 80W operating range up to 86.7%. By using the proposed system, the size of the electronic cooling device and the operation of the cooling fan can be reduced. Overall system efficiency has been improved by using a PCM-assisted heat pipe for cooling applications.

KEYWORDS: cooling, heat pipes, phase change materials, powers.

Table des matières

CHAPITRE I.

I.1	Stockage de l'énergie thermique.....	4
I.1.1	Stockage de la chaleur sensible.....	4
I.1.2	Stockage de la chaleur latente.....	5
I.1.3	Matériau à changement de phase (PCM)	5
I.2	Conclusion	7

CHAPITRE II

II.1	Introduction	8
II.2	Description du système et principe de fonctionnement.....	8
II.2.1	Description	8
II.2.2	Fonctionnement.....	8
II.2.3	Définition du problème.....	9
II.3	Paramètres du nouveau système HP-PCM	9
II.4	Conception paramétrique des composants du système.....	10
II.4.1	Spécification du caloduc.....	11
II.4.2	Spécification du PCM.....	11
II.4.3	Spécification d'un système de mesure de température.....	11
II.4.4	Procédure expérimentale.....	12
II.5	Conclusion.....	13

CHAPITRE III

III.1	Introduction	14
III.2	Modèle analytique pour de la modèle thermo-hydraulique du système HP	14
III.2.1	Objectif de modélisation du système HP.....	14
III.2.2	Théorie des fluides thermiques et équations mathématiques associées du modèle de thermo hydraulique du HP	14
III.2.3	Equations thermodynamiques.....	16
III.2.4	Limites de fonctionnement des caloducs	17
III.2.5	Propriétés thermodynamiques du fluide de travail.....	30
III.2.6	Algorithme pour l'exploitation du modèle de transfert thermique HP.....	30

CHAPITRE IV

IV.1	Introduction.....	32
IV.2	Étude paramétrique.....	32
IV.3	Description de HP modifiée.....	35
IV.4	Performances de transfert de chaleur dans le refroidissement électronique	36
IV.5	Présentation des résultats expérimentaux	37
IV.5.1	Présentation du banc d'essais.....	37
IV.5.2	Résultats expérimentaux.....	38
IV.5.3	Performance of heat pipe.....	40
IV.6	Conclusion.....	47
CONCLUSION GENERALE		49

Liste des figures

Figure II.1: Caloducs assistés par PCM.....	8
Figure II.2 : Schéma du montage expérimental du système 1 d'un caloduc.....	10
Figure II.3: Emplacement des thermocouples.....	12
Figure III.1: Représentation du caloduc.....	14
Figure III.2 : schéma de l'évaporateur et analogie électrique.....	15
Figure. III.3: Les limites de fonctionnement des caloducs.....	18
Figure. III.4: Manifestation de la limite d'entraînement dans un caloduc.....	20
Figure. III.5 : Évolution des profils de pression liquide et vapeur dans un caloduc en fonctionnement normal.....	22
Figure. III.6 : Paramètres de mèche et de pores dans l'évaporateur et le condenseur.....	23
Figure. III.7 : Apparition des bulles de vapeur dans le réseau capillaire d'un caloduc.....	28
Figure III.8: Algorithme de calcul.....	31
Figure IV.3: calibration des thermocouples.....	32
Figure IV.4 : PCM à l'état solide	33
Figure IV.5: PCM à l'état liquide	33
Figure IV.4: Schéma de la procédure du fusion PCM à 40°C.....	34
Figure IV.5 : profile de température pour le système	35
Figure IV.6 : Banc d'essais de le HP.....	37
Figure IV.7 : Condenseur de le HP refroidi par ventilateur.....	38
Figure IV.8 : Evolution de la température de paroi de l'évaporateur en fonction de la puissance – l'air de refroidissement à 20°C	39
Figure IV.9: Variations de la résistance de l'évaporateur en fonction de la puissance apportée, de la température de la source froide et de l'inclinaison de HP.....	46
Figure IV.10 : Variations de la perte de charge de l'évaporateur en fonction de la puissance apportée, de la température de la source froide 20° C et de l'inclinaison de HP.....	47

Liste des tableaux

Tableau II.1 : Spécification du caloduc.....	11
Tableau II.2 : Spécification du PCM.....	11
Tableau II.3 : Emplacement des thermocouples.....	12
Tableau III.1 : Rayon capillaire effectif de plusieurs structures de mèches.....	24

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]
<i>m</i>	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 vapeur
w	mèche
wall	Structure du caloducs

Introduction

Introduction Générale

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.

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

Les matériaux à changement de phase (PCM) sont connus comme des matériaux de stockage de chaleur latente qui sont utilisés dans les systèmes de stockage d'énergie thermique. Les stockages d'énergie thermique basés sur la chaleur latente présentent d'énormes avantages tels qu'une densité de stockage élevée, l'absence de danger pour l'environnement, la disponibilité commerciale, la rentabilité et une faible fluctuation de température. Dans le premier cas, un système de stockage PCM intégré avec un caloduc vertical a été construit. Pour le cas I, l'amélioration des performances thermiques et de la capacité de stockage de chaleur à l'aide d'un caloduc est étudiée expérimentalement et numériquement. Les contours des taux de fusion et de solidification, de fusion et de solidification et le stockage d'énergie PCM sont décrits.

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. Dans le chapitre les dernier nous allons faire une étude des calculs et la simulation numérique via déference finie en utilisant le Matlab, ainsi 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

INTRODUCTION

volume du PCM et l'inclinaison du caloduc. La section adiabatique du caloduc est recouverte d'un tube en plastique servant de réservoir de stockage rempli de matériau à changement de phase (RT42). Il peut stocker et restituer de l'énergie thermique en fonction des puissances de chauffe de l'évaporateur et de la circulation d'eau du condenseur. Des investigations expérimentales sont menées pour obtenir les distributions de température du système à partir du test de performance de fusion. Les paramètres de cette étude incluent les différentes gammes de température et de flux de chaleur pour le premier et le deuxième cas respectivement.

CHAPITRE I.

Introduction générale

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 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 boucles diphasiques 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 boucles diphasiques 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 HP est le refroidissement de composants électroniques, pour l'industrie spatiale ou électronique (Maydanik, 2005). Par exemple, un système de régulation de température comprenant six HP a été installé à bord de l'engin spatial russe. Dans le satellite météorologique chinois Fy-IC, les batteries sont refroidies par des HP. Soixante-deux LHP à ammoniac sont installées dans les satellites américains. Les premières applications terrestres de HP concernaient l'électronique de puissance (transistors, convertisseurs). Actuellement, les HPs sont envisagées pour le refroidissement des ordinateurs portables. Dans ce type d'applications, les HPs, 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 minicaloducs, les microcaloducs 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 à pompage thermocapillaire, qui se distinguent par la géométrie de l'évaporateur, cylindrique ou plane. 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. Un HP cuivre / eau à évaporateur plan, de dimensions $20 \times 18 \times 3,2 \text{ mm}^3$, a également été développée.

I.1 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.

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.1.1 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 :

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

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.1.2 Stockage de la chaleur latente

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.1.3 Matériau à changement de phase (PCM)

L'utilisation des PCM est un moyen efficace de stockage de l'énergie thermique. En général, on appelle PCM 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. Propriétés des PCM

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.1.3.1 Classification du PCM

Les PCM 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.

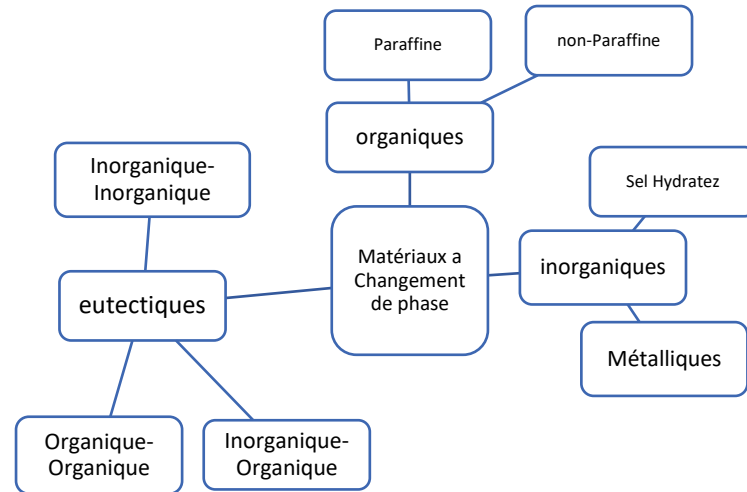


Figure I-1: Classifications des matériaux à changement de phase

Les matières organiques sont divisées en deux groupes principaux : les composés par Affieux et les composés non par Affieux. 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.2 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

Etude bibliographique

II.1 Introduction

Dans le premier chapitre, nous avons étudié les caloducs à partir de données bibliographiques et théoriques, nous a permis de classier 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

CHAPITRE 2

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

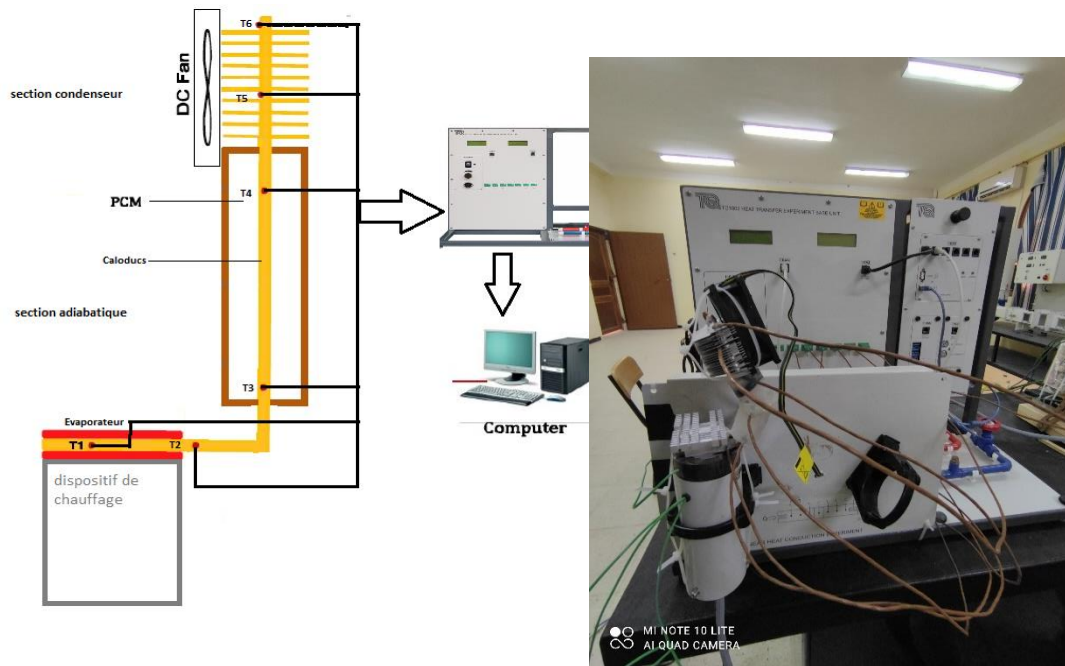


Figure II.2 : Schéma du montage expérimental du système 1 d'un caloduc

La figure II.2 ci-dessous montre un schéma descriptif du système : 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.

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 :

CHAPITRE 2

II.4.1 Spécification du caloduc

Tableau II.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.

Tableau II.2 : Spécification du PCM

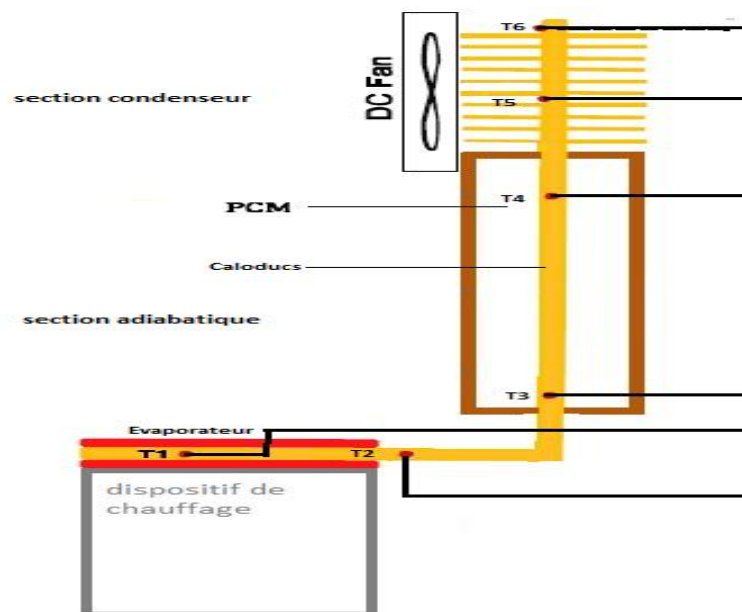
Paramètre	Spécifications
Nom	<i>Calcium chloride hexahydrate</i>
Formule	$\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$
Type	Sel hydraté
Poids moléculaire (g/mol)	219.08
Point de fusion °C	30
Densité	1.71 g/mL at 25 °
Chaleur latente de fusion kJ/Kg	170-190

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 II.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.3:** Emplacement des thermocouples

II.4.2 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

CHAPITRE 2

section adiabatique. Les thermocouples sont fixés selon le tableau 3, à l'aide d'une colle et pate 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 théorique et description du modèle

CHAPITRE 3

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 thermo-hydraulique 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 thermo hydraulique 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 3.1 ci-dessous,

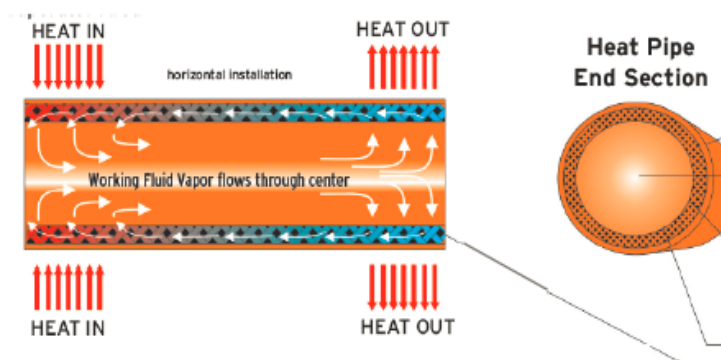


Figure III.1: Représentation du caloduc

CHAPITRE 3

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 thermo-physiques 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

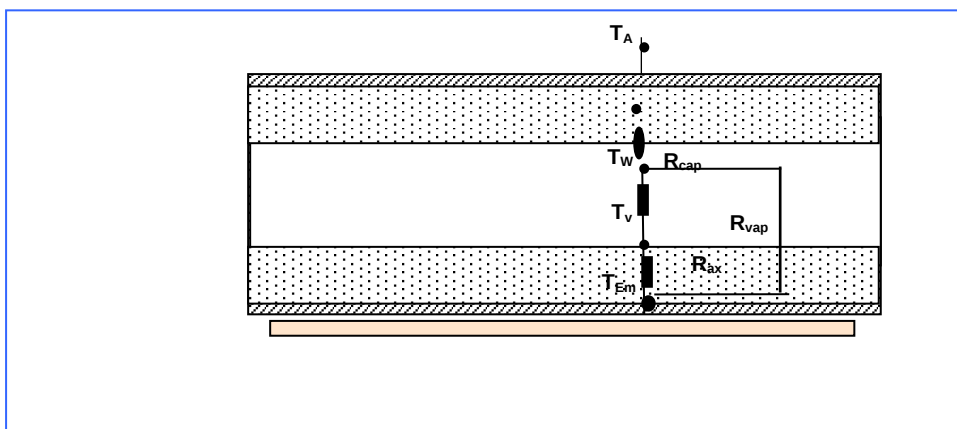


Figure III.2 : schéma de l'évaporateur et analogie électrique

CHAPITRE 3

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 :

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

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 premier terme de l'équation (2) se décompose alors de la manière suivante :

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

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 condenseur et à la surface de la structure poreuse en contact avec la paroi interne de l'évaporateur :

- **Couplage évaporateur – condenseur :**

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

- **Couplage condenseur – structure poreuse :**

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

CHAPITRE 3

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

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

III.2.4 Limites de fonctionnement des caloducs

Ces limites peuvent être séparées en deux catégories : les limites liées à l'écoulement de la vapeur dans son canal et les limites liées à l'écoulement du liquide le long de la paroi. Aux faibles températures de fonctionnement, pour une puissance donnée, la vitesse de la vapeur est importante du fait de sa faible masse volumique. Il apparaît alors deux limites :

- La limite visqueuse ;
- La limite sonique.

En ce qui concerne l'écoulement liquide, on peut citer trois principales limites :

- La limite capillaire qui constitue la limite la plus restrictive aux performances des caloducs à pompage capillaire ;
- La limite d'entraînement (arrachement des particules liquides par la vapeur) qui peut notamment intervenir quand la vitesse de la vapeur est importante (dans le cadre de l'utilisation de caloducs tournants par exemple) ;
- La limite d'ébullition.

La figure 3.3 montre de façon générique l'influence des limites de fonctionnement et le flux maximal à ne pas dépasser en fonction de la température de fonctionnement du caloduc pour ne pas sortir du domaine de fonctionnement du caloduc.

CHAPITRE 3

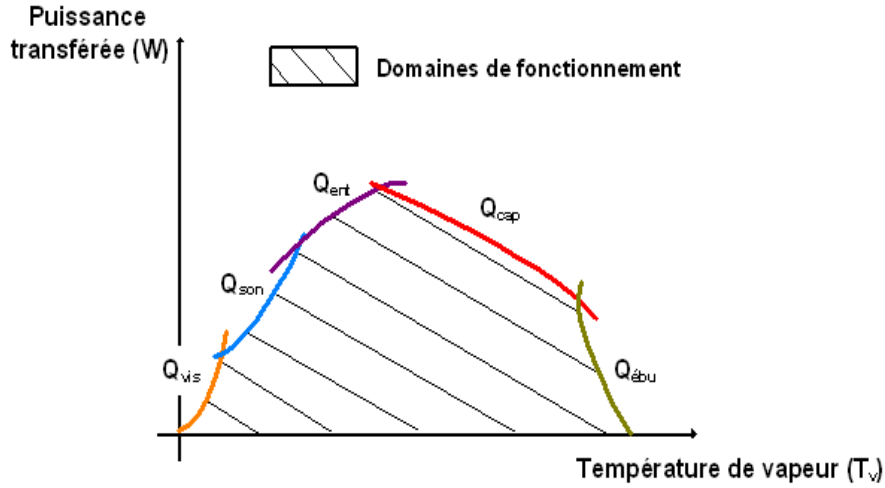


Figure. III.3: Les limites de fonctionnement des caloducs

Limite visqueuse Q_{VL}

Intervient, à des faibles températures de fonctionnement (quand on se rapproche du point triple). L'écart de pression de la vapeur entre l'évaporateur et le condenseur est alors petit, il équilibre difficilement les pertes de pression visqueuses dues à l'écoulement de la vapeur.

Au fonctionnement à basse température, les forces visqueuses dominent la performance du flux de vapeur. Bussel et autres [48] ont initialement développé une équation pour la limite visqueuse, qui est exprimée comme suite :

$$Q_{VL,e} = \frac{\pi D_{v,e}^4 h_{fg} \rho_v P_v}{256 \mu_v L_e} \quad [\text{III. 1}]$$

Où, $Q_{VL,e}$ est la limite visqueuse à l'évaporateur en (W), D_{ve} et L_e sont le diamètre (m) et la longueur (m) de l'évaporateur, h_{fg} , ρ_v , μ_v et P_v sont les propriétés thermodynamiques de la vapeur à certaines températures de fonctionnement, qui sont la chaleur latente de vaporisation (J/kg), la densité (kg/m³), la viscosité dynamique de la vapeur (kg/m.s) et la pression de vapeur saturante (Pa), respectivement.

Cette limite doit être appliquée aux autres composants du système, en remplaçant les paramètres de l'évaporateur (diamètre et longueur) avec les paramètres caractéristiques respectifs (diamètre et longueur) des autres composants, par exemple, le diamètre de la colonne de vapeur dans le raccord à trois voies ($Q_{VL, vt}$), la conduite de transport de vapeur ($Q_{VL, vtl}$) et l'échangeur de chaleur (condenseur) ($Q_{VL, hx}$). Ainsi, la valeur minimale parmi ces éléments serait la limite visqueuse ultime du système :

CHAPITRE 3

$$Q_{VL} = \min(Q_{VL,e}, Q_{VL,vt}, Q_{VL,vtl}, Q_{VL,hx}) \quad [\text{III. 2}]$$

On constate que la limite visqueuse est seulement liée à trois facteurs, qui sont le diamètre et la longueur de l'espace de vapeur et les propriétés caractéristiques du fluide de travail, et elle est sans rapport avec la géométrie et la structure de la mèche.

Limite sonique Q_{SL}

À une température de fonctionnement plus haute, le nombre de Mach de la vapeur va augmenter de manière significative, particulièrement lorsque la vitesse de la vapeur est proche du niveau sonore ou supersonique, l'état de compression de la vapeur doit être pris en compte pour évaluer sa capacité de transfert de chaleur. Le caloduc peut être obstrué par un flux de vapeur à grande vitesse, ce qui limiterait la capacité totale de transfert de chaleur dans le caloduc. Une onde de choc peut alors se créer dans la phase vapeur, limitant son débit et donc le flux transféré par le caloduc. Pour l'évaporateur cette limite est donnée par [56] :

$$Q_{SL,e} = \left(\frac{\pi D_{v,e}^2 \rho_v h_{fg}}{4} \right) \left[\frac{\gamma_v R_v T_v}{2(\gamma_v + 1)} \right]^{0.5} \quad [\text{III. 3}]$$

Où, R_v est la constante spécifique de vapeur (kJ/kg-K) donnée par :

$$R_v = \frac{R_0}{m} \quad [\text{III. 4}]$$

Où, R_0 est la constante de gaz parfait ($R_0 = 8.314$ kJ/kmol. k), m est la masse molaire de la vapeur.

La limite sonique finale du système peut être considérée comme la valeur minimale des éléments ci-dessus :

$$Q_{SL} = \min(Q_{SL,e}, Q_{SL,vt}, Q_{SL,vtl}, Q_{SL,hx}) \quad [\text{III. 5}]$$

De même que limite visqueuse, la géométrie et la structure de la mèche n'influencent pas la limite sonique, tandis que le diamètre du noyau de vapeur et les propriétés caractéristiques du fluide de travail imposent une influence sur la limite.

Pour la plupart de caloducs à boucle, l'effet de la limite sonique est temporaire et disparaîtra lorsque la température de fonctionnement atteindra un niveau élevé [18].

CHAPITRE 3

Limite d'entraînement Q_{EL}

Dans la plupart des caloducs, les écoulements vapeur et liquide se font à contre-courant, sans séparation physique et que les phases sont « en contact » le long du caloduc. Si la vitesse de la vapeur devient trop importante, les forces de cisaillement à l'interface liquide/vapeur peuvent aussi devenir très importantes, l'interface est alors instable [15].

Etant donné que le liquide et la vapeur s'écoulent séparément dans les conduites d'amenée et de transport à trois voies, la limite d'entraînement ne peut se produire que dans l'évaporateur ($Q_{EL, e}$) et l'échangeur de chaleur (condenseur).

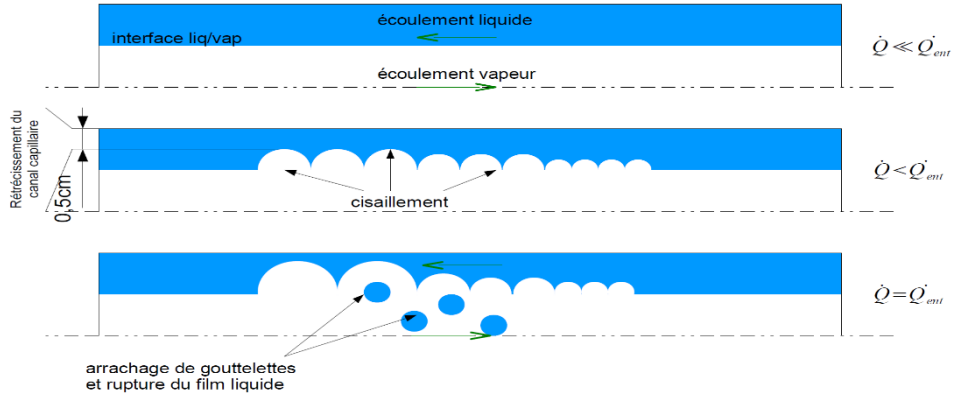


Figure. III.4: Manifestation de la limite d'entraînement dans un caloduc

L'expression de cette limite à l'évaporateur est donnée par [56] :

$$Q_{EL,e} = \left(\frac{\pi D_{v,e}^2 h_{fg}}{4} \right) \left[\frac{\sigma \rho_v}{2 r_{h,s}} \right]^{0.5} \quad [\text{III. 6}]$$

Où, σ est le coefficient de tension superficielle de l'eau (N/m), $r_{h,s}$ est le rayon hydraulique de la surface de pore de mèche (m), pour un écran de maille qui est donné par

$$r_{h,s} = \frac{\left(\frac{1}{N_{iwi,ms}} - D_{iwi,ms} \right)}{2} \quad [\text{III. 7}]$$

Où, $N_{iwi,ms}$ est nombre de maille (1/m), et $D_{iwi,ms}$ le diamètre du fil de la couche d'écran interne (m).

Pour une mèche en poudre frittée, le rayon hydraulique des pores s'écrit [16] :

CHAPITRE 3

$$r_{h,s} = \frac{D_{po,sp}}{2} \quad [\text{III. 8}]$$

Où $r_{h,s}$ est le diamètre des pores dans la structure de mèche de poudre frittée.

Pour une mèche à rainure rectangulaire ouverte, le rayon hydraulique des pores s'écrit [16] :

$$r_{h,s} = w_g \quad [\text{III. 9}]$$

Où w_g est la largeur de la rainure.

Par conséquent, la plus petite valeur limite entre l'évaporateur ($Q_{EL, e}$) et l'échangeur de chaleur ($Q_{EL, hx}$) sera la limite finale d'entraînement (Q_{EL}), exprimée comme suite :

$$Q_{EL} = \min(Q_{EL,e}, Q_{EL,hx}) \quad [\text{III. 10}]$$

On constate que la limite d'entraînement varie non seulement avec le diamètre du caloduc et les propriétés caractéristiques du fluide de travail, mais aussi avec les structures de mèche et le film de liquide dans le condenseur.

Limite capillaire Q_{CL}

Cette limite est la principale limite de fonctionnement des caloducs à pompage capillaire. Elle n'a lieu que dans les caloducs à pompage capillaire, elle intervient lorsque la pression liée au pompage capillaire devient insuffisante pour équilibrer les pertes de pression du liquide et de la vapeur.

La limite capillaire représente la capacité des mèches de caloduc de transporter le débit maximal du liquide. Un caloduc a une capacité de transport de chaleur élevée avec un grand volume de liquide pompé par les mèches [57]. Pendant le fonctionnement du caloduc, le pompage capillaire maximum ($\Delta P_{c,max}$) doit être supérieur ou au moins égal à la perte de charge totale le long du caloduc. Les pertes de charge comportent trois aspects [56] :

- Perte de charge visqueuse et inertielle de la vapeur (ΔP_v) ;
- Perte de charge visqueuse du liquide (ΔP_l) ;
- Pression de tête gravitationnelle (ΔP_G), qui contient des pressions hydrostatiques radiales et axiales (ΔP_{rG} and ΔP_{aG}).

CHAPITRE 3

Dans le cas où le fluide du caloduc est principalement entraîné par la gravité, la charge gravitationnelle globale est positive. La relation de pression est

$$\Delta P_{c,max} + \Delta P_G \geq \Delta P_v + \Delta P_l \quad [\text{III. 11}]$$

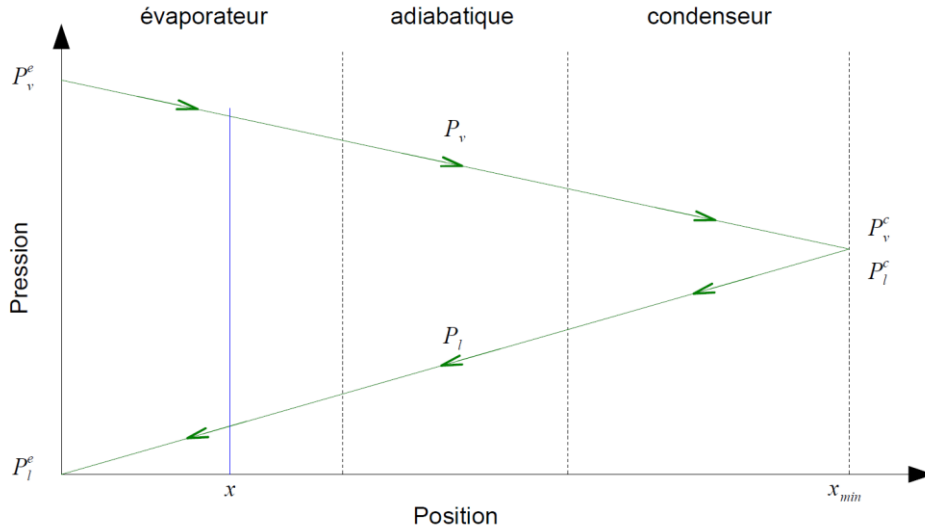


Figure. III.5 : Évolution des profils de pression liquide et vapeur dans un caloduc en fonctionnement normal

La limite capillaire pour le transfert de chaleur est obtenue à partir de cette expression. Chaque pression de tête ou perte de charge abordée dans l'équation ci-dessus est discutée en séquence ci-dessous.

○ Pression de tête capillaire maximale

La pression capillaire maximale pour ce type de caloduc à boucle est donnée par [49]

$$Q_{EL,e} = \frac{2\sigma \cos(\theta_e)}{r_e} \quad [\text{III. 12}]$$

Où, r_e est le rayon capillaire efficace (m) qui a les différentes expressions avec des structures de mèche, pour une structure capillaire composite.

$$r_e = \frac{1}{2N_{owi,ms}} \quad [\text{III. 13}]$$

Pour une mèche en poudre frittée [16],

$$r_e = \frac{0.41 D_{po,sp}}{2} \quad [\text{III. 14}]$$

CHAPITRE 3

Pour une mèche à rainures rectangulaires ouverte [16],

$$r_e = w_g \quad [\text{III. 15}]$$

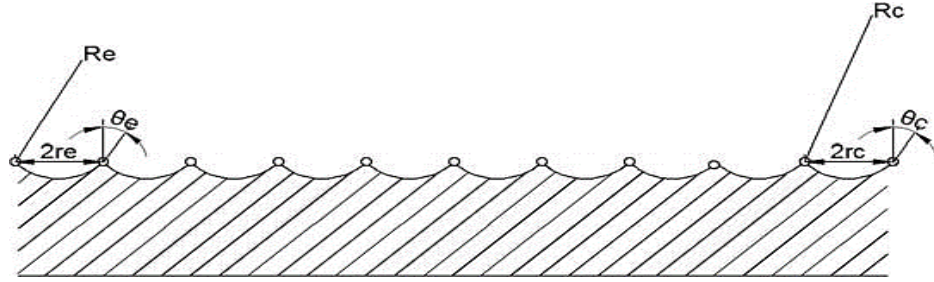


Figure. III.6 : Paramètres de mèche et de pores dans l'évaporateur et le condenseur

○ **Pression de tête gravitationnelle (ΔP_G)**

Si un caloduc travaille sur un champ gravitationnel et la communication circonférentielle de liquide dans la structure capillaire est possible, la perte de charge hydrostatique radiale doit être prise en compte, et l'effort de liquide s'élevant dans une direction perpendiculaire à l'axe du caloduc contre la force de gravité s'exprime par :

$$\Delta P_{rG} = -\rho_l g D_{v,e} \cos \phi \quad [\text{III. 16}]$$

La pression de tête hydrostatique axiale positive de la colonne de liquide est générée par la différence de hauteur totale entre le condenseur du caloduc et le fond de l'évaporateur. Cette différence de pression est donnée par :

$$\Delta P_{aG} = \rho_l g (H_{hx}/2 + H_{hx-hp} + L_e \sin \phi) \quad [\text{III. 17}]$$

Où H_{hx} est la hauteur de la plaque d'échangeur de chaleur (m), H_{hx-hp} est la différence de hauteur entre l'échangeur de chaleur et le sommet de l'évaporateur de caloduc (m).

Alors, la perte de charge gravitationnelle globale est :

$$\Delta P_G = \Delta P_{aG} - \Delta P_{rG} \quad [\text{III. 18}]$$

○ **Chute de charge de vapeur**

Comme nous l'avons vu plus haut, la vitesse de la vapeur est beaucoup plus élevée que la vitesse du liquide. Pour cette raison, en plus du gradient de pression résultant de la traînée de frottement, nous devrions considérer le gradient de pression dû à la pression dynamique.

CHAPITRE 3

Habituellement, la différence de pression (ou baisse) en phase vapeur est généralement beaucoup plus faible que phase liquide.

Tableau III.1 : Rayon capillaire effectif de plusieurs structures de mèches

Structure	r_c	Donnée
Cylindre circulaire (artère ou mèche tunnel)	r	r = rayon de passage du liquide
Rainure rectangulaire	ω	ω = largeur de gorge
Rainure triangulaire	$\omega/\cos \beta$	ω = largeur de gorge β = demi-angle inclus
Fils parallèles	ω	ω = espacement des fils
Écrans de fils	$(\omega + d_\omega)/2 = 1/2N$	d = diamètre du fil N = nombre de mailles par pouce ω = espacement des fils
Sphères tassées	$0.41r_s$	r_s = rayon sphérique
Fibres métalliques frittées	$d/2 (1 - \varepsilon)$	d = diamètre de la fibre ε = porosité (rapport entre le volume des pores et le volume total; utiliser les données du fabricant)
Caloduc trapézoïdal	$\omega/(\cos \alpha \cos \theta)$	ω = largeur du palefrenier α = demi-angle inclus θ = angle de mouillage du liquide

En appliquant l'approximation unidimensionnelle à l'équation du moment, une forme simple largement utilisée de la différence de pression de vapeur a été obtenue par Chi [5] :

$$\Delta P_v = \Delta P_{v,e} + \Delta P_{v,vt} + \Delta P_{v,vtl} + \Delta P_{v,hx} \quad [\text{III. 19}]$$

Perte de charge de vapeur dans l'évaporateur

Le gradient de pression de vapeur à l'évaporateur s'écrit comme suite [56] :

$$\Delta P_{v,e} = F_{v,e} L_e Q_{CL} \quad [\text{III. 20}]$$

Où Q_{CL} est la limite capillaire (W), $F_{v,e}$ est le coefficient de perte de charge de la vapeur dans l'évaporateur donné par :

CHAPITRE 3

$$F_{v,e} = \frac{8C_{v,e}(f_{v,e}Re_{v,e})\mu_v}{\pi D_{v,e}^4 \rho_v h_{fg}} \quad [\text{III. 21}]$$

Où $C_{v,e}$ et $f_{v,e}$ sont le paramètre caractéristique et le coefficient de perte de charge dans l'évaporateur, qui peut être déterminé une fois que le nombre de Reynolds et le nombre de Mach sont définis. Ces expressions sont données ci-dessous :

$$Re_{v,e} = \frac{4Q_{CL}}{\pi D_{v,e} \mu_v h_{fg}} \quad [\text{III. 22}]$$

$$M_{v,e} = \frac{4Q_{CL}}{\pi D_{v,e}^2 \rho_v h_{fg} (R_v T_v \gamma_v)^{0.5}} \quad [\text{III. 23}]$$

où T_v est la température (°C) ; Kraus and Bar-Cohen [59] ont donné l'expression complète de $C_{v,e}$ et $f_{v,e}$ avec des conditions différentes comme suite :

$$Re_{v,e} \leq 2300, M_{v,e} \leq 0.2$$

$$(f_{v,e} Re_{v,e}) = 16, C_{v,e} = 1.00 \quad [\text{III. 24}]$$

$$Re_{v,e} \leq 2300, M_{v,e} > 0.2$$

$$(f_{v,e} Re_{v,e}) = 16, C_{v,e} = \left(1 + \left(\frac{\gamma_v - 1}{2}\right) M_{v,e}^2\right)^{-0.5} \quad [\text{III. 25}]$$

$$Re_{v,e} > 2300, M_{v,e} \leq 0.2$$

$$(f_{v,e} Re_{v,e}) = 0.038, C_{v,e} = Re_{v,e}^{0.75} \quad [\text{III. 26}]$$

$$Re_{v,e} > 2300, M_{v,e} > 0.2$$

$$(f_{v,e} Re_{v,e}) = 0.038, C_{v,e} = \left(1 + \left(\frac{\gamma_v - 1}{2}\right) M_{v,e}^2\right)^{-0.75} Re_{v,e}^{0.75} \quad [\text{III. 27}]$$

Perte de charge de vapeur dans le condenseur

Comme les canaux de vapeur dans l'échangeur de chaleur ont la même structure/géométrie sont connectés en parallèle avec la même quantité de vapeur traversant, la perte de charge dans une plaque pourrait représenter une perte de pression dans tout le condenseur. Pour une seule plaque, la perte de charge de vapeur est [60] :

CHAPITRE 3

$$\Delta P_{v,hx} = F_{v,hx} \left(\frac{H_{hx}}{2} \right) \left[\frac{Q_{CL}}{(N_{hx}/2) - 1} \right] \quad [\text{III. 28}]$$

Où N_{hx} est le nombre de plaques d'échangeur de chaleur, $F_{v,hx}$ est le coefficient de perte de charge de vapeur dans le condenseur, qui peut être déterminé de manière similaire par des équations de [III-21] à [III-27] en remplaçant le diamètre hydraulique de l'évaporateur par le diamètre caractéristique de l'espace de vapeur dans l'échangeur de chaleur.

○ **Perte de charge de liquide**

L'écoulement de la phase liquide dans le milieu poreux engendre lui aussi des pertes de charge pouvant être séparées en trois types principaux, les pertes de charge visqueuses, les pertes de charge inertielles et les pertes de charge dues aux forces de volume.

La perte de charge globale de liquide est donc définie par :

$$\Delta P_l = \Delta P_{l,hx} + \Delta P_{l,ltl} + \Delta P_{l,lt} + \Delta P_{l,e} \quad [\text{III. 29}]$$

Perte de charge de liquide dans le condenseur

La perte de charge de liquide dans chaque canal de la plaque d'échangeur de chaleur peut représenter une perte de charge totale de liquide dans le condenseur. Pour un canal à une seule plaque, la perte de charge de liquide peut être décrite en utilisant loi de Darcy [56]

$$\Delta P_{l,hx} = F_{l,hx} \left(\frac{H_{hx}}{2} \right) \left[\frac{Q_{CL}}{(N_{hx}/2) - 1} \right] \quad [\text{III. 30}]$$

Où $F_{l,hx}$ est le coefficient de perte de charge de liquide dans le condenseur qui est défini

$$F_{l,hx} = \frac{4\mu_l}{\pi(D_{hx}^2 - D_{lf}^2)\rho_l h_{fg}} \quad [\text{III. 31}]$$

Perte de charge de liquide dans l'évaporateur

La perte de charge de liquide dans l'évaporateur s'écrit [56]

$$\Delta P_{l,e} = F_{l,e} L_e Q_{CL} \quad [\text{III. 34}]$$

Où $F_{l,e}$ est le coefficient de perte de charge de liquide dans le tuyau absorbant.

$$F_{l,e} = \frac{\mu_l}{K_p A_w \rho_l h_{fg}} \quad [\text{III. 35}]$$

CHAPITRE 3

Où A_w est la section transversale de l'écoulement de liquide dans la structure capillaire (m^2), K_p est la perméabilité (m^2) qui varie avec différents types de structures poreuses.

$$A_w = \frac{\pi(D_{iwi,in}^2 - D_{v,e}^2)}{4} \quad [III. 36]$$

Où $D_{iwi,in}$ est le diamètre de la couche interne en toiles tissées dans l'évaporateur (m).

$$K_p = \frac{D_{iwi,ms}^2 \varepsilon_{iwi,ms}^3}{122(1 - \varepsilon_{iwi,ms})^2} \quad [III. 37]$$

Où $\varepsilon_{iwi,ms}$ est la porosité de la couche interne en toiles tissées, écrite comme suite :

$$\varepsilon_{iwi,ms} = 1 - \frac{1.05\pi N_{iwi,ms} D_{iwi,ms}}{4} \quad [III. 38]$$

Pour une structure en poudre frittée, l'expression de la surface transversale de l'écoulement de liquide au niveau de l'évaporateur est la même que celle d'une mèche en toiles tissées alors que la perméabilité d'un tel type de mèche est différente [16] :

$$K_p = \frac{D_{po,sp}^2 \varepsilon_{sp}^3}{150(1 - \varepsilon_{sp})^2} \quad [III. 39]$$

Où ε_{sp} est la porosité de la poudre frittée.

Pour une structure à rainures rectangulaires ouverte [16] :

$$A_w = \pi(D_{v,e} + \delta_g)\delta_g \quad [III. 40]$$

Où δ_g est la profondeur de la rainure.

$$K_p = \frac{2\varepsilon_g r_{hl,g}^2}{f_l Re_l} \quad [III. 41]$$

Où $r_{hl,g}$ est le rayon hydraulique de la rainure, ε_g est la porosité de la mèche à rainures qui est donné par [16] :

$$\varepsilon_g = \frac{n_g w_g}{\pi(D_{v,e} + \delta_g)} \quad [III. 42]$$

Où n_g est le nombre de rainures et $r_{hl,g}$ est exprimé comme [16] :

CHAPITRE 3

$$r_{hl,g} = \frac{2w_g\delta_g}{w_g + 2\delta_g} \quad [\text{III. 43}]$$

La combinaison des équations ci-dessus donne l'expression finale de la limite capillaire

$$Q_{CL} \leq \frac{\Delta P_{c,\max} + \Delta P_G}{\left(F_{v,e}L_e + F_{v,vt}L_{vt} + F_{v,ltl}L_{ltl} + \frac{F_{v,hx}H_{hx}}{N_{hx} - 2} \right) + \left(F_{l,e}L_e + F_{l,ltl}L_{ltl} + F_{l,tl}L_{lt} + \frac{F_{l,hx}H_{hx}}{N_{hx} - 2} \right)} \quad [\text{II. 44}]$$

Limite d'ébullition Q_{BL}

Cette limite appelée également limite du flux radial, se manifeste pour les forts flux et à haute température de saturation. Elle correspond au flux thermique maximal transférable avant l'apparition de la première bulle de vapeur. Généralement, le transfert thermique diphasique par ébullition nucléée est recherché pour l'importance du coefficient d'échange convectif qu'il offre. Cependant, dans un caloduc, l'apparition de bulles de vapeur au sein du réseau capillaire peut être très dommageable.

Le phénomène d'ébullition peut se produire dans des conditions de saturation ou de sous-saturations. Quand les bulles de vapeur condensent dans le liquide (sous-saturé) directement après s'être détachées de la surface chaude, l'ébullition est dite sous-saturée. Et quand le liquide est à sa température de saturation, les bulles de vapeur vont quitter la surface libre du liquide sous l'effet de la différence de masse volumique liquide/vapeur, et on parle d'ébullition saturée.

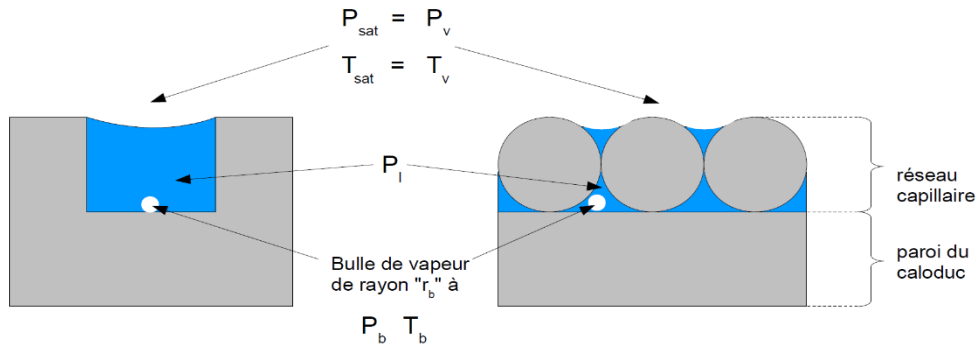


Figure. III.7 : Apparition des bulles de vapeur dans le réseau capillaire d'un caloduc

Pour l'évaporateur, l'expression analytique est [56] :

CHAPITRE 3

$$Q_{BL,e} = \frac{2\pi L_e k_{wi} T_v}{h_{fg} \rho_v \ln(D_{hp,in}/D_{v,e})} \left(\frac{2\sigma}{r_b} - P_{c,max} \right) \quad [\text{III. 45}]$$

Pour la couche externe en toiles tissées en géométrie cylindrique, est donnée par :

$$k_{wi} = k_l \frac{(k_l + k_{s,ms}) - (1 - \varepsilon_{owi,ms})(k_l - k_{s,ms})}{(k_l + k_{s,ms}) + (1 - \varepsilon_{owi,ms})(k_l - k_{s,ms})} \quad [\text{III. 46}]$$

La conductivité thermique effective de la couche interne en toiles tissées peut être obtenue de manière similaire à partir de l'équation ci-dessus, alors pour une structure capillaire globale elle est simplement exprimée en :

$$k_{wi} = \frac{k_{owi,ms} + k_{iwi,ms}}{2} \quad [\text{III. 47}]$$

Pour une structure en poudre frittée, k_{wi} est définie [16] :

$$k_{wi} = k_l \frac{(2k_l + k_{s,sp}) - 2(1 - \varepsilon_{sp})(k_l - k_{s,sp})}{(2k_l + k_{s,sp}) + (1 - \varepsilon_{sp})(k_l - k_{s,sp})} \quad [\text{III. 48}]$$

Pour les mèches à rainures rectangulaires, k_{wi} est donnée par [16] :

$$k_{wi} = \frac{(w_f k_l k_{s,g} \delta_g) + w_g k_l (0.185 w_f k_{s,g} + \delta_g k_l)}{(w_g + w_f)(0.185 w_f k_{s,g} + \delta_g k_l)} \quad [\text{III. 49}]$$

Où $k_{s,g}$ est la conductivité thermique de la rainure, w_f est la largeur de l'ailette de rainure définie comme [16] :

$$w_f = \frac{\pi(D_{v,e} + D_{hp,in})}{2n_g} - w_g \quad [\text{III. 50}]$$

Alors, la plus petite valeur limite entre l'évaporateur et le condenseur sera la limite d'entraînement ultime, exprimée comme :

$$Q_{BL} = \min(Q_{BL,e}, Q_{BL,hx}) \quad [\text{III. 51}]$$

Il est conclu que la limite d'ébullition n'est pas déterminée par la géométrie du caloduc, la température de fonctionnement.

Limite de masse de liquide de remplissage Q_{FL}

CHAPITRE 3

La limite de masse du liquide de remplissage est le niveau de liquide minimum à remplir dans les boucles, qui affecte la capacité de transport de chaleur en utilisant la force de gravité liquide est [60].

$$Q_{FL,e} = \left(\frac{m_f}{xL_e} \right)^3 \frac{k_l g h_{fg}}{3\pi^2 \mu_l \rho_l D_{hp,in}^2} \quad [\text{III. 52}]$$

Où m_f est la masse de liquide de remplissage (kg), x est le paramètre relatif à la masse de liquide de remplissage qui est supposé à 0,8.

III.2.5 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.2.6 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 calcul est basé sur les étapes ci-dessous

- Supposons la température de la vapeur T_v
- Dédurre les propriétés thermodynamiques du fluide de travail
- 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.

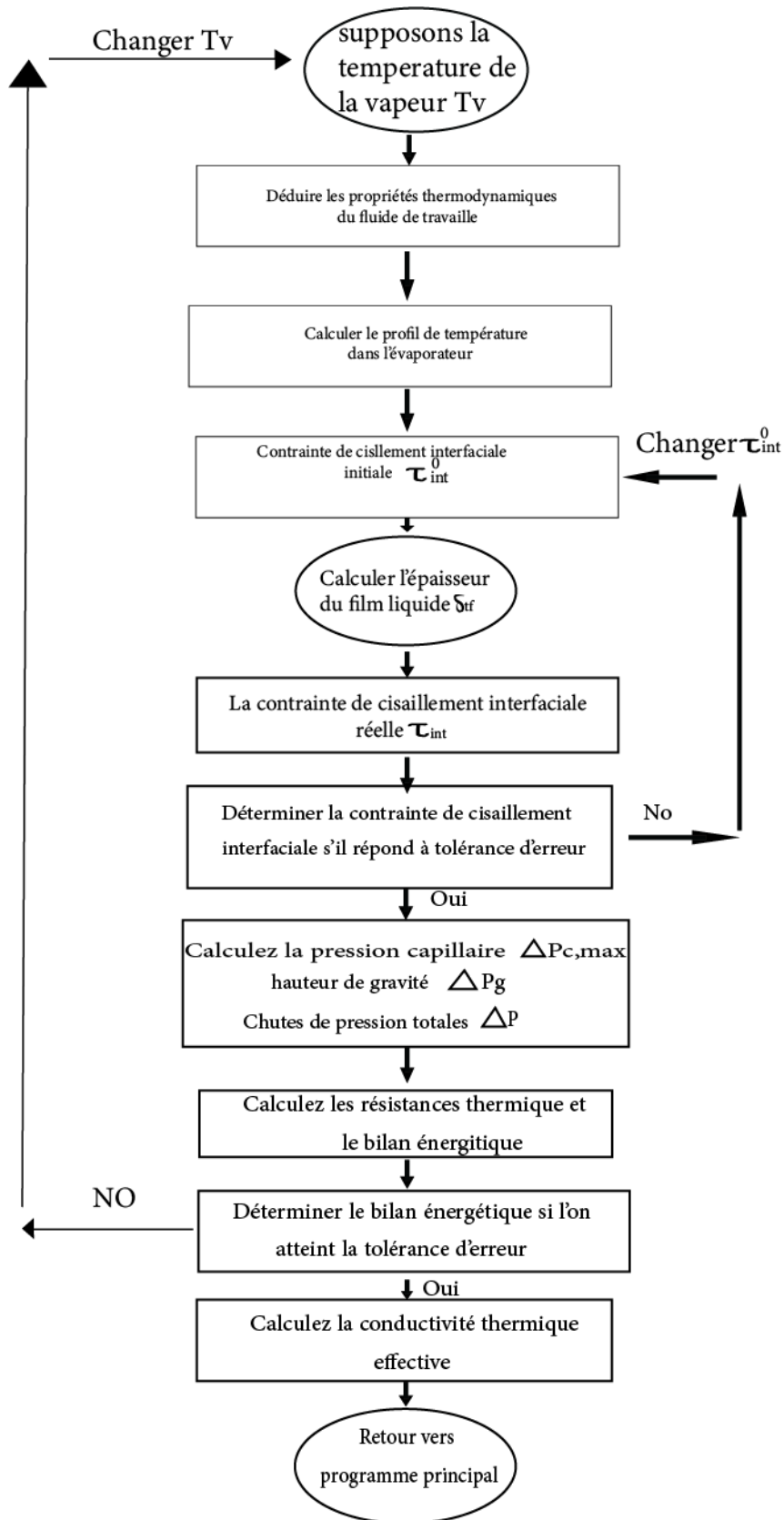


Figure III.8: Algorithme de calcul

CHAPITRE IV

Etude paramétrique du système HP

CHAPITRE 4

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-nous avons fait une calibration et tester les thermocouples, La procédure est : nous avons met les thermocouples dans un b cher de 500ml remplis d'eau distillé avec une sonde de référence calibré en usine , après  a on' a mesure la température d'eau pour une dizaine de second e ensuite on chauffe le b cher à l'aide d'une plaque chauffante jusqu' à une température désigné, une fois nous arriverons a cette température nous  teindrons la plaque chauffante et nous ajoutons l'eau distillé pour refoire et variée la température comme illustré dans la figureIV-1 :

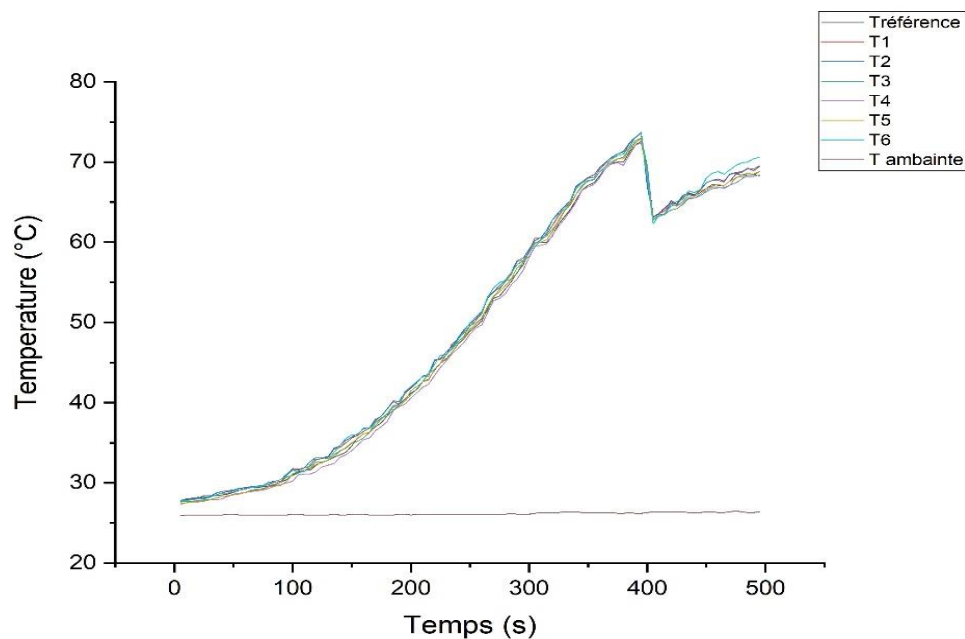


Figure IV.1: calibration des thermocouples

CHAPITRE 4

- **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 :

La température de fusion du PCM chlorure de calcium hexa hydraté utilisé dans notre dispositif expérimental est de 29° , les figures (IV-2) et (IV-3) montre des images sur l'état solide et liquide du PCM.



Figure IV.2 : PCM à l'état solide



Figure IV.3: PCM à l'état liquide

- **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 :

CHAPITRE 4

Système expérimentale :

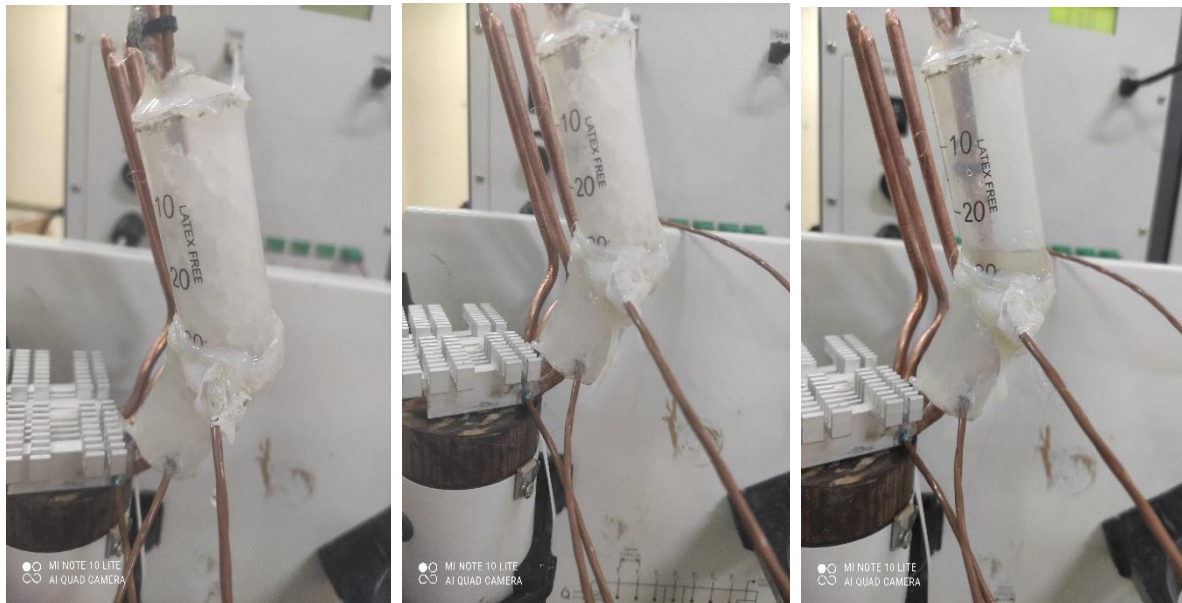


Figure IV.4: Schéma de la procédure du fusion PCM à 40°C

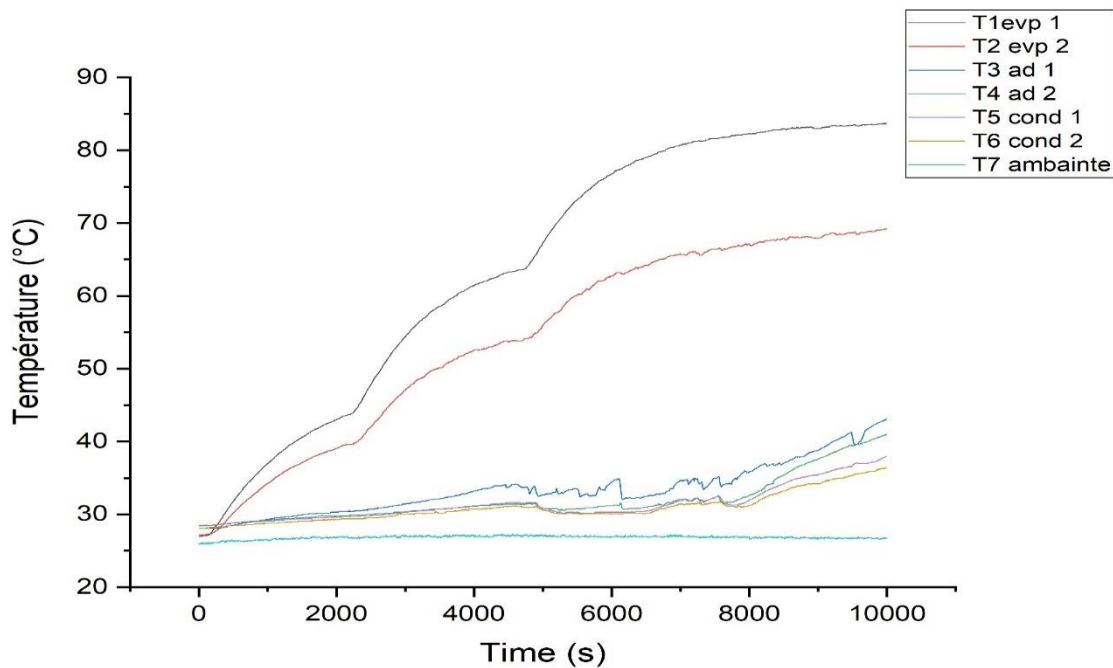


Figure IV.5 : profile de température pour le système

IV.3 Description de HP modifiée

Les échanges thermiques de la HP avec l'environnement, par convection et par rayonnement, sont prépondérants par rapport aux échanges au sein du dispositif. Il s'ensuit que le comportement thermique de la HP dépend fortement du mode de refroidissement du condenseur, des pertes thermiques des conduites et de celles du réservoir. Dans ces conditions, la validation du modèle de simulation est délicate, puisqu'elle repose sur une estimation correcte des coefficients d'échange convectifs et radiatifs entre la HP et l'air ambiant. Or, les corrélations semi-empiriques permettant de déterminer le coefficient d'échange convectif ont une précision seulement de 25 % environ. La détermination des échanges radiatifs suppose la connaissance des émissivités des matériaux composant la HP, qui dépend de leur nature mais aussi état de surface. De plus, dans certaines géométries complexes comme les ailettes des radiateurs, les échanges radiatifs sont difficiles à évaluer car les surfaces rayonnent entre elles et les réflexions sont multiples.

IV.4 Performances de transfert de chaleur dans le refroidissement électronique

Le système de caloduc combiné à stockage d'énergie thermique peut stocker la chaleur latente pendant la période creuse et libérer de la chaleur pendant la charge de pointe, ce qui peut modifier la consommation d'énergie et réduire la capacité du système. Ces types d'unités de stockage d'énergie jouent également un rôle important dans l'amélioration du refroidissement électronique dans des appareils tels que l'informatique personnelle, les téléphones portables, les appareils électroniques numériques, etc. Dans le but d'améliorer les performances du refroidissement électrique, un certain nombre de chercheurs ont largement étudié les caractéristiques du PCM. Cependant, la plupart des PCM présentent un inconvénient important car leur conductivité thermique est inférieure à celle des matériaux métalliques. Afin d'améliorer les performances du PCM, certaines manières d'utiliser des fibres, des ailettes, etc. ont été utilisées. Cependant, l'un des moyens les plus efficaces consiste à utiliser le caloduc. Afin d'estimer le rôle du cas II dans les applications de refroidissement électronique, les calculs suivants ont été effectués comme suit :

L'équation du bilan énergétique du système de caloduc assisté par PCM pendant un intervalle de temps Δt , du temps initial t_i au temps final t_e , peut être exprimée comme suit :

$$Q_E = Q_{EAC} + Q_{ESP} + Q_{LOSS}$$

Selon la masse du PCM, la capacité thermique du PCM et la différence de température dans la zone solide et la zone liquide, la quantité d'énergie stockée est la suivante :

$$Q_{ESP} = Q_s + Q_m + Q_l = 92612 \text{ J} = \frac{92612 \text{ J}}{3947 \text{ s}} = 7.73 \text{ W}$$

Par conséquent, sur la base de l'entrée réelle de l'alimentation électrique, la quantité d'énergie absorbée par le PCM peut être calculée comme suit :

Énergie absorbée par PCM

$$\text{PCM} = \frac{7.73}{66.01} = 11.7\%$$

L'énergie absorbée par le condenseur peut être calculée en fonction de la masse d'eau de circulation, de la capacité calorifique et de la température d'entrée et de sortie de l'eau.

$$Q_E = m_c \Delta(t_{out} - t_{in}) = 49.73 \text{ W}$$

CHAPITRE 4

Énergie absorbée par le condenseur

Énergie absorbée par le condenseur + Énergie absorbée par PCM = 86,7 %. Le système de stockage PCM intégré à un banc d'essai de caloduc horizontal montre que le système peut contribuer jusqu'à 86,7 % dans l'application de refroidissement, et 13,3 % sont perdus dans l'air ambiant depuis le banc d'essai. De plus, la contribution du PCM dans le processus de refroidissement pourrait être calculée comme suit :

$$\% \text{ PCM assistance} = \frac{Q_{ESP}}{Q_{ESP} + Q_{EAC}} \times 100$$

Ce pourcentage indique le rapport entre la chaleur absorbée par le PCM et la totalité de la chaleur transférée à travers le système (à l'exception de la perte de chaleur). Dans le cas discuté, le PCM pourrait assister d'environ 13,5% le caloduc pour refroidir la source de chaleur. En utilisant cet agencement, la taille du système de refroidissement et le fonctionnement du ventilateur de refroidissement peuvent être réduits.

IV.5 Présentation des résultats expérimentaux

IV.5.1 Présentation du banc d'essais

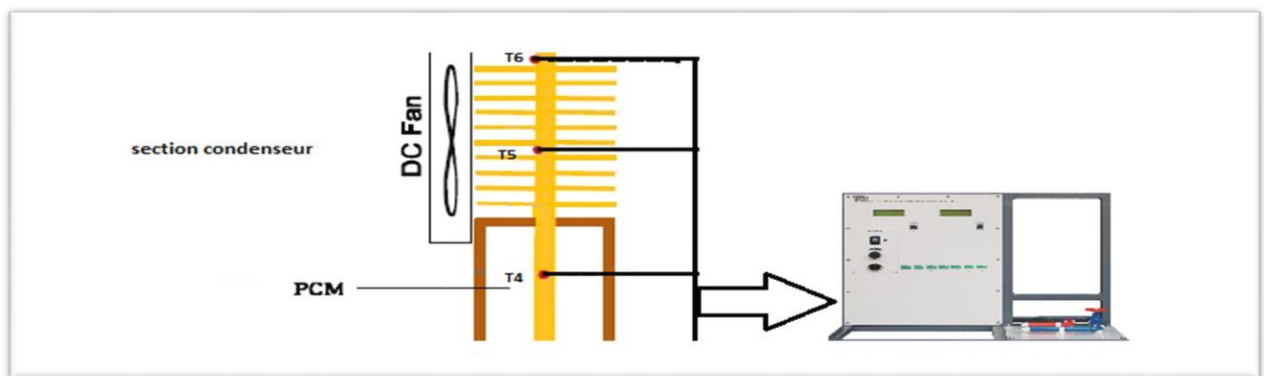


Figure IV.6 : Banc d'essais de le HP

CHAPITRE 4

Le banc d'essais (figure) ainsi que les expériences ont été réalisés par le laboratoire. Le HP expérimentale est monté sur deux cadres qui peuvent pivoter autour de deux axes perpendiculaires, permettant la rotation de HP selon toutes les directions de l'espace. La puissance, appliquée à l'évaporateur au moyen d'une cartouche chauffante insérée dans un bloc de cuivre, peut varier entre 0 et 100 W. Le condenseur peut être refroidi par convection naturelle d'air ou par convection forcée ventilateur (figure). L'ensemble du dispositif est placé dans une enceinte transparente, dont la température ambiante est pilotable, entre 0 et 60 °C. Des thermocouples, représentés dans la figure ..., sont répartis le long de la boucle afin de connaître les températures dans les différents composants du système et la puissance appliquée à l'évaporateur, une fois le régime permanent atteint.

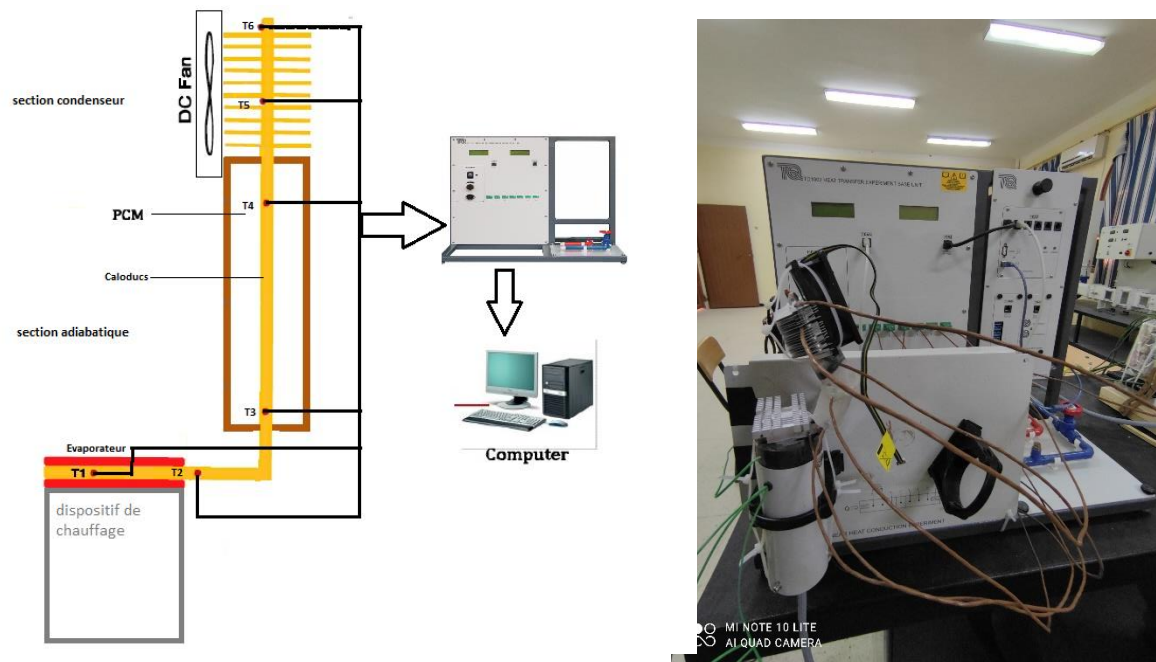


Figure IV.7 : Condenseur de le HP refroidi par ventilateur

IV.5.2 Résultats expérimentaux

Dans un premier temps, les mesures ont été réalisées avec une eau de refroidissement à 20 °C. Le graphe de la figure présente les températures mesurées au niveau de l'évaporateur pour des charges thermiques variant entre 20 et 100 W. Ces courbes sont paramétrées en fonction de l'angle d'inclinaison de HP. On remarque que pour des angles positifs, c'est-à-dire un HP en inclinaison défavorable (évaporateur au-dessus du condenseur), la température de

CHAPITRE 4

l'évaporateur décroît lorsque la charge thermique augmente, alors que pour des angles négatifs (inclinaison favorable), la température de l'évaporateur tend à croître avec la charge thermique. La boucle est moins performante en position verticale défavorable : les températures à l'évaporateur sont beaucoup plus élevées. En effet, dans cette position, le poids de la colonne de liquide crée une chute de pression hydrostatique venant s'ajouter aux pertes de pression par frottement entre le condenseur. Or, la différence de température ($TC - TE_{int}$) est liée à la différence de pression correspondante, par la relation (38). Comme cette différence de pression augmente, TE_{int} augmente plus vite que TC , ce qui entraîne une augmentation de TE .

Les résultats expérimentaux montrent également que les performances de HP diminuent jusqu'à ce que l'inclinaison défavorable atteigne 60° . A 90° , on note que quelle que soit la puissance, la température de paroi de l'évaporateur diminue, ce qui traduit une amélioration des performances de HP. Ce résultat, qui peut paraître surprenant, est dû à l'existence de deux phénomènes ayant des effets contraires. En effet, l'augmentation de la chute de pression hydrostatique conduit à une augmentation de la température de l'évaporateur. Simultanément, l'inclinaison de HP tend à positionner verticalement les ailettes du radiateur placé sur l'évaporateur. Or, le coefficient d'échange thermique par convection naturelle est plus élevé lorsque les ailettes sont verticales que placées horizontalement. Il en résulte une amélioration des transferts thermiques entre l'évaporateur et le milieu ambiant, qui tend à diminuer la température de l'évaporateur.

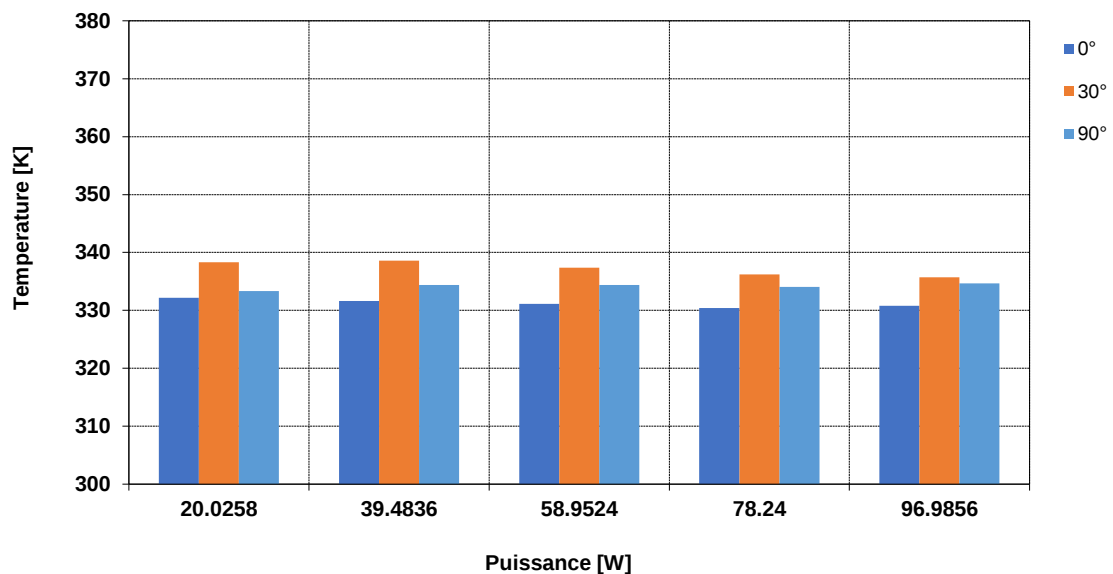


Figure IV.8 : Evolution de la température de paroi de l'évaporateur en fonction de la puissance – l'air de refroidissement à 20°C

CHAPITRE 4

Les mesures expérimentales que nous utiliserons pour la validation sont les suivantes :

- le thermocouple VL_1 sera comparé à la température de la vapeur,
- le thermocouple EVAP_1 sera comparé à la température de paroi de l'évaporateur.

IV.5.3 Performance of heat pipe

Caloduc en tant que supraconducteur peut transférer la chaleur correctement et avec un rendement élevé. D'après les expériences, le caloduc utilisé dans le système de stockage fonctionnait correctement. Selon la fig. 20, pendant la phase primaire du processus de fusion, la chaleur transférée du bain thermique au caloduc est principalement utilisée pour chauffer la paroi du caloduc et augmenter la température du caloduc. Ainsi, il peut clarifier l'augmentation rapide de la température de paroi de la pipe de chaleur au cours de cette étape.

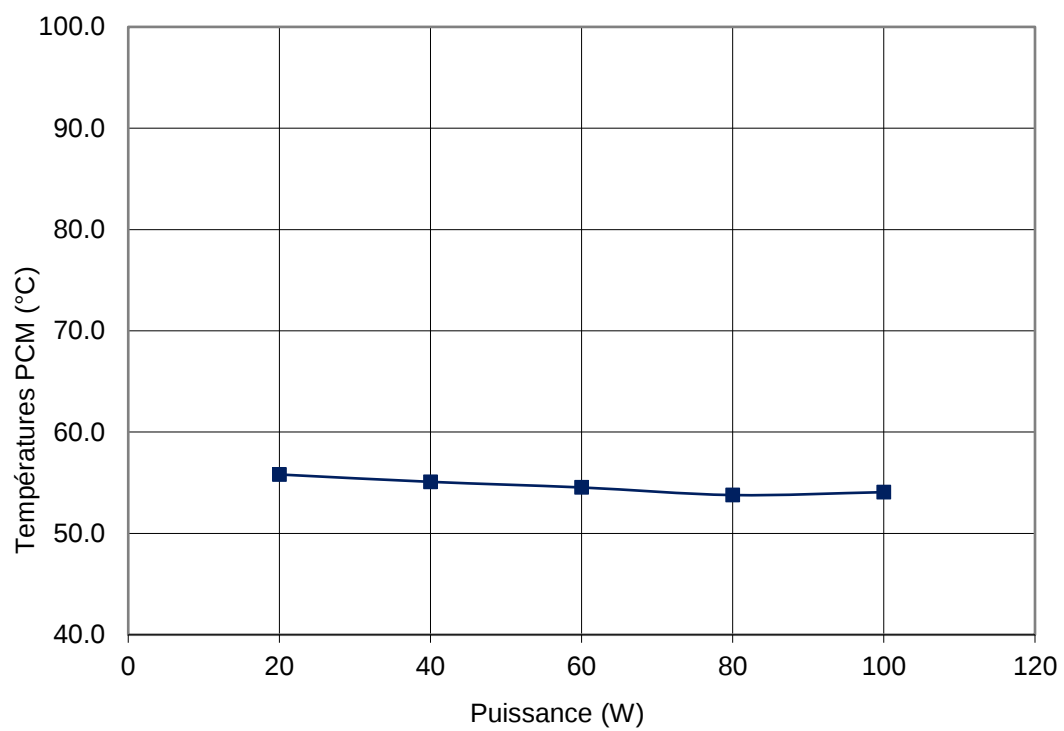
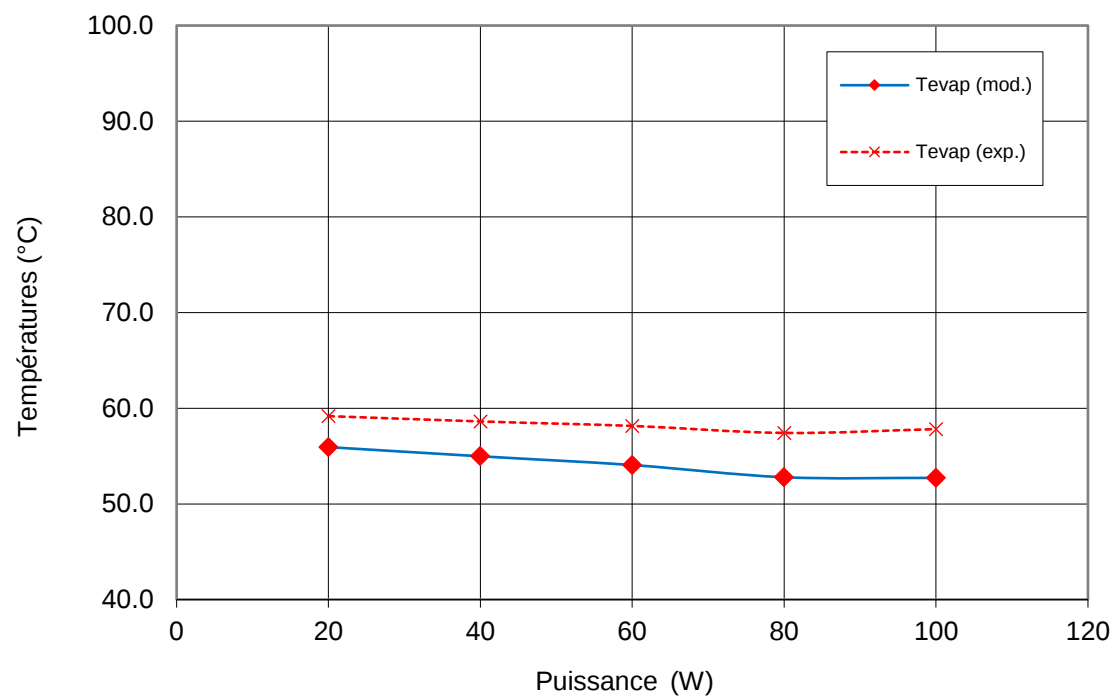
Cependant, dès que la température de paroi du caloduc dépasse la température du PCM, la chaleur est transférée au PCM autour du caloduc.

Température de l'air en convection forcée : 20 °

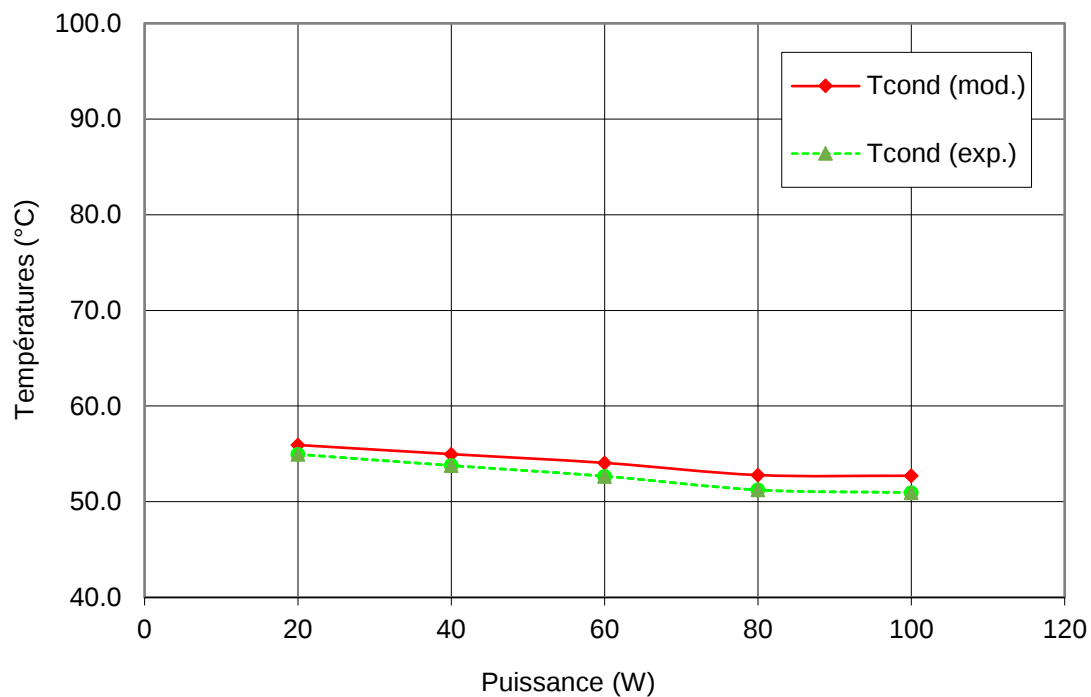
Les Fig IV.8 et b montrent les distributions de température le long du HP de la position Evap à des températures ambiantes et de refroidissement de 20°C pour des charges thermiques de 20 W et 100 W, respectivement. Dès que la vapeur entre dans le condenseur, elle se condense et le liquide atteint la température du liquide de refroidissement. Même à l'entrée du condenseur (HS), les températures à 20 W sont d'environ 20°C. Pour une charge thermique de 100 W, les températures commencent à monter à partir de la position L-ad1(pcm) au lieu de L-ad2(pcm) pour 20 W, montrant que l'interface à l'intérieur du condenseur est décalée vers la ligne liquide. Expérimentalement, la température de la vapeur est mesurée par un thermocouple placé sur la paroi de la ligne de vapeur, à la sortie de l'évaporateur, alors que théoriquement, elle est calculée à l'interface liquide-vapeur de la mèche. Or, la température de la vapeur mesurée en sortie de l'évaporateur est plus élevée qu'à l'interface de vaporisation, du fait qu'elle est surchauffée lors de son passage à travers les canaux de vapeur. C'est ce que l'on retrouve dans les résultats comparatifs ci-dessus. Les erreurs entre les valeurs simulées et expérimentales sont inférieures à 12 %.

- *Inclinaison du système : 0°*

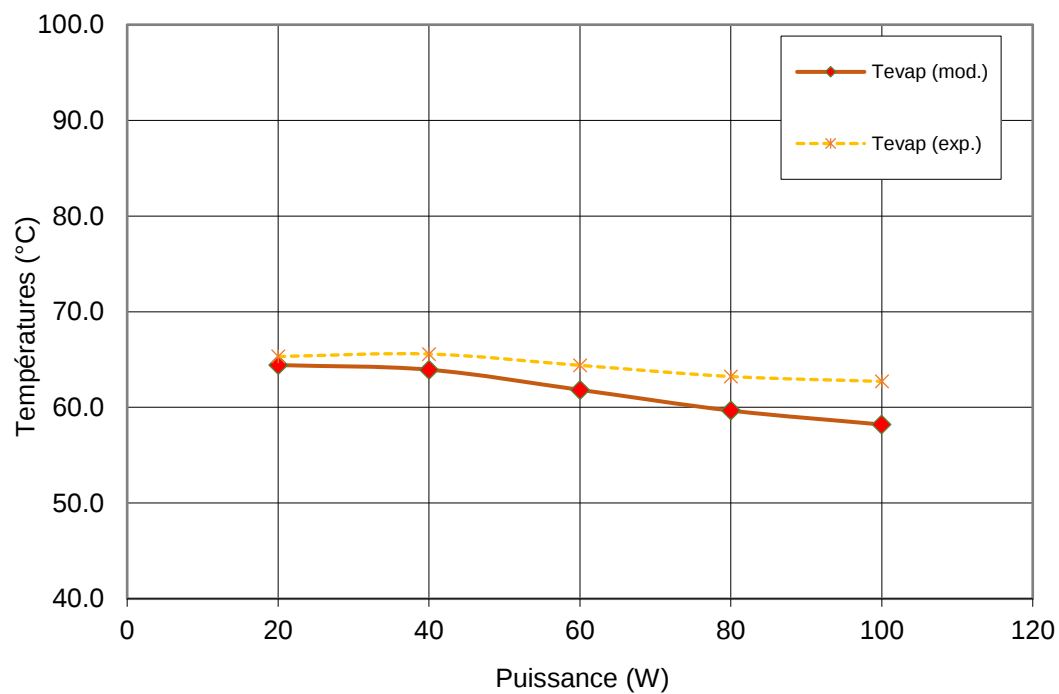
CHAPITRE 4



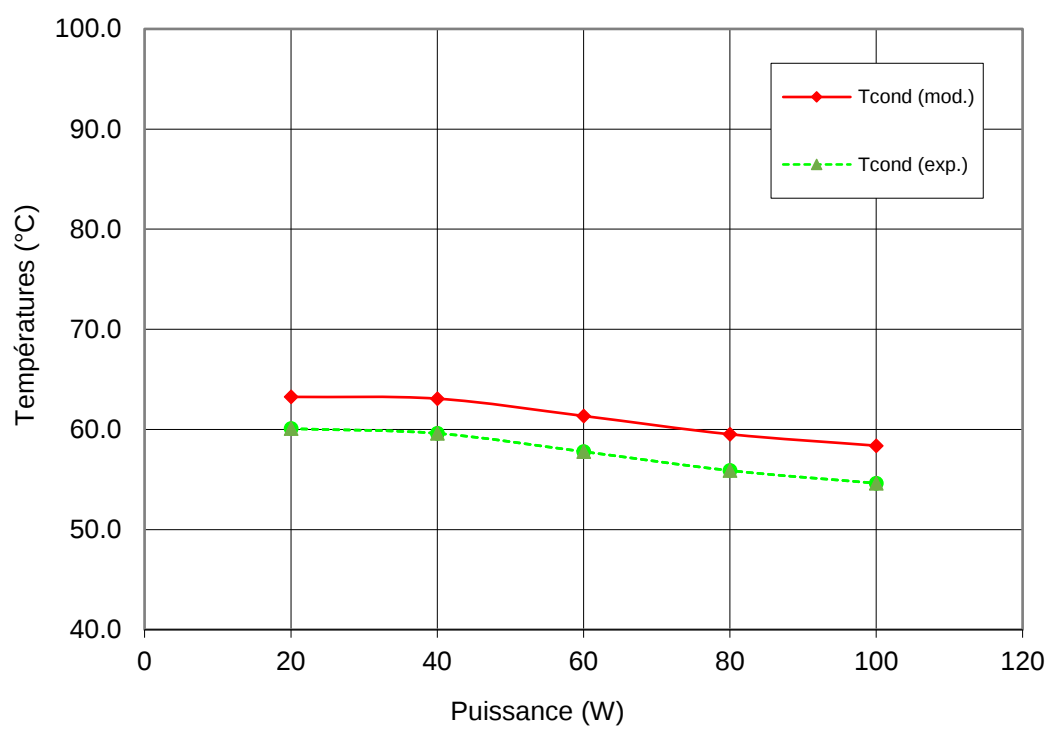
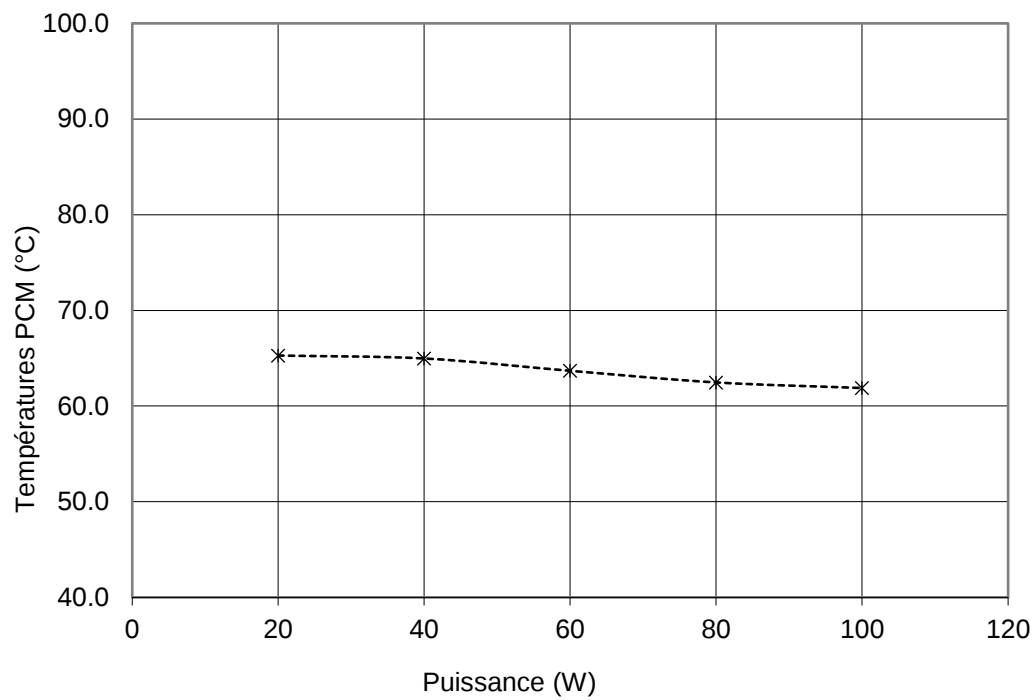
CHAPITRE 4



- *Inclinaison du système :* 30°

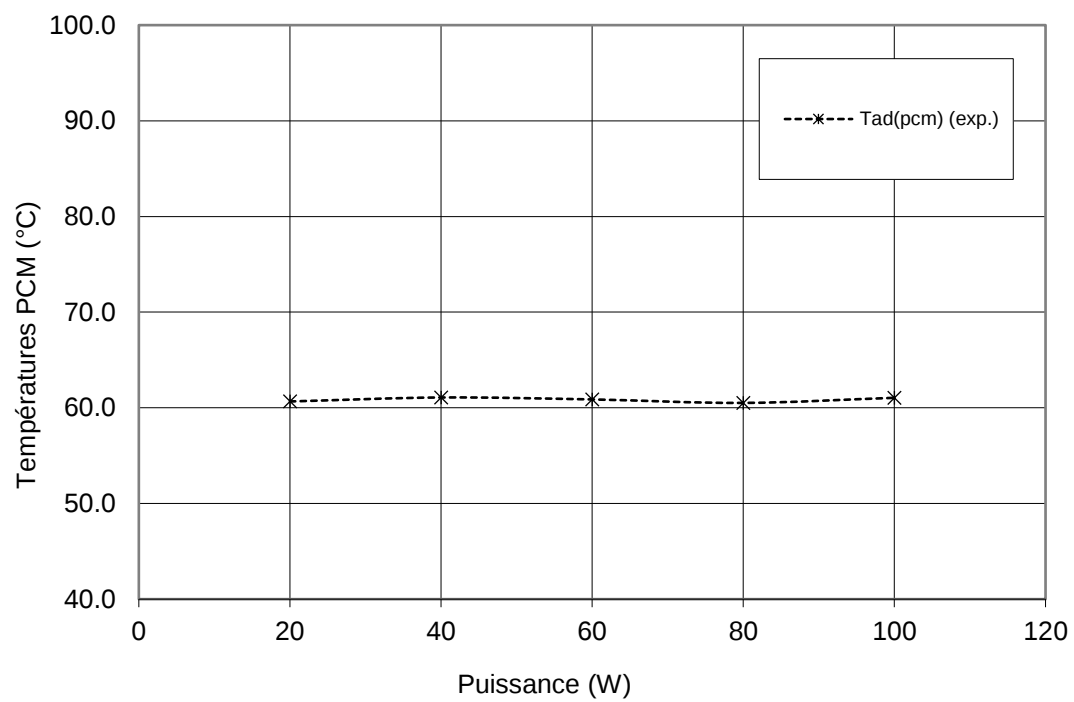
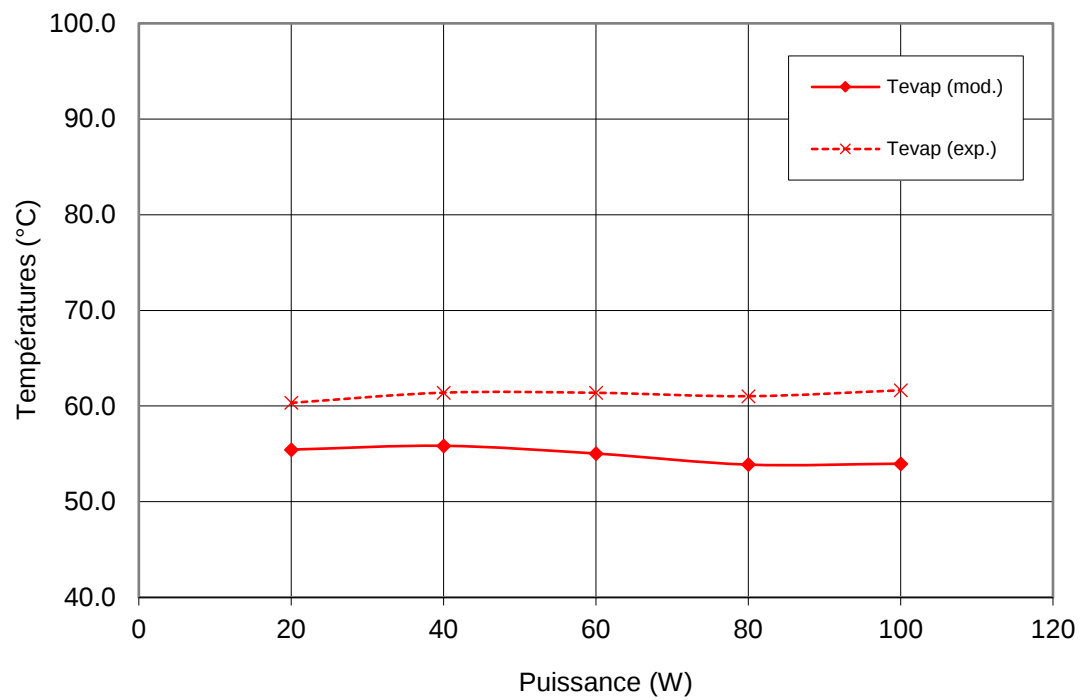


CHAPITRE 4

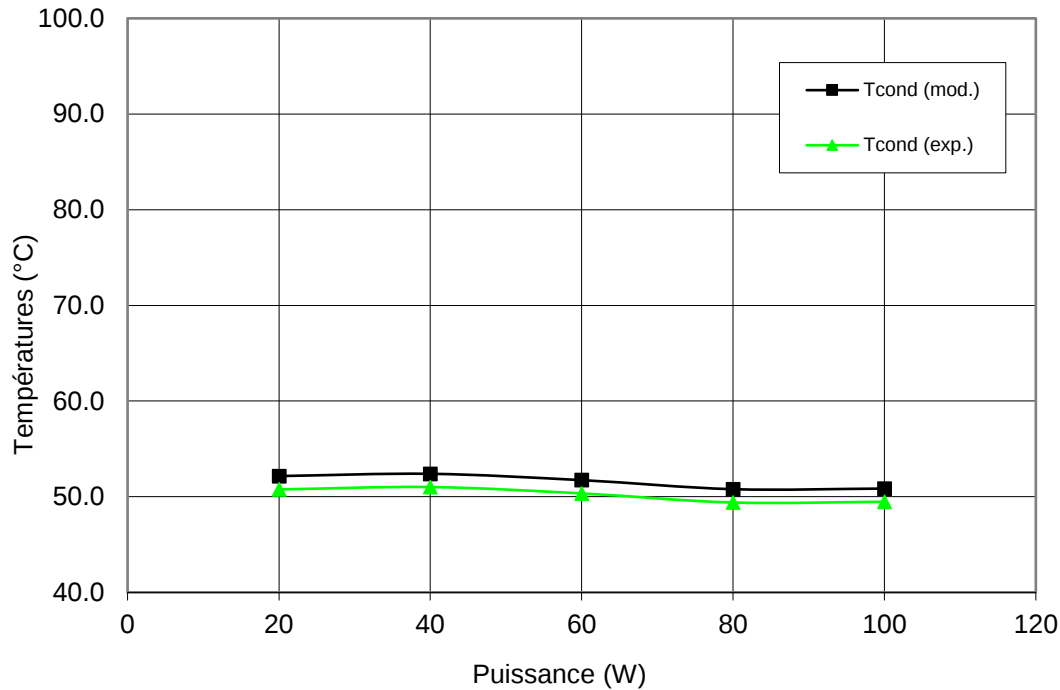


- **Inclination du système: 90°**

CHAPITRE 4



CHAPITRE 4



La résistance de l'évaporateur

Les résultats obtenus dans les simulations précédentes permettent de tracer le graphe de la figure 14, représentant la résistance d'assèchement en fonction de la charge thermique et de l'inclinaison de la boucle. Nous constatons que quelles que soit l'inclinaison et la température de la source froide, l'allure des courbes est conforme aux résultats de Liao et Zhao. A 100 W, le fonctionnement de HP étudiée correspond à celui de la zone C. La résistance de l'évaporateur augmente lorsque la température de la source froide augmente. Elle augmente aussi lorsque le HP est inclinée dans le sens défavorable, jusqu'à un angle de 60°. A 90°, on constate une diminution de cette résistance.

La figure. 14 montre la résistance thermique de l'évaporateur pour des températures ambiantes de liquide de refroidissement et de boîte de 20 °C à différents angles. La paroi et les mèches étant très conductrices, la résistance thermique de l'évaporateur est très faible. Pour des angles positifs et une position horizontale, la résistance thermique de l'évaporateur est inférieure ou égale à 0,05 K/W sur toute la plage de charge thermique. Pour des apports de chaleur plus élevés, la résistance thermique diminue jusqu'à 0,03 K/W, qui est la résistance thermique minimale pour tous les angles différents à des charges thermiques élevées. Les résistances thermiques légèrement plus élevées de l'évaporateur à faibles charges thermiques et angles négatifs g résultent d'une différence de température plus élevée, cette différence de température

CHAPITRE 4

augmente avec l'augmentation de la charge thermique mais pour les angles positifs, elle diminue. La résistance thermique est liée à la position de l'interface liquide-vapeur à l'intérieur du milieu poreux. Les différences de température élevées sont dues à une faible conductivité thermique équivalente, typique des pores remplis de vapeur au lieu de liquide. Cela signifie que le milieu poreux n'est pas complètement saturé et que l'interface se trouve à l'intérieur du milieu poreux. Lorsque le fluide de travail à l'intérieur du milieu de la chambre de compensation doit s'écouler vers le haut. Par conséquent, la résistance thermique de l'évaporateur est plus élevée.

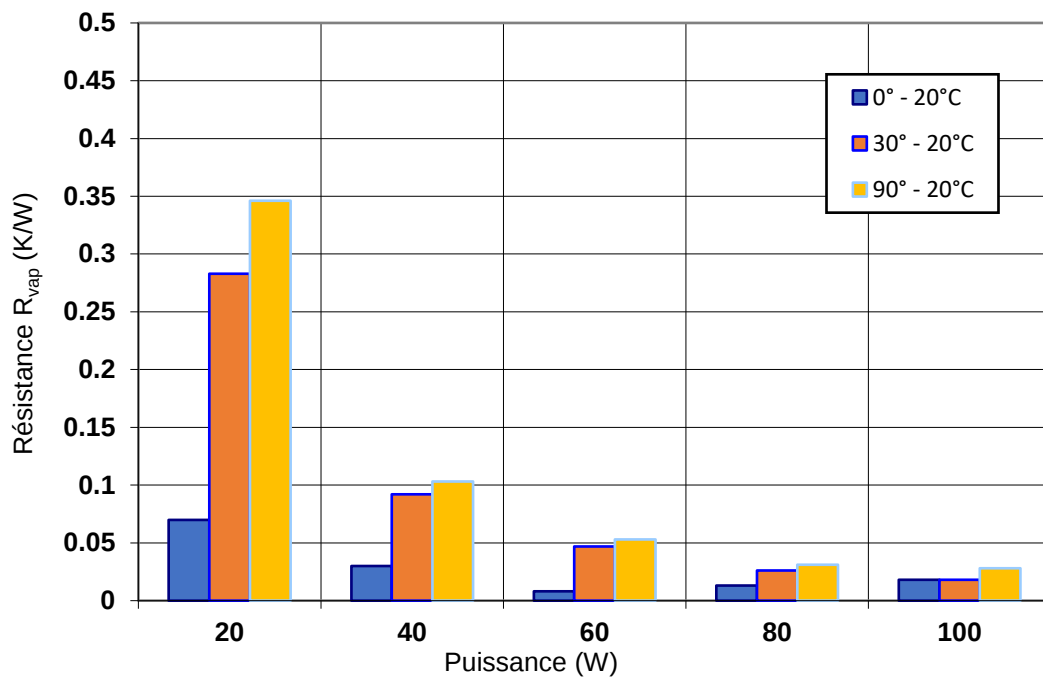


Figure IV.9: Variations de la résistance de l'évaporateur en fonction de la puissance apportée, de la température de la source froide et de l'inclinaison de HP

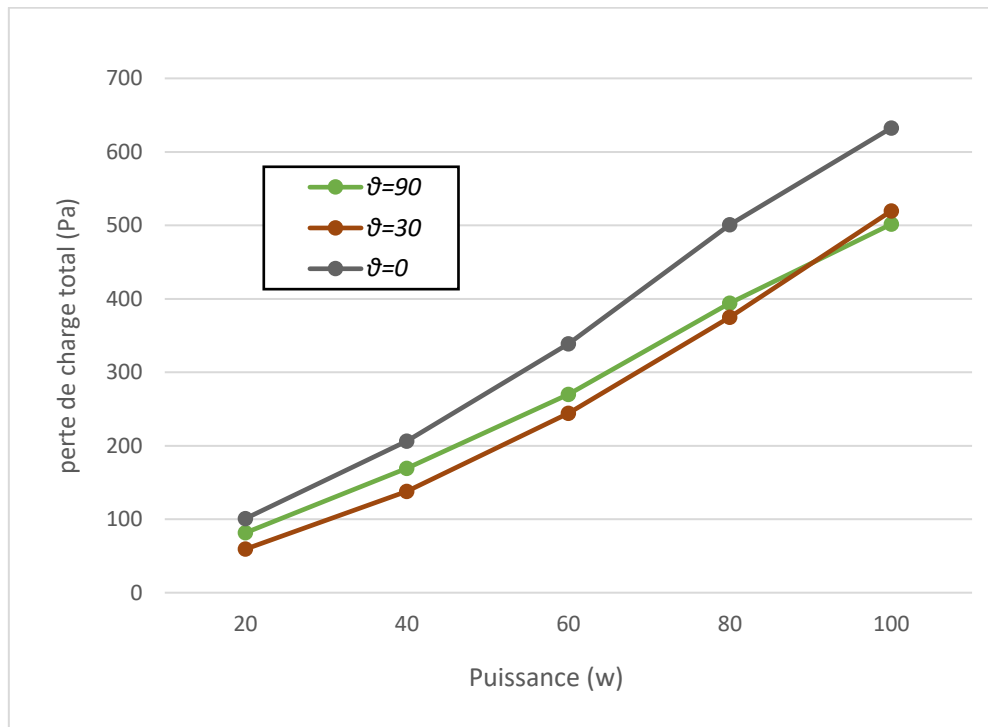


Figure IV.10 : Variations de la perte de charge de l'évaporateur en fonction de la puissance apportée, de la température de la source froide 20° C et de l'inclinaison de HP

IV.6 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

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

CHAPITRE 4

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.

CONCLUSION GENERALE

Références Bibliographiques

- [1] Austin, A. I. A. PHASE CHANGE MATERIALS (PCM) FOR HIGH PERFORMANCE ENCLOSURES. 2015; Available from: <https://www.aiaaustin.org/event/phase-change-materials-pcm-high-performance-enclosures>.
- [2] Garg HP, Mullick SC, Bhargava AK. Solar thermal energy storage. D. Reidel Publishing Co; 1985.
- [3] Project Report. Energy conservation through thermal energy storage. An AICTE project.
- [4] B.L. Capehart, W. C. Turner, W. J Kennedy —Guide to Energy Management ||, Fourth edition, 2003, pp. 447–449.
- [5] Heat transfer, <http://craigssenseofwonder.wordpress.com/2013/06/19/heat-transfer/>
- [6] Modes of Heat transfer, <http://www.spectrose.com/modes-of-heat-transfer-conduction-convection-radiation.html>
- [7] Heat Transfer Mechanism, http://www.engr.colostate.edu/~allan/heat_trans/page4/page4f.html
- [8] NasimRazavinia and F. Mucciardi, || The capture and conversion of low grade waste heat in Pyrometallurgical operation ||, MetSoc-CIM, Aug 2008, PP. 365– 376
- [9] —Waste Heat Recovery || Energy Efficiency Guide for Industry in Asia Page. Electronic address: [http:// www.energyefficiencyasia.org/](http://www.energyefficiencyasia.org/) (2006).
- [10] Milisic, E. (2013). "Modelling of energy storage using phase-change materials (PCM materials)."

CONCLUSION GENERALE

[11] Baylin F. Low temperature thermal energy storage: a state of the art survey. Report no.

SERI/RR/-54-164. Golden, Colorado, USA: Solar Energy Research Institute; 1979.

[12] Lane GA. Solar heat storage-latent heat materials, vol. I. Boca Raton, FL: CRC Press, Inc.;

1983.

[13] Heat and cold storage with PCM: an up to date introduction into basic applications.

Mehling, Harald Cabeza, Luisa F., edited by D. Mewes, F. Mayinger; chapter: Basic

thermodynamics of thermal energy storage.

[14] Lane GA. Solar heat storage-latent heat materials, vol. I. Boca Raton, FL: CRC Press, Inc.;

1983.