



Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
UNIVERSITÉ DE
MONASTIR

Rapport de Synthèse Scientifique

Présenté à
L'UNIVERSITÉ DE MONASTIR
en vue de l'obtention de

Habilitation Universitaire

Dans la discipline Génie Énergétique

Par :
Brahim Taoufik
Maître Assistant à l'ISSAT-Sousse

**Gestion thermique dans les systèmes caloducs et les
capteurs solaires photovoltaïques thermiques**

**Thermal management in heat pipe and photovoltaic thermal solar
systems**

A.U 2024-2025

Ce travail a été préparé au sein du Laboratoire d'études des systèmes thermiques et énergétiques (LESTE)
LR99ES31 ; à l'École Nationale d'Ingénieurs de Monastir, Route Ibn Eljazzar, 5019
Monastir, Tél : 73 500 216, Fax : 73 500 514.

Remerciements

Je tiens à exprimer ma plus sincère gratitude au Professeur Abdelmajid Jemni, pour ses précieux conseils et ses aides et ses encouragements continus au cours de mes années de recherche doctorale et pendant le travail de recherche présentés dans cette mémoire d'habilitation, ainsi que son soutien et son contribution continus pour mener à bien ce travail.

Je tiens également à exprimer ma gratitude au Professeur Maher ben Cheikh, directeur du Laboratoire d'Études des Systèmes Thermiques et Énergétiques (LESTE) à l'ENIM, pour ses encouragements et ses conseils.

Je tiens à remercier les chercheurs de notre équipe et à tous les membres de notre laboratoire LESTE

Préface

Les systèmes de gestion thermique jouent un rôle essentiel, mais souvent négligé, dans plusieurs systèmes et appareils de haute technologie, car ils garantissent que les exigences de température de ces systèmes et de leurs composants sont respectées, ce qui permet à son tour des conditions de fonctionnement optimales des appareils et prolonge considérablement leur durée de vie.

Dans ce contexte, les systèmes biphasés passifs sont les dispositifs de transfert de chaleur les plus prometteurs pour dissiper de grands flux de chaleur sans source externe. Les caloducs avec ces différents types font le sujet de notre premier axe de recherche portant sur le développement et l'étude de ces performances dans diverses applications.

Le second axe de recherche de cette mémoire synthèse est le développement et la modélisation de capteurs PVT vitrés à haut rendement avec une performance globale optimisée du système. Les méthodes numériques sont appliquées à la fois au niveau du capteur et du système, permettant une analyse et une optimisation multidimensionnelles de la technologie PVT. Ce sujet de recherche, en outre, s'inscrit dans le cadre thématique de la gestion thermique, qui vise à équilibrer les exigences divergentes du photovoltaïque et du solaire thermique en contrôlant les flux d'énergie et en ajustant la température du capteur au niveau souhaité.

Mot clés : gestion thermique, caloducs, PVT, synthèse

SOMMAIRE

Table des matières

1.	Introduction	1
2.	Littérature et contexte scientifique	2
2.1	La structure des mèches capillaires	2
2.2	Mèches capillaires à structure unique.....	3
2.2.1	Mèche capillaire en treillis métallique	3
2.2.2	Mèche capillaire à rainures.....	4
2.3	Mèches capillaires à structure composite	5
2.3.1	Mèches capillaires composites en treillis métallique et micro-rainures	5
2.3.2	Mèches capillaires composites en treillis métallique et en poudre frittée	5
2.3.3	Mèches capillaires composites multi-espaces	6
2.3.4	Méthode de préparation de mèches capillaires	7
2.4	Étude des propriétés des mèches capillaires.....	7
2.4.1	Porosité	8
2.4.2	Ouverture (taille des pores)	8
2.4.3	Conductivité thermique effective	8
2.4.4	Perméabilité.....	10
2.5	Les caloducs sans mèches capillaires	12
2.5.1	Phénomènes physiques au sein d'un thermosiphon	13
2.5.2	Aspect thermique au niveau des zones évaporateur et condenseur	13
2.5.3	Phénomènes physiques à l'évaporateur – Corrélations associées	15
2.6	Modèle de résistances thermiques	17
2.7	Résumé et directions de recherche	20
Chapitre.1 :		22
Gestion thermique dans les caloducs conventionnels cylindriques		22
1.	Introduction	23
2.	Section.1 : Caloduc conventionnel cylindrique utilisant les nano-fluides.....	29
2.1	Situation actuelle et Problématique	29
2.2	Conclusion.....	33
3.	Section.2 : Étude de caloduc thermosiphon	34
3.1	Situation et Problématique	34
3.2	Modèle analytique	36
3.3	Conclusion et continuité de thème	40
Chapitre.2 :		43
Gestion thermique dans les caloducs typiques		43
1.	Introduction	44
2.	Section.1 : Etude de caloduc à rouleaux (RHP)	47

2.1	Situation et Problématique	47
2.2	Conclusion et perspective.....	51
3.	Section.2 : Caloducs miniatures en mousse métallique pour les applications électroniques.	52
3.1	Situation et problématique.....	52
3.2	Conclusion et perspective.....	56
4.	Publication de recherches liées à l'axe.1	58
5.	Bibliographie liées à l'axe.1	59
1.	Littérature et contexte théorique.....	64
1.1	Motivation et contexte.....	64
1.2	Classification des capteurs PVT	69
1.3	Comparaison de l'efficacité	71
1.4	Paramètres d'efficacité standard	72
1.5	Modélisation de base des capteurs PVT	75
1.5.1	Présentation	75
1.5.2	Transfert d'énergie optique.....	77
1.5.3	Production d'électricité	78
1.5.4	Pertes de chaleur.....	79
	Chapitre.1 :	85
	Etude des PVT orienté Capteur	85
1.	Introduction	86
1.1	Approche méthodologique	86
1.2	Approche de simulation.....	86
2.	Section.1 : Capteur solaire type PVT /caloducs	90
2.1	Contexte et simulation.....	90
2.2	Sun thèse des résultats	92
2.3	Conclusion et perspective.....	94
3.	Section.2 : Capteur PVT type 'Roll Bond'	96
3.1	Contexte et simulation.....	96
3.2	Conclusion et suite de thème	101
	Chapitre.2 :	103
	Etude des PVT orientés système	103
1.	Introduction	104
2.	Section.1 : Evaluation du système PVT-Pompe à chaleur	106
2.1	Contexte et simulation.....	106
2.2	Synthèse des résultats	108
2.3	Conclusions et perspectives.....	111
3.	Section.2 : Systèmes solaires PVT intégrés avec Simulink/MATLAB.....	113
3.1	Contexte et situation.....	113
3.2	Conclusion et suite de thème	119

4.	Publication de recherches liées à l'axe 2	121
5.	Bibliographie liée à l'axe 2	122
6.	Conclusion Générale	127
7.	Annexe 01	128
8.	Annexe 02	131

LISTE DES FIGURES

Figures partie.1

Fig.1.1: Mèches capillaires composites à rainures et en poudre, (a) régulier, (b) irrégulier [8].....	6
Fig.1.2: Schéma d'un caloduc (a) caloduc capillaire, (b) thermosiphon [23].	12
Fig.1.3: Modèle condensat sur une plaque verticale [27].....	15
Fig.1. 4: Modèle de résistances thermiques dans un thermosiphon [36].....	18
Fig.1. 5: Disposition générale des caloducs pour une référence pratique	24
Fig.1. 6: Vitesses du liquide à différents niveaux de concentration de particules.	31
Fig.1. 7: L'effet de concentration sur la pression du liquide et le profil de température	32
Fig.1. 8: L'effet de concentration et de diamètres sur la de la pression de vapeur.	32
Fig.1. 9: Configuration de HPHP à 4 rangées	36
Fig.1. 10: Limites de fonctionnement du caloduc conventionnelle (gauche). Limites et variations de températures proposé dans le travail (droite)	39
Fig.1. 11: Effet de l'efficacité de l'échangeur de chaleur.....	39
Fig.1. 12: Vue schématique en coupe transversale du RHP avec le schéma de discrétisation du maillage.	48
Fig.1.13: (a) Distributions de température radiales du RHP à différents moments lors du démarrage, (b) Comparaison de la réponse thermique entre le RHP et le caloduc conventionnel.	49
Fig.1.14: (a) Distribution de température dans le RHP (source de chaleur uniforme), (b) Effet de l'apport de chaleur localisé sur les températures de surface de l'évaporateur et du condenseur.....	49
Fig.1.15: (a) Distribution de température dans le RHP (source de chaleur uniforme), (b) Effet de l'apport de deux sources de chaleur localisé sur les températures de surface de l'évaporateur et du condenseur.....	50
Fig.1. 16: Dimensions schématiques et caractéristiques du FHP	54
Fig.1. 17: Effet de l'électronique multi-sources de chaleur sur le comportement du caloduc PPI 250 .	55
Fig.1. 18: Profils hydrodynamiques liquide (gauche) et vapeur (droite) pour un point chaud central.	55

Figures partie.2

Fig.2. 1 : Répartition spectrale de l'irradiance solaire*	66
Fig.2. 2:: Coupe schématique de capteur PVT	66
Fig.2. 3: Température des modules PV et des capteurs solaires thermiques (ST)*.....	68
Fig.2. 4: Classification des capteurs PVT [61].....	69
Fig.2.5: Classement des capteurs PVT selon leur conception [64].	70
Fig.2. 6: Efficacité des technologie des capteurs solaires [65].....	71
Fig.2. 7: Bilan énergétique de base des collecteurs PVT	76
Fig.2. 8: Réseau des coefficient de déperdition thermique d'un capteur PVT vitré.	80
Fig.2. 9: Approche méthodologique.....	86
Fig.2. 10: Approche de simulation	87
Fig.2.11: Pyramide pour l'évaluation des technologies de capteurs PVT	89
Fig.2. 12 : Configuration PVT/WHP (a), Schéma du réseau des résistances thermiques (b)	91
Fig.2. 13: Organigramme de l'algorithme itératif.....	92
Fig.2. 14: Effet du nombre de tubes sur les efficacités et les températures du PVT	93
Fig.2. 15 : Effet du nombre de tubes sur les caractérisations internes HP	93
Fig.2. 16: Variations quotidiennes de température PVT et efficacité du système.....	93
Fig.2. 17 : a) Liaison métallique et tube. (b) Ecoulement libre de fluide dans le collecteur PVT	97
Fig.2. 18: Modèle graphique de liaison du collecteur PVT	97
Fig.2. 19: Organigramme de l'analyse complète du modèle	99
Fig.2. 20: Exergie électrique et thermique journalière pour les trois types de panneaux.....	99
Fig.2. 21: Répartition annuelle des tensions et des courants du collecteur PVT	100

Fig.2. 22: Modélisation typique pour les installations PVT orienté système	104
Fig.2. 23 : Disposition hydraulique des installations solaires thermiques.....	105
Fig.2. 24: Couches de panneaux PVT (a) et système DTPV/T-ISAHP (b).....	108
Fig.2. 25: Evolution des températures du DTPV/T-ISAHP en hivers (a) et en été (b)	108
Fig.2. 26: Répartition horaire des températures PV/T et des réservoirs par mois	108
Fig.2. 27: Efficacité thermique et électrique annuelle.....	110
Fig.2. 28: Énergie thermique annuelle de système PV/T pour deux cas de figures	110
Fig.2. 29: Résumé graphique.....	113
Fig.2. 30: Représentation du système PVT intégré	115
Fig.2. 31: Représentation des blocs Simulink du système PVT	116
Fig.2. 32: Commande de la pompe du collecteur (a) du ballon de stockage (b)	116
Fig.2. 33: Modèle de réservoir de stockage (a) d'échangeur de chaleur (b)	116
Fig.2. 34: Effet du débit massique r sur la température et l'efficacité du système	117
Fig.2. 35 : Effet de l'option de mode de refroidissement du collecteur	118

LISTE DES TABLEAUX

Tableaux partie.1

Tableau.1.1: Corrélations de coefficient de transfert de chaleur de condensation	15
Tableau.1. 2: Expressions du nombre de Nusselt pour un film en ébullition.....	17
Tableau.1. 3: Corrélations de coefficient de transfert de chaleur d'ébullition piscine	17
Tableau.1.4: Définition et relations des résistances thermiques de thermosiphon [36]	18
Tableau.1.5 : Corrélations des limites de fonctionnement d'un thermosiphon	19
Tableau.1.6: Compatibilité des fluides utilisés avec l'enveloppe	19

Tableaux partie.2

Tableau.2. 1: Paramètres principaux d'un collecteur PVT	76
---	----

NOMENCLATURE

Symbole	Unité	Définition
A	m^2	surface
b_0	-	constante spécifique du collecteur
c_1	W/m^2K	coefficient linéaire de perte de chaleur de l'efficacité thermique
c_2	W/m^2K	coefficient quadratique de perte de chaleur de l'efficacité thermique
$c_3 - c_6$	-	coefficients de performance thermique
C, C_p	J/kgK	capacité thermique spécifique
d, D	m	diamètre
E_λ	$W/m^2\mu m$	irradiance spectrale, pouvoir émissif spectral
F	N	Force de volume
F'	-	facteur d'efficacité du collecteur
G	W/m^2	irradiation solaire globale
g	m/s^2	accélération de la pesanteur
h	W/m^2K	coefficient de transfert de chaleur
K	-	perméabilité
$K(\theta)$	-	modificateur d'angle d'incidence
L, l	m	longueur
M	-	nombre de Mérite
$\dot{m}$	kg/s	débit massique
N	-	nombre des caloducs
Nu	-	nombre de Nusselt
P	Pa	pression
Pr	-	nombre de Prandtl
q	W/m^2	flux thermique spécifique
R	K/W	résistance thermique
r	m	rayon
Ra	-	nombre de Rayleigh
T	K	température
U	W/m^2K	facteur-U
u, v	m/s	vitesse
V	m^3	volume

Lettres grecs	Unité	Définition
α	-	absorptivité
γ	$\%K$	coefficient de température de l'énergie photovoltaïque
δ	m	élongation
ε	-	porosité/émissivité
η	-	efficacité
θ	<i>degree</i>	angle d'incidence
λ	W/mK	conductivité thermique
μ	$Pa.s$	viscosité dynamique
ρ	kg/m^3	masse volumique

σ	$W/m^2 K^4$	constante de Stefan-Boltzmann
τ	-	transmittance
$(\tau\alpha)_{eff}$	-	produit de transmission-absorption effective

Indice	Définition
<i>a</i>	ambient
<i>abs</i>	absorbeur
<i>b</i>	directe (beam)
<i>bords</i>	bords
<i>c</i>	condensateur, froide (cold)
<i>ciel</i>	ciel
<i>cond</i>	conduction
<i>conv</i>	convection
<i>d</i>	diffuse
<i>e</i>	évaporateur
<i>ebu</i>	ébullition
<i>eff</i>	effective
<i>el</i>	électrique
<i>ent</i>	entraînement
<i>ext</i>	extérieur
<i>f</i>	fluide
<i>hp</i>	caloduc (heat pipe)
<i>i, int</i>	intérieur
<i>lv</i>	liquide -vapeur
<i>p</i>	pore
<i>rad</i>	radiation
<i>s</i>	solide
<i>sat</i>	saturation
<i>son</i>	sonique
<i>t</i>	tube
<i>th</i>	thermique
<i>tot</i>	totale
<i>v</i>	vapeur

Abréviation	Définition
AM	Air Mass
DTPVT	Dual Tank PVT
ECS	Eau Chaude Sanitaire
FHP	Flat Heat Pipe
FDM	Finite Diffrence Method
HP	Heat pipe
HPHE	Heat Pipe Heat Exchanger
IEC	International Electrotechnical Commission
ISAHP	Indirect Solar Assisted Heat Pump
MUF	Maison Uni-Familiale
MMF	Maison Multi-Familiale

NUT	Nombre d'unités de Transfert
PV	Photovoltaïque
PVT	Photovoltaïque Thermique
PPI	Part Per Inch
PAC	Pompe A Chaleur
ISAHP	Indirect Solar Assisted Heat Pump
MUF	Maison Uni-Familiale
MMF	Maison Multi-Familiale
NUT	Nombre d'unités de Transfert
PV	Photovoltaïque
PVT	Photovoltaïque Thermique
PPI	Part Per Inch
PAC	Pompe A Chaleur
RHP	Roll Heat Pipe
QDM	Quasi Dynamic Method
SAHP	Solar Assisted Heat Pump
STC	Standard Temperature Condition
S/P:	Serie /Parallel
WHP:	Wickless Heat Pipe
PPI :	Part Per Inch

1. Introduction

Le cadre thématique « Gestion thermique des systèmes caloducs et les capteurs PVT » englobe les deux axes de recherches centraux en mettant les températures des caloducs et les capteurs solaires hybrides au centre du développement et de l'optimisation. Comme les températures du caloduc ou des cellules et des fluides lient les performances thermiques, hydrauliques et électriques, les températures sont la clé évidente pour optimiser les performances globales et équilibrer voire concilier les exigences contradictoires du photovoltaïque et des capteurs solaires thermiques. La gestion thermique est un terme largement utilisé dans l'industrie électronique et l'industrie des procédés et concerne la gestion de la température des composants grâce à un contrôle de la température orienté vers la demande. La gestion thermique est définie comme le contrôle efficace et piloté par la demande des flux d'énergie thermique dans les processus en fonction de l'état actuel de fonctionnement et de la demande. Par exemple, dans le secteur de l'électronique, la gestion thermique fait référence au refroidissement actif ou passif pour garantir un fonctionnement sûr et fiable des équipements. Pour le secteur industriel des procédés les moteurs à combustion, les batteries et les piles à combustible produisent de la chaleur résiduelle, mais fonctionnent également à des niveaux de température optimaux spécifiques. Un contrôle intelligent des flux d'énergie est donc essentiel pour répartir efficacement la chaleur des sources correspondantes vers les dissipateurs. De manière analogue, le terme gestion thermique est défini dans le photovoltaïque et fait référence au refroidissement des cellules PV. Le dernier concept, bien sûr, correspond au principe des collecteurs PVT. Dans cette mémoire, la gestion thermique fait référence à l'idée de contrôler les flux d'énergie et d'ajuster la température au niveau des caloducs ou bien au niveau du capteur solaire PVT.

La structure de cette synthèse est devisée en 2 parties et suit deux axes de recherches décrivant la structure générale et illustrant le cadre, les objectifs et les questions de recherche. Dans le premier axe de recherche, on envisage de présenter l'importance des mèches capillaires dans le fonctionnement des caloducs. La démarche est de présenter en premier lieu les recherches amenées dans ce domaine et les challenges fréquemment rencontrés. Par la suite, une synthèse des 2 thèmes de recherches amenés dans ce contexte est présentée. Dans le deuxième axe de recherche, on détaille l'évaluation de la performance du PVT par des paramètres d'efficacité normalisés, des rendements énergétiques bruts ainsi qu'une synthèse réalisée de la modélisation des capteurs PVT.

PARTIE .1 : GESTION THERMIQUE DANS LES SYSTEMES CALODUCS

1) Littérature et contexte théorique

2) Chapitre 1 : Gestion thermique dans les caloducs conventionnels

Section.1 : Caloducs cylindriques utilisant les nano-fluides

**Section.2 : Les caloducs thermosiphons comme échangeur de
chaleur**

3) Chapitre 2 : Gestion thermique dans les caloducs typiques

Section.1 : Gestion thermique dans les caloducs à rouleaux

**Section.2 : Caloducs miniatures plates pour les applications
électroniques**

2. Littérature et contexte scientifique

2.1 La structure des mèches capillaires

Les mèches capillaires sont le composant central du caloduc, qui ont un impact vital sur la performance de transfert de chaleur du caloduc. Les mèches capillaires fournissent une puissance de circulation du fluide de travail, du liquide à l'interface d'évaporation et réalisent l'approvisionnement en liquide. Les mèches capillaires haute performance sont la garantie de haute performance de l'évaporateur à caloduc. Leurs trois fonctions principales sont :

- 1) Fournir un canal pour que le liquide à l'extrémité de condensation retourne à l'extrémité d'évaporation ;
- 2) Fournir un canal pour la conduction thermique entre la paroi interne et le liquide (vapeur) ;
- 3) Fournir les pores nécessaires à la pression capillaire du gaz liquide.

Des mèches capillaires haute performance doivent avoir les caractéristiques suivantes :

- 1) Bon effet de conduction thermique, c'est-à-dire une faible résistance thermique radiale ;
- 2) Faible perte de pression du liquide de reflux et haute perméabilité ;
- 3) Pression capillaire assez grande ou petit diamètre effectif de pores ;
- 4) Bonne répétabilité et fiabilité du processus, fabrication simple et prix bas.

Les performances des mèches capillaires dépendent généralement de leur matériau, de la technologie de fabrication et du niveau technique. La plupart des recherches existantes visent à améliorer la performance globale des mèches capillaires en modifiant le processus de fabrication et la structure interne, etc.

Selon la complexité de la structure poreuse, les mèches des caloducs peuvent être divisées en mèches capillaires à simples structures et mèches capillaires à structure composite. Les mèches capillaires à structure unique sont simples à fabriquer et peu coûteuses et comprennent principalement la mèche capillaire à rainure principale, des mèches capillaires en maille, des mèches capillaires frittées en métal, etc.

Les mèches capillaires composites sont formées par la combinaison de deux ou plusieurs mèches capillaires simples, qui ont généralement des pores de tailles différentes sur la même surface. La petite taille des pores est utilisée pour améliorer la pression capillaire, et les

grands pores sont utilisés pour fournir une perméabilité élevée. Par rapport aux mèches capillaires à structure unique, les mèches capillaires composites peuvent répondre à des exigences de performance plus complexes et peuvent être utilisées pour équilibrer une variété d'exigences dans différentes conditions de travail. Les mèches capillaires composites communes comprennent des mèches capillaires composites en treillis métallique et à micro-rainures, des canaux et de la poudre frittée, des mèches capillaires composites poreuses, etc.

2.2 Mèches capillaires à structure unique

2.2.1 Mèche capillaire en treillis métallique

La mèche capillaire en treillis métallique est la plus courante et la plus utilisée des mèches capillaires à structure unique. Elle est constituée d'une variété de fils métalliques tressés en une maille ou enroulés par la maille métallique formée. Les avantages de cette structure sont une structure simple, une méthode de fabrication simple, un coût inférieur, une épaisseur plus fine et une plus grande flexibilité par rapport à d'autres structures, mais l'inconvénient est que la résistance à l'écoulement du fluide de travail liquide est fortement affectée par l'étanchéité du treillis métallique, et l'écart entre les couches augmentera la résistance thermique, ce qui affectera les performances de transfert de chaleur du caloduc.

En ce qui concerne la recherche sur les mèches capillaires en treillis métallique, Chi et al. [1] ont conçu un type de système de contrôle thermique à boucle d'aspiration pour micro-pompe capillaire, qui adopte la structure laminée en treillis pour assurer l'écoulement unidirectionnel du fluide de travail sans contrôle mécanique supplémentaire. Aoki et al. [2] ont utilisé le processus d'aplatissement pour aplatir un caloduc cylindrique d'un diamètre extérieur de 6 mm et ont obtenu deux types de caloducs ultraminces avec une mèche de frittage en fil de cuivre d'une épaisseur d'aplatissement de 1 mm et 0,7 mm respectivement, et ont étudié leurs performances de transfert de chaleur et leur limite de transfert de chaleur. Hu et al. [3] ont réalisé une étude expérimentale sur les performances de transfert de chaleur des caloducs à plaque plate. Les résultats montrent que dans le processus de transfert de chaleur par ébullition dans la section d'évaporation, la valeur de fluctuation de la température de la surface de la mèche en treillis métallique est plus importante que celle de la surface de la paroi lisse.

2.2.2 Mèche capillaire à rainures

Le principe de fonctionnement de la mèche capillaire à rainures est d'utiliser l'effet de la tension de l'interface du canal pour faire revenir le fluide de travail liquide, afin de réaliser la fonction de la capillarité. La méthode principale consiste à fabriquer différents types de rainures sur la paroi interne des caloducs. L'avantage principal de cette méthode de traitement est que le liquide dans la rainure est chauffé des deux côtés et des trois directions inférieures, ce qui améliore l'efficacité du transfert de chaleur et réduit efficacement la résistance thermique du caloduc. En raison de l'aspect géométrique clair de la structure de la mèche, elle est plus adaptée aux micro-flux et aux micro- changements diphasiques et aux processus de transfert de chaleur à micro-échelle. À l'heure actuelle, les formes courantes de section transversale de la mèche de canal comprennent le triangle, le rectangle, le trapèze, la forme en S, la forme en Ω , etc. Fang et al. [4] ont constaté que le coefficient de transfert thermique d'un caloduc à mèches capillaires rainurées augmente de 20 à 30% par rapport à celui d'un tube lisse. Pour l'analyse théorique des mèches à fente, il existe trois méthodes de recherche principales : la méthode de la formule empirique, la méthode de l'analyse numérique et la combinaison des deux méthodes. Holley et coll. [5] ont étudié les effets du diamètre des canaux sur les performances des caloducs. Les résultats montrent que lorsque le diamètre du canal change sur toute sa longueur, le transfert de chaleur peut être amélioré, offrant ainsi une plage de charge thermique plus large, une sensibilité à la gravité plus faible et, dans certains cas, réduisant la différence de température.

Les mèches capillaires en métal fritté comprennent principalement les mèches capillaires en poudre métallique frittée et les mèches capillaires en fibre métallique frittée. Elles utilisent principalement la technologie de frittage à l'état solide pour fritter des particules de poudre métallique ou des fibres métalliques sous vide ou sous atmosphère protectrice à une certaine température de frittage, ce qui ne facilite pas le détachement et présente une structure poreuse. En fonction des différents matériaux de frittage, il existe des mèches capillaires frittées en poudre de cuivre, en poudre de nickel, en poudre d'acier inoxydable, etc.

Ce type de mèche capillaire possède une force d'aspiration capillaire élevée. En raison de son bon contact avec la paroi et de sa faible résistance thermique, elle réduit considérablement la résistance thermique radiale et permet de surmonter l'inconvénient de la faible répétabilité du processus de fabrication des mèches capillaires en treillis métallique. Toutefois, en raison de la densité de frittage élevée et de la faible perméabilité, la

capacité de transfert thermique axial reste inférieure à celle des mèches tubulaires à rainures axiales et des mèches tubulaires à troncs d'arbre. À l'heure actuelle, la recherche sur les mèches capillaires frittées se concentre principalement sur l'amélioration de leurs propriétés capillaires, l'optimisation de leur taille et de leur structure, avec une grande compacité et une faible précision.

2.3 Mèches capillaires à structure composite

Les conditions de travail réelles exigent souvent que la pression capillaire et la perméabilité répondent simultanément aux exigences du processus, et il existe également des exigences plus précises concernant la taille et la structure des mèches capillaires, mais il est difficile pour une mèche capillaire à structure unique de répondre à deux exigences ou plus en même temps. La mèche capillaire à structure composite combine deux ou plusieurs mèches capillaires à structure unique et présente les avantages de plusieurs mèches capillaires à structure unique. L'exploitation de leurs avantages permet de mieux répondre aux besoins de la production, ce qui constitue une orientation importante du développement des mèches capillaires.

2.3.1 Mèches capillaires composites en treillis métallique et micro-rainures

Hwang et al. [6] ont usiné des rainures sur la mèche frittée commune, puis les ont analysées et étudiées. Il a été constaté que la mèche à rainures poreuses peut augmenter la surface d'évaporation du fluide de travail et le canal de reflux du fluide de travail. La forme de la rainure et la taille du canal de gaz interne affectent significativement les performances de transfert de chaleur du caloduc. Kaya et al. [7] ont conçu un caloduc cylindrique avec une structure composite de micro rainures et de treillis métallique. Ils ont examiné les effets de la génération de bulles dans la section d'évaporation et de l'effondrement des bulles dans la section de condensation sur les performances du caloduc et ont constaté que le caloduc peut démarrer plus rapidement lorsqu'il y a un trou d'échappement dans le caloduc principal. D'après la recherche bibliographique, peu de travaux ont été réalisés sur ce type de structure poreuse jusqu'à maintenant.

2.3.2 Mèches capillaires composites en treillis métallique et en poudre frittée

La combinaison de mèches capillaires en treillis métallique et de mèches capillaires frittées en poudre permet de surmonter les inconvénients de la résistance thermique élevée et de la

faible force capillaire des mèches capillaires en treillis métallique, ainsi que les inconvénients de la faible perméabilité et de la densité élevée des mèches capillaires frittées en poudre. L'augmentation du nombre de fils métalliques peut améliorer la limite de transfert de chaleur du caloduc.

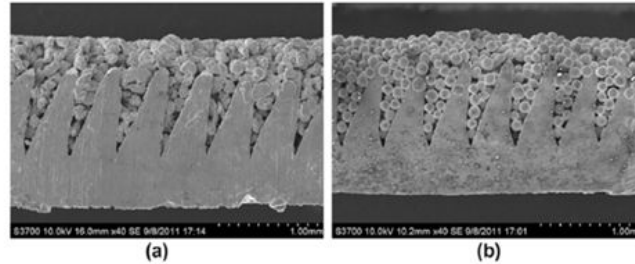


Fig.1.1: Mèches capillaires composites à rainures et en poudre, (a) régulier, (b) irrégulier [8]

Les mèches capillaires composites frittées sur rainures combinent la technologie du canal et la technologie du frittage. Le frittage du métal fournit la force capillaire nécessaire à l'écoulement du fluide de travail, et les rainures fournissent la force de reflux nécessaire au reflux du liquide. Tang et al. [8] ont comparé les performances de transfert thermique de la structure capillaire composite à rainures en poudre de cuivre frittée et de la structure capillaire poreuse uniforme, analysant l'influence de la largeur et de la profondeur des rainures sur les performances de transfert thermique du caloduc et ont constaté que lorsque la dimension de la rainure était 0,85/0.45 mm, la mèche composite pouvait obtenir la force capillaire maximale.

2.3.3 Mèches capillaires composites multi-espaces

La structure de la mèche capillaire composite aux vides multiples est caractérisée par des trous de différentes tailles. Les grands pores peuvent réduire la résistance des mèches capillaires lorsque le fluide de travail s'écoule (résistance hydraulique), et les petits pores peuvent augmenter la pression d'écoulement du reflux liquide pour faciliter le reflux. La méthode générale consiste à combiner le treillis métallique à ouvertures multiples et à ajouter différentes proportions d'agent de formation des pores pendant le frittage de la poudre.

2.3.4 Méthode de préparation de mèches capillaires

La technologie de préparation est également l'un des facteurs clés qui limitent la capacité globale des mèches capillaires. Les différentes méthodes de préparation ont généralement des caractéristiques différentes et conviennent à des applications différentes. Selon le principe, les différentes méthodes de préparation des mèches capillaires peuvent être classées dans les catégories suivantes :

- Gravure chimique [9].
- Méthode de pulvérisation [10].
- Méthode d'usinage [11]
- Métallurgie des poudres [12].

Les techniques de fabrication des structures poreuses sont un critère important que les chercheurs doivent maîtriser pour réaliser les études expérimentales nécessaires. La courte synthèse menée présente un aperçu de différentes technologies des structures poreuses dans les caloducs qui peuvent être réalisées en collaboration avec des laboratoires mécaniques. On peut conclure que les recherches sur les caloducs sont orientées sur les techniques de fabrication et les études expérimentales plutôt que les études numériques. Cela peut présenter une contrainte pour les chercheurs qui ne disposent pas des équipements et des techniques de fabrication nécessaires. Dans le paragraphe suivant les caractéristiques des mèches capillaires sont présentées en détail.

2.4 Étude des propriétés des mèches capillaires

Les paramètres de performance des mèches capillaires comprennent principalement la porosité, la taille effective des pores, la distribution de la taille des pores, la morphologie des pores, la perméabilité, la pression capillaire, la conductivité thermique effective, etc. Ces paramètres affectent les performances d'aspiration et de transfert de chaleur de la mèche. La pression capillaire et la perméabilité sont deux propriétés importantes des mèches capillaires poreuses, qui sont directement liées à la taille des pores et à la porosité. Plus la taille des pores est petite, plus la pression capillaire est élevée, mais plus la perméabilité du fluide de travail est faible, plus la résistance à l'écoulement du fluide de travail est élevée.

Les paramètres de performance des mèches capillaires comprennent principalement la porosité, la taille effective des pores, la distribution de la taille des pores, la morphologie

des pores, la perméabilité, la pression capillaire, la conductivité thermique effective, etc. Ces paramètres affectent les performances d'aspiration et de transfert de chaleur de la mèche. La pression capillaire et la perméabilité sont deux propriétés importantes des mèches capillaires poreuses, qui sont directement liées à la taille des pores et à la porosité. Plus la taille des pores est petite, plus la pression capillaire est élevée, mais plus la perméabilité est faible, plus la résistance à l'écoulement du fluide de travail est élevée. Les mèches capillaires jouent deux rôles principaux dans les caloducs. L'un consiste à pomper le fluide de travail de la chambre de compensation vers le réchauffeur, ce qui constitue la partie des mèches capillaires affectée par les caractéristiques d'aspiration ; l'autre consiste à fournir un milieu de transfert de chaleur pour l'évaporation du fluide de travail dans l'évaporateur, et sa conductivité thermique affecte le transfert de chaleur et l'écoulement du fluide de travail.

2.4.1 Porosité

La porosité de la mèche capillaire fait généralement référence au pourcentage du volume du diamètre des pores dans le volume total de la mèche capillaire, exprimé par ε .

$$\varepsilon = \frac{V_p}{V_t} \times 100 \quad (1)$$

où V_p est le volume des pores, V_t est le volume total de la mèche capillaire.

2.4.2 Ouverture (taille des pores)

La taille des pores des mèches capillaires est l'un des paramètres les plus importants pour mesurer la performance des mèches capillaires. La taille des pores détermine directement la capacité d'aspiration capillaire des mèches capillaires et la capacité maximale de transfert de chaleur du caloduc.

2.4.3 Conductivité thermique effective

La conductivité thermique effective de la mèche capillaire est déterminée par les propriétés du matériau et la structure des pores de la mèche. La chaleur dans le caloduc est non seulement absorbée par le fluide de travail et évacuée par la vapeur saturée, mais elle s'échappe également par conduction thermique de la mèche capillaire. Si la conductivité

thermique effective de la mèche capillaire est trop importante, la mèche capillaire peut facilement surchauffer. Par exemple, la mèche capillaire en poudre de cuivre frittée présente le problème d'une grande fuite de chaleur causée par une conductivité thermique effective excessive.

Un grand nombre de modèles prédisent la conductivité thermique effective par la conductivité thermique du solide, la conductivité thermique du fluide et la porosité ε . Plusieurs modèles courants de conductivité thermique effective sont énumérés en fonction de l'axe de temps comme suit :

Un grand nombre de modèles prédisent la conductivité thermique effective λ_{eff} par la conductivité thermique du solide λ_s la conductivité thermique du fluide λ_f et la porosité ε . Plusieurs modèles courants de conductivité thermique effective sont énumérés en fonction de l'axe de temps comme suit :

- Modèle parallèle, 1976 : $\lambda_{eff} = \varepsilon\lambda_f + (1 - \varepsilon)\lambda_s$ (2)

- Modèle série [13], 1976 : $\lambda_{eff} = \frac{\lambda_f\lambda_s}{\varepsilon\lambda_s + (1-\varepsilon)\lambda_f}$ (3)

- Modèle de Zehner-Schlunder [14], 1994 :

$$\left\{ \begin{array}{l} \lambda_{eff} = \lambda_f \left\{ \begin{array}{l} 1 - (1 - \varepsilon)^{\frac{1}{2}} + \frac{2(1 - \varepsilon)^{1/2}}{1 - k.B} \\ \left[\frac{(1 - k)}{(1 - k.B)^2} \ln\left(\frac{1}{k.B}\right) - \frac{B + 1}{2} - \frac{B - 1}{1 - k.B} \right] \end{array} \right. \\ k = \lambda_f/\lambda_s \\ B = 1.25 \left(\frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon} \right)^{10/9} \end{array} \right. \quad (4)$$

- Modèle de Assad, [15] 1955 : $\lambda_{eff} = \lambda_s(\lambda_f/\lambda_s)^{c.\varepsilon}$ (5) , solide en vrac $c=1$

- Modèle de Chaudhary et Bhandari [16], 1969

$$\left\{ \begin{array}{l} \lambda_{eff} = (\lambda_{max})^n (\lambda_{min})^{1-n}, 0.42 < n < 0.51 \\ \lambda_{max} = \varepsilon\lambda_f + (1 - \varepsilon)\lambda_s \\ \lambda_{min} = \frac{\lambda_f\lambda_s}{\varepsilon\lambda_s + (1 - \varepsilon)\lambda_s} \end{array} \right. \quad (6)$$

- Modèle de Krupiczka [17], 1967

$$\left\{ \begin{array}{l} \lambda_{eff} = \lambda_f(\lambda_s/\lambda_f)^\eta \\ \eta = 0.280 - 0.7571 \log(\varepsilon) - 0.0571 \log(\lambda_s/\lambda_f) \end{array} \right. \quad (7)$$

- Modèle de Dunn et Reay [18], 1982

$$\begin{cases} \lambda_{eff} = \lambda_s \left[\frac{2 + k - 2\varepsilon(1 - k)}{2 + k + \varepsilon(1 - k)} \right] \\ k = \lambda_f / \lambda_s \end{cases} \quad (8)$$

- Modèle de Maxwell [19], 1904

$$\lambda_{eff} = \lambda_s \frac{2\lambda_s + \lambda_f - 2(\lambda_s - \lambda_f)\varepsilon}{2\lambda_s + \lambda_f + (\lambda_s - \lambda_f)\varepsilon} \quad (9) \quad \lambda_{eff} = \lambda_f \frac{2\lambda_f + \lambda_s - 2(\lambda_f - \lambda_s)(1 - \varepsilon)}{2\lambda_f + \lambda_s + (\lambda_f - \lambda_s)(1 - \varepsilon)} \quad (10)$$

Il existe deux méthodes principales pour mesurer la conductivité thermique effective λ_{eff} : la méthode en régime permanent et la méthode en régime transitoire. La méthode de l'état stable calcule la conductivité thermique à partir du gradient de température stable et de la densité du flux de chaleur dans l'échantillon. La méthode transitoire utilise des signaux électriques pour mesurer les propriétés thermiques, ce qui permet d'obtenir les résultats de la mesure de la conductivité thermique en fonction de temps [20].

2.4.4 Perméabilité

La perméabilité a une grande influence sur les caractéristiques de distribution et la performance de transfert de chaleur du fluide, qui constitue une base importante pour le processus de conception et de fabrication. Pour une structure poreuse, plus la perméabilité est élevée, plus la résistance dans le processus d'écoulement du fluide est faible ; plus la perméabilité est faible, plus la résistance du fluide de travail s'écoulant à travers la mèche capillaire est élevée, et plus la perte de charge totale de la boucle est importante. La méthode la plus courante consiste à calculer la perméabilité de la mèche capillaire par la formule empirique de Carman Kozeny [21] :

$$K = \frac{d_p^2 \varepsilon^3}{180(1 - \varepsilon)^2} \quad (11)$$

Avec K la perméabilité en m^2 , ε la porosité et d_p le diamètre moyen des pores en m .

La performance d'aspiration (suction) d'une mèche capillaire est la performance de l'ensemble de l'aspiration capillaire et de la perméabilité dans la mèche capillaire [22].

La performance de la mèche capillaire reflète directement les avantages et les inconvénients de la mèche capillaire. À l'heure actuelle, la recherche sur les performances de la mèche capillaire se concentre principalement sur les aspects suivants :

La première consiste à étudier l'influence de la méthode de préparation, des paramètres de préparation et des matériaux de préparation de la mèche capillaire existante sur les performances de la mèche capillaire. Par exemple, Song et al. [23] ont étudié l'influence de différents paramètres de frittage (température de frittage, temps de maintien, etc.) sur les propriétés de la mèche capillaire avec du nickel comme matière première. Les résultats ont montré qu'avec l'augmentation de la température et du temps de frittage, la porosité, le diamètre moyen des pores et la perméabilité présentaient une tendance à la baisse. En outre, la température de frittage et le temps de maintien les plus appropriés ont été résumés. Li et al. [24] ont réalisé en outre une étude comparative des expériences d'aspiration capillaire par évaporation sur des mèches capillaires avec différents fluides de travail. Ils ont constaté que le taux d'aspiration de la solution d'éthanol diminuait avec l'augmentation de la teneur en eau.

La deuxième direction consiste à étudier si les performances de la mèche capillaire sont réellement optimisées après l'amélioration de la structure et de la préparation des mèches capillaires. Par exemple, Xu et al. [25] ont optimisé la taille des pores de la mèche capillaire, à structure composite double couche avec des agents de formation de pores de différentes tailles de particules, et ont étudié ses performances pour obtenir une distribution raisonnable de la taille des pores.

2.5 Les caloducs sans mèches capillaires

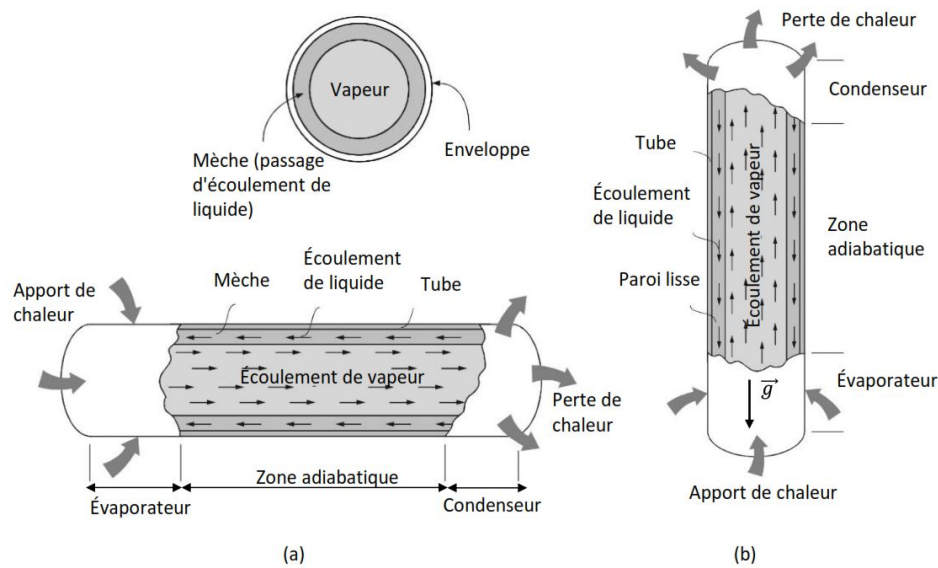


Fig.1.2: Schéma d'un caloduc (a) caloduc capillaire, (b) thermosiphon [23].

L'une des principales caractéristiques des caloducs est leur propre système de pompage interne qui permet au liquide de circuler. Cela se fait sans avoir besoin d'une machine externe et est dû au gradient de température minimal et à la combinaison appropriée du liquide et du matériau. Il existe actuellement deux technologies principales de caloducs : les caloducs à pompage capillaire, où le liquide circule à travers une structure capillaire qui pompe le liquide du condenseur vers l'évaporateur ; et les thermosiphons, où la force de gravité est le principal facteur qui fait retourner le liquide vers l'évaporateur.

Après avoir classé les caloducs en deux catégories selon leur système de fonctionnement interne, voyons plus en détail les différentes technologies de caloducs existant à ce jour.

Malgré les différences majeures entre les diverses technologies de caloducs, certains phénomènes sont communs à ces systèmes. Bien sûr, le transfert de chaleur lors du changement de phase liquide-vapeur est présent dans tous les caloducs. Le changement de phase se produit à l'échelle de la structure capillaire ou du film liquide présent dans le système. Les forces capillaires ne sont généralement jamais insignifiantes. De plus, comme le fluide est toujours chauffé à travers une paroi, les interactions entre le fluide de travail et la paroi, principalement les effets de mouillage, sont d'une grande importance. Enfin, il y a toujours un couplage entre les phénomènes hydrodynamiques et thermiques, car le fluide de travail subit un cycle thermodynamique dans les systèmes.

2.5.1 Phénomènes physiques au sein d'un thermosiphon

Il ressort de son fonctionnement général qu'une étude approfondie d'un conduit calorifique doit prendre en compte les trois aspects physiques suivants :

- La dynamique thermique des changements de phase du fluide,
- Aspects mécaniques de l'écoulement de la vapeur et du liquide,
- Les aspects thermiques concernant l'évaporateur et le condenseur.

Dans la phase vapeur.

Le flux de vapeur peut être divisé en trois zones distinctes correspondant à l'évaporateur, à la zone adiabatique et au condenseur. Au niveau de l'évaporateur, le débit massique augmente le long du chemin d'écoulement en raison de l'injection de vapeur résultant de l'évaporation. Le phénomène inverse se produit au niveau du condenseur, tandis que la zone adiabatique est le siège des pertes de pression causées par le flux. Les gradients de pression de vapeur sont générés par trois phénomènes distincts :

- Les forces de surface (forces de viscosité),
- Les forces de volume (forces de gravité)
- Les forces dynamiques (terme d'inertie).

Dans la phase liquide

Bien que l'écoulement des liquides soit soumis aux mêmes contraintes que celui de la vapeur, les conséquences sont très différentes. Le rapport important entre les densités du liquide et de la vapeur entraîne une inversion de l'importance relative des variations de pression inertielle et de l'effet des forces de gravité. La vitesse d'écoulement du liquide étant très faible, les variations de pression inertielle peuvent être négligées. Le rôle des forces de gravité devient prédominant en raison de la valeur de la densité du liquide.

2.5.2 Aspect thermique au niveau des zones évaporateur et condenseur

Dans un échangeur de chaleur à caloduc, il existe trois modes fondamentaux de transfert de chaleur : la conduction, la convection et le changement de phase. Pour évaluer l'importance de chacun d'eux pour le modèle à venir, il faut d'abord analyser ces différents modes. Ensuite, le calcul des coefficients d'échange de chaleur au niveau de l'évaporateur et du condenseur sera

abordé séparément, car les phénomènes physiques impliqués sont distincts. En particulier, le phénomène d'ébullition à l'évaporateur a un rôle très important dans le calcul du coefficient et n'apparaît pas au condenseur. Voyons cela de plus près.

Le fonctionnement du caloduc dépend de la quantité de chaleur évacuée par le changement de phase. Le flux de chaleur transféré par le caloduc est exprimé par l'équation.12. Carey [26] a ensuite utilisé la théorie cinétique des gaz pour calculer un coefficient d'échange par changement de phase, qui s'exprime par :

$$h_i = \left(\frac{2\hat{\sigma}}{2 - \hat{\sigma}} \right) \left(\frac{\rho_v h_{lv}^2}{T_{sat}} \right) \left(\frac{1}{2\pi r T_{sat}} \right)^{1/2} \left(1 - \frac{P_{sat}}{2\rho_v h_{lv}} \right) \quad (12)$$

avec $\hat{\sigma}$ le coefficient d'accommodation, la masse volumique de la vapeur (kg/m^3), T_{sat} la température de saturation du milieu (K), r le rayon interne du thermosiphon et P_{sat} la pression de saturation (Pa).

La physique de la condensation dans un thermosiphon est beaucoup plus stable que celle associée à l'évaporation. En raison du processus de condensation lui-même, on obtient une condensation en film de type Nusselt [27]. Considérons un film développé et analysons les forces qui s'appliquent à un élément fluide. Les hypothèses bien connues pour une condensation en film de type Nusselt sont les suivantes :

- Écoulement laminaire dans le film,
- Propriétés thermo-physiques constantes du fluide,
- Sous-refroidissement négligeable du liquide,
- Effets d'inertie négligeables dans l'équation de la quantité de mouvement,
- Convection négligeable dans le film,
- Conduction unidimensionnelle le long de y dans le film,
- Température constante de la paroi,
- Film d'épaisseur nulle à $x = 0$.

La Fig.1.3 donne un aperçu schématique des transferts qui se produisent à l'intérieur d'un seul élément de volume.

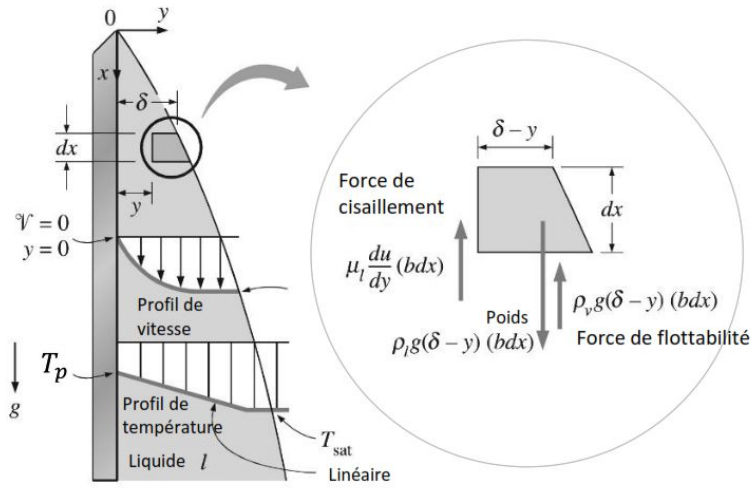


Fig.1.3: Modèle condensat sur une plaque verticale [27]

Corrélations retenues

Des recherches expérimentales ont également été menées sur la condensation de films dans les thermosiphons. Des corrélations utilisées pour modéliser le coefficient de transfert de chaleur de la condensation sont proposées. Un résumé des principales corrélations choisies pour expliquer les transferts pendant une phase de condensation en film est présenté dans le Tableau.1.1. Le problème consiste à choisir la corrélation correspondant le mieux à notre problème de caloduc thermosiphon.

Tableau.1.1: Corrélations de coefficient de transfert de chaleur de condensation

Corrélation	Référence
$h_c = \frac{3}{2} \left(\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) g h_{lv} \lambda_l^3}{3 \mu_l \dot{q} L_c} \right)^{1/3}$	[28]
$h_c = 0.943 \left(\frac{h_{lv} \rho_l g \lambda_l^3 (\rho_l - \rho_v)}{\mu_l L_c (T_v - T_c)} \right)^{1/4}$	
$h_c = \lambda_l \left(\frac{\mu_l^2}{\rho_l (\rho_l - \rho_v) g} \right)^{-1/3} \left(\frac{Re_f}{1.08 Re_f^{1.22} - 5.2} \right)$	[29]
$h_c = \frac{D_i^{1/3} g^{1/3} \Psi^{1/3}}{0.345 q^{1/3} \pi} \text{ avec } \Psi = \left(\frac{h_{lv} \lambda_l^3 \rho_l^2}{\mu_l} \right)^{1/4}$	[30]

2.5.3 Phénomènes physiques à l'évaporateur – Corrélations associées

Pour examiner le phénomène d'ébullition, l'expérience montre trois régimes d'ébullition qui sont :

- Ébullition nucléée,
- Ébullition de transition,

c) Ébullition en film

En régime de convection avec évaporation d'un liquide à la surface libre, l'augmentation du flux de chaleur transféré, causant la formation de bulles de vapeur à la surface de la paroi - cela marque le début de l'ébullition nucléée. Les bulles grossissent tout en étant attachées à la paroi grâce aux forces capillaires. Lorsque le chauffage se poursuit, la taille et la quantité des bulles augmentent, coalescent et finissent par entraver (gêner) le mouillage de la paroi. C'est le début du régime de, qui se caractérise par une oscillation de la température de la surface chauffée, avec un flux alternatif de liquide et de vapeur, et surtout une diminution importante de la densité de flux, l'ébullition du film peut alors commencer. La surface chauffée est alors recouverte d'un film en vapeur continu, offrant une forte résistance thermique (du fait de la faible conductivité de la vapeur).

Le phénomène d'ébullition en caloduc thermosiphon

Le flux thermique injecté dans le caloduc est transféré par conduction de la paroi interne à l'interface liquide-vapeur, où a lieu le changement de phase. La faible conductivité des fluides utilisés provoque une surchauffe de la paroi. Cette surchauffe est cependant limitée par l'apparition de l'ébullition.

El-Genk et Saber [31] ont proposé des équations pour les coefficients d'échange de chaleur entre la surface de la paroi et la phase vapeur pour les deux régions physiques du thermosiphon : la zone d'écoulement du film (de ruissellement du film liquide) et la zone noyée (submergée) ou "pool-boiling" à l'extrémité inférieure de l'évaporateur. Pour chacune de ces régions, ils ont identifié les régimes d'échange de chaleur et les corrélations associées.

- Pour la zone de ruissellement du film liquide, trois régimes sont identifiés : la convection laminaire, la convection mixte ou combinée et l'ébullition nucléée. Cette dernière se produit à l'interface liquide-vapeur, mais peut aussi se manifester par des gouttelettes de liquide dispersées dans la phase vapeur. Le passage d'un régime à l'autre, dépend de la valeur limite d'un nombre, produit de nombres adimensionnés classiques tels que les nombres de Prandtl, de Reynolds, et il est noté K_{film} . Ici, le nombre de Nusselt $Nu_{f,x}$ est basé sur la longueur de film l_f et reprend la même formulation que le film liquide.

Les corrélations sont synthétisées dans le Tableau.1.2 sont, à l'heure actuelle, les plus fiables pour modéliser les transferts dans cette zone [32].

Régime	Nombre K_{film}	Nombre de Nusselt
Ecoulement laminaire en film	$K_{film} \leq 10^9$	$Nu_{f,x} = \left(\frac{4}{3}\right)^{1/3} \cdot Re_x^{-1/3}$
Régime intermédiaire ou mixte en film	$10^9 \leq K_{film} \leq 2.710^{10}$	$Nu_{f,CC} = (Nu_{f,LCx}^3 + Nu_{f,NB}^3)^{1/3}$
Ebullition nucléée en film	$K_{film} \geq 2.710^{10}$	$Nu_{f,NB} = 1.15510^{-3} Nu_f^{0.33} Pr_l^{0.35} K_p^{0.7} Re_v^{0.7}$ Avec : Nu_f est le nombre de viscosité défini par : $Nu_f = \left(\frac{l_f}{l_b}\right)^{1.5} = \frac{\mu_l}{\left(\sigma g \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}}\right)^{1/2}}$ σ est la tension superficielle du liquide par rapport à la vapeur

Tableau.1. 2: Expressions du nombre de Nusselt pour un film en ébullition [32]

Coefficient de transfert de chaleur d'ébullition en piscine-ébullition	Reference
$h_e = 0.075 \left(1 + 10 \left(\frac{\rho_v}{(\rho_l - \rho_v)}\right)^{0.67}\right) \left(\frac{\lambda_l^2}{\nu_l \sigma T_{sat}}\right)^{0.33} \cdot q^{0.67}$	[33]
$h_e = 0.32 \left(\frac{\rho_l^{0.65} \lambda_l^{0.3} C_{pl}^{0.7} g^{0.2} q^{0.4}}{\rho_v^{0.25} h_{lv}^{0.4} \mu_l^{0.1}}\right) \left(\frac{P_v}{P_{sat}}\right)^{0.3} q^{0.4}$	[34]
$h_e = 0.44 \left(\frac{10^{-4} q P_v}{g h_{lv} \rho_v \mu_l} \cdot \frac{\rho_l}{(\rho_l - \rho_v)}\right)^{0.7} \frac{\lambda_l}{\left(\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}\right)^{0.5}} Pr_l^{0.35}$	[35]

Tableau.1. 3: Corrélations de coefficient de transfert de chaleur d'ébullition piscine

2.6 Modèle de résistances thermiques

La répartition des températures dans les thermosiphons est un facteur important pour la conception d'un système de récupération de chaleur, en raison des températures de la zone de l'évaporateur (récupération) et de la zone du condenseur (rejet externe). Dans notre cas, nous devons examiner les niveaux de température et la façon dont les gradients de température sont disposés dans un thermosiphon.

L'analogie entre les transferts thermiques et un circuit électrique équivalent est un outil puissant pour la conception de systèmes hautement unidimensionnels et stables. Cette technique de modélisation est simple et précise pour de nombreuses utilisations. Ainsi, elle est souvent utilisée pour déterminer la capacité de transfert de chaleur et la distribution de

température des thermosiphons [35], et repose principalement sur une méthode de modélisation résistive. Cela signifie que chaque zone de transfert (interne - fluide liquide ou vapeur ; matériau - paroi caloduc ; externe - fluide ou conditions limites d'évacuation de la chaleur) peut être représentée par une résistance thermique équivalente [36].

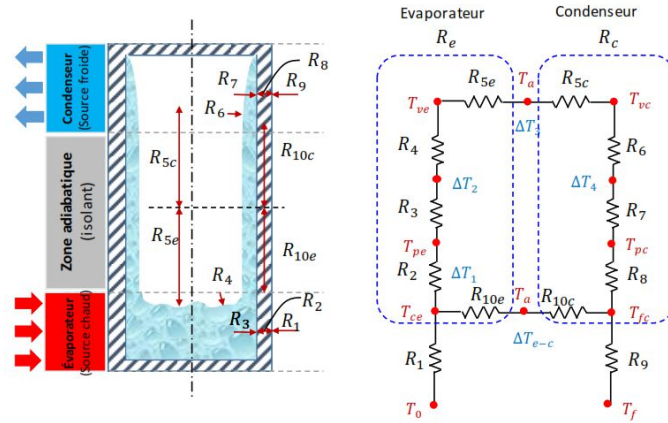


Fig.1. 4: Modèle de résistances thermiques dans un thermosiphon [36]

Le Tableau.1.4 propose finalement une formulation mathématique de chacune des résistances thermiques identifiées précédemment. Le tableau.1.5 illustre les limites de fonctionnement de thermosiphon [36].

Tableau.1.4: Définition et relations des résistances thermiques de thermosiphon [35, 36]	
Définition	Formulation
Résistance entre la paroi externe de l'évaporateur et le système d'apport thermique (réchauffeur, film chauffant...)	$R_1 = \frac{1}{h_{e,ext}A_{e,ext}}$
Résistance de conduction radiale à travers la paroi solide dans l'évaporateur	$R_2 = \frac{\ln(D_{ext}/D_{int})}{2\pi L_e \lambda_{tube}}$
Résistance interne du liquide bouillant le long de la paroi interne de l'évaporateur	$R_3 = \frac{1}{h_{e,int}A_{e,int}}$
Résistance due à la chute de pression de vapeur au sein de thermosiphon à l'interface liquide/vapeur au niveau de l'évaporateur	$R_4 \sim 10^{-5} (K/W)$
Résistance à la vapeur dans la zone du thermosiphon	$R_{5e} = R_{5c} = \frac{8R_g \mu_v T_v^2}{\pi h_{lv}^2 P_v \rho_v} \left(\frac{T_{eff} + T_a}{r_{int}^2} \right)$
Résistance due à la chute de pression de vapeur au sein de thermosiphon à l'interface liquide/vapeur au niveau de condenseur	$R_6 \sim 10^{-5} (K/W)$
Résistance entre la paroi interne du condenseur et le liquide ruisselant	$R_7 = \frac{1}{h_{c,int}A_{c,int}}$
Résistance de conduction radiale à travers la paroi solide du condenseur	$R_8 = \frac{\ln(D_{ext}/D_{int})}{2\pi L_c \lambda_{tube}}$
Résistance entre la paroi externe du condenseur et le système dissipateur thermique (fluide froid ...)	$R_9 = \frac{1}{h_{c,ext}A_{c,ext}}$
Résistance de conduction axiale à travers la parois solide du thermosiphon	$R_{10e} = R_{10c} = \frac{L_{tube}}{\lambda_{tube}A_{tube}}$

$$A_{tube} = \frac{\pi(D_{ext}^2 - D_{int}^2)}{4}; T_{eff} = \frac{T_e + T_c}{2}; L_{tube} = L_e + L_a + L_c$$

Tableau.1.5 : Corrélations des limites de fonctionnement d'un thermosiphon

Corrélation	Formule	Réf
Limite d'entraînement	$\dot{q}_{ent} = f_1 f_2 f_3 \left\{ h_{lv} \rho_v^{1/2} [g \sigma (\rho_l - \rho_v)]^{1/4} \right\}$ $\dot{q}_{ent} = A \frac{C_W^2 h_{lv} [g D_i (\rho_l - \rho_v) \rho_v]}{[1 + (\rho_v / \rho_l)^{0.25}]^2}$ $\dot{q}_{ent} = 0.64 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.13} \cdot \left(\frac{D_i}{4 L_e} \right) h_{lv} [g \sigma \rho_v^2 (\rho_l - \rho_v) \sigma]^{1/4}$	[37 ,38]
Limite sonique	$\dot{q}_{son} = 0.474 h_{lv} A_v (\rho_v \cdot p_v)^{1/2}$	[39]
Limite d'ébullition	$\dot{q}_{ébu} = 0.12 h_{lv} \rho_v^{1/2} [g \sigma (\rho_l - \rho_v)]^{1/4}$	[40]

• Problématique – Choix du fluide

Les fluides de travail sont classés, en fonction du nombre de mérite (en J-s) défini par l'équation Eq. 13, et pour lequel on recherche le plus grand nombre de mérite possible. Le tableau.1.6 résume les différents fluides fréquemment utilisés et leur comptabilité avec le récipient.

$$M = \left(\frac{\rho_l^2 \lambda_l^3 h_{lv}}{\mu_l} \right)^{1/4} \quad (13)$$

Tableau.1.6: Compatibilité des fluides utilisés avec l'enveloppe

Fluide de travail	Aluminium	Tungstène	Fer	Laiton	Cuivre	Nickel	Niobium	Acier inoxydable	Acier au carbone	Tantale	Titane	Molybdène	Alliage Molybdène-rhénium
Acétone					C			C					
Ammoniac	C							C					
Dowtherm-A		C			C	C	C	C	C	C			
Eau	L	C	I		C	C	C	C+	I	C	C		
Gilotherm DO								C	C				
HCFC , HFC	C				C			C	C			C	C
Lithium		C											
Mercure								C	L				

Méthanol, éthanol					C			C					
Naphtalène	L		L					C	C		C		
Potassium								C					
Sodium		C						C				C	
Toluène								C	C				
<i>C : compatible ; L : Compatibilité Limité ; I : Incompatible, + libération d'hydrogène possible</i>													

2.7 Résumé et directions de recherche

En tant qu'élément de transfert de chaleur efficace, le caloduc a de vastes perspectives d'application dans l'industrie chimique, l'aérospatiale et l'ingénierie électronique. La mèche capillaire est le composant central du caloduc, qui a un impact vital sur les performances de transfert de chaleur du caloduc. L'amélioration des performances de la mèche capillaire est un moyen essentiel de développer des caloducs plus efficaces. À l'heure actuelle, la recherche sur les La recherche sur les mèches capillaires se concentre principalement sur la structure, la méthode de préparation, l'aspiration et la perméabilité des mèches capillaires. Afin d'améliorer les performances des mèches capillaires, les orientations futures de la recherche peuvent inclure les aspects suivants :

- 1) Le choix des matériaux et du milieu de travail de la mèche capillaire et du caloduc est étroitement lié à l'utilisation de l'énergie et aux conditions de fonctionnement du caloduc. Il est très important de sélectionner les conditions de fluide de travail du caloduc, mèche capillaire et matériau du caloduc qui correspondent à l'environnement afin d'améliorer les performances du caloduc.
- 2) Combinez de nouvelles méthodes et matériaux avec la technologie de pointe et la méthode traditionnelle de préparation des mèches capillaires et préparez les produits avec des données de plus grande précision telles que la porosité et la taille des pores, afin d'améliorer la contrôlabilité des paramètres structurels. En effet, la contrôlabilité des paramètres de la mèche capillaire est l'étape clé de l'optimisation des performances.
- 3) Selon les caractéristiques et les exigences du caloduc, définir une répartition plus raisonnable de la structure du caloduc et mener une étude plus approfondie sur les mèches composites. Le mode combiné de distribution de la taille des pores et de structure de mèche capillaire doit être davantage ajusté pour optimiser les performances de transfert de chaleur du caloduc.

- 4) Combinez la mèche capillaire avec le fluide de travail du caloduc. À l'heure actuelle, les recherches existantes se concentrent principalement sur la simple recherche des performances du fluide de travail ou sur l'amélioration des performances de la mèche capillaire, et il existe peu de considération globale sur la combinaison des deux. C'est aussi une direction de recherche future que de trouver la relation entre eux et de coupler leurs caractéristiques.
- 5) En plus de l'amélioration des performances de la mèche capillaire elle-même, c'est également un maillon essentiel pour analyser les problèmes réels d'installation de la mèche capillaire dans le caloduc. La performance globale est le problème ultime à résoudre.
- 6) Tirer pleinement parti de la simulation numérique pour établir le modèle et résumer des relations plus précises entre les performances de pompage capillaire et de perméabilité des mèches capillaires et les caractéristiques de démarrage et de transmission dans les caloducs. Utiliser les résultats de simulation numérique pour ajuster les paramètres de préparation.

Suite à ces directives, nous présentons à ce qui suit les thèmes de recherche amenés. Le premier thème est la simulation 3D du comportement des caloducs miniatures plats utilisant la mousse métallique comme mèche capillaire alternative pour le refroidissement électronique. L'effet des points chauds sur le fonctionnement et la performance des caloducs est détaillé ainsi que l'effet des paramètres non traité dans la littérature sont évoqués comme la vitesse tangentielle et le taux d'évaporation.

Chapitre.1 :

Gestion thermique dans les caloducs conventionnels cylindriques

1. Introduction

La technologie de refroidissement par caloducs se répand actuellement dans de nombreuses applications : par exemple, le refroidissement électronique, l'énergie solaire, les systèmes de climatisation, les applications spatiales, les télécommunications, les industries alimentaires, les systèmes géothermiques, le bâtiment, etc. Malgré la simplicité de la structure du caloduc, plusieurs phénomènes physiques complexes se manifestent ensemble, ce qui fait de l'étude réelle des caloducs un sujet de recherche depuis plusieurs années. Les recherches sont encore en cours en raison de la diversité des types de caloducs et de leurs utilisations. Par ailleurs, les différents paramètres qui influencent le fonctionnement des caloducs rendent parfois leur optimisation difficile.

Un facteur limitant la capacité de transfert de chaleur d'un caloduc réside dans les propriétés de transport du fluide utilisé. En effet, la faible conductivité thermique des fluides conventionnels restreint l'efficacité thermique globale de ces dispositifs. Afin de surmonter cette limitation, il est nécessaire d'améliorer les propriétés thermophysiques du fluide caloporteur. Une approche innovante consiste à disperser des nanoparticules solides hautement conductrices au sein du fluide de base. Ce mélange, appelé nanofluide, bénéficie ainsi d'une conductivité thermique globalement supérieure, les matériaux solides étant généralement plus conducteurs que les liquides. Dans ce contexte, les nanofluides ont suscité un intérêt croissant. Ils sont obtenus en suspendant des nanoparticules dont la taille moyenne est inférieure à 100 nm dans des fluides classiques tels que l'eau. Ces derniers peuvent être utilisés comme substituts aux fluides traditionnels dans les caloducs afin d'en améliorer le transfert thermique.

La compréhension de la physique du système permettra de définir les équations de gouvernance qui capturent correctement le comportement au sein du caloduc. Il existe à la fois un flux de gaz compressible et un flux de liquide incompressible au sein du système. Le changement de phase est également présent et c'est ce qui donne aux caloducs leur nature isotherme. Il s'agit d'une partie importante du comportement du caloduc et il est nécessaire de capturer avec précision ce comportement. Le flux de gaz est le principal vecteur d'énergie de l'évaporateur au condenseur. La diffusion thermique est également présente et constitue l'un des comportements les plus influents du système en ce qui

concerne le comportement transitoire et stable. La figure 1.5 montre l'approche standard représentée par une géométrie axisymétrique 2D.

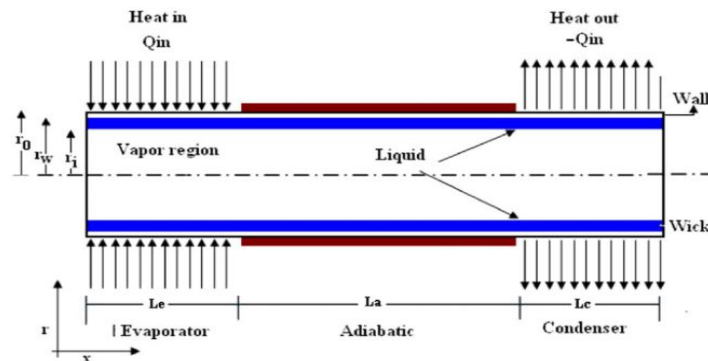


Fig.1. 5: Disposition générale des caloducs pour une référence pratique

Lors de l'analyse des modèles il est important de déterminer la contribution de cette physique au comportement du système. Quand sont-ils importants et pourquoi le sont-ils ou ne le sont-ils pas en général. Ce type d'analyse permettra aux futurs ingénieurs et scientifiques de mieux construire des modèles pour leur application spécifique ou de concentrer leurs efforts pour améliorer le détail et la précision de ces modèles. Cela permet également de comprendre pourquoi les chercheurs précédents ont pris des décisions spécifiques lors de la construction de leurs méthodes.

Fig.1.5 sera une référence utile pour décrire les caloducs. Elle montre l'axe du caloduc le long de l'axe z qui est horizontal sur l'image. L'axe radial est affiché verticalement. Il est affiché de cette manière pour utiliser l'espace plus efficacement. L'approche standard a des conditions de flux thermique nul aux extrémités avec une sorte de condition de symétrie le long de l'axe central, puis des conditions variables le long de la région de la paroi en fonction de la conception du caloduc. Il existe trois régions principales dans un caloduc. L'enveloppe solide ou la région de la paroi, la région de la mèche et la région de la vapeur. La région de l'enveloppe solide est nécessaire pour contenir le fluide de travail dans le caloduc. La région de la mèche est le retour de fluide principal. Elle amène le fluide du condenseur à l'évaporateur. La région de la vapeur transporte l'énergie thermique de l'évaporateur au condenseur.

L'enveloppe solide est très importante pour le comportement du système. Comme étant une région solide, deux propriétés très importantes sont intéressantes. La première est la

conductivité thermique. Les enveloppes avec une conductivité thermique plus élevée auront des chutes de température plus faibles par rapport à celles avec une conductivité plus faible. Il s'agit d'une partie importante de la résistance thermique associée à un caloduc, ce qui la rend très importante pour le comportement à l'état stable du caloduc. La deuxième propriété est la capacité thermique de l'enveloppe. La quantité d'énergie que l'enveloppe peut contenir a un impact notable sur le comportement transitoire du système. Plus le stockage de chaleur est important, plus le transitoire progressera lentement (cela n'est pas spécifique seulement aux caloducs).

La zone de la mèche du caloduc est un composant nécessaire pour garantir que l'évaporateur contienne du liquide. Sans liquide dans l'évaporateur, une condition de dessèchement se produit et le caloduc passe d'une conductivité thermique très élevée à un isolant. Cela peut provoquer une défaillance du caloduc ou une défaillance des composants refroidis. Cette région domine le comportement de la chute de pression et constitue un composant important de la masse thermique. Une attention particulière est nécessaire pour déterminer avec précision les limites caractéristiques créées par les caractéristiques de la mèche, comme la limite capillaire et la limite d'entraînement.

Cette région est très importante pour le comportement du Système. Elle représente une masse thermique très importante par rapport à la vapeur et est comparable à la masse thermique de l'enveloppe. Cette propriété à elle seule entraînera une augmentation du temps nécessaire pour atteindre un état de fonctionnement stable. Il s'agit d'un composant d'inertie thermique important dans le système. De plus, le fluide se déplace, bien que lentement, tout en déplaçant la chaleur lorsqu'il s'écoule ; et si la conductivité thermique effective de la mèche est suffisamment faible, cela modifiera le comportement du système.

Avec l'évolution des styles de mèches, les lois de Darcy sont devenues inadéquates pour décrire le comportement de l'écoulement à l'intérieur de celles-ci. Les styles de mèches ayant toujours un comportement capillaire, il est nécessaire de capturer le comportement de l'écoulement poreux, mais les nouveaux styles de mèches ont généralement des propriétés permettant un écoulement dans des canaux non poreux. Ces styles de mèches comprennent des mèches artérielles, des mèches rainurées et des mèches annulaires. Toutes fournissent un flux de canal ouvert vers le liquide pour réduire les chutes de pression et augmenter les performances du caloduc. Cela a donné naissance à des modèles pour décrire le comportement de l'écoulement dans un caloduc qui peuvent prendre en compte plus

directement les effets inertiels. La chute de pression à travers certaines de ces mèches était si faible que les équations de Navier-Stokes complètes pouvaient être résolues pour un écoulement laminaire sans grande perte de précision. D'autres ont conservé les modèles de milieux poreux et ont ajusté la porosité, la perméabilité et d'autres constantes de telle sorte qu'elles se réduisent à des équations de Navier-Stokes dans cette région. Le plus général d'entre eux était le modèle étendu Darcy-Brinkman-Forchheimer. Il inclut tous les termes utilisés.

À partir de ce modèle, les équations de moment de Darcy peuvent être dérivées en négligeant les termes de Brinkman et de Forchheimer ainsi que les termes transitoires. L'équation 14 est l'équation de moment étendue Darcy-Brinkman-Forchheimer.

$$\frac{1}{\epsilon} \frac{\delta(\rho \vec{q})}{\delta t} + \frac{1}{\epsilon^2} \nabla \cdot (\rho \vec{q} \otimes \vec{q}) = \rho \vec{F} - \nabla P - \frac{\mu}{K} \vec{q} - \frac{C\rho}{K} |\vec{q}| \vec{q} + \frac{\mu}{\epsilon} \Delta \vec{q} \quad (14)$$

Dans ces équations, ρ est la densité, ϵ est la porosité, $\vec{q}$ est le flux volumétrique ou vitesse de Darcy, K est la perméabilité de la structure poreuse, C est le coefficient d'inertie et μ est la viscosité du fluide. P et $\vec{F}$ sont respectivement les termes de pression et de force corporelle. L'équation de continuité de la masse poreuse est également nécessaire qui s'applique également à l'écoulement de Darcy. Ceci est illustré par l'équation 15.

$$\epsilon \frac{\delta(\rho)}{\delta t} + \nabla \cdot (\rho \vec{q}) = 0 \quad (15)$$

La région de vapeur est le principal transporteur d'énergie de l'évaporateur au condenseur. Dans un caloduc correctement conçu, la majorité de l'énergie est transportée par la vapeur et de petites quantités sont transportées à travers la mèche et l'enveloppe. La région de vapeur est, dans la plupart des cas, isotherme. Il existe des scénarios où ce n'est pas le cas, comme lorsque le fluide fonctionne dans une condition d'écoulement moléculaire libre, mais dans l'état stable et dans la plupart des scénarios de fonctionnement, les hypothèses isothermes permettent de capturer avec précision la physique.

Pendant les transitoires de démarrage et d'arrêt, où la vapeur ne se comporte pas comme un milieu continu, la dynamique de la vapeur joue un rôle important dans le comportement du caloduc, mais à proximité du point de fonctionnement, la vapeur devient sans importance pour le comportement du système. Elle n'a presque aucune inertie thermique par rapport

aux régions solide et mèche, elle ne détermine donc pas le comportement du système transitoire. La vitesse de la vapeur peut également être très élevée. Cela signifie que, avec des hypothèses appropriées, l'énergie peut être considérée comme se déplaçant instantanément de l'évaporateur au condenseur et la vapeur peut être ignorée. Traiter la vapeur comme une masse concentrée avec une capacité thermique proche de zéro est très courant. La région de la vapeur a une très faible inertie thermique, et c'est la raison pour laquelle elle n'influence pas fortement le comportement du caloduc.

Comme la région de vapeur reste relativement isotherme, elle n'aura pas d'importance pour le système du point de vue de la modélisation. La région de vapeur devient importante lorsque le caloduc devient « froid ». Le froid fait référence au point où la pression de vapeur est très basse et la vitesse du son chute en conséquence. Dans cette situation, le flux devient étranglé et le flux approche la limite sonique. Cela peut facilement se produire pendant les transitoires.

Les équations de régulation dans la région de la vapeur sont relativement simples. Il s'agit généralement d'un modèle d'écoulement de fluide compressible avec prise en compte des espèces pour assurer la capture des gaz non condensables dans des caloducs à conductance variable. Cela peut ensuite être réduit à des équations 1D ou 2D. La vraie différence réside dans les équations d'énergie.

Dans certains modèles, la vapeur est supposée saturée et l'équation d'énergie prend donc la forme de l'équation de Clausius-Clapeyron. L'équation de conservation de quantité de mouvement est représentée par l'équation 16

$$\frac{\delta \rho \vec{u}}{\delta t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u} \otimes \vec{u}) = -\nabla p + \mu \Delta \vec{u} + \frac{1}{3} \mu \nabla (\nabla \cdot \vec{u}) + F \quad (16)$$

Les équations régissant chaque région sont présentées pour divers modèles de caloducs courants ainsi qu'un ensemble général d'équations qui régissent le comportement et à partir duquel la plupart des autres modèles peuvent être dérivés.

Le caloduc thermosiphon est un dispositif qui transporte la chaleur en fonction du phénomène de flux généré naturellement par les propriétés du système. Il n'y a pas de pompes mécaniques ni de moyens internes de génération de flux. Ils peuvent être séparés en dispositifs fluides monophasés et multiphasés. Les thermosiphons multiphasés peuvent

avoir plus de deux phases comme les caloducs à base de nanofluides ; ceux avec des nanoparticules dispersées dans le flux pour améliorer certaines caractéristiques du dispositif. Seuls les dispositifs monophasés seront abordés plus en détail. Les thermosiphons monophasés fonctionnent avec une seule phase fluide sans séparation distincte entre les fluides composants au sein du dispositif. Le thermosiphon que la plupart des gens imaginent lorsque le sujet est abordé est un dispositif monophasé qui s'appuie strictement sur les différences de densité et la gravité pour fournir la hauteur de pression requise pour induire un écoulement et transporter la chaleur.

Il s'agit probablement du type le plus courant, mais il est loin d'être le seul. Selon une définition plus large, les dispositifs à thermosiphon peuvent être considérés comme tout dispositif entièrement autonome qui transporte la chaleur de manière passive sans pièces mobiles en utilisant un fluide de travail ou un mélange de fluides de travail dans le but d'éliminer les pertes par conduction. Sur la base de cette définition, des principes ou des objectifs de fonctionnement peuvent être définis.

Le principal objectif d'un thermosiphon est le transfert de chaleur, assuré par le mouvement d'un fluide au sein du dispositif. Ce transfert repose sur la convection naturelle, souvent renforcée par les phénomènes d'évaporation et de condensation, avec la gravité comme moteur principal. Le système doit fonctionner de manière passive, sans intervention ni pièces mobiles, ce qui exclut les solutions mécaniques complexes. Cette contrainte conduit à exploiter les propriétés physiques intrinsèques du fluide pour générer le flux. Les thermosiphons se déclinent en plusieurs types, comme les caloducs, chambres à vapeur ou rebouilleurs, et sont classés en systèmes diphasiques ou monophasiques. Dans les sections suivantes, nous présentons un modèle de caloduc cylindrique utilisant des nanofluides, puis proposons une nouvelle approche de modélisation pour les caloducs sans structure poreuse, assimilables à des thermosiphons.

2. Section.1 : Caloduc conventionnel cylindrique utilisant les nano-fluides

Points forts :

- Un modèle numérique bidimensionnel est développé pour un caloduc à mèche frittée sphérique utilisant des nanofluides.
- Les profils de résistance thermique, de pression, de vitesses axiales et radiales en présence des nanoparticules sont discutés.
- Diamètre et concentrations optimaux des nanofluides.

2.1 Situation actuelle et Problématique

Les observations basées sur la littérature ont montré que les recherches théoriques sur les nanofluides dans les caloducs sont très peu nombreuses et que la plupart des travaux de recherche sont donc menés de manière expérimentale pour se concentrer sur la découverte des facteurs clés affectant l'application fiable des nanofluides dans les caloducs. Le type, la taille des caloducs et les conditions de fonctionnement des caloducs, le type de fluides de base, le matériau et la taille des nanoparticules variaient tous dans de très larges plages entre ces expériences.

L'objectif du présent travail est de modéliser numériquement l'influence des nanofluides sur les performances thermiques d'un caloduc sous différents apports de chaleur et avec différentes tailles de nanoparticules. Deux des nanoparticules les plus courantes, à savoir CuO et Al₂O₃, sont prises en compte. Suivant le modèle analytique réalisé par Shafai et al. [41] et le code numérique développé dans les travaux précédents [42, 43]. L'effet des fractions volumiques de nano-fluides sur la résistance thermique, la vitesse et la répartition de la pression dans un caloduc cylindrique en cuivre fritté est étudié.

Un modèle mathématique 2D est utilisé en supposant que le milieu poreux est isotrope et homogène, saturé par le fluide qui possède des propriétés physiques constantes à l'équilibre thermique local avec la structure de la mèche. L'écoulement dans le milieu poreux est décrit par le modèle Darcy-Brinkman-Forchheimer qui tient compte des effets de limite et d'inertie. En raison de la configuration géométrique complexe dans le milieu poreux, l'écoulement devient très compliqué et donc moyenne de gradeurs est utilisé pour rendre le problème mathématiquement traitable.

Suivant l'analyse de Vafai et Tien [44], une méthode de volume moyen est utilisée. Les équations régissant l'écoulement du liquide et le transfert de chaleur dans la structure à mèche sont les suivantes :

Continuité :
$$\nabla \cdot \vec{V}_l = 0 \quad (17)$$

Quantité de mouvement :
$$\rho_l (\vec{V}_l \cdot \nabla \vec{V}_l) = -\nabla P_l + \nabla \tau - \mu_l \frac{\varepsilon}{K} \vec{V}_l - \frac{C_E \rho_l |\vec{V}_l|}{\sqrt{K}} \vec{V}_l + \frac{\rho_l \mu_l}{\varepsilon} \Delta \vec{V}_l \quad (18)$$

Equation d'énergie :

$$\begin{cases} \text{solide : } k_s \nabla \cdot \nabla T = 0 \\ \text{vapoeur : } \rho_v C_{p,v} \vec{V}_v \cdot \nabla T = k_v \nabla \cdot \nabla T \\ \text{liquide : } \rho_l C_{p,l} \vec{V}_l \cdot \nabla T = k_{eff} \nabla \cdot \nabla T \end{cases} \quad (19)$$

Dans ce travail, deux des nanoparticules sphériques les plus courantes, à savoir Al_2O_3 et CuO à base d'eau, sont prises en compte. Les changements substantiels dans les profils de résistance thermique du caloduc, de pression du liquide, de vitesses axiales et radiales en présence de nanoparticules en suspension dans le fluide de base sont discutés. L'effet de la taille des particules sur les performances thermiques du caloduc est également étudié. Les résultats ont montré que Al_2O_3 surpassait légèrement les caloducs utilisant le CuO , en particulier avec une diminution du diamètre des particules de nanofluide. Il a été constaté qu'une réduction de 68% de la résistance thermique peut être obtenue pour un niveau de concentration de nanofluide de CuO de 9%, qui tend à atteindre 20% sans effet de contrainte de cisaillement significatif. Le caloduc à base de nanofluide est capable de dissiper jusqu'à 26% de chaleur en plus sans subir d'augmentation de la température de la paroi et un niveau et un diamètre de concentration de nanofluide optimaux permettent d'améliorer les performances du caloduc.

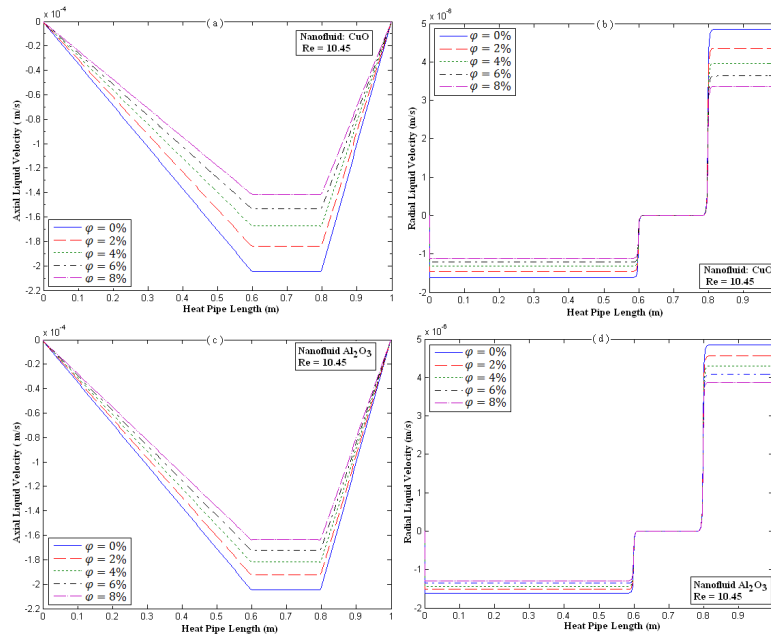


Fig.1. 6: Vitesses du liquide à différents niveaux de concentration de particules.

Un écoulement de liquide plus lent à travers la structure de la mèche est observé lors de l'augmentation de la concentration de nanoparticules dans le fluide de travail en raison de l'augmentation de la densité du fluide due à l'ajout de nanoparticules, comme le montre la Fig.1.6. Pour une concentration de particules de 8%, la vitesse axiale du liquide diminue de 30,8% pour le nanofluide CuO et de 20% pour le nanofluide Al_2O_3 . L'observation faite est que la vitesse du liquide est linéairement proportionnelle à la densité du nanofluide et qu'une vitesse axiale plus lente du liquide entraîne une réduction des vitesses radiales dans les régions de l'évaporateur et du condenseur.

La Fig.1.7 montre que le gradient de pression diminue à mesure que la concentration des nanoparticules augmente. L'effet de densité prévaut, conduisant à une chute de pression plus faible. Cependant, lorsque le niveau de concentration de nanofluide augmente jusqu'à une certaine valeur, la viscosité surmonte l'effet de densité, ce qui entraîne une chute de liquide et une contrainte de cisaillement plus importante. Ce comportement est dû aux rôles opposés joués par la densité et la viscosité, toutes deux augmentant avec la concentration de particules dans le liquide. Cela peut être clairement observé pour Al_2O_3 lorsque la concentration augmente au-delà de 5%, comme le révèle le modèle analytique de Shafai et al. [41]. Pour le nanofluide CuO, le niveau de concentration tend à atteindre une valeur spécifique qui est de 20 % sans effet significatif de contrainte de cisaillement. Dans la région de la mèche, les forces de Van der Waal sont parmi les forces qui amènent les

nanoparticules à se conglo­mérer ou à se regrouper, à adhérer à la mèche et à se déposer partiellement. La conséquence de tels phénomènes est la variation de la concentration des nanofluides au cours du temps pouvant entraîner certaines irrégularités. Le choix de la structure de la mèche peut avoir un effet sur le transfert de chaleur au sein du caloduc amélioré.

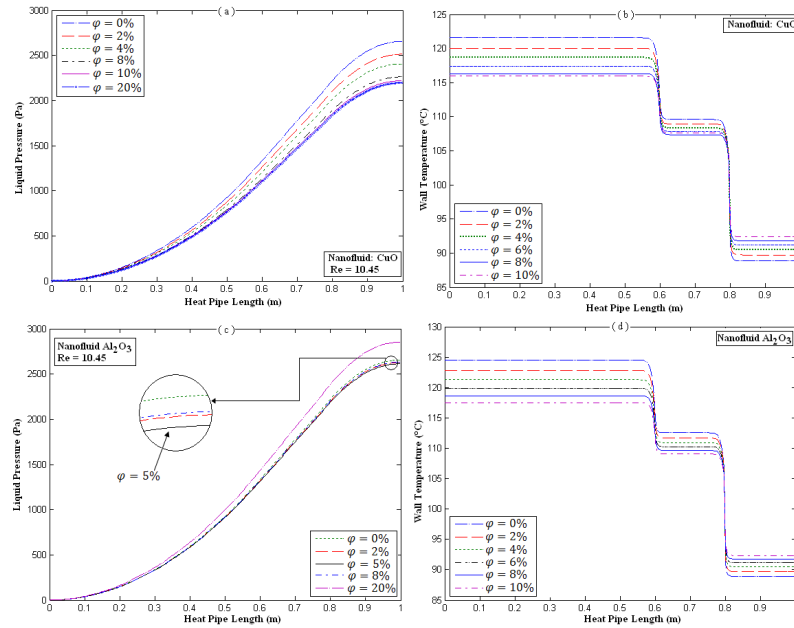


Fig.1. 7: L'effet de concentration sur la pression du liquide et le profil de température

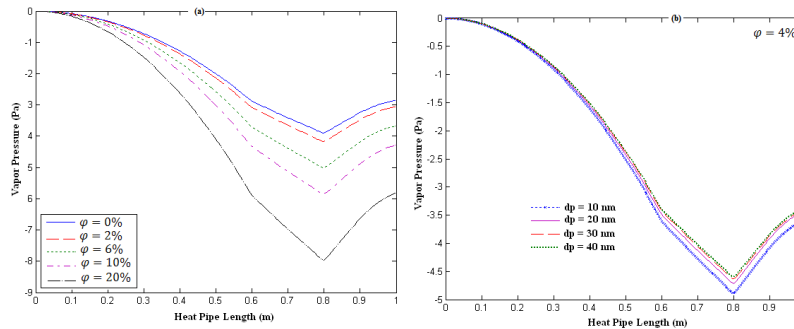


Fig.1. 8: L'effet de concentration et de diamètres sur la pression de vapeur.

La chute de pression de vapeur augmente lorsque la concentration des particules augmente. Cela n'est pas seulement dû aux changements dans les propriétés physiques de la vapeur. En fait, la température de fonctionnement diminue avec l'augmentation de la fraction volumique, la densité de vapeur diminue, ce qui entraîne une vitesse de vapeur et une chute de pression plus élevées. L'augmentation de la concentration en volume des nanoparticules

augmente la chute de pression des nanofluides. Fig.1.8 révèle aussi l'effet de la taille des particules sur la distribution de la pression de vapeur pour la fraction volumique de 4%. Les résultats montrent que la pression de vapeur augmente à mesure que le diamètre des particules diminue en raison de la diminution du gradient de température. Cependant, un diamètre optimal peut être obtenu et une charge thermique maximale peut alors être obtenue pour le caloduc. En effet, un diamètre de 20 nm peut être choisi puisque l'augmentation de la taille des particules au-delà de ce diamètre n'a pas d'effet significatif sur la chute de pression de vapeur. L'augmentation de la taille des nanoparticules entraîne une diminution du transfert de chaleur, car la surface par unité de volume diminue.

2.2 Conclusion

Le développement récent de nanofluides, ou de fluides constitués d'une base de transfert de chaleur conventionnelle avec des particules d'oxyde ou de métal de taille nanométrique en suspension à l'intérieur, offre la possibilité intéressante d'augmenter les taux de transfert de chaleur par rapport aux systèmes conventionnels. Les résultats ont montré l'influence positive de l'utilisation du nanofluide comme fluide de travail pour caloduc sur les performances thermiques du système. Il a été constaté qu'une réduction de 68% de la résistance thermique peut être obtenue pour un niveau de concentration de nanofluide de CuO de 9%. Pour le nanofluide CuO, le niveau de concentration tend à atteindre une valeur spécifique qui est de 20% sans effet significatif de contrainte de cisaillement. Un diamètre optimal peut être obtenu et une charge thermique maximale peut alors être obtenue pour le caloduc. En effet, un diamètre de 20 nm peut être choisi puisque l'augmentation de la taille des particules au-delà de ce diamètre n'a pas d'effet significatif sur la chute de pression de vapeur. Les vitesses axiales et radiales du liquide dans la structure de la mèche diminuent à mesure que le niveau de concentration des particules augmente. Les résultats révèlent

également qu'un niveau de concentration de nanofluide et une taille de particule optimaux peuvent être obtenus en produisant un transfert de chaleur maximal. Par conséquent, on s'attend à ce que les performances thermiques des caloducs soient améliorées. L'amélioration du transfert de chaleur d'un caloduc utilisant des nanofluides n'est pas seulement due aux propriétés thermophysiques des nanofluides, mais également à la formation d'une fine couche de revêtement poreux produite par les nanoparticules dans la région d'évaporation. La couche de revêtement formée par les nanoparticules améliore la capacité de mouillage de la surface en réduisant l'angle de contact et en augmentant la rugosité de la surface, ce qui à son tour augmente le flux de chaleur critique et réduit considérablement la résistance thermique de la chaleur. Les recherches récentes sur les nanofluides se concentrent sur les techniques de stabilisation des nanofluides dans leurs milieux. À cet effet, un chapitre sur la stabilité et la suspension des nanofluides a été développé par l'auteur sur ce sujet [45].

3. Section.2 : Étude de caloduc thermosiphon

Points forts

- Une nouvelle approche analytique a été développée et les résultats obtenus montrent quelles conditions favorisent l'application de ce type d'échangeur de chaleur.
- L'effet de plusieurs paramètres internes du caloduc en fonction des conditions externes du HPHE est étudié.
- Le modèle a été vérifié et un bon accord avec les données expérimentales est rapporté.

3.1 Situation et Problématique

La technologie des caloducs est devenue populaire dans les applications de récupération de chaleur fatale, les systèmes de chauffage, de ventilation et de climatisation ces dernières années, en particulier pour augmenter l'efficacité de la déshumidification et la capacité de refroidissement des batteries de refroidissement, en particulier dans les pays à climat chaud.

Les performances thermiques des échangeurs thermiques à caloduc (HPHE) dépendent de nombreux paramètres tels que le fluide de travail, le degré de remplissage, la température d'entrée, la longueur du caloduc, l'espacement des ailettes, le nombre de rangées, etc. L'optimisation de tels systèmes reste un objectif principal pour obtenir des performances thermiques élevées avec un coût minimum [45]. Le caloduc sans mèche ou l'échangeur de chaleur à thermosiphon fermé diphasique est le dispositif le plus productif pour les applications de récupération de chaleur. Comparé à celui d'un caloduc à mèche, un échangeur de chaleur à caloduc sans mèche a l'avantage de fonctionner même avec une faible différence de température entre la source de chaleur et le dissipateur thermique avec un coût réduit et une grande fidélité [46]. Dans de nombreux cas, cependant, HPHE présente des opérations d'instabilité dont il faut tenir compte lors du test ou de la conception de tels dispositifs. La majorité des travaux sur un échangeur de chaleur air-air à thermosiphon sont menés de manière expérimentale, et il existe un manque d'informations sur la conception géométrique des HPHE dans la littérature.

Selon les travaux réalisés sur le HPHE, l'axe de recherche devait s'intéresser principalement à l'effet des paramètres de fonctionnement de l'échangeur thermique, notamment le rapport entre les débits massiques et les températures. De plus, l'espacement des ailettes, le nombre de caloducs et leurs configurations, la surface d'échange, les diamètres des caloducs, ainsi que le matériau, le fluide de travail, le taux de remplissage et l'inclinaison, sont tous pris en compte. Bien que plusieurs améliorations aient été apportées au HPHE, la plupart des améliorations sont basées sur la recherche du fluide de travail le plus approprié, de la configuration optimale du caloduc et du degré de remplissage. Cependant, aucune de ces études ne tente d'identifier des corrélations graphiques simples (comme le profil choudraune) ou des graphiques facilitant la sélection des HPHE. De plus, peu de travaux ont été réalisés à ce jour sur les limites de fonctionnement des caloducs et leur comportement lorsqu'ils sont intégrés au système HPHE. Il est cependant approprié de prédire ces paramètres dans le modèle considéré pour une meilleure conception HPHE. L'approche alternative utilisée dans cet article est basée sur la combinaison des approches utilisées par Grooten [47] et Zare et al. [48] en considérant les paramètres opérationnels et géométriques pertinents. La méthodologie consiste à commencer à trouver les paramètres de fonctionnement optimaux du HPHE, y compris les limitations des caloducs, pour prédire l'instabilité présentée dans le HPHE pendant son fonctionnement avant sa fabrication. Le taux de remplissage, l'inclinaison, le fluide de travail et la géométrie du caloduc peuvent être dérivés après la présente analyse. La

majorité des travaux sur un échangeur de chaleur air-air à thermosiphon sont menés de manière expérimentale, et il existe un manque d'informations sur la conception géométrique des HPHE dans la littérature.

3.2 Modèle analytique

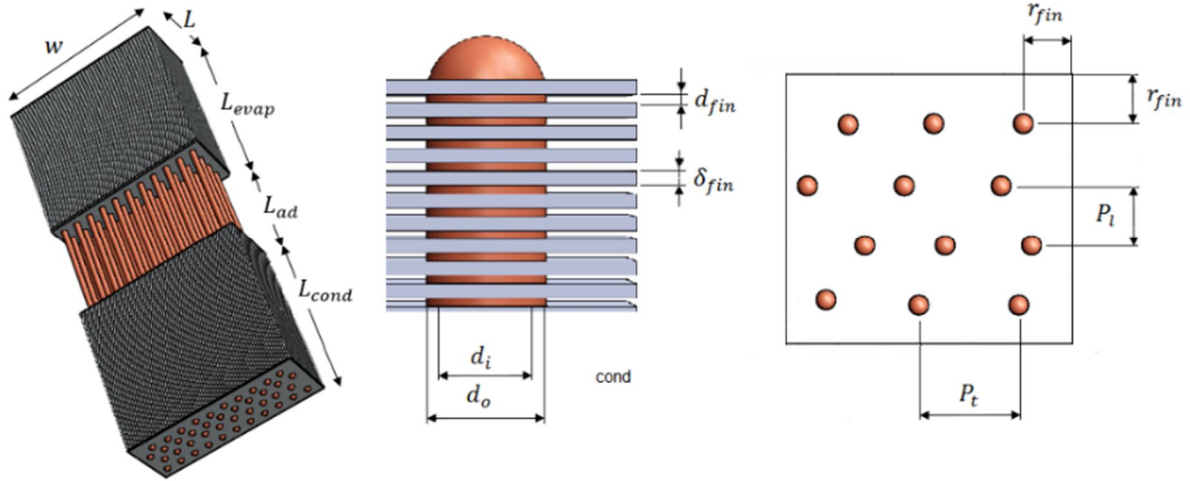


Fig.1. 9: Configuration de HPHP à 4 rangées

Nous présentons dans cette partie seulement la nouvelle approche développée analytiquement pour déterminer le coefficient global d'échange et l'efficacité du système. La méthode ε -NTU a été utilisée pour simuler les performances thermiques et les caractéristiques de transfert de chaleur des HPHE dans la présente étude. Pour une capacité thermique spécifique et des propriétés de fluide caloporteur dans tout l'échangeur thermique, l'efficacité des côtés HPHE pour une rangée est [49] :

Au niveau de la section évaporateur côté chaud :

$$\varepsilon_{h1} = 1 - \exp(-NTU)_{h1} \quad (15)$$

Au niveau de la section condenseur côté froid :

$$\varepsilon_{c1} = 1 - \exp(-NTU)_{c1} \quad (16)$$

Avec

$$(NTU)_{h1} = \frac{(UA)_h}{C_h} ; (NTU)_{c1} = \frac{(UA)_c}{C_c} \quad (17)$$

Pour N_l rangées:

$$(NTU)_h = N_l(NTU)_{h1}; \quad (NTU)_c = N_l(NTU)_{c1} \quad (18)$$

La conductance thermique globale $(UA)_o$ pour le système d'échangeur de chaleur, il est possible d'obtenir :

$$(UA)_o = \frac{N_l}{\frac{1}{(C_h(NTU)_{h1})} + \frac{1}{(C_c(NTU)_{c1})}} = \frac{1}{\frac{1}{(C_h(NTU)_h)} + \frac{1}{(C_c(NTU)_c)}} \quad (19)$$

Nous pouvons alors obtenir un NTU global comme :

$$(NTU)_o = \frac{(UA)_o}{C_{min}} = \left[\frac{1}{\frac{1}{(C_h(NTU)_h)} + \frac{1}{(C_c(NTU)_c)}} \right]^{-1} / C_{min} \quad (20)$$

Si $C_h = C_c = C_{min}$

$$(NTU)_o = \left[\frac{1}{(NTU)_h} + \frac{1}{(NTU)_c} \right]^{-1} \quad (21)$$

L'approche ε -NTU fournit les équations suivantes pour un HPHE avec N_l rangées de caloducs dans le sens d'écoulement [50]:

Pour la section évaporateur :

$$\varepsilon_{hn} = \frac{\left(\frac{1 - \frac{C_h}{C_v} \varepsilon_{h1}}{1 - \varepsilon_{h1}} \right)^{N_l} - 1}{\left(\frac{1 - \frac{C_h}{C_v} \varepsilon_{c1}}{1 - \varepsilon_{c1}} \right)^{N_l} - \frac{C_h}{C_v}} \quad (22)$$

Pour la section condenseur :

$$\varepsilon_{cn} = \frac{\left(\frac{1 - \frac{C_c}{C_v} \varepsilon_{c1}}{1 - \varepsilon_{c1}} \right)^{N_l} - 1}{\left(\frac{1 - \frac{C_c}{C_v} \varepsilon_{c1}}{1 - \varepsilon_{c1}} \right)^{N_l} - \frac{C_c}{C_v}} \quad (23)$$

En raison du changement de phase dans les sections du caloduc, le taux de capacité thermique maximale ($C_v = \max(C_h, C_c)$) est plusieurs ordres de grandeur supérieur à la capacité thermique minimale. Donc,

$$\frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{C_h}{C_v} = \frac{C_c}{C_v} = 0 \quad (24)$$

Avec $C_h = \dot{m}_h C_{ph}$ et $C_c = \dot{m}_c C_{pc}$

L'équation ci-dessus s'écrit sous la forme :

$$\varepsilon_{hn} = 1 - (1 - \varepsilon_{h1})^{N_l} \quad (25)$$

et

$$\varepsilon_{cn} = 1 - (1 - \varepsilon_{c1})^{N_l} \quad (26)$$

Alors l'efficacité globale de l'échangeur de chaleur s'écrit [51] :

Si $C_h > C_c$

$$\varepsilon = \left(\frac{1}{\varepsilon_{hn}} + \frac{C_c/C_h}{\varepsilon_{hn}} \right)^{-1} \quad (27)$$

Si $C_c > C_h$

$$\varepsilon = \left(\frac{1}{\varepsilon_{cn}} + \frac{C_h/C_c}{\varepsilon_{cn}} \right)^{-1} \quad (28)$$

Par définition, les coefficients de transfert thermique globaux U en termes de résistances thermiques pour la section évaporateur et condenseur comme le montre le tableau 1.4.

$$\frac{1}{UA} = R_{fin} + R_{hp} = R_{tot} \quad (29)$$

Les résistances ainsi que les coefficients de transfert de chaleur dans les régions de l'évaporateur et du condenseur sont formulés. Notre objectif est donc de donner une formulation de coefficient d'échange global comme le montre l'équation.19. Cela nous permet d'avoir des graphiques ou sous forme de tableaux, pour diverses rangées des caloducs le fonction objective $f(\varepsilon) = NUT$.

La majorité des groupes électrogènes autonomes sont refroidis par l'air ambiant. L'eau n'est pas toujours disponible et, dans certains cas, les températures ambiantes sont trop élevées pour utiliser un refroidissement par air classique. En prenant l'application possible du refroidissement d'un générateur électrique avec de l'air ambiant, l'eau, fluide de travail, est une option, compte tenu des plages de températures attendues dans la pratique. L'air chaud sera compris entre 40°C et 70°C ; l'air ambiant sera compris entre 20°C et 50°C, tandis que le débit volumétrique sera compris entre 500 et 5000 m³/s. Le R134a est choisi comme fluide de travail du caloduc et tous les fluides (air et R134a) ont des propriétés thermo-physiques prises en fonction de la température. La puissance thermique maximale de refroidissement est choisie à 10 kW.

Pour un fonctionnement sûr des échangeurs de chaleur équipés de thermosiphons, le flux thermique limite est un paramètre de conception important. La connaissance de ces limites est essentielle pour la conception d'échangeurs de chaleur équipés de thermosiphons. Dans un thermosiphon, la limite d'ébullition et la limite d'entraînement sont pour la plupart dominantes (Fig.1.10). La limite du flux thermique du thermosiphon a été évaluée à l'aide de quatre corrélations développées par Tien et al. [52], Katto [53], Sakhuja [54] et enfin Nejat [55], qui prédisent avec précision la limite du flux thermique du thermosiphon à différentes températures de fonctionnement. Bien que celles-ci ne précisent pas si un entraînement ou une ébullition se produit, elles constituent une meilleure approximation des limites du flux

thermique puisque les apports thermiques maximaux pour un thermosiphon tels que définis par la plupart des travaux antérieurs ne sont pas considérés comme réalistes, comme le montre la Fig.1.10.

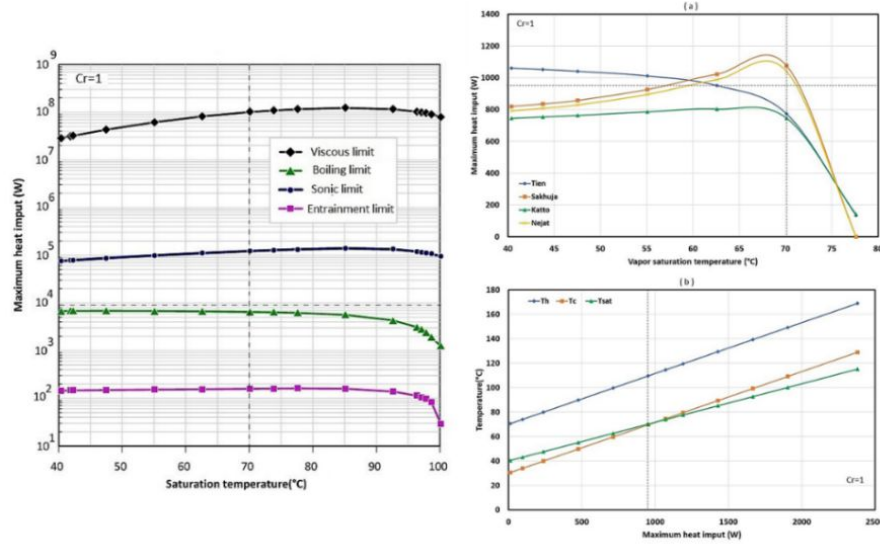


Fig.1. 10: Limites de fonctionnement du caloduc conventionnelle (gauche). Limites et variations de températures proposé dans le travail (droite)

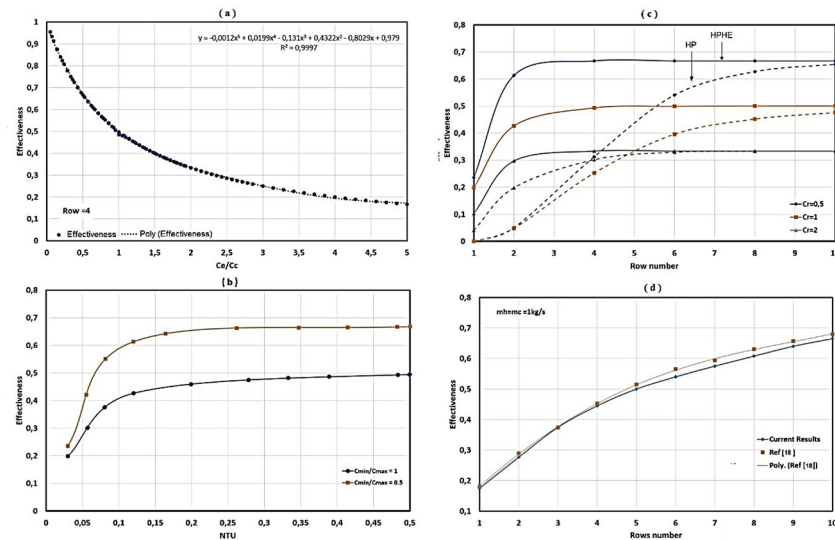


Fig.1. 11: Effet de l'efficacité de l'échangeur de chaleur

L'efficacité a été comparée à $C_r = C_h/C_c$ sur la Fig.1.11a et une corrélation a été trouvée. L'augmentation du nombre de rangées de caloducs augmente l'efficacité du HPHE. Cependant, les courbes ont tendance à se stabiliser à mesure que le nombre de lignes augmente, devenant presque identiques. Par conséquent, un nombre optimal de rangées peut être obtenu pour optimiser l'efficacité, après quoi l'augmentation de la taille de l'échangeur

thermique est moins économique. Fig.1.11b illustre l'efficacité du HPHE par rapport au nombre total d'unités de transfert (NTU) pour 4 rangées de caloducs dans la condition $NTU_h = NTU_c$ tout comme l'échangeur de chaleur à contre-courant conventionnel, tel que généré par Chaudourne. En étudiant la corrélation d'efficacité pour le système HPHE, une efficacité égale à l'unité peut être obtenue en théorie lorsque NTU est suffisamment grand. Si l'échangeur de chaleur étudié était trop grand et pouvait transférer plus de 0,5 unité de transfert, cela pourrait être réalisé. Il s'agit de la première tentative d'obtention du profil de Chaudourne pour les HPHE Air-Air. Fig.1.11d montre une comparaison faite avec l'étude expérimentale réalisée par Danielewicz et al. [56]. Une erreur relative d'environ 2,86% est trouvée, garantissant la précision du modèle actuel.

3.3 Conclusion et continuité de thème

Bien qu'il existe une variété de techniques de calcul et de conceptions pour les échangeurs de chaleur conventionnels, il n'existe aucune norme publiquement disponible pour la conception des HPHE. Dans la littérature rencontrée, aucune ne modélise à la fois les thermosiphons et l'échangeur thermique. Les travaux de simulation précédents supposaient une température et une pression constantes du caloduc, ce qui pourrait affecter la précision des résultats. Il existe donc une lacune dans la littérature examinée et aucune tentative n'a été faite pour modéliser les thermosiphons et les échangeurs de chaleur dans la même simulation. La nouvelle approche peut également prédire les coefficients de transfert de chaleur globaux des deux côtés du HPHE, permettant ainsi d'identifier de nouvelles corrélations et le profil de Chaudourne [57].

Dans ce travail une nouvelle approche de l'échangeur thermique à caloduc air-air est menée en considérant le coefficient de transfert de chaleur par évaporation et condensation, la température de saturation et les résistances thermiques à l'intérieur des caloducs (HP). Les résultats sont également évalués pour un rapport de capacités thermiques plus élevé. Le modèle établi est vérifié par la littérature existante et démontre des résultats numériques qui concordent avec les données expérimentales avec une erreur de 2,86% près. La présente étude a développé un cadre pour évaluer le comportement d'un tel système et fournir une flexibilité utile pour obtenir les meilleures performances possibles du système. Il s'est avéré que :

- Les corrélations Sakhuja et Nejat peuvent être utilisées raisonnablement pour le caloduc sans mèche pour le fluide R134a afin de prédire la limite maximale de transfert de chaleur.
- Les coefficients de transfert de chaleur interne sont significativement affectés par le débit massique d'air, en particulier pour $\dot{m} \leq 1$. Les coefficients de transfert de chaleur de l'évaporateur à ébullition de piscine peuvent atteindre des valeurs plus élevées lors du démarrage du caloduc et des coefficients de transfert de chaleur internes optimaux peuvent être obtenus pour des débits massiques spécifiques.
- L'augmentation du nombre de rangées entraîne une augmentation de 12,8% par rangée du coefficient de transfert de chaleur interne dans la zone du condenseur contre une diminution d'environ 8,7% par rangée dans la zone de l'évaporateur.
- Dans certains modèles, la température de la vapeur saturée dans le HP était arbitrairement réglée, ce qui réduirait la précision du calcul. L'approche actuelle permet de prédire la température de saturation de la vapeur, qui est principalement influencée par les températures d'écoulement du HPHE et diminue à mesure que le débit massique augmente jusqu'à se stabiliser à une valeur constante.
- La résistance thermique du caloduc interne au niveau de la section du condenseur a un effet significatif sur le taux de transfert de chaleur et peut atteindre jusqu'à 18% de la résistance thermique totale du HPHE. Les résistances thermiques à l'intérieur d'un caloduc sont un facteur limitant, conduisant le système HPHE à de mauvaises performances pour $C_r \leq 1$.
- L'évaluation du coefficient de transfert de chaleur global sur les deux HPHE a révélé que l'augmentation de l'espacement des ailettes peut réduire la chute de pression d'environ 25,38% par mm d'espacement des ailettes, mais entraîne une réduction du coefficient de transfert de chaleur total d'environ 22,8% par mm.
- Une corrélation de l'efficacité HPHE en fonction des capacités thermiques est trouvée et le profil de Chaudourne est déterminé approximativement pour un système HPHE limité à 0,5 nombre d'unités transférées.
- Le modèle actuel peut prédire le coefficient de transfert de chaleur global des deux côtés du HPHE (Heat Pipe Heat Exchanger) ainsi que quantifier les taux de chaleur totaux et leur sensibilité aux conditions d'écoulement externes et à l'espacement des ailettes dans le réseau.

Une fois la stratégie de modélisation globale vérifiée, le modèle peut être utilisé pour estimer divers paramètres de performances du système, notamment les résistances thermiques globales, les chutes de pression d'écoulement externe et les conditions de débit massique externe plus élevées pour diverses conceptions des caloducs et de réseaux d'ailettes.

Dans le cadre de cette étude, nous avons développé un modèle sous VB.NET afin de dimensionner un récupérateur de chaleur à thermosiphon. Ce modèle s'inscrit dans une démarche d'application concrète des caloducs à des projets industriels réels et vise à faciliter le dimensionnement rapide et précis de ces systèmes. Le développement de cet outil a conduit à la création de la Version 1 du logiciel, Cet outil est conçu pour être utilisé dans les bureaux d'études ou en milieu industriel, permettant d'obtenir facilement toutes les caractéristiques thermiques et hydrodynamiques nécessaires à la conception de récupérateurs de chaleur efficaces.

Chapitre.2 : Gestion thermique dans les caloducs typiques

1. Introduction

Les caloducs sont généralement désignés par deux types de flux de chaleur critiques, à savoir l'ébullition nucléée et le dessèchement. L'ébullition nucléée se produit lorsque la température de surface de la paroi du caloduc est de quelques degrés centigrades au-dessus de la température du liquide saturé. Lorsque le dessèchement commence à se produire, les gouttelettes sont continuellement arrachées et rejoignent le film liquide mince autour de la paroi du canal en raison de la convection rapide. À l'endroit du dessèchement, le film liquide disparaît progressivement, ce qui entraîne une chute drastique du coefficient de transfert de chaleur.

Il existe différents types de caloducs. Les conductance variable, diodes thermiques, caloducs de forme non circulaire, en boucle, à pulsation, à sorption et rotatifs.

Les axes de recherche actuelle sur les caloducs sont :

- **Matériaux légers et résistants à la corrosion :** les matériaux légers utilisés dans les caloducs posent des problèmes de corrosion. Les recherches futures doivent se concentrer sur les matériaux légers résistants à la corrosion ou sur l'équilibre entre l'allègement des caloducs et leur résistance à la corrosion. Le coût monétaire peut également influencer sur la décision de trouver l'équilibre entre les matériaux légers et la résistance à la corrosion.
- **Ailettes et surfaces :** le flux thermique maximal augmente avec l'épaisseur de la mèche, car une mèche épaisse présente un chemin plus large pour le retour du liquide, mais une plus grande résistance thermique pour le transfert de chaleur à travers la mèche. Ce dernier phénomène pourrait être particulièrement préjudiciable au transfert de chaleur au niveau de l'évaporateur. Des ailettes pourraient être installées à l'extrémité de l'évaporateur ou dans le caloduc lui-même pour aider à améliorer le coefficient de transfert de chaleur. Il pourrait également être appliqué à l'extrémité du condenseur et étendu à tous les types de conceptions de caloducs. La surface intérieure de l'évaporateur et/ou des mèches pourrait être conçue de manière à encourager la formation de nano bulles pour intensifier le transfert de chaleur de l'évaporateur et diminuer la résistance thermique au niveau de l'évaporateur.

- **Micro-caloducs en forme d'étoile** : les micro-caloducs en forme d'étoile ont été proposés comme alternative aux micro-caloducs polygonaux, car l'angle plus aigu des micro-caloducs en forme d'étoile permettra un meilleur pompage capillaire. Il serait également intéressant d'étendre la forme en étoile aux conceptions (PHP) et LHP.
- **Diamètre non uniforme du PHP** : le diamètre non uniforme du PHP devrait être étudié plus en détail, car certains affirment qu'il pourrait améliorer les performances de transfert de chaleur. Il serait intéressant d'observer les changements dans le comportement oscillatoire et les effets qu'un diamètre non uniforme pourrait potentiellement avoir sur le pompage capillaire.
- **Nanotechnologie dans les caloducs** : la science et la technologie des nanoparticules dans les caloducs en sont encore à leurs débuts, et les recherches actuelles doivent encore apporter des solutions à des questions telles que la concentration optimale des nanoparticules. Les informations disponibles sur les performances des nanoparticules dans les caloducs de plus de 100 W sont limitées. De plus, les études publiées dans la littérature n'ont pas fait état du comportement thermique des caloducs avec des nanoparticules dans des états transitoires. Les effets des stabilisateurs à base de nanoparticules sur les caloducs sont encore insuffisamment compris. Les applications et les effets des nano bulles sont encore plus limités dans les applications de caloducs et méritent donc d'être étudiés plus en détail.
- **Caloducs à boucle à double chambre de compensation** : des caloducs à double chambre de compensation (DCCLHP) ont été proposés, mais seules des études limitées ont été menées, fournissant des résultats incohérents. D'autres expériences sont nécessaires concernant les différentes orientations relatives entre l'évaporateur et les chambres de compensation dans un environnement gravitationnel, car cela aidera les chercheurs à analyser les changements de performances. Il y aurait un avantage supplémentaire si l'expérience permettait une visualisation directe des DCCLHP, car il n'existe pratiquement aucun travail de visualisation disponible.
- **Visualisation directe du flux** : l'observation visuelle directe du flux de fluide dans les caloducs peut être nécessaire pour confirmer les modèles théoriques ou pour aider à affiner les théories existantes. Elle peut également aider les chercheurs à comprendre des structures capillaires plus complexes telles que les mailles ou les mèches de poudre frittée. Des caloducs transparents ont été utilisés pour visualiser la structure et le mouvement des capillaires, mais ils ne sont peut-être pas suffisamment complets,

car l'observation visuelle directe ne permet pas de détecter les tourbillons, les bulles à l'échelle micro et/ou nano, etc. La plupart des techniques d'observation des fluides en vrac nécessitent une injection externe de traceurs, mais introduisent des externalités qu'il vaut mieux éviter. D'autres méthodes telles que la tomographie infrarouge et la tomographie par ordinateur (utilisant un rayonnement électromagnétique) devraient être explorées pour aider les chercheurs à mieux comprendre les flux dans les caloducs afin de permettre une optimisation plus précise.

- **Algorithmes évolutionnaires :** La relation entre les performances de transfert de chaleur et la structure géométrique est multi-variable, non linéaire et couplée. Cela se traduit par un ensemble d'objectifs concurrents et de solutions non dominées. Cet ensemble est généralement appelé Front de Pareto, qui permet d'identifier les meilleures solutions de compromis. Les algorithmes évolutionnaires se sont avérés particulièrement adaptés pour traiter ces problèmes complexes. Les sous-ensembles d'un algorithme évolutionnaire comprennent l'algorithme génétique, la programmation génétique, la programmation évolutionnaire, la programmation de l'expression génétique, la stratégie d'évolution, l'évolution différentielle, la neuro-évolution, et le système de classification par apprentissage.

Suite à ces directives, nous avons absorbé deux types de caloducs qui sont le caloduc à rouleaux et le caloduc miniature plat (ou chambre à vapeur). Le premier type constitue une nouvelle conception qui introduit des ailettes intérieures permettant le retour rapide de liquide dans la structure poreuse. Ce type aussi a prouvé une réponse rapide au changement de flux de chaleur et peut maintenir une température uniforme au niveau de sa surface.

Le deuxième type étudié est le caloduc miniature pour le refroidissement électronique, puisque les caloducs peuvent être une solution viable et prometteuse à ce défi. Nous utilisons Comsol Multiphysics comme outil permettant une meilleure visualisation des champs des pressions, vitesse et températures au sein de caloduc et donc une meilleure compréhension du comportement de caloduc. Aussi, les mousses mécaniques à structure presseuse sont utilisées comme alternative à la mèche poreuse.

2. Section.1 : Etude de caloduc à rouleaux (RHP)

Points forts :

- Un caloduc innovant (RHP) a été étudié pour d'autres applications d'échangeurs de chaleur. Deux études numériques ont été développées (stationnaire et transitoire) et les résultats sont validés.
- Les dispositifs RHP ont une réponse thermique rapide par rapport aux tubes annulaires.
- Un degré élevé d'uniformité de température peut être obtenu via RHP.

La technologie de refroidissement par caloducs se répand actuellement dans de nombreuses applications telles que l'électronique, l'énergie solaire, les systèmes de climatisation, les applications spatiales, les télécommunications, les industries alimentaires, les systèmes géothermiques, la récupération de chaleur, etc.

Dans ce travail, deux études numériques ont été développées pour étudier les performances thermiques d'un nouveau type de caloduc appelé caloduc à rouleaux « Roll Heat Pipe (RHP) ». Les résultats montrent que le RHP est plus performant que les tubes annulaires souvent utilisés dans les échangeurs de chaleur. L'effet des conditions aux limites sur la résistance thermique du caloduc est étudié. Les résultats révèlent que la résistance thermique du RHP diminue avec l'apport de chaleur et que les performances thermiques du RHP sont contrôlées par la température de la surface extérieure. Le transfert de chaleur à l'intérieur du RHP peut être amélioré lorsque la chaleur est extraite rapidement de la région du condenseur. Les résultats révèlent également qu'un degré d'isothermisation plus élevé peut-être obtenu par rapport à un échangeur de chaleur tubulaire conventionnel pour des apports de chaleur uniformes ou localisés dans la région de l'évaporateur. L'objectif de cette étude est de mieux comprendre les performances thermiques du type RHP pour d'autres applications d'échangeurs de chaleur ou d'autres conceptions des régimes stationnaires ou transitoires.

2.1 Situation et Problématique

Pour obtenir un taux de transfert de chaleur plus élevé, des caloducs non conventionnels ont été largement utilisés dans de nombreuses applications en raison du taux de transfert de chaleur amélioré. Le caloduc annulaire concentrique (CAHP) est l'un de ces types.

D'après les observations de la littérature, très peu d'attention a été accordée à l'étude des caloducs à rouleaux et/ou à leurs applications. Les caloducs à rouleaux peuvent être

considérés comme un échangeur de chaleur rotatif dans lequel la chaleur est transférée dans le sens radial de la partie intérieure à la partie extérieure. L'un des principaux objectifs de ce travail est d'étudier le comportement du RHP sans mouvement rotatif pour d'autres applications de dispositifs thermiques en raison de sa forme annulaire ou pour de futurs processus de conception essentiellement transitoires.

Le caloduc à rouleau (RHP) est un nouveau type de caloduc non conventionnel qui peut transférer la chaleur dans la direction radiale du tuyau intérieur (région de l'évaporateur) au tuyau extérieur (région du condenseur) contrairement aux caloducs conventionnels qui transfèrent la chaleur axialement. Le fluide de travail s'écoule par des forces capillaires du condenseur à la région de l'évaporateur à travers des bridges capillaires. Le caloduc à rouleau (RHP) a été nommé et testé pour la première fois par Jalilvand et al [58] comme un tambour tournant chauffant dans l'unité de fusion d'une photocopieuse en vue d'achever des réponses thermiques rapides avec la capacité de générer un champ de température uniforme de haut degré.

L'objectif de cette recherche est l'étude théorique des performances thermiques de ce type de caloduc dans différentes conditions de fonctionnement. Deux études numériques ont été réalisées pour étudier les performances thermiques du RHP pour des futures applications comme des échangeurs de chaleur.

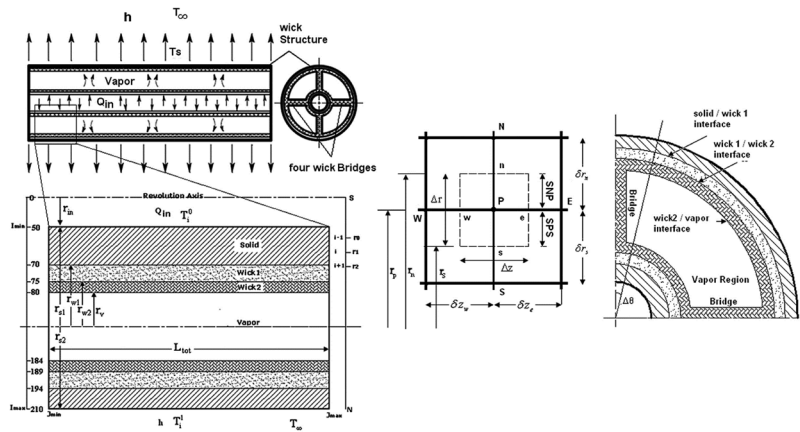


Fig.1. 12: Vue schématique en coupe transversale du RHP avec le schéma de discrétisation du maillage.

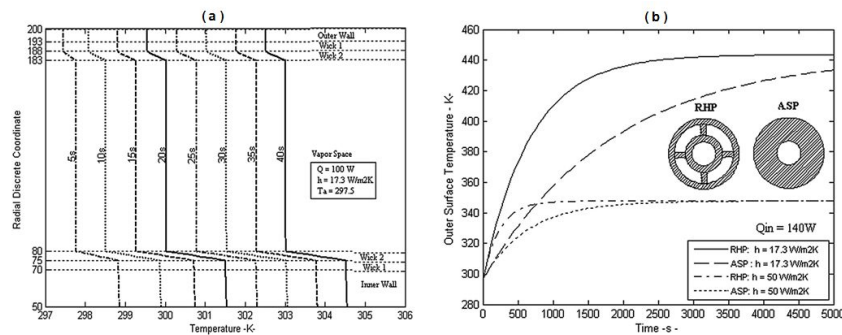


Fig.1.13: (a) Distributions de température radiales du RHP à différents moments lors du démarrage, (b) Comparaison de la réponse thermique entre le RHP et le caloduc conventionnel.

Fig.1.13a montre la distribution des températures dans les différentes régions de RHP à différents moments de démarrage. On peut observer que les gradients de température à travers la mèche liquide du caloduc sont beaucoup plus importants que ceux à travers la paroi. Les gradients (chutes) de température à travers la mèche frittée (mèche 1) sont presque constants puisque sa conductivité thermique est beaucoup plus grande que celle de la mèche à écran (screen wick) (mèche 2). En effet, la disposition de ces deux types de mèche est considérée comme l'idée principale afin d'obtenir une température uniforme sur la paroi du caloduc. Des études plus approfondies avec d'autres types de structures poreuses peuvent être envisagées ainsi que l'analyse de l'écoulement liquide qui en est en grande partie régi par la conductivité hydraulique du milieu poreux. Fig.1.3b montre la différence de temps de réponse entre le RHP et le caloduc conventionnel en cuivre pur de mêmes dimensions pour une puissance imposée de 140 W. Pour deux coefficients convergents, le temps de réponse optimal au fonctionnement de RHP peut être obtenu. La figure montre également que la réponse thermique du RHP est nettement supérieure à celle du caloduc conventionnel.

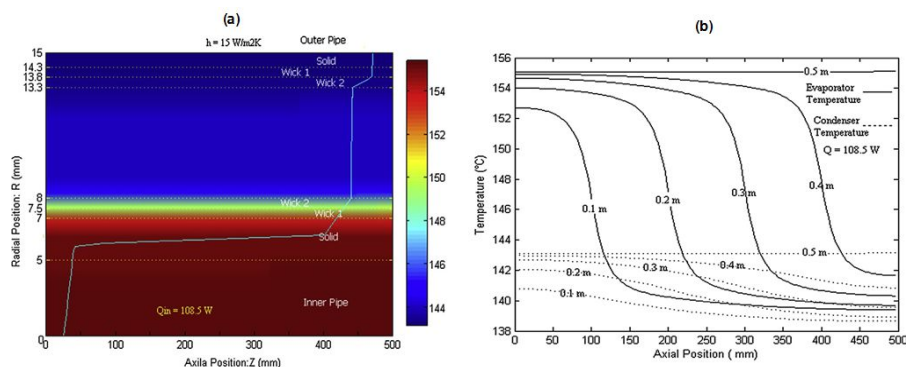


Fig.1.14: (a) Distribution de température dans le RHP (source de chaleur uniforme), (b) Effet de l'apport de chaleur localisé sur les températures de surface de l'évaporateur et du condenseur

Fig.1.14a montre la distribution de température bidimensionnelle à l'intérieur du caloduc lorsqu'il est exposé à un apport de chaleur uniformément réparti en évaporateur (région intérieure) de puissance de 108,5 W. Sur la base de l'analyse transitoire, une température de condenseur d'environ 142 °C doit être obtenue à la surface du condenseur. Nous pouvons voir que la température de la vapeur est presque constante, ce qui correspond à sa température de saturation. Fig.1.14b montre, pour différents emplacements d'apport de chaleur, les températures de surface de l'évaporateur axial et du condenseur pour le même apport de chaleur. La diminution de la température de surface extérieure dans la région du condenseur peut être montrée, en particulier dans le coin d'extrémité, comme mentionné précédemment. La figure illustre comment nous pouvons gérer le transfert de chaleur dans le caloduc en changeant la position de la charge thermique à l'intérieur. Sur la base des profils révélés, une relation mathématique peut être dérivée reliant les différents paramètres.

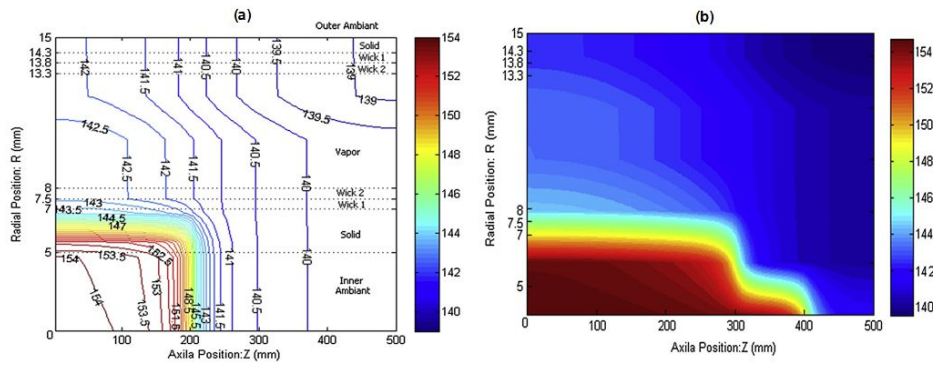


Fig.1.15: (a) Distribution de température dans le RHP (source de chaleur uniforme), (b) Effet de l'apport de deux sources de chaleur localisé sur les températures de surface de l'évaporateur et du condenseur

L'effet de la source de chaleur localisée dans la région de l'évaporateur (à 0,2 m de l'extrémité) est illustré dans la figure.1.15a. La température de la surface extérieure diminue lentement à l'extrémité du condenseur. Cela est dû à la conductivité thermique plus élevée du caloduc qui peut transférer rapidement toute la charge thermique, même dans une région localisée. Nous pouvons conclure que même avec un apport de chaleur localisé, une température presque constante peut être obtenue à la surface extérieure du caloduc. Cette caractéristique de RHP montre son niveau d'isothermalisation plus élevé par rapport aux échangeurs de chaleur conventionnels. Fig.1.15b montre l'effet de considération de deux sources de chaleur localisées sur la distribution de la température au sein de RHP. La première est $Q_1 = 108,5$ W sur une distance de 0,3 m et la seconde $Q_2 = 50$ W sur une distance de 0,1 m. On peut voir que la deuxième source de chaleur n'a pas d'effet significatif sur la température de la surface extérieure du caloduc. L'apport de chaleur localisé dans la région de

l'évaporateur peut contrôler la température de la surface extérieure le long de la position axiale du caloduc, étant donné que la gestion thermique est un besoin générique de tout système de dissipation.

2.2 Conclusion et perspective

Dans ce travail, une étude de contribution numérique de la réponse transitoire et stationnaire du caloduc à rouleaux, RHP est réalisée. On peut conclure que la température de condensation est contrôlée par le coefficient de transfert de chaleur et l'apport de chaleur appliqué et que le caloduc à rouleaux fonctionne mieux que le caloduc conventionnel de même dimension.

Une analyse bidimensionnelle en régime permanent du caloduc à rouleaux est également réalisée en tenant compte de l'effet de trois conditions aux limites. Le modèle est d'abord comparé au modèle expérimental résultats réalisés par Jalilvand et al [58]. Un bon accord est obtenu. Les résultats révèlent que la résistance thermique est contrôlée par les conditions de surface extérieure et qu'elle diminue à mesure que la charge thermique augmente. Le fonctionnement du caloduc est effectué lorsque la chaleur est extraite plus rapidement de la région du condenseur. Pour obtenir un coefficient de transfert de chaleur élevé, des ailettes peuvent être ajoutées sur la zone du condenseur pour augmenter sa surface effective ou augmenter le coefficient de transfert de chaleur.

Il a été démontré que même dans le cas de conditions de charge thermique fortement non uniformes, les profils de température axiale côté condensation étaient légèrement uniformes, ce qui peut être considéré comme un avantage important de la conception testée du caloduc.

L'objectif de cette étude est de mieux comprendre ce type de caloducs pour d'autres applications d'échangeurs de chaleur ou d'autres processus de conception transitoires ou stationnaires. Les effets des différents paramètres tels que les caractéristiques des mèches, le diamètre et la longueur du caloduc et les variations de propriétés peuvent être pris en compte dans les futures études. Il est possible d'améliorer les performances de ce type d'échangeur de chaleur.

3. Section.2 : Caloducs miniatures en mousse métallique pour les applications électroniques.

Points forts :

- Étudier l'utilisation potentielle de mousse métallique ouverte en cuivre comme structure poreuse.
- Met en évidence l'importance des emplacements des points chauds sur les conditions de fonctionnement des FHP.
- Effet de la distance des sources de chaleur sur la chute de pression du liquide.
- Comsol Multiphysics comme outil utile pour prédire le comportement hydrodynamique des FHP.

3.1 Situation et problématique

Les points chauds sont devenus l'un des facteurs les plus limitants dans la conception de puces électroniques de plus en plus performantes. Bien que de nombreux matériaux de mèche soient utilisés comme milieu poreux dans les caloducs à plaques plates (FHP), les mousses métalliques en cuivre ne sont pas bien étudiées avec ces dispositifs. Dans la présente étude, les FHP tridimensionnels avec plusieurs sources de chaleur sont étudiés numériquement à l'aide de COMSOL MultiPhysics. L'utilisation potentielle de mousse métallique de cuivre comme structure poreuse est étudiée. L'effet du flux thermique, ainsi que la position des points chauds sur les performances des caloducs, est analysé et les résultats montrent que la mousse métallique de cuivre peut être une structure poreuse alternative utilisée pour les FHP. La visualisation est réalisée en tenant compte de l'effet de position du point chaud à différents flux thermiques.

Les résultats montrent que les positions des points chauds supérieurs, particulièrement proches du mur, sont les endroits les plus critiques où un assèchement peut se produire. Les dimensions des points chauds, leurs distances ainsi que la largeur du caloduc et le rayon effectif des pores montrent un effet significatif sur le fonctionnement du caloduc.

Ces dernières années, le marché a clairement tendance à développer des appareils électroniques plus compacts. La gestion thermique est apparue comme le principal défi dans ce scénario où la dissipation du flux thermique des puces électroniques augmente de façon exponentielle. L'un des problèmes majeurs qui se posent est dû aux points chauds des puces, qui peuvent atteindre huit fois (8x) la densité de puissance moyenne. Pour maintenir

les températures de jonction des dispositifs dans la limite de fonctionnement sûr, il existe un besoin urgent de substrats thermiques à ultra haute conductivité qui non seulement absorbent et transportent d'importants flux de chaleur, mais peuvent également fournir un refroidissement localisé aux points chauds thermiques. Les points chauds à flux thermique élevé sont répandus dans les systèmes électroniques et ont de graves conséquences sur leurs performances et leur fiabilité. La gestion thermique des points chauds est souvent compliquée par leur répartition spatiale instable, par exemple dans les microprocesseurs à grande vitesse avec des tâches informatiques en évolution constante et dans l'électronique de puissance haute densité avec des demandes de sortie en évolution rapide [57]. Pour le refroidissement électronique moderne, le caloduc doit dissiper des charges de chauffage d'environ 100 W sur une surface d'un centimètre carré ou un flux thermique atteignant ~ 500 W/cm² pour un point chaud (par exemple, une surface d'un millimètre carré). La température des copeaux doit être inférieure à 85°C et aucun flux thermique critique ne doit se produire [58].

Le caloduc utilisé à des fins de refroidissement électronique est généralement un caloduc à force capillaire, avec une plage de température de fonctionnement d'environ 50 à 120°C. Pour différents types de mèches FPHP, les chercheurs ont étudié les performances numériques et expérimentales. Différents matériaux sont proposés comme mèche pour un caloduc et parmi eux, les mousses métalliques bi-poreuses récemment inventées présentent une amélioration très significative des performances, c'est-à-dire une limite de transport élevée par rapport aux matériaux concurrents. Les mousses métalliques attirent de plus en plus les chercheurs pour transférer la chaleur. Les mousses métalliques ont une perméabilité élevée et de nombreux pores de petit diamètre qui augmentent le transport des fluides et les actions capillaires pour maximiser la chaleur transférée par le caloduc.

Les mousses métalliques sont des milieux poreux de faible densité et de nouvelles propriétés thermiques, mécaniques, électriques, plus légères et acoustiques [59]. Elles peuvent être classées en mousses à cellules ouvertes ou à cellules fermées, mais seules les mousses métalliques à cellules ouvertes semblent prometteuses pour la construction d'échangeurs de chaleur. Habituellement, l'objectif est d'atteindre une pression capillaire élevée et une perméabilité élevée, mais le poids de la structure de la mèche peut également être un paramètre d'optimisation [60].

L'objectif de cette recherche est donc de simuler le comportement thermique d'un caloduc plat en mousse métallique de cuivre en cellule ouverte sous une source de chaleur localisée. Contrairement aux rapports précédents avec des flux de chaleur uniformes, un transfert de chaleur uni ou bidimensionnel ne peut plus être supposé dans la présente étude axée sur le refroidissement des points chauds. Par conséquent, de nombreux détails géométriques sont désormais importants et sont pris en compte par un modèle numérique dans Comsol 5.3. Ce modèle est particulièrement pratique pour les ingénieurs puisqu'il permet de calculer à la fois le champ de température 3D et la limite capillaire d'un FPHP utilisé pour refroidir plusieurs composants électroniques (ou tout type de source de chaleur) et plusieurs dissipateurs thermiques, quels que soient leurs emplacements et leur taux de transfert de chaleur. Il peut également être un outil alternatif pour simuler des caloducs dans plusieurs conditions opérationnelles. La Fig.1.16 présente les dimensions de la géométrie du caloduc et la localisation des points chauds étudiés.

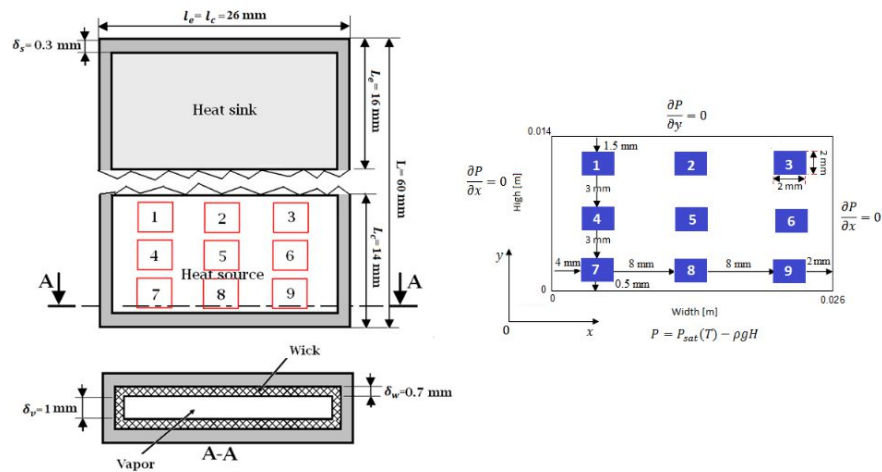


Fig.1. 16: Dimensions schématiques et caractéristiques du FPHP

La Fig.1.17 illustre l'effet de la modification de la répartition de l'apport de chaleur entre les trois points chauds sur les contours de température au niveau des régions de surface et du liquide ainsi que sur la vitesse de la mèche et la pression capillaire. Par conséquent, dans le cas (b), un dessèchement peut se produire et les zones de la mèche proches de la paroi latérale peuvent présenter des vides secs ou partiellement saturés. Les petits pores sont connus pour fournir une forte force capillaire qui est avantageuse pour évacuer le liquide vers les points chauds, car le rayon de courbure du ménisque liquide diminue, ce qui conduit à des performances de mouillage améliorées. Cela réduit également la perméabilité de la mèche, réduisant ainsi le débit de liquide.

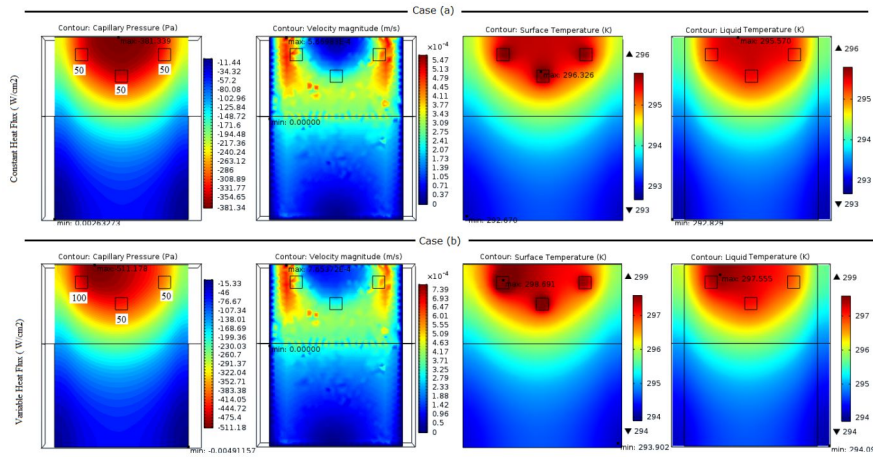


Fig.1. 17: Effet de l'électronique multi-sources de chaleur sur le comportement du caloduc PPI 250

Une pression capillaire insuffisante et une faible perméabilité à la mèche entraînent un dessèchement. La figure révèle qu'environ 40 à 75% de la puissance appliquée non ajustée est transférée au fluide de travail par évaporation. La température la plus élevée est atteinte à proximité de petites sources de chaleur, avec un flux thermique maximal. Des gradients de température moyens d'environ $5,5 \text{ K/cm}^2$ ont été observés avec une augmentation de la résistance thermique d'environ 38,8%, tandis que la taille des points diminue de 50%.

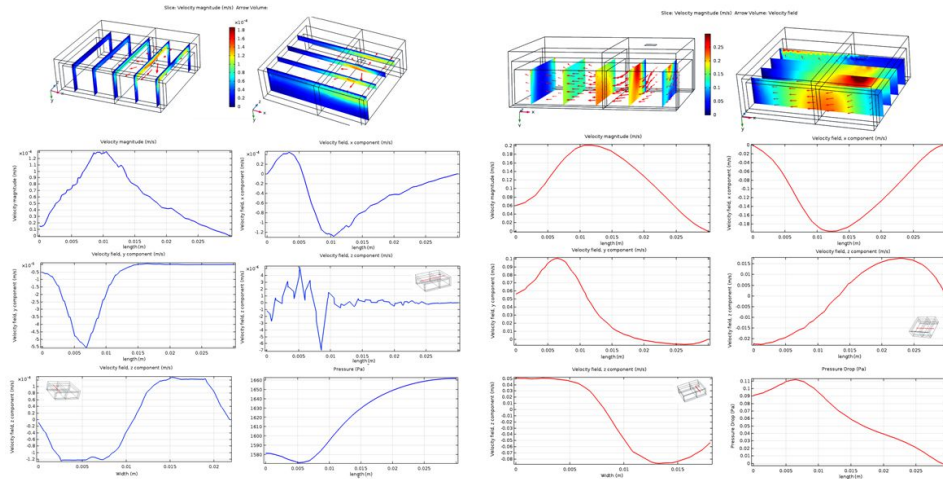


Fig.1. 18: Profils hydrodynamiques liquide (gauche) et vapeur (droite) pour un point chaud central.

La Fig.1.15 montre les profils des composants de pression et de vitesse dans la région de la mèche centrale du PPI 250 au niveau d'un point chaud central (position 5) pour un flux thermique d'entrée de 50 W/cm^2 correspondant à un nombre de Reynolds maximal de 0,018. L'ampleur de la vitesse à l'intérieur du caloduc dépend fortement de l'apport de chaleur et de la pression capillaire créée par la structure de la mèche. La raison de cette dépendance vient

du fait que le taux d'évaporation, donc la vitesse à l'interface dans la région de l'évaporateur, est proportionnelle à l'apport de chaleur et à la pression capillaire et que, à mesure que le taux d'évaporation augmente, la vitesse dans l'ensemble du caloduc augmente. Par conséquent, un flux de chaleur et un débit de liquide non uniformes peuvent être supposés avec la source d'apport de chaleur localisée.

La distribution maximale de la vitesse, en revanche, est observée à la position du point chaud qui est égale à 0,1 m/s et la valeur minimale est atteinte avant l'embout du condenseur (-0,01 m/s). Cela signifie qu'une recirculation peut être observée à cette position (à 0,025 m de longueur de caloduc) qui peut être atténuée avec la composante de vitesse w . L'étude hydrodynamique apportée montre que la composante de vitesse tangentielle (w) joue un rôle dominant dans le comportement de FHP ce qui ramène que les modèles uni ou bidimensionnels ne sont pas adéquats dans l'étude des caloducs plats considérant des points chauds. Par exemple, au point chaud central (point 5), les pourcentages des vitesses axiale (u) radiale (v) et tangentielle (w) sont 30.65% ; 64.69% ; 4.66%) respectivement. Au point (7) ils représentent 13.89% ; 65.87% ; 20.24%.

3.2 Conclusion et perspective

Un modèle numérique 3D utilisant (COMSOL 5.3) est utilisé, donnant une solution à la fois du comportement hydrodynamique du fluide dans les régions liquide et vapeur et de la distribution de température à l'intérieur des trois sections du caloduc. Le modèle numérique pourrait facilement être utilisé pour optimiser la localisation des sources de chaleur sur la carte électronique en considérant les différentes contraintes des utilisateurs. Le modèle peut prédire le comportement thermique et hydrodynamique d'un caloduc à plaque plate dans de nombreuses applications. Il s'agit d'un grand défi dans la gestion de la conception thermique. Cette étude visait à étudier le transfert de chaleur et de masse à l'intérieur de caloducs en mousse métallique de cuivre dans les applications de gestion électronique avec des emplacements de points chauds irréguliers. De tels outils peuvent servir de méthode alternative pour simuler des caloducs dans différentes conditions et différentes géométries. Les principales conclusions de chacune de ces enquêtes, ainsi que quelques suggestions pour de futurs travaux sont les suivantes :

- Les positions de points chauds près de la paroi présentent une résistance thermique et une perte de charge plus élevées que celles des positions centrales. Cela souligne

l'importance de prendre en compte la diffusion axiale à travers le mur et la mèche pour déterminer la répartition de la température dans les caloducs plats. Des formes arrondies des caloducs aux coins peuvent être envisagées.

- Les points chauds au centre de la zone de mèche et loin de la zone de condensation présentent un taux d'évaporation plus élevé et peuvent devenir cruciaux.
- La dimension du point chaud a un effet significatif sur les conditions de fonctionnement du caloduc. Des gradients de température moyens d'environ $5,5 \text{ K/cm}^2$ ont été observés avec une augmentation de la résistance thermique d'environ 38,8%, tandis que la taille des points diminue de 50%.
- La position de la vitesse maximale d'interface correspond à la position de la répartition maximale de la température d'interface dans les caloducs plats et est faiblement influencée par l'espacement de la source de chaleur.
- À mesure que la distance entre plusieurs sources de chaleur distinctes augmente, la température moyenne du caloduc plat diminue, entraînant une diminution de la pression du liquide.
- L'espace de dissipation thermique des caloducs limite non seulement l'épaisseur des caloducs, mais également leur largeur, et il est recommandé d'effectuer plus de travaux sur la région de condensation du caloduc et l'effet de ses dimensions géométriques.
- La mousse ouverte en cuivre métallique peut atteindre un flux thermique plus élevé avec un rayon de pores ajusté et peut constituer une mèche alternative dans les dispositifs de refroidissement électroniques.
- La visualisation tridimensionnelle (tourbillon, interface, dissipation thermique) permet une meilleure connaissance du comportement du caloduc sous plusieurs conditions opérationnelles pour une modélisation haute performance.

4. Publication de recherches liées à l'axe.1

Ce travail de notre premier axe de recherche a fait l'objet de nombreux articles, qui sont publiés dans les revues et conférences internationales suivantes. (4 articles, 1 chapitre, 3 conférences)

Publications

1. **Brahim, T.** and Jemni, A. (2015) "Numerical investigation of roll heat pipe type for heat exchangers thermal management," *Applied thermal engineering*, 90, pp. 638–647. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.07.048>.
2. **Brahim, T.** and Jemni, A. (2016) "Numerical case study of packed sphere wicked heat pipe using Al₂O₃ and CuO based water nanofluid," *Case studies in thermal engineering*, 8, pp. 311–321. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2016.09.002>.
3. **Brahim, T.** and Jemni, A. (2016a) "Compact Heat Exchangers Development," in Cooper, J. K. (ed.) *Heat Exchangers: Characteristics, Types and Emerging Applications*. New York: Nova Science Publishers, pp. 1–22. <https://novapublishers.com/shop/heat-exchangers-characteristics-types-and-emerging-applications/> ISBN: 978-1-63485-749-9
4. **Brahim, T.** and Jemni, A. (2021) "CFD analysis of hotspots copper metal foam flat heat pipe for electronic cooling applications," *International journal of thermal sciences*, 159(106583), p. 106583. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106583>.
5. **Brahim, T.** (May 12, 2022). "A Novel Approach for Performance Analysis of Air–Air Wickless Heat Pipe Heat Exchanger." *ASME. J. Thermal Sci. Eng. Appl.* October 2022; 14(10): 101016. <https://doi.org/10.1115/1.4054210>.

Conferences

28-30 October 2015, Brahim.T, Jemni. A., Heat pipe Investigation using Cu-Based-Water Nanofluid. *JITH 2015*, Marseille (France).

19-21 décembre 2016, Brahim.T, Lattaoui.Z, Jemni.A Contribution à l'étude des transferts thermiques au sein des caloducs. Les 9èmes Journées Tunisiennes sur les Ecoulements et les Transferts, *JITH 2016*, Hammamet, Tunisie.

2

25-27 October 2017, Brahim.T, Jemni.A, Etude numérique d'un caloduc miniature en mousse métallique pour le refroidissement électronique. Les 18èmes Journées internationale de thermique, *JITH 2017*, Monastir, Tunisie.

Brevet

Récupérateur de Chaleur Industriel (Heat Pipe Design Integration : HEDI) (déposé en INNOPRI)

5. Bibliographie liées à l'axe.1

- [1] Y. Chi et al., "Miniaturized capillary pumped loop heat controlling system and its manufacturing technique," *Chin. J. Mech. Eng.*, vol. 43, no. 12, pp. 166-170, 2007. DOI: 10.3321/j.issn:0577-6686.2007.12.031.
- [2] H. Aoki, M. Ikeda, and Y. Kimura, "Ultra-thin heat pipe and its application," *Frontiers in Heat Pipes*, vol. 2, no. 4, pp. 1-5, 2012. DOI: 10.5098/fhp.v2.4.3003.
- [3] Y. M. Hu, and H. L. Wang, "Experiment research on boiling convection of metal grid padding surface in flat heat pipe," *Cryogenics*, no. 4, pp. 163-167, Jun. 30, 1999. DOI: 10.3969/j.issn.1000-6516.1999.04.034.
- [4] S. Q. Fang, L. Zhao, Q. H. Shi, and H. X. Lu, "Experiment research of enhanced heat transfer for spiral groove gravity heat pipe," *Chem. Eng. (China)*, vol. 36, no. 6, pp. 19-21, 2008. DOI: 10.3969/j.issn.1005-9954.2008.06.006.
- [5] B. Holley and A. Faghri, "Analysis of pulsating heat pipe with capillary wick and varying channel diameter," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 48, no. 13, pp. 2635-2651, 2005. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.01.013.
- [6] G. S. Hwang, M. Kaviani, W. G. Anderson, and J. Zuo, "Modulated wick heat pipe," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 50, no. 7-8, pp. 1420-1434, 2007. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.09.019.
- [7] T. Kaya, "Analysis of vapor-gas bubbles in a single artery heat pipe," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 52, no. 25-26, pp. 5731-5739, 2009. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.08.015.
- [8] Y. Tang, D. X. Deng, G. H. Huang, Z. P. Wan, and L. H. Lu, "Effect of fabrication parameters on capillary performance of composite wicks for two-phase heat transfer devices," *Energy Conversion Management*, vol. 66, pp. 66-76, Feb. 15, 2013.
- [9] D. D. Wang, P. J. Liu, H. Q. Chu, J. X. Wang, and H. Y. L u, "Physical properties test of a composite porous wick based on foam metal," *Chin. J. Process Eng.*, vol. 7, no. 20, pp. 852-859, 2020. DOI: 10.12034/j.issn.1009-606X.219310.
- [10] J. Y. Liu, T. Luan, L. F. Liu, and Y. Zou, "Comparative study of surface modified carbon fiber capillary wicks in loop heat pipe," *Surface Techn.*, vol. 48, no. 1, pp. 175-181, 2019. DOI: 10.16490/j.cnki.issn.1001-3660.2019.01.023.
- [11] H. Tang et al., "Fabrication and capillary performance of micro-grooved wicks for aluminum flat-plate heat pipes," *J. Mech. Eng.*, vol. 55, no. 6, pp. 186-192, 2019. DOI: 10.3901/JME.2019.06.186.
- [12] Y. Mahulkar and C. Sedani, "Development of nickel bi-porous wicks for miniature loop heat pipe applications," *World J. Eng.*, vol.16, no. 2, pp. 331-339, 2019. DOI: 10.1108/WJE-03-2018-0096.
- [13] R. C. Progelhof, J. L. Throne, and R. R. Ruetsch, "Methods for Predicting the Thermal Conductivity of Composite Systems: A Review," *Polymer Eng. Sci.*, vol. 16, pp. 615-625, 1976. DOI: 10.1002/pen.760160905.

- [14] C. T. Hsu, P. Cheng, and K. W. Wong, "Modified Zehner-Schlunder models for stagnant thermal conductivity of porous media," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 37, no. 17, pp. 2751-2759, 1994. DOI: 10.1016/0017-9310(94)90392-1.
- [15] A. Assad, "A study of thermal conductivity of fluid bearing porous rock," Berkeley, CA: University of California, 1955.
- [16] D. R. Chaudhary and R. C. Bhandari, "Thermal conductivity of two phase porous materials," *Br. J. Appl. Physics*, vol. 2, no.4, pp. 609- 610, 1969. DOI: 10.1088/0022-3727/2/4/418.
- [17] R. Krupiczka, "Analysis of thermal conductivity of porously in granular materials," *Int. Chem. Eng.*, vol. 7, pp. 122- 144, 1967.
- [18] P. D. Dunn and D. A. Reay, *Heat Pipes*. Beijing, China, 1982.
- [19] J. C. Maxwell, *A treatise on electricity and magnetism*. 3rd ed. England: Clarendon Press, 1904.
- [20] L. Zhou, Y. Liu, and Z. H. Wei, "Prediction of effective thermal conductivity of loop heat pipe capillary core," *Chem. Eng. Design Commun.*, vol. 45, no. 9, pp. 170-172, 2019. D.
- [21] Rahli O, Tadrist L, Miscevic M, Santini R. Fluid flow through randomly packed monodisperse fibers: The Kozeny–Carman parameter analysis. *J Fluids Eng* 1997; 119:188–92.
- [22] B. B. Chen, W. Liu, Z. C. Liu, H. Li, and J. G. Yang, "Experimental investigation of loop heat pipe with flat evaporator using biporous wick," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 42, pp. 34-40, 2012. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2012.03.006.
- [23] H. Song et al., "Effects of sintering parameters on performance of Ni porous wick," *J. Chem. Ind. Eng. (China)*, vol. 68, no. S1, pp. 178-183, 2017. DOI: 10.11949/j.issn.0438-1157.20170618.
- [24] J. W. Li, N. X. Lu, and T. S. Cong, "Experimental study on evaporation-capillary pumping flow in capillary wick and working fluid system," *Therm. Sci.*, vol. 25, no. 1, pp. 367-375, 2021. DOI: 10.2298/TSCI180918413L.
- [25] J. Y. Xu, Y. Zou, and L. Cheng, "Pore structure Optimization and properties of composite wicks for loop heat pipes," *Proc. Chin. Soc. Electrical Eng.*, vol. 32, no. 23, pp. 70-74, 2012. DOI: 10.13334/j.0258-8013.pcsee.2012.23.002.
- [26] V. P. Carey, "Liquid-vapor phase change phenomena, an introduction of vaporization and condensation processes in heat transfer equipment." Taylor and Francis, Series in Chemical and Mechanical Engineering, 1992.
- [27] Sengupta, S., Kar, U. K., Banerjee, A., & Pramanik, S. (2023). A theory of rheological film condensation. *Journal of Dispersion Science and Technology*, 1–15. <https://doi.org/10.1080/01932691.2023.2265461>.
- [28] ESDU., "Heat pipes - performance of two-phase closed thermosyphons," ESDU Man. 81038, 1983.
- [29] A. Faghri, *Heat pipe science and technology*. Global Digital Press, ISBN 1560323833, 9781560323839, 874 pages 1995.
- [30] M. Groll and S. Rösler, "Operation principles and performance of heat pipes and closed two phase thermosyphons," *J. Non-Equilib. Thermodyn.*, vol. 17, no. 2, pp. 91–151, 1992.

- [31] M.S. El-Genk, H.H. Saber Flooding limit in closed, two-phase flow thermosyphons Int. J. Heat Mass Transf., 40 (9) (1997), pp. 2147-2164.
- [32] Collie, J. G., Eng, F. R. S. F., John, R., & Phil, T. D. (1994). Multi-Component Boiling And Condensation. Convective Boiling and Condensation, 534–584.
<https://doi.org/10.1093/oso/9780198562825.003.0012>.
- [33] D.A.Labuntsov, “Heat transfer problems with nucleate boiling of liquids,” Therm.Eng.(USSR)(Engl. Transl.), v. 19, no. 9, pp. 21-28, 1973.
- [34] H. Imura, H. Kusuda, J.-I. Ogata, T. Miyazaki, and N. Sakamoto, “Heat transfer in two-phase closed-type thermosyphons,” JSME Trans., vol. 45, pp. 712–722, 1979.
- [35] S. S. Kutateladze, “Heat transfer and hydrodynamic resistance,” Energoatomizdat, Moscow, p.151, 1990.
- [36] L. L. Vasiliev and S. Kakaç, Heat Pipes and Solid Sorption Transformations: Fundamentals and Practical Applications. CRC Press, 2013.
- [37] TIEN, C., & CHUNG, K. (1978). Entrainment limits in heat pipes. 3rd International Heat Pipe Conference. <https://doi.org/10.2514/6.1978-382>
- [38] Nguyen-Chi, H., & Groll, M. (1982). Entrainment or Flooding Limit in a Closed Two-Phase Thermosyphon. Advances in Heat Pipe Technology, 147–162. <https://doi.org/10.1016/b978-0-08-027284-9.50020-6>
- [39] Kemme, J. E. (1969). Ultimate heat-pipe performance. IEEE Transactions on Electron Devices, 16(8), 717–723. <https://doi.org/10.1109/t-ed.1969.16845>
- [40] Katto, Y., & Watanabe, K. (1992). An analytical study on the critical heat flux of countercurrent boiling in a vertical tube with a closed bottom. International Journal of Heat and Mass Transfer, 35(11), 3021–3028. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(92\)90321-i](https://doi.org/10.1016/0017-9310(92)90321-i)
- [41] M. Shafai, V. Bianco, K. Vafai, O. manca, An Investigation of the thermal performance of cylindrical heat pipes using nanofluids. International journal of Heat and Mass Transfer 53(2010) 376-383.
- [42] Brahim,T. and Jemni, A. (2012). Heat Pipe Simulation under Critical Conditions. Frontiers in Heat Pipes (FHP), 3, 033003, Vol. 3, No. 3,7 pages. DOI: 10.5098/fhp.v3.3.3003.
- [43] T.Brahim, A. Jemni., Effect of the Heat Pipe Adiabatic Region, Journal of Heat Transfer, (ASME), April 2014, Vol. 136 / 042901 DOI:10.1115/1.4025132.
- [44] Vafai, K., and Tien, C. L., 1981, “Boundary and Inertia Effects on Flow and Heat Transfer in Porous Media,” Int. J. Heat Mass Transfer, 24, pp. 195–203.
- [45] G. S. Wang, B. Song, Z. H. Liu, Operation characteristics of cylindrical miniature grooved heat pipe using aqueous CuO nanofluids. Experimental Thermal Fluid Science 34 (2010) 1415-1421.

- [46] Brahim, T. and Jemni, A. (2024) "Discussion on the stability of nanofluids for optimal thermal applications," In book: Advanced Materials-Based Fluids for Thermal Systems, Chapter: 8 Publisher: Elsevier. DOI: 10.1016/B978-0-443-21576-6.00008-X.
- [47] Goodarzi M et al (2016) Investigation of heat transfer performance and friction factor of a counter-flow double-pipe heat exchanger using nitrogen-doped, graphene-based nanofluids. *Int Commun Heat Mass Transf* 76:16–23.
- [48] Zare Aliabadi, H., & Atashi, H., & Nouei, S., & Khoram, M. (2009). An Experimental and Theoretical Investigation on Thermal Performance of a Gas-Liquid Thermosyphon Heat Pipe Heat Exchanger in a Semi-Industrial Plant. *Iranian Journal of Chemical Engineering*, 6(3), 13-25.
- [49] L.L. Vasiliev, Heat pipes in modern heat exchangers, *Applied Thermal Engineering* 25 (1) (2005) 1-19.
- [50] R. K. Shah, E. C. Subbaroa, R. A. Mashelkar, *Heat Transfer Equipment Design*, Hemisphere Publ. 1988.
- [51] S. Noie, "Investigation of thermal performance of an air-to-air thermosyphon heat exchanger using ε -NTU method," *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, no. 5-6, pp. 559-567, 2006.
- [52] L. Tien and K. S. Chung, Entrainment limits in heat pipes, *AIAA J.* (1979) 17 643-646
- [53] Y. Katto, generalized correlation for critical heat flux of the natural convection boiling in confined channels, *Trans. Japan. Soc. Mech. Engrs*, (1978) 44 3908-3911.
- [54] R. K. Sakhuja, Flooding constraint in wickless heat pipes, *ASME Publ.* 73WA/HT-7, (1973)
- [55] Z. Nejat, Effects of density ratio on critical heat flux in closed and vertical tubes, *Int. J. Multiphase Flow*, (1981) 7 321-327.
- [56] J. Danielewicz, M. A. Sayegh, B. Sniechowska, M. Szulgowska-Zgrzywa and H. Jouhara, "Experimental and analytical performance investigation of air to air two phase closed thermosyphon based heat exchangers," *Energy*, vol. 77, pp. 82-87, December 2014
- [57] Chaudourne, S., 'Modeling and optimization of heat pipe heat exchangers', France, 1984
- [58] A. Jalilvand, M. Katsuta, K. Saitou, J. Toyonaga, The study and development of roll heat pipe performance, *Heat Transfer Eng.* 29 (12) (Dec 1, 2008) 977e983 (Taylor & Francis).
- [59] H. F. Hamann, A. Weger, J. A. Lacey, Z. Hu, P. Bose, E. Cohen, and J. Wakil, *IEEE J. Solid-State Circuits* 42, 56 (2007).
- [60] Yasushi K, Hideaki I, Masataka M, Yuji S, Shuichi T (2006). Numerical analysis and experimental verification on thermal fluid phenomena in a vapor chamber. *Appl. Therm. Eng.*, 26: 1669–1676.
- [61] X. Yang, Y.Y. Yan, D. Mullen, Recent developments of lightweight, high performance heat pipes, *Appl. Therm. Eng.* 33e34 (2012).
- [62] G. S. Wang, B. Song, Z. H. Liu, Operation characteristics of cylindrical miniature grooved heat pipe using aqueous CuO nanofluids. *Experimental Thermal Fluid Science* 34 (2010) 1415-1421.

PARTIE .2 : GESTION THERMIQUE DANS LES SYSTEMES PVT

1) Littérature et contexte théorique

2) Chapitre.1 : Etude des PVT orienté capteur

**Section.1 : Evaluation de capteur solaire type PVT /caloducs
thermosiphon**

**Section.2 : Analyse exergétique et énergétique du capteur ‘PVT type
‘roll bond’ par modèle dynamique non linéaire**

3) Chapitre.2 : Etude des PVT orienté Système

Section.1 : Etude et évaluation du système PVT-Pompe à chaleur

**Section.2 : Etude numérique des systèmes solaires PVT intégrés à
l'aide de Simulink/MATLAB**

1. Littérature et contexte théorique

Cette section se concentre sur le développement et la modélisation de capteurs PVT avec une performance globale optimisée du système. Les sujets de recherche s'inscrivent dans le cadre thématique de la « gestion thermique » qui vise à équilibrer les exigences divergentes du photovoltaïque et du solaire thermique en contrôlant les flux d'énergie et en ajustant la température des capteurs au niveau souhaité.

Premièrement, cela concerne l'optimisation de l'efficacité thermique des capteurs PVT par l'élaboration d'une étude bibliographique détaillée et une synthèse des modèles numériques du capteur PVT. Deuxièmement, la performance annuelle du collecteur est évaluée dans le contexte du système en évaluant les rendements énergétiques électriques et thermiques des systèmes PVT typiques. Troisièmement, l'intégration des systèmes PVT et ces configurations adoptées dans le secteur résidentiel.

1.1 Motivation et contexte

Le changement climatique est l'un des plus grands défis environnementaux, technologiques, économiques et sociaux de notre époque. Les principaux moteurs du changement climatique sont les émissions anthropiques de gaz à effet de serre, en particulier le dioxyde de carbone. La concentration atmosphérique de gaz à effet de serre a considérablement augmenté par rapport aux niveaux préindustriels, ce qui entraîne une augmentation continue des températures de surface mondiales en raison d'un déséquilibre radiatif du système climatique.

Une combinaison de différentes technologies est nécessaire pour atténuer ces émissions. Dans le secteur de l'approvisionnement en énergie, les sources d'énergie renouvelables telles que l'éolien, le solaire, l'hydroélectricité ou le nucléaire peuvent se substituer aux centrales fossiles. Dans le secteur du bâtiment, une réduction de l'intensité des gaz à effet de serre peut être atteinte par l'utilisation locale de sources d'énergie renouvelables et de mesures d'efficacité énergétique.

Les capteurs hybrides photovoltaïques-thermiques (capteurs PVT) sont une technologie prometteuse qui combine la production solaire d'électricité et de chaleur dans un seul composant. Les modules PV conventionnels ne convertissent que 10 à 20% de leur rayonnement solaire incident en électricité, tandis que la majeure partie de la ressource solaire est transformée en chaleur inutilisée. En revanche, les capteurs PVT hybrides transfèrent cette

chaleur à un fluide qui circule derrière les cellules PV. De cette manière, les capteurs PVT produisent à la fois de l'électricité et de la chaleur sur la même surface, et atteignent ainsi l'efficacité solaire potentiellement plus élevée avec une utilisation maximale de l'espace.

Ces dernières années, des produits collecteurs en PVT principalement non vitrés sont entrés sur le marché. Ces capteurs PVT souffrent cependant d'un faible rendement thermique par rapport aux capteurs plans conventionnels. Par conséquent, la technologie PVT ne peut pas exploiter tout son potentiel et les applications sont limitées aux systèmes à basse température, par exemple, chauffage de piscine ou en combinaison avec des pompes à chaleur. Ainsi, la plate-forme refroidissement-chauffage renouvelable a identifié comme priorité stratégique le développement de capteurs vitrés PVT à performances thermiques améliorées et à haute fiabilité.

En cogérant de l'électricité et de la chaleur dans un seul composant, les capteurs PVT atteignent un rendement global supérieur à celui des modules PV. Les deux formes d'énergie sont récoltées à des niveaux d'exergie en cascade : une exergie de haut niveau sous forme d'électricité et une exergie de bas niveau sous forme de chaleur. Ainsi, les capteurs PVT transforment la ressource solaire plus efficacement, avec une meilleure utilisation de la surface disponible. Le spectre solaire standard AM1.5 de l'irradiance globale et la distribution spectrale correspondante de l'électricité et de la chaleur utiles d'un capteur PVT sont illustrés à la Fig.2.1. Contrairement aux modules PV, qui fonctionnent généralement entre des longueurs d'onde de 300 nm à 1100 nm (spectre visible : 380nm-780nm), les collecteurs PVT utilisent l'énergie sur toute la bande du spectre solaire. Les pertes optiques dues aux réflexions aux interfaces optiques et les pertes thermiques dues aux pertes de chaleur du collecteur vers l'air ambiant doivent être prises en compte. Au total, l'exemple de collecteur PVT atteint un rendement électrique et thermique maximal global de $\eta_{elnsTC} = 15\%$ et $\eta_{th,0} = 61\%$.

De manière générale, les capteurs PVT combinent les fonctionnalités d'un module PV conventionnel et d'un capteur solaire thermique dans un seul composant (Fig.2.2). Le module PV a pour fonction principale de convertir l'énergie solaire en électricité dans des cellules PV, qui sont électriquement interconnectées et protégées contre les influences environnementales par un verre de module ou un film arrière. Les capteurs solaires thermiques convertissent l'énergie solaire en chaleur en absorbant l'énergie solaire par un absorbeur généralement métallique et en transférant la chaleur produite à un fluide qui circule dans des tubes ou des

canaux. Dans le même temps, les pertes de chaleur doivent être minimisées, par exemple par l'application d'un vitrage frontal.

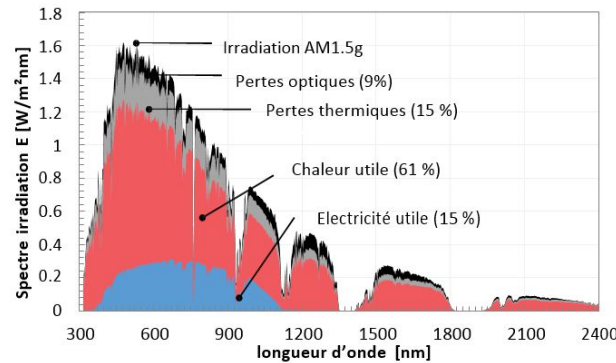


Fig.2. 1 : Répartition spectrale de l'irradiance solaire*

*Les nombres indiqués sont présentés pour l'efficacité maximale (STC) d'un capteur PVT non vitré à $T_a = 25^\circ\text{C}$, $G = 1000\text{ W/m}^2$ et $u_{vent} = 0\text{ m/s}$

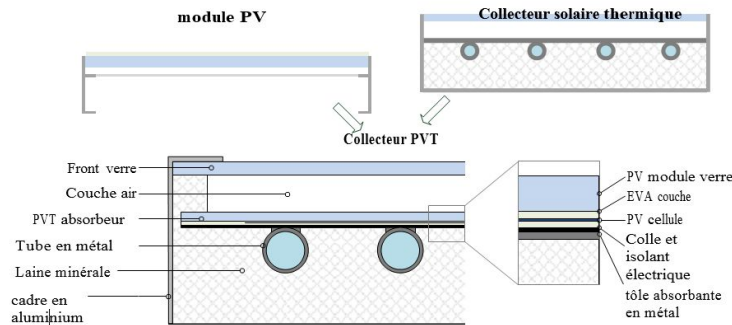


Fig.2. 2:: Coupe schématique de capteur PVT

La réalisation technique du principe PVT peut prendre de nombreuses formes, et les possibilités de conception et de construction sont multiples. L'absorbeur PVT constitue cependant la base commune de tout collecteur PVT. Par conséquent, l'absorbeur PVT, qui couple thermiquement les cellules PV au fluide caloporteur, peut également être appelé le cœur du collecteur PVT. Les cellules PV sont la structure absorbante proprement dite, car la principale part de l'irradiation dans les collecteurs PVT est absorbée dans les cellules PV elles-mêmes.

Une partie de l'énergie absorbée est transformée en électricité ; la partie restante de l'énergie est transformée en chaleur et doit être transportée vers le fluide via l'absorbeur PVT. Fig.2.2 montre une coupe transversale schématique d'un capteur PVT vitré avec un absorbeur PVT feuille et tube collé, détaillant les couches individuelles.

Selon la deuxième loi de la thermodynamique (irréversibilité), la chaleur ne peut jamais passer d'un endroit plus froid à un endroit plus chaud. Par conséquent, la température du fluide doit toujours être inférieure aux températures des cellules pour utiliser la chaleur excessive dans les cellules PV. Par conséquent, les cellules PV sont le composant le plus chaud d'un collecteur PVT. La question centrale des capteurs PVT réside précisément dans le couplage physique de la cellule PV et de la température du fluide.

Les cellules PV fonctionnent plus efficacement à basse température, car l'efficacité électrique des technologies de cellules PV à base de silicone chute de $-0,1\%$ à $-0,5\%$ par Kelvin d'augmentation de la température des cellules [63]. Le coefficient de température négatif est causé par la diminution de l'énergie de la bande interdite du semi-conducteur avec l'augmentation de la température. Par conséquent, la tension en circuit ouvert des cellules PV diminue, entraînant une baisse de l'efficacité électrique.

Les capteurs solaires thermiques fonctionnent également plus efficacement à des températures de fonctionnement plus basses, car les pertes de chaleur sont proportionnelles à la température de surface de l'absorbeur. Cependant, la température de fonctionnement est déterminée par le système solaire thermique sous-jacent, ses niveaux de température requis et les températures des fluides qui se produisent dans le stockage. Selon les simulations du système, les capteurs solaires thermiques fonctionnent généralement à des températures de fluide moyennes comprises entre $T_m = 30^\circ\text{C}$ et 90°C , ce qui se situe au-dessus des températures de cellule des modules PV variant entre $T_{cell} = 10^\circ\text{C}$ et 60°C , mais il existe également un chevauchement des températures de fonctionnement dans la plage de 30°C et 60°C . Fig.2.3 compare les courbes d'efficacité d'un module PV et d'un capteur solaire thermique et leurs températures de fonctionnement typiques. De plus, elle indique le rendement maximal du module PV à $\eta_{elnSTC} = 15\%$, et le facteur de conversion du capteur solaire thermique à $\eta_{th,0} = 80\%$.

Comme les températures de cellule et de fluide sont couplées, les capteurs PVT ne fonctionnent pas au point optimal de fonctionnement PV ou ST, mais un compromis entre le fonctionnement thermique et électrique est nécessaire.

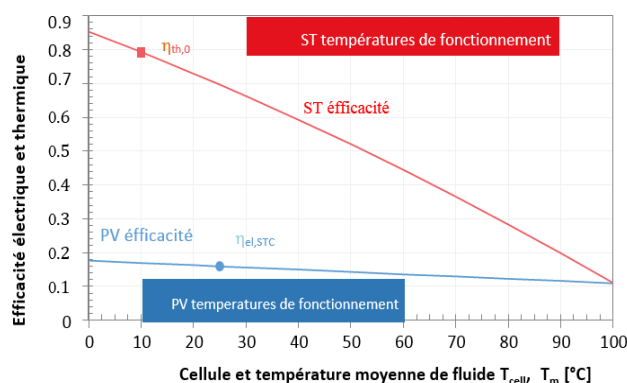


Fig.2. 3: Température des modules PV et des capteurs solaires thermiques (ST)*.

*L'efficacité est donnée pour un module PV c-Si et un capteur plan dans des conditions de fonctionnement typiques de $G = 650 \text{ W/m}^2$, $T_a = 10 \text{ }^\circ\text{C}$.

En utilisant la terminologie des centrales de production combinée de chaleur et d'électricité, les capteurs PVT peuvent être considérés comme de la cogénération solaire, où la priorité est donnée à la production d'électricité ou de chaleur :

La priorité à l'électricité implique de faire fonctionner le collecteur PVT à basse température. Ainsi, des températures de fluide basses refroidissent les cellules PV et un rendement électrique plus élevé par rapport à un module PV sans refroidissement est obtenu. Cependant, le capteur solaire thermique est moins performant dans ce cas, car seules de basses températures de fonctionnement sont possibles.

La priorité à la chaleur implique de faire fonctionner le capteur PVT à des températures plus élevées proches du point de fonctionnement des capteurs solaires thermiques conventionnels. Dans ce cas, les capteurs PVT fournissent de la chaleur à des températures plus élevées, ce qui nécessite une meilleure isolation thermique du capteur, par ex. en appliquant une couverture au-dessus ou en concentrant les rayons du soleil. Cependant, dans ce cas, le fonctionnement PV est moins performant en raison des températures élevées des cellules et d'une efficacité optique potentiellement réduite.

La motivation derrière le principe PVT de combiner le PV et le solaire thermique peut être résumée comme une utilisation plus efficace de la ressource solaire avec une meilleure utilisation de la surface disponible, où un seul terme de « cogénération solaire » fournit à la fois la chaleur solaire et l'électricité solaire. Cependant, le problème central découle du couplage des températures des cellules et des fluides que le fonctionnement électrique ou thermique sous-performe par rapport aux technologies simples.

1.2 Classification des capteurs PVT

Il existe différentes manières de classer les collecteurs PVT. Une classification concise des capteurs PVT est importante en raison de l'existence de concepts PVT à multiples facettes, chacun avec ses caractéristiques technologiques individuelles et sa maturité technologique spécifique et ses besoins de recherche [64]. Fig.2.4 montre quatre catégories qui peuvent être utilisées pour classer les capteurs PVT. Tout type de collecteur PVT peut être classé dans chacune des quatre catégories, alors que la liste n'est pas exhaustive.

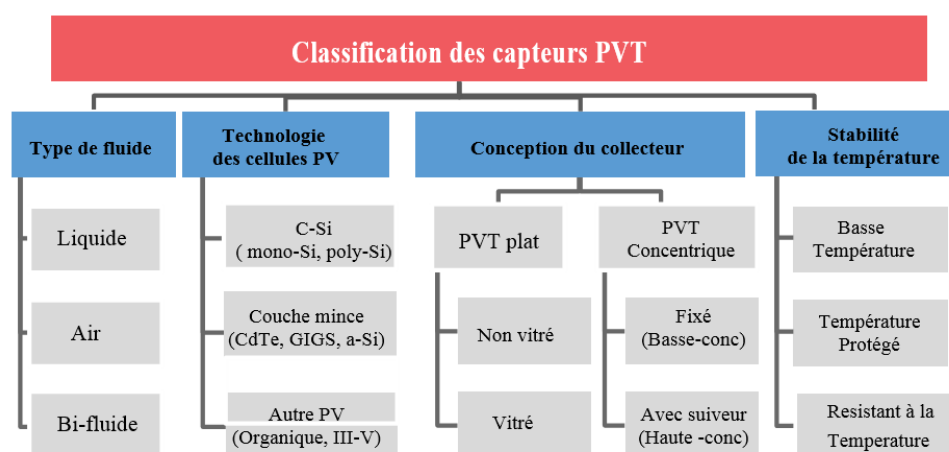


Fig.2. 4: Classification des capteurs PVT [64]

Le fluide caloporteur est soit liquide (eau ou mélange eau-glycol), soit air. L'eau a une conductivité thermique et une capacité thermique plus élevées que l'air, c'est pourquoi la plupart des capteurs solaires thermiques et PVT sont aujourd'hui des capteurs de type liquide. D'autre part, les capteurs PVT à air ne souffrent pas de problèmes de surchauffe, car l'air peut être évacué facilement. Pourtant, il n'y a que des applications limitées pour les collecteurs d'air, qui sont en général encore un produit de niche. En outre, des recherches ont été menées sur les capteurs PVT bi-fluides avec à la fois de l'air et de l'eau comme fluide caloporteur [65], mais ces collecteurs ont des coûts de production plus élevés.

En principe, toutes les technologies de cellules photovoltaïques peuvent être utilisées dans les capteurs PVT, mais leur adéquation spécifique dépend de leur efficacité de conversion électrique, du coefficient de température de l'énergie électrique et du coefficient d'absorption de l'énergie solaire. Les cellules PV en silicium cristallin (c-Si) ont la plus grande part dans le PV et les applications PVT [66]. Les cellules en silicium monocristallin (m-Si) atteignent un rendement électrique et une absorption solaire plus élevés que les cellules en silicium

polycristallin (p-Si). Les technologies photovoltaïques à couches minces telles que CdTe, CIGS ou le silicium amorphe ont un coefficient de température inférieur à celui des cellules c-Si et sont donc considérées comme plus adaptées aux températures élevées. Il en va de même pour les cellules PV organiques, mais une réflexion élevée de la pile PV organique s'est avérée être un problème. Les cellules multi-jonctions (par exemple les cellules III-V) sont utilisées dans les applications PV à haute concentration, où le refroidissement des cellules PV est essentiel, et donc l'application de capteurs PVT est particulièrement raisonnable.

Les capteurs PVT sont également classés selon leur conception et leur principe de construction en capteurs plans PVT avec les sous-catégories non vitrés et vitrés, et en capteurs PVT à faible ou haute concentration (Fig.2.5). La conception a une grande influence sur les pertes de chaleur et donc sur les températures de fonctionnement appropriées. Les capteurs PVT plats et non vitrés sont similaires dans leur conception aux modules PV, mais avec une construction d'évacuation de la chaleur fixée à l'arrière et une isolation thermique en option. Les capteurs PVT plats et vitrés comportent un capot avant supplémentaire espacé du module PV pour réduire les pertes de chaleur par convection. Ainsi, la conception des capteurs PVT vitrés ressemble davantage à celle des capteurs solaires thermiques plats. Les collecteurs PVT à concentration peuvent être réalisés à partir de taux de concentration faibles à élevés, et soit stationnaires avec un angle d'inclinaison ou suivis le long d'un ou deux axes [67].

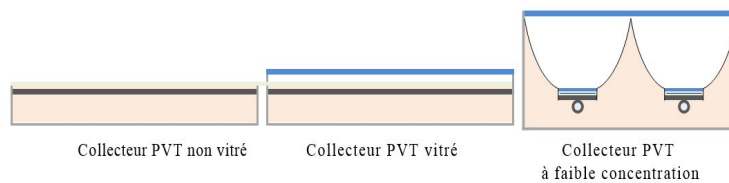


Fig.2.5: Classement des capteurs PVT selon leur conception [67].

L'accent de cette mémoire est mis sur les collecteurs PVT plats vitrés de type liquide avec des cellules PV c-Si. Les cellules PV en silicium cristallin (c-Si) se sont avérées être la technologie PV favorable, car elles sont la technologie de cellule PV la plus importante, présentent un haut niveau de fiabilité et un coefficient d'absorption solaire élevé, qui l'emporte sur le coefficient de température relativement élevé. Les capteurs PVT de type liquide et vitrés visent à remplacer les capteurs solaires thermiques conventionnels étant donné les systèmes solaires thermiques similaires et la plage de température correspondante.

1.3 Comparaison de l'efficacité

Pour évaluer l'état actuel des performances électriques et thermiques des produits PVT actuels, les produits « meilleurs du marché » suivants sont sélectionnés et comparés, qui peuvent être considérés comme les capteurs PVT les plus performants de leur catégorie.

Le rendement électrique maximal dans des conditions d'essai standard (STC) est compris entre $\eta_{el,STC} = 9.7\%$ du capteur PVT à faible concentration et $\eta_{el,STC} = 17.4\%$ du capteur PVT non vitré. En comparaison, l'efficacité des modules PV varie entre $\eta_{el,STC} = 13.9\%$ des modules PV à couches minces et $\eta_{el,STC} = 22.2\%$ des modules mono-Si à haut rendement [68]. La moyenne de l'industrie s'élève à environ $\eta_{el,STC} = 15.0\%$ des modules PV polycristallins.

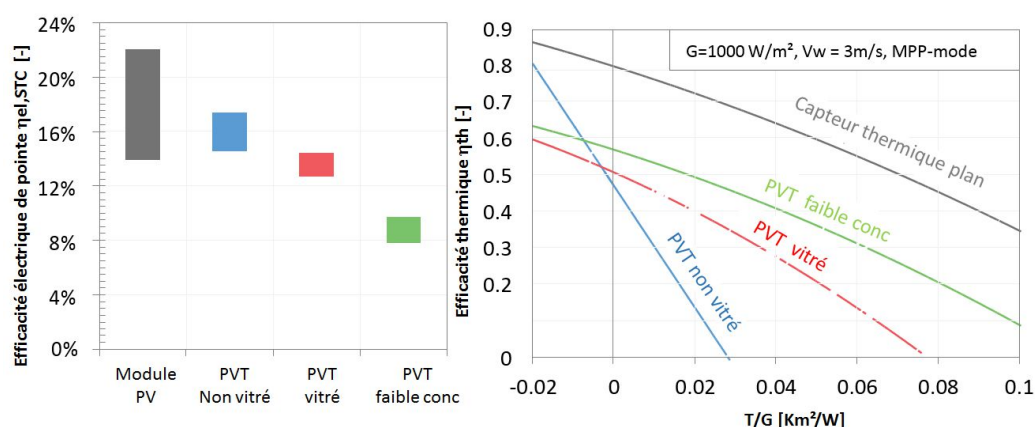


Fig.2. 6: Efficacité des technologies des capteurs solaires [68]

Le capteur PVT à faible concentration atteint les performances thermiques les plus élevées, suivi par le capteur PVT vitré et non vitré. La performance thermique inférieure par rapport au capteur plan peut être attribuée en premier lieu à la production d'électricité simultanée. Deuxièmement, les absorbeurs PVT ont une absorption plus faible et une émittance plus élevée par rapport aux absorbeurs solaires thermiques spectralement sélectifs. De plus, la résistance thermique entre les cellules PV et le fluide est, dans la plupart des cas, plus élevée que pour les capteurs plans. L'une des principales raisons du succès limité des capteurs PVT réside dans leur efficacité thermique relativement faible. Contrairement aux collecteurs plats conventionnels avec une surface d'absorption spectralement sélective, la surface du stratifié PVT a une émissivité élevée, ce qui entraîne des pertes de chaleur par rayonnement élevées et donc une efficacité thermique réduite.

En général, on peut observer que les capteurs PVT avec un rendement électrique plus élevé atteignent un rendement thermique plus faible, et vice versa. Cela sous-tend l'idée que la conception des collecteurs PVT peut être optimisée vers un rendement électrique élevé ou thermique élevé.

1.4 Paramètres d'efficacité standard

Les normes actuelles spécifient la procédure pour tester l'efficacité électrique des modules PV et l'efficacité thermique des capteurs solaires thermiques, mais des normes explicites pour tester l'efficacité combinée des capteurs PVT ne sont pas disponibles. Par conséquent, les paramètres d'efficacité standard des mesures électriques et thermiques séparées doivent être utilisés.

- **Paramètres d'efficacité électrique**

Les modules PV sont qualifiés sur la base des normes internationales IEC 61853 (2011) et IEC 61215 (2016). La caractéristique courant-tension du module PV est mesurée dans la lumière naturelle du soleil ou dans la lumière du soleil simulée pulsée ou continue sous le spectre solaire de référence AM1.5. Tous les paramètres de performance pertinents des modules PV peuvent être dérivés de la courbe I-V, tels que la tension de circuit ouvert V_{oc} , le courant de court-circuit I_{sc} et la puissance au point de puissance maximale MPP avec le facteur de remplissage FF correspondant.

L'efficacité maximale $\eta_{el,STC}$ est testée sur la base des conditions de test standard (STC) à un éclairage normal de $G = 1000 \text{ W/m}^2$, tandis que la température du module PV est maintenue à une température constante de $T_{STC} = 25 \text{ °C}$. La dépendance à la température de la puissance PV est obtenue en mesurant la courbe I-V à plusieurs températures de module et un ajustement linéaire ultérieur. Le rendement électrique en fonction de la température est exprimé comme [69].

$$\eta_{el,STC} = \eta_{el,STC} [1 - \beta(T_{cell} - T_{STC})] \quad (1)$$

Pour les modules PV conventionnels, la température de fonctionnement nominale du module (NOCT) est mesurée dans les conditions de fonctionnement normalisées de $G = 800 \text{ W/m}^2$, $T_a = 20 \text{ °C}$, $u_{vent} = 1 \text{ m/s}$, angle = 37° et fonctionnement au point de puissance maximale (CEI 61215-2:2016). Ces tests ne représentent cependant pas les conditions de fonctionnement

typiques des capteurs PVT. Au contraire, les températures des fluides dictent la température de la cellule de régulation pendant le fonctionnement. Par conséquent, le NOCT seul a une signification limitée pour les collecteurs PVT.

- **Paramètres d'efficacité thermique**

ISO 9806 (2013) est la norme actuelle pour caractériser les performances des capteurs solaires thermiques. Il permet de mesurer les performances thermiques dans des conditions intérieures avec soleil et vent artificiels dans le simulateur solaire. Alternativement, l'ISO 9806 autorise les essais à l'extérieur dans des conditions météorologiques naturelles en régime permanent ou quasi-dynamique (QDM).

La courbe d'efficacité thermique des capteurs solaires thermiques dans sa forme la plus simple est rapportée comme (ISO 9806-2013) :

$$\eta_{th} = \eta_{th,0} - a_1 \frac{(T_m - T_a)}{G} - a_2 \frac{(T_m - T_a)^2}{G} \quad (2)$$

$\eta_{th,0}$ est le facteur de conversion thermique, a_1 et a_2 les coefficients de perte de chaleur linéaire et quadratique, respectivement. La différence de température entre la température moyenne du fluide T_m et la température ambiante T_a divisée par l'éclairement énergétique normal G est souvent également notée brièvement comme la température réduite $\Delta T/G$.

L'efficacité des capteurs solaires peut être décrite plus précisément en prenant en compte des paramètres supplémentaires. La méthode d'essai quasi-dynamique prend également en compte les modificateurs d'angle d'incidence directe et diffuse $K_{\theta b}$ et $K_{\theta d}$, la dépendance à la vitesse du vent des pertes thermiques a_3 et a_6 , les caractéristiques d'irradiation à longue longueur d'onde (IR) a_4 et les effets de capacité thermique C_{eff} . La puissance calorifique dynamique et instantanée correspondante est donnée par (ISO 9806 2013) :

$$\begin{aligned} \dot{q}_{coll} = \eta_{th} \cdot G = & F'(\tau\alpha)_{en} \cdot K_{\theta b}(\theta)G_b + F'(\tau\alpha)_{en} \cdot K_{\theta d}G_d - a_1(T_m - T_a) - a_2(T_m - T_a)^2 \\ & - a_3u(T_m - T_a) + a_4(E_L - \sigma T_a^4) - C_{eff} \frac{T_m}{dt} - a_6uG \end{aligned} \quad (3)$$

Selon la construction du capteur, tous les paramètres $a_1 - a_6$ ne doivent pas être évalués et certains peuvent être mis à zéro. Par exemple, la vitesse du vent (u) et l'échange de chaleur par rayonnement infrarouge (E_L : irradiation à longue longueur d'onde $> 3\mu m$) n'ont qu'une

influence mineure sur l'efficacité des capteurs vitrés, c'est pourquoi a_3 , a_4 et a_6 ne sont généralement pas évalués. La nouvelle norme ISO 9806 (2017) a remplacé la définition trompeuse des capteurs non vitrés par la soi-disant WISC (*wind and/or infrared sensitive collectors*), qui signifie « capteurs sensibles au vent et/ou aux infrarouges ». Pour ces capteurs, il est obligatoire de caractériser les paramètres pertinents a_3 , a_4 et a_6 .

- **Paramètres d'efficacité PVT**

Les normes électriques et thermiques séparées ne tiennent pas compte de l'interaction des opérations électriques et thermiques. Cependant, il est connu que le mode de fonctionnement électrique – qu'il fonctionne avec ou sans production d'électricité simultanée – a une influence significative sur les performances thermiques [70]. De plus, les températures du fluide affectent les températures des cellules PV et donc le rendement électrique par le transfert de chaleur entre les cellules PV et le fluide, qui est décrit par F' ou $U_{abs,fluide}$.

Une bonne interprétation physique des paramètres du capteur peut être obtenue en convertissant les paramètres de rendement normalisés en caractéristiques physiques dépendant de la température du produit transmission-absorption effectif $(\tau\alpha)_{eff}$, le rendement électrique η_{el} , le coefficient de transfert de chaleur interne $U_{abs,fluide}$ et le coefficient global de perte de chaleur U_{perte} . Ces paramètres dérivés décrivent avec précision le comportement physique d'un collecteur PVT basé sur le modèle à deux nœuds, comme cela va s'avérer par la suite.

La convention s'applique tout au long de cet axe de recherche que la performance thermique indique toujours le fonctionnement avec fonctionnement électrique simultané en mode MPP, sauf indication contraire. Par conséquent, cette approche calcule la puissance thermique indépendamment de la puissance électrique instantanée et néglige les écarts de la puissance thermique dus aux variations de la puissance électrique. Ainsi, le rendement global combiné du collecteur PVT, η_{PVT} est donné par la somme du rendement électrique η_{el} dans l'Eq.1 et le rendement thermique η_{th} dans l'Eq.3 par :

$$\eta_{PVT} = \eta_{el} + \eta_{th} \quad (4)$$

1.5 Modélisation de base des capteurs PVT

1.5.1 Présentation

Afin d'analyser et d'interpréter les résultats, d'identifier le potentiel d'optimisation et de réaliser des études de conception, un modèle général de collecteur PVT (une synthèse réalisée par l'auteur) sera présenté dans cette section. Son objectif principal est la prédiction de l'efficacité thermique et électrique pour tous ensemble donné de paramètres d'entrée optiques, thermiques, électriques et géométriques. Ainsi, le modèle de collecteur est un outil puissant pour le développement de nouveaux concepts de collecteur PVT et pour comprendre l'interaction des flux d'énergie optique, électrique et thermique.

Dans la littérature scientifique, on trouve une multitude de modèles de capteurs solaires thermiques et PVT, chacun avec un objectif différent et un niveau de détail différent. Sans aucun doute, le modèle de Duffie et Beckman [71] est considéré comme la référence standard pour les capteurs solaires thermiques. Le premier travail sur la modélisation des capteurs PVT a été réalisé par Florschuetz [72] qui a introduit un coefficient de transfert de chaleur interne pour coupler la cellule PV et le nœud fluide. Zondag et al. [73] ont avancé cette approche et développé des modèles 1D et 2D par lesquels ils ont étudié l'influence du niveau de détail du modèle sur les rendements électriques et thermiques annuels. Chow [74] s'est également appuyé sur l'approche de Florschuetz [72] et a développé un modèle de collecteur dynamique explicite avec un niveau de détail remarquable. Des travaux récents se concentrent sur des sujets de modélisation particuliers tels que la concentration des collecteurs PVT, absorbeur entièrement mouillé, modèles PVT transitoires implantés dans un logiciel de simulation de circuit électronique [75], pour n'en nommer que quelques-uns.

Tous les modèles numériques mentionnés partagent une structure commune et peuvent donc être réduits au bilan énergétique de base des capteurs PVT, comme illustré à la Fig.2.10. La puissance incidente P_{abs} est absorbée dans les cellules PV, où le flux d'énergie est séparé en électricité (P_{el}), chaleur utile ($\dot{q}_{utile}$) et pertes thermiques ($\dot{q}_{perte}$). Le rendement électrique (η_{el}) est fonction de la température de l'absorbeur T_{abs} , qui est par définition égale à la température de la cellule. Par conséquent, le modèle de collecteur à deux nœuds décrit les flux d'énergie d'une colonne PVT avec quatre paramètres principaux : $(\tau\alpha)_{eff}$ du côté optique, U_{perte} et $U_{abs,fluide}$ du côté thermique, et η_{el} du côté électrique.

Une description physiquement correcte du collecteur PVT nécessite cependant un niveau de détail plus élevé : pour chacun des quatre paramètres principaux, des corrélations physiques et empiriques doivent être mises en œuvre. Ces corrélations décrivent numériquement les flux d'énergie détaillés en fonction des propriétés optiques, électriques, thermiques et géométriques, comme illustré à titre d'exemple pour un collecteur PVT vitré sur la Fig.2.10 (à droite). Le tableau.2.1 résume les quatre principaux paramètres et décrit les approches expérimentales et de modélisation pour leur caractérisation.

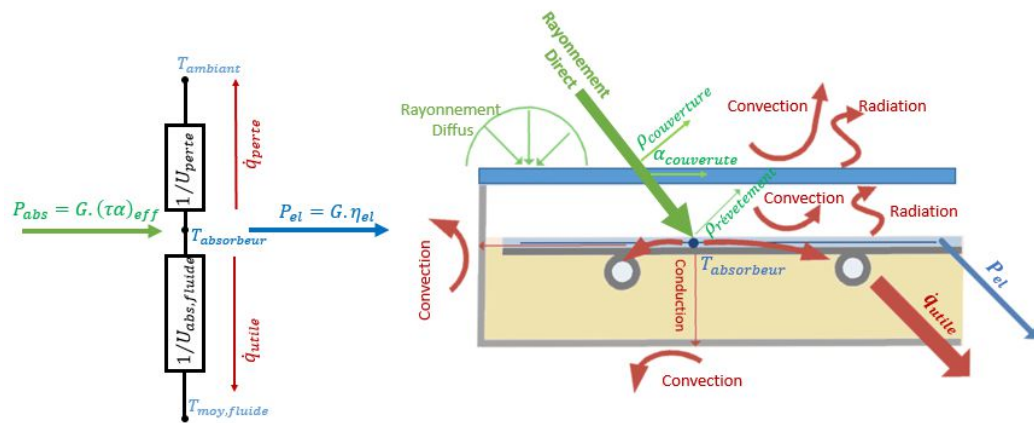


Fig.2. 7: Bilan énergétique de base des collecteurs PVT

Paramètre	Flux d'énergie	Approche de modélisation	Approche expérimentale
$(\tau\alpha)_{eff}$	Optique	Séquence géométrique pour $(\tau\alpha)_{eff}$	Mesures spectroscopiques de transmission et absorption de vitrage et absorbeur PVT
η_{el}	Electrique	Calcul cellule - à - module	Caractérisation de la puissance des modules PV y compris la dépendance à la température
U_{perte}	Thermique	Résistance thermique équivalente du réseau	Mesure dans l'obscurité sans éclairage
$U_{abs,fluide}$	Thermique	Modèle par différence finis d'un absorbeur PVT	

Tableau.2. 1: Paramètres principaux d'un collecteur PVT

Le présent modèle de collecteur PVT se concentre sur la modélisation de divers concepts de collecteurs basés sur les données d'entrée de paramètres de conception mesurables. Le modèle est principalement utilisé pour étudier l'effet de ces paramètres de conception sur les efficacités électriques et thermiques. De plus, le comportement dynamique et les températures des composants présentent un intérêt particulier. À cette fin, le modèle de base du collecteur à deux nœuds est étendu à un modèle dynamique à plusieurs nœuds, qui inclut des capacités thermiques pour des conditions transitoires et un solveur hydraulique.

Le modèle de collecteur multi-physique est implémenté dans Matlab ce qui offre plusieurs avantages : le langage de modélisation orienté objet permet des adaptations et extensions faciles du modèle sans modifications majeures de la structure globale. Ainsi, divers concepts de collecteurs peuvent être modélisés dans un cadre de simulation unique et cohérent. Enfin, il est possible d'intégrer le modèle de capteur dans des modèles de simulation existants de bâtiments et d'installations solaires thermiques.

1.5.2 Transfert d'énergie optique

La part totale de l'irradiation solaire qui est absorbée par les cellules solaires sous incidence normale est définie comme le produit transmission-absorption effective $(\tau\alpha)_{eff}$. Il est obtenu à partir de la transmission de la couverture τ_{couv} et l'absorbance du revêtement PVT α_{rev} , et prise en compte des réflexions multiples entre couverture et revêtement. En expérimentation, la transmittance et la réflectance de la couverture sont mesurées dans un spectromètre et pondérées avec le spectre AM1.5. L'absorbance du revêtement PVT est dérivée de la réflectance qui est mesurée dans le spectromètre dans des conditions de circuit ouvert. Ainsi, la partie active recouverte de cellules photovoltaïques à un pouvoir d'absorption légèrement inférieur à celui de la partie inactive, où les couches sous-jacentes absorbent la majeure partie de l'irradiation. De multiples réflexions doivent en outre être prises en compte. La séquence géométrique exacte pour le calcul est donnée par :

$$(\tau\alpha)_{eff} = \tau_{couv}\alpha_{rev} \sum_{n=0}^{\infty} [\rho_{couv}(1 - \alpha_{rev})]^n = \frac{\tau_{couv} \cdot \alpha_{rev}}{1 - \rho_{couv}(1 - \alpha_{rev})} \quad (5)$$

Dans le cas où la réflectance de la couverture est inconnue, Duffie et Beckman [76] suggèrent un facteur de réflexion multiple de 1,01. Selon Dupeyrat et al. [77] ce facteur surestime les réflexions multiples pour les types de vitrages et les absorbeurs de pointe et ils proposent les corrélations empiriques suivantes :

$$(\tau\alpha)_{eff} = 0.9542 \cdot \tau\alpha + 0.0427 \quad (6)$$

Une petite partie de l'irradiation solaire, généralement comprise entre $\alpha_{rev} = 2$ et 4%, est absorbée par le vitrage de couverture. Une grande partie de cette chaleur est dissipée dans l'environnement et ne peut pas être utilisée en raison d'un faible coefficient de transfert de chaleur entre l'absorbeur et le couvercle.

La dépendance angulaire de $(\tau\alpha)_{eff}$ est modélisée avec l'approche b_0 pour l'irradiation directe. Pour les collecteurs PVT plans non concentrés, le modificateur d'angle d'incidence du faisceau K_b est symétrique et peut être exprimé comme suit :

$$K_b(\theta) = 1 - b_0 \left(\frac{1}{\cos\theta} - 1 \right) \quad (7)$$

Avec b_0 la constante spécifique du collecteur et θ l'angle d'incidence .

En supposant des conditions de ciel diffus isotropes, la puissance spécifique totale absorbée par le capteur est donnée par :

$$P_{abs} = (\tau\alpha)_{eff} \cdot (K_b(\theta) \cdot G_b + K_d \cdot G_d) \quad (8)$$

Avec G_b est l'irradiation directe (faisceau), K_d le modificateur d'angle d'incidence pour l'irradiation diffuse et G_d l'irradiance diffuse.

Pour une analyse indépendante de la surface totale du collecteur, P_{abs} est exprimé sous la forme d'une densité de puissance spécifique à la zone, qui peut être liée soit à la surface brute, à la surface d'ouverture ou à la surface de l'absorbeur. Pourtant, il est crucial d'indiquer explicitement à quel domaine la densité de puissance est liée.

1.5.3 Production d'électricité

Les cellules photovoltaïques convertissent l'irradiation solaire incidente G en énergie électrique PV avec le rendement électrique instantané η_{el} :

$$P_{PV} = G \cdot \eta_{el} \quad (9)$$

Le rendement électrique instantané η_{el} est modélisé en fonction des températures des cellules. Soit des modèles diode ou des expressions analytiques peuvent décrire η_{el} . Étant donné que les collecteurs PVT fonctionnent généralement au point de puissance maximale (MPP), la caractéristique courant-tension explicite est d'un intérêt secondaire.

Dans une connexion en série de cellules photovoltaïques, comme on le trouve généralement dans les modules photovoltaïques, les tensions des cellules s'additionnent tandis que la cellule photovoltaïque ayant le courant le plus faible détermine le courant global résultant. La tension en circuit ouvert U_{oc} est significativement réduite par l'augmentation des températures ((U_{oc})

= -0,30 à -0,43 %/K) alors que le courant de court-circuit augmente même légèrement ($(I_{sc}) = +0,02$ à $+0,09$ %/K) (King et al.1997). Une répartition non uniforme de la température des cellules photovoltaïques connectées en série a donc une influence négligeable sur la performance globale du module électrique, contrairement à l'influence d'un rayonnement solaire non uniforme, par ex. par des cellules partiellement ombrées. Par conséquent, la température moyenne des cellules peut être utilisée avec suffisamment de précision pour modéliser la dépendance en température de la puissance électrique au niveau d'un module. Les observations expérimentales soulignent ces considérations théoriques.

L'hypothèse générale consistant à considérer le fonctionnement du PV toujours et uniquement à son point électrique maximum conduit à la conclusion que les modèles à diodes n'offrent pas d'avantages significatifs. Au contraire, les modèles à diodes sont plus sensibles dans leur paramétrage. Par conséquent, des expressions analytiques sont utilisées pour modéliser l'efficacité instantanée η_{el} . La dépendance linéaire à la température est donnée par la corrélation suivante [78] :

$$\eta_{el} = \eta_{el,STC}(1 - \beta(T_{abs} - 25^{\circ}C)) \quad (10)$$

Avec $\eta_{el,STC}$ l'efficacité nominale du module dans des conditions de test standard, STC, T_{abs} la température moyenne de l'absorbeur et β le coefficient de puissance de température.

Plusieurs corrélations pour la température de la cellule du panneau photovoltaïque sont analysées (*Annexe.1*).

L'efficacité électrique du collecteur PVT dans les conditions de test standard $\eta_{el,STC}$ diffère de l'efficacité nominale du module PV utilisé en raison de la présence d'une couverture et d'une zone d'ouverture potentiellement inactives. Les pertes optiques de la couverture frontale peuvent être considérées par multiplication avec le facteur de transmission pondéré en fonction de la réponse spectrale du couverture/c-Si et en considérant des réflexions multiples. Les adaptations dues à la zone d'ouverture inactive sont de simple nature géométrique et tiennent compte des différentes zones de référence.

1.5.4 Pertes de chaleur

Les mécanismes de transfert de chaleur thermique des capteurs PVT ne diffèrent pas de ceux des capteurs solaires conventionnels, à l'exception de la présence d'un puits d'énergie

supplémentaire, à savoir les cellules PV absorbant l'irradiation et générant de l'électricité. Par conséquent, la méthodologie de modélisation du coefficient de perte thermique global U_{perte} par l'utilisation de réseaux thermiques [76] peut également être appliquée aux capteurs PVT. Les pertes thermiques globales sont subdivisées en pertes à travers le couvercle vers l'avant U_{front} , pertes à travers l'isolation vers l'arrière U_{bas} et pertes à travers le cadre vers les bords U_{bords} (Fig.2.8). La zone régissant les pertes à l'avant et à l'arrière est la zone d'ouverture ; en ce qui concerne les pertes de bord, la surface latérale du cadre est utilisée.

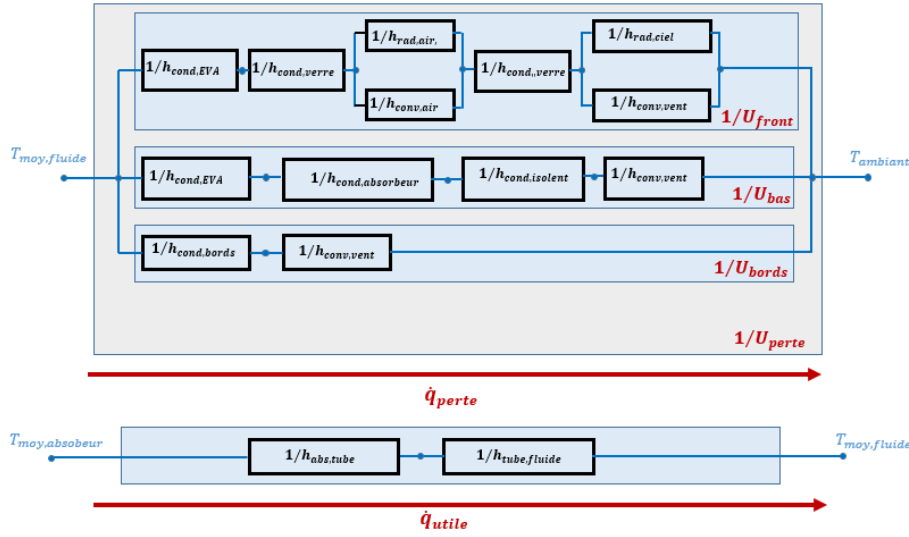


Fig.2. 8: Réseau des coefficient de déperdition thermique d'un capteur PVT vitré.

Les coefficients de transfert de chaleur sont calculés sur la base de corrélations analytiques et physiques pour les mécanismes de perte de chaleur se produisant à l'intérieur du collecteur, à savoir la conduction, la convection et le rayonnement. Le coefficient de transfert thermique par conduction dans les matériaux solides h_{cond} est donné par :

$$h_{cond} = \frac{\lambda(T)}{\delta} \quad (11)$$

Avec λ la conductivité thermique et δ l'épaisseur du matériau. La conductivité thermique peut dépendre de la température du matériau, c'est pourquoi les propriétés thermiques en fonction de la température sont utilisées. Le coefficient de transfert de chaleur par convection à l'intérieur de la couche d'air résultant de la convection naturelle de l'air h_{conv} est donné par :

$$h_{conv} = Nu \frac{\lambda_{air}(T)}{\delta_c} \quad (12)$$

Avec λ_{air} la conductivité thermique de l'air, δ_c la distance entre le stratifié PVT et la couverture avant et Nu le nombre de Nusselt selon Hollands et al. [79]:

$$Nu = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708}{Ra \cos \phi} \right]^* \left(1 - \frac{(\sin 1.8 \phi)^{1.6} 1708}{Ra \cos \phi} \right) + \left[\left(\frac{Ra \cos \phi}{5830} \right)^{\frac{1}{3}} - 8 \right]^* \quad (13)$$

Les termes $[]^*$ ne sont évalués que pour des valeurs positives. Cette corrélation est valable pour les angles d'inclinaison de $0 - 60^\circ$ et nombres de Rayleigh $Ra = 0 - 10^5$.

Concernant la convection du vent dans le plan collecteur. Matuska et al. [80] comparent plusieurs corrélations et observent une variation du coefficient de transfert de chaleur par convection $h_{conv,vent}$ dans une large plage. Or, $h_{conv,vent}$ est un paramètre sensible ayant une forte influence sur les pertes thermiques globales. En comparant plusieurs corrélations dans le modèle numérique, les corrélations empiriques suivantes de McAdams [81] sont généralement adoptées dans la littérature et elles donnent un meilleur accord entre l'expérience et les simulations.

$$h_{conv,vent} = 5.7 + 3.8u_{vent} \quad \text{pour } u_{vent} = 0 - 5 \text{ m/s} \quad (14)$$

$$h_{conv,vent} = 6.47u_{vent}^{0.78} \quad \text{pour } u_{vent} > 5 \text{ m/s} \quad (15)$$

Dans les capteurs PVT vitrés, les surfaces en échange radiatif sont le stratifié PVT avec la couverture avant et la couverture avant avec le ciel. L'échange thermique radiatif entre deux surfaces peut être modélisé avec l'émissivité dépendant de la température $\varepsilon(T)$ (dans nos modèles, on la suppose constante). Sur la base de ces hypothèses, le coefficient de transfert de chaleur radiatif h_{rad} peut être exprimé comme suit (Duffie et Beckman [76]) :

$$h_{rad} = \sigma \frac{(T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2)}{\frac{1}{\varepsilon_1(T_1)} + \frac{1}{\varepsilon_2(T_2)} - 1} \quad (16)$$

avec σ la constante de Stefan-Boltzmann .

La dépendance de l'émissivité de la surface en fonction de la température est importante pour modéliser avec précision les pertes de chaleur des collecteurs PVT, en particulier avec les revêtements à faible émissivité. L'émissivité en fonction de la température de surface T est donnée par Duffie et Beckman [76] :

$$\varepsilon(T) = \frac{\int_0^\infty \alpha_\lambda \cdot E_\lambda(T) d\lambda}{\int_0^\infty E_\lambda(T) d\lambda} \quad (17)$$

Avec α_λ l'absorbance monochromatique issue des mesures spectrales, et E_λ le pouvoir émissif d'un corps noir, c'est-à-dire le spectre de Planck pour une température de surface donnée.

Concernant le transfert de chaleur radiative de la couverture vers le ciel, le ciel est traité comme un corps noir ($\varepsilon = 1$) et une température du ciel équivalente T_{ciel} est introduite (Swinbank [82]) :

$$T_{ciel} = 0.0552T_a^{1.5} \quad (18)$$

Le coefficient de déperdition thermique global U_{perte} résulte de la solution itérative du réseau thermique de la Fig.2.11. Dans ce contexte, les coefficients de transfert de chaleur dépendent de la température et, par conséquent, U_{perte} dépend également de la température. En raison des pertes radiatives vers le ciel froid, U_{perte} atteint l'infini à ce stade en raison de la singularité de la définition de la valeur U_{perte} :

$$U_{perte} = \frac{\dot{q}_{perte}}{T_{abs} - T_a} \quad (19)$$

Le coefficient de transfert thermique interne U définit la conductance thermique entre l'absorbeur, c'est-à-dire la cellule photovoltaïque, et le nœud fluide. Un modèle précis de $U_{abs,fluide}$ est essentiel pour une solution correcte du réseau thermique équivalent.

Dans la théorie des capteurs solaires thermiques, F' est un terme populaire utilisé comme synonyme pour désigner la qualité d'une conception d'absorbeur spécifique. L'utilisation de F' provient de la mesure expérimentale du facteur de conversion $\eta_{th,0}$ à incidence normale et à $\Delta T/G = 0 \text{ K m}^2/\text{W}$. A ce point de fonctionnement, la température moyenne du fluide est égale à la température ambiante, mais la température de l'absorbeur est nettement plus élevée et par conséquent, des pertes de chaleur de l'absorbeur vers l'ambiant se produisent. Afin de compenser ces pertes, le produit effectif de transmission-absorption $(\tau\alpha)_{eff}$ est multiplié par le facteur d'efficacité du collecteur F' :

$$\eta_{th,0} = F'(\tau\alpha)_{eff} \quad (20)$$

En conséquence, Duffie et Beckman [76] décrivent F' comme le « rapport entre le gain d'énergie utile réel et le gain utile qui résulterait si la surface absorbante du collecteur avait été à la température locale du fluide ». En termes de coefficients de transfert thermique, F' s'exprime comme le rapport du coefficient de transfert thermique U_0 , défini entre le nœud de température du fluide et de l'ambient, au coefficient de déperdition thermique du capteur U_{perte} :

$$F' = \frac{U_0}{U_{perte}} \quad (21)$$

À côté de cette définition peu intuitive, Duffie et Beckman [76] proposent des formules pour le calcul explicite de F' des absorbeurs « tube et feuille » (tube and sheet). De plus, il existe également des approches numériques pour le calcul explicite de F' pour des géométries non typiques [83].

Cependant, cette notion de F' est insuffisante pour modéliser les collecteurs PVT. La température de l'absorbeur est un paramètre crucial, car à la fois le rendement photovoltaïque et les pertes de chaleur en dépendent, ce qui nécessite un calcul explicite de celle-ci. Florschuetz [82] a introduit le coefficient de transfert de chaleur interne $U_{abs,fluide}$ pour coupler les nœuds absorbeur et fluide. Ainsi, la différence de température entre ces deux nœuds est proportionnelle à $U_{abs,fluide}$ et au gain thermique utile :

$$\dot{q}_{utile} = U_{abs,fluide} (T_{abs} - T_m) \quad (22)$$

$U_{abs,fluide}$ et F' sont interdépendants et peuvent être convertis l'un dans l'autre pour une U_{perte} donnée. En supposant la validité du modèle collecteur à deux nœuds comme dans la Fig.2.11, la définition suivante de F' est dérivée de la définition de Duffie et Beckman [76] dans l'équation.21 en remplaçant $1/U_0$ par une résistance série de $1/U_{perte}$ et $1/U_{abs,fluide}$:

$$F' = \frac{\left(\frac{1}{U_{perte}} + \frac{1}{U_{abs,fluide}} \right)^{-1}}{U_{perte}} = \frac{1}{1 + \frac{U_{perte}}{U_{abs,fluide}}} \quad (23)$$

$$\text{D'où } U_{abs,fluide} = U_{perte} \frac{F'}{1-F'} \quad (24)$$

Puisque F' dépend de pertes thermiques globales U_{perte} , une modification de l'isolation thermique, par ex. par l'application des revêtements à faible émissivité, affecte fortement F' .

Ainsi, F' doit toujours être considéré dans le contexte de l'ensemble du capteur et de son isolation, tandis que $U_{abs,fluide}$ est une mesure caractéristique pour un absorbeur spécifique. De plus, F' est fonction de la température de l'absorbeur en raison de la dépendance de U_{perte} à la température. Au contraire, $U_{abs,fluide}$ est moins sensible aux variations d' U_{perte} et de température. Pour les raisons mentionnées, $U_{abs,fluide}$ est un paramètre plus approprié et plus pratique pour modéliser le couplage thermique de l'absorbeur et du fluide.

Le coefficient de transfert thermique interne $U_{abs,fluide}$ joue un rôle central dans les capteurs PVT, car il affecte à la fois les performances électriques et thermiques. Un $U_{abs,fluide}$ plus élevé augmente le facteur d'efficacité du collecteur F' et réduit en même temps la température des cellules. $U_{abs,fluide}$ est principalement influencé par des paramètres de conception tels que l'espacement des tubes, le diamètre des tubes, l'épaisseur et la conductivité thermique des différentes couches de l'absorbeur-PVT, conductance de liaison et les conditions d'écoulement du fluide caloporteur. Dans la section suivante, les approches numériques sont présentées.

Dans la section suivante de ce chapitre nous abordons d'abord l'étude des PVT dite orienté objet c'est-à-dire PVT individuelles sans couplement avec d'autres équipements. Le premier PVT à traiter est un nouveau type utilisant les thermosiphons comme absorbeur e donc permettent de lier le premier axe de recherche avec ce dernier. Le deuxième type est l'étude dynamique de PVT dite « Roll Bond » en développant un modèle mathématique permettant de résoudre 4 sous modèles couplés as savoir le modèle solaire, énergétique, exergetique et électrique.

Chapitre.1 :
Etude des PVT orienté Capteur

1. Introduction

1.1 Approche méthodologique

Bien que notre travail ne combine pas les méthodes expérimentales et numériques à la fois au niveau du collecteur et du système. Un mélange bien équilibré de simulations et d'expériences avec des modèles de simulation validés et des démonstrateurs expérimentaux permet une méthodologie de recherche robuste et fiable et donc une grande confiance dans les résultats présentés. Fig.2.9 illustre l'interaction des méthodes expérimentales et numériques au niveau du collecteur et du système.

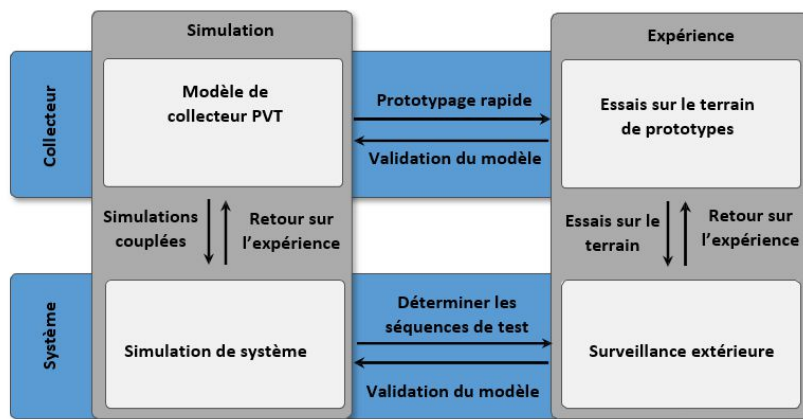


Fig.2. 9: Approche méthodologique

Les méthodes de simulation permettent une analyse approfondie et une bonne compréhension des processus et des interactions dans le collecteur et le système. De plus, les simulations numériques sont adaptées à l'identification des potentiels d'optimisation, à la variation des paramètres et au prototypage rapide pour pré-évaluer les prototypes avant la construction. Les méthodes expérimentales, quant à elles, démontrent la faisabilité technique de nouveaux capteurs en construisant et en testant des prototypes et des maquettes fonctionnelles. Ces résultats expérimentaux sont également utilisés pour valider les modèles de simulation du collecteur et du système. L'étude expérimentale qui est en cours de préparation.

1.2 Approche de simulation

Le modèle de collecteur PVT décrit le comportement physique en décrivant numériquement les flux d'énergie optique, électrique et thermique pour étudier l'effet des paramètres de conception sur les paramètres d'efficacité normalisés. Par conséquent, le modèle de capteur PVT peut être considéré comme un simulateur solaire numérique en référence à l'équipement

de test d'un simulateur solaire pour la caractérisation expérimentale des performances du capteur sous la lumière artificielle du soleil.

Le modèle de système PVT prend en compte l'efficacité du capteur, les conditions météorologiques, le comportement de l'utilisateur, le contrôle et l'interaction des composants électriques et thermiques pour évaluer les rendements annuels et les économies d'énergie au niveau du système. Un modèle de performance empirique basé sur des courbes d'efficacité est utilisé pour décrire le comportement du collecteur. En conséquence, le modèle de système peut être considéré comme une surveillance extérieure numérique ou des tests sur le terrain de systèmes entiers. Les simulations de collecteur et de système peuvent être couplées en utilisant des paramètres d'efficacité du modèle de collecteur comme entrée pour le modèle de système.

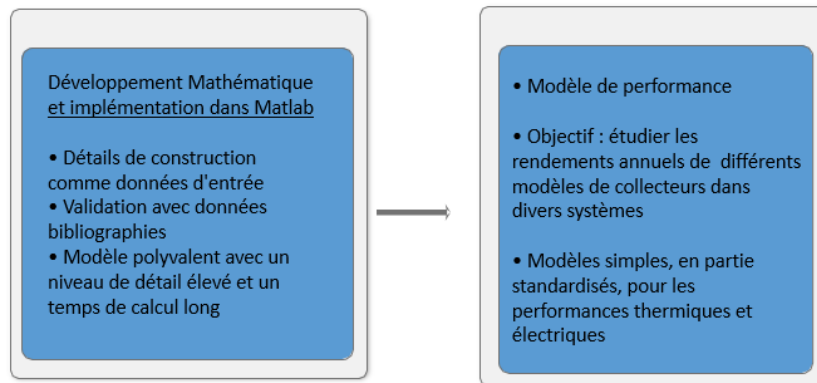


Fig.2. 10: Approche de simulation

L'utilisation d'un modèle de collecteur très détaillé pour la simulation de système conduit à un calcul intensif en temps et en ressources des simulations de système. L'approche basée sur les courbes d'efficacité est généralement plus rapide et donc plus adaptée aux simulations de systèmes.

L'approche de modèle séparé donne la possibilité d'implémenter les modèles sur deux plateformes de simulation différentes. Dans le cas présent, Matlab est utilisé pour le modèle de collecteur en raison de la facilité de modélisation de concepts de collecteur polyvalents dans un langage de modélisation orienté objet. Pour les modèles de système global, Matlab et Simulink/Matlab sont utilisés en raison de la variété de bibliothèques de composants et de bâtiments disponibles, qui sont essentielles pour les simulations de système. De même, les bibliothèques de médias, d'électricité et de transfert de chaleur existantes de Simulink/Matlab conviennent à la modélisation multi-physique du composant collecteur.

Par conséquent, l'approche avec deux modèles distincts combine les avantages des modèles de collecteur et de système. C'est pour ces raisons que les deux approches (séparée et orientée système) ont été retenues. Cela permet la mise en place et la validation de deux modèles distincts.

- **Développement des collecteurs orientés système**

Le collecteur PVT est en interaction continue avec le système dans lequel il opère. Par conséquent, il doit toujours être considéré dans le contexte du système. Bien que nos travaux de recherche traitent aussi le composant du collecteur PVT, il est également clair que l'application et le système ont une influence importante sur les performances du collecteur, car le système définit l'environnement de fonctionnement.

Comme les capteurs ne fonctionnent presque jamais dans des conditions de test standardisées dans le système réel, une seule optimisation de l'efficacité standardisée ne peut pas être opportune. Au lieu de cela, les conditions de fonctionnement spécifiques dans l'environnement du système doivent constituer la base de l'optimisation des performances électriques et thermiques des capteurs PVT. Cet aspect est particulièrement important pour les capteurs PVT en raison des exigences parfois contradictoires du fonctionnement PV et solaire thermique.

Compte tenu de l'importance de l'interaction capteur-système, nos travaux de recherche poursuivent l'approche du développement du collecteur orienté système. De nouvelles méthodes d'analyse des systèmes PVT seront présentées, qui visent à fournir une meilleure compréhension de cette interaction. Par exemple, la modélisation avec Matlab/Simulink.

- **Évaluation des capteurs PVT à différents niveaux**

Les performances des capteurs PVT peuvent être appréciées à différents niveaux : Les paramètres d'efficacité standardisés permettent une comparaison experte des performances des capteurs PVT. Pourtant, les paramètres d'efficacité ne font pas une déclaration objective concernant les rendements énergétiques et les performances annuelles attendues.

L'évaluation des rendements du système et des économies d'énergie par des simulations dynamiques du système est l'approche la plus détaillée avec le plus haut niveau de précision

des rendements énergétiques. Cependant, les résultats ne sont valables que pour le cas de simulation spécifique.

En fonction du niveau de spécificité souhaité et de la précision requise de l'évaluation énergétique, le niveau d'évaluation du capteur PVT doit être sélectionné. Cependant, il faut noter qu'avec un niveau plus détaillé, la validité générale et l'applicabilité universelle diminuent également (Fig.2.11).

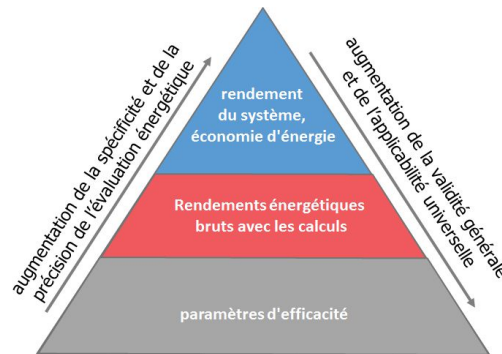


Fig.2.11: Pyramide pour l'évaluation des technologies de capteurs PVT

2. Section.1 : Capteur solaire type PVT /caloducs

Points forts

- Décrire le concept et les conditions paramétriques du nouveau PVT/WHP à acétone.
- Développer un modèle numérique pour évaluer la performance du système.
- Étudier l'impact des conditions d'exploitation sur les performances du système.

2.1 Contexte et simulation

Les caloducs sans mèche sont des dispositifs de transfert de chaleur passif efficaces qui, grâce à leurs capacités de transfert de chaleur améliorées, peuvent améliorer l'efficacité du système photovoltaïque. Un nouveau panneau solaire photovoltaïque-thermique à caloduc sans mèche utilisant l'acétone comme fluide de travail (PVT/WHP) est décrit dans cette étude. Les principaux paramètres affectant l'efficacité thermique et électrique du panneau solaire, tels que la vitesse du vent, le rayonnement incident, la température d'entrée de l'eau, le nombre de caloducs et la surface du collecteur, ainsi que le comportement interne du caloduc et les limites de fonctionnement, sont étudiés à l'aide d'un modèle mathématique. L'étude est utilisée pour évaluer l'efficacité thermique du PVT/WHP dans les conditions climatiques tunisiennes. L'étude paramétrique actuelle a fourni un cadre pour évaluer le comportement d'un tel système et offre une flexibilité utile pour obtenir les meilleures performances possibles du système. Cette étude permet de coupler les deux axes de recherche qui sont les caloducs et les systèmes PVT.

Le deuxième objectif de recherche concerne la démonstration de concepts d'utilisation des caloducs comme moyen de refroidissement des capteurs PVT avec les questions de recherche suivantes :

1. Quelles sont les limites de fonctionnement du caloduc et les exigences géométriques du capteur ?
2. Comment l'utilisation des caloducs influence-t-elle les températures et les rendements ?
3. Quelles sont les paramètres dominants qu'il faut tenir en compte ?

Il ressort de l'analyse de la littérature que les panneaux solaires PVT/HP peuvent constituer un moyen réalisable d'améliorer les performances PVT du système PVT. Les méthodes n'ont pas encore été étudiées et rapportées pour les panneaux PVT à caloducs sans mèche (PVT/WHP). De plus, la plupart des systèmes de caloducs PVT utilisaient de l'eau comme fluide de travail,

tandis que l'acétone et le méthanol présentaient de meilleures performances que l'eau comme fluide de travail du caloduc sans mèche capillaire [83-85]. En effet, plusieurs études ont utilisé l'acétone comme fluide de travail dans les capteurs solaires à caloduc pour obtenir de meilleures performances. Shafieian et al. [86] ont mis en œuvre des stratégies pour améliorer les performances thermiques des capteurs solaires à caloduc et ont révélé que l'efficacité exergétique la plus élevée se produit dans le thermosiphon à acétone.

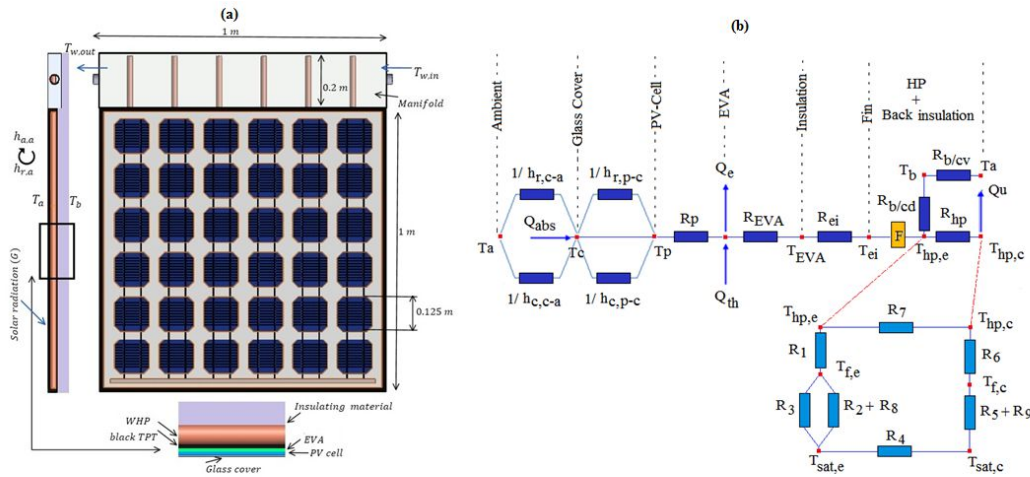


Fig.2. 12 : Configuration PVT/WHP (a), Schéma du réseau des résistances thermiques (b)

Par rapport à d'autres systèmes PVT, les caloducs sans mèches capillaires peuvent préserver une répartition de température relativement uniforme sur tout le panneau et fournir une réponse thermique rapide. Par rapport aux systèmes de caloducs avec structure poreuse, ils ont l'avantage d'être simples à construire, à entretenir et à coûter.

Une enquête d'évaluation d'un système solaire photovoltaïque/thermique à caloduc sans mèche à l'acétone (PVT/WHP) a été menée dans le cadre de cette étude, ce qui a comblé une lacune dans la littérature. L'objectif principal de cette étude est donc de réaliser une étude paramétrique pour évaluer les paramètres affectant les performances globales du système acétone PVT/WHP. Le système PVT/WHP a également été analysé dans les conditions climatiques tunisiennes et un modèle mathématique a été développé pour atteindre le présent objectif. Le modèle a été vérifié à l'aide d'une analyse du bilan énergétique et des résultats d'expériences sur un capteur solaire PVT dans les mêmes conditions.

2.2 Sun thèse des résultats

Fig.2.13 illustre le modèle d'organigramme de simulation. Pour obtenir la distribution de température $[T]$ à l'intérieur du caloduc, le modèle de caloduc sans mèche a été résolu de manière itérative en utilisant les propriétés du caloduc, du matériau et du fluide de travail comme paramètres d'entrée ainsi que la température de sortie d'eau pour chaque caloduc du collecteur. Les limites du fonctionnement du caloduc $[P]$, ainsi que les propriétés de transport, sont recalculées jusqu'à ce que des conditions de convergence soient établies, qui sont définies lorsque l'écart entre les températures successives pour chaque point est inférieur à 0,01. Une analyse du bilan énergétique (conservation d'énergie) du système PVT/WHP en fonction du rayonnement incident est effectuée et une erreur de déséquilibre énergétique relatif constante d'environ 0,126 % a été trouvée, garantissant la précision du modèle développé.

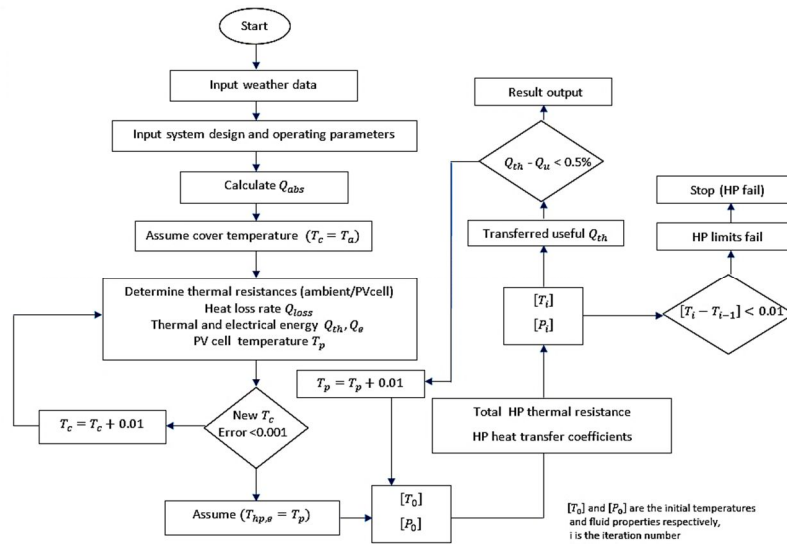


Fig.2. 13: Organigramme de l'algorithme itératif

Lorsque le nombre de tubes augmente, l'espacement des tubes diminue puisque la surface du panneau PVT reste constante. En conséquence, la résistance thermique entre la plaque absorbante et les tubes augmente, réduisant à la fois l'efficacité thermique et la température de sortie de l'eau. L'augmentation du nombre de caloducs améliore l'efficacité électrique. Alors que ce nombre limite des caloducs est près de 20. Des diamètres de caloduc plus grands peuvent également entraîner une efficacité thermique et une température de l'eau de sortie plus élevées si le nombre des caloducs augmente (Fig.2.14).

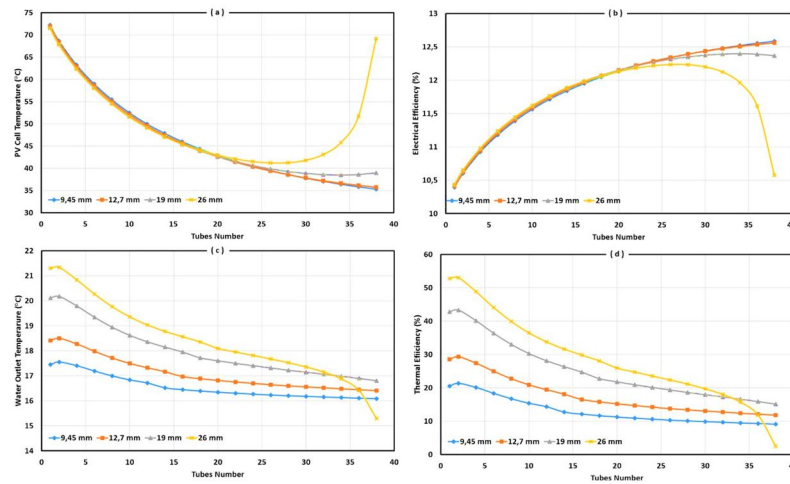


Fig.2. 14: Effet du nombre de tubes sur les efficacités et les températures du PVT

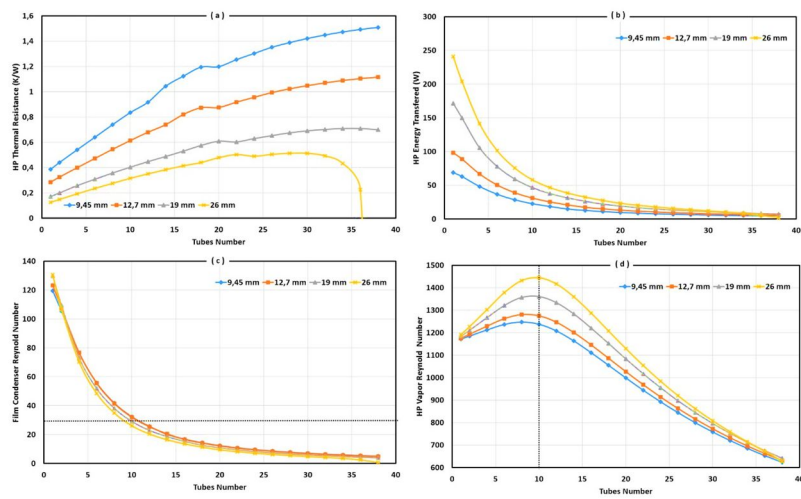


Fig.2. 15 : Effet du nombre de tubes sur les caractérisations internes HP

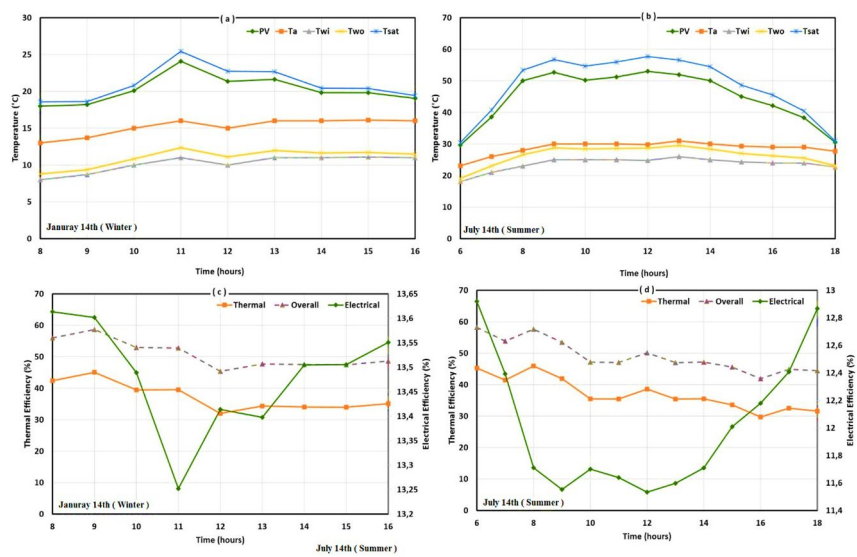


Fig.2. 16: Variations quotidiennes de température PVT et efficacité du système

Fig.2.15a montre que la résistance thermique du caloduc augmente tandis que le nombre de caloducs augmente à mesure que l'énergie de sortie transférée au caloduc diminue (Fig.2.15b). De plus, comme de nombreux auteurs l'ont montré, l'augmentation du diamètre des caloducs sans mèche améliore l'efficacité thermique. Fig.2.15c montre l'effet du nombre de caloducs sur le nombre de Reynolds de condensation du film (Re_f) à l'intérieur du caloduc. Un flux laminaire a été observé dans la section du condenseur lorsque le nombre de caloducs était supérieur à 10 et lorsque Re_f est inférieur à 30. Le diamètre du caloduc a un faible effet sur le régime d'écoulement de condensation du film. Fig.2.15d confirme la conclusion précédente. En effet, à mesure que le nombre de caloducs augmentait, le nombre de Reynolds de la vapeur Re_v augmentait également, atteignant un pic lorsque le nombre de caloducs était d'environ 10 après quoi il diminue en raison de la diminution du coefficient de transfert de chaleur par convection du collecteur. Une simulation quasi-dynamique est également réalisée en climat de Tunisie dans des journées spécifiques en hiver et en été montrant les différentes températures du collecteur et ses performances (Fig.2.16).

2.3 Conclusion et perspective

Ce thème décrit un nouveau système PVT à caloducs sans mèche qui utilise l'acétone comme fluide de travail. Un modèle mathématique a été développé et résolu sur la base du mécanisme de bilan thermique pour simuler les performances du système PVT/WHP. Une analyse paramétrique a été réalisée, ainsi que des simulations dans les conditions climatiques tunisiennes. Ces résultats peuvent se servir de base dans des futurs travaux expérimentaux ou de validation par d'autres auteurs. Il s'est avéré que :

1. Un rayonnement incident plus faible, une vitesse du vent plus élevée et des températures ambiantes plus basses entraînent une efficacité électrique plus élevée.
2. Une surface optimale de panneau PVT d'environ 3,3 m² est trouvée pour 6 HP et 8 HP et une augmentation de la température des cellules PV d'environ 3,75 °C/m², ce qui entraîne une diminution de l'efficacité électrique d'environ 0,22 %/m².

3. Le rendement électrique augmente à mesure que le nombre de caloducs augmente, mais il existe un nombre optimal de caloducs d'environ 10, après quoi il diminue à mesure que le coefficient de transfert de chaleur par convection dans le collecteur diminue.
4. Des températures d'entrée d'eau plus basses peuvent améliorer l'efficacité électrique du PVT/WHP en fonction de la température de l'air ambiant.
5. Par rapport aux systèmes à base d'eau PVT conventionnels, le PVT/WHP atteint un gain d'efficacité thermique et électrique maximum d'environ 21,9% et 14,2%, respectivement, et nous pouvons conclure que le PVT/WHP surpasse les systèmes à eau PVT conventionnels.
6. En fonction d'une température réduite et avec une vitesse du vent de 0 m/s, l'efficacité électrique, thermique et globale du module PVT/WHP était d'environ 12,52%, 43,75% et 56,27%, respectivement.
7. Lors d'une journée d'hiver typique en Tunisie, la puissance électrique et thermique moyenne est respectivement d'environ 25,28 W et 69,3 W. La puissance électrique et thermique moyenne un jour d'été est respectivement de 72,49 W et 77,19 W.

3. Section.2 : Capteur PVT type 'Roll Bond'

Points forts

- Une nouvelle approche dynamique du capteur PVT type 'roll bond' est réalisée.
- Des modèles solaires, énergétique, exergétique et électriques détaillés sont couplés.
- Des analyse énergétique et exergétique comparative des panneaux ST, PV et PVT est réalisée.
- Une analyse annuelle du capteur est menée dans les conditions météorologiques de Tunisie.

3.1 Contexte et simulation

Les modules PVT de type 'Roll-Bond' (collage en rouleau) ont attiré peu d'attention alors qu'ils offraient une surface d'échange d'énergie plus élevée et une solution de transfert de chaleur efficace. De plus, les études comparatives incluant une évaluation exergétique sur les systèmes PVT sont très peu dans la littérature.

Pour résumer, la littérature existante a identifié les lacunes de recherche sur les systèmes PVT suivantes :

- Il y a un manque de modèles rigoureux et méticuleux, et il existe relativement peu de recherches sur les modèles dynamiques détaillés de PVT de type 'roll bond'.
- La plupart des modèles dynamiques sont évalués à l'aide du logiciel TRNSYS, qui n'a pas développé un modèle dynamique pour le type 'roll bond'.
- L'analyse à long terme dans des conditions météorologiques réelles pour les systèmes PVT de type 'roll bond' en tenant compte des modèles solaires locaux mérite une recherche détaillée.
- L'échange de chaleur radiative entre la couverture et le ciel ne doit pas être négligé, selon Aste et al [86].
- L'amélioration des modèles PVT électriques est nécessaire, car elle affecte directement les performances du système et nécessite une réflexion plus approfondie.
- À la connaissance des auteurs, aucune analyse exergétique comparative des systèmes PV, ST et PVT n'a été réalisée, en particulier pour les systèmes PVT roll bond.

Pour combler ces lacunes, le présent travail propose une analyse dynamique à long terme du système PVT type 'roll bond' couplant quatre sous-modèles ; modèle solaire, thermique, exergétique, et modèle électrique basé sur le modèle diode à 5 paramètres inconnus.

L'échange de chaleur radiatif entre la couverture et le ciel est calculé à l'aide d'une procédure itérative. De même, une étude énergétique et exergétique comparative entre les PV, PVT et ST est menée.

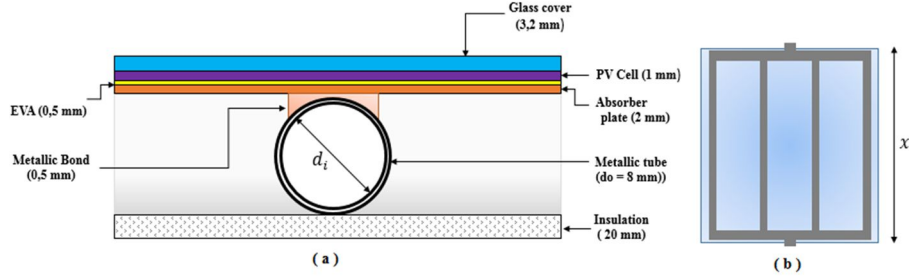


Fig.2. 17 : a) Liaison métallique et tube. (b) Ecoulement libre de fluide dans le collecteur PVT

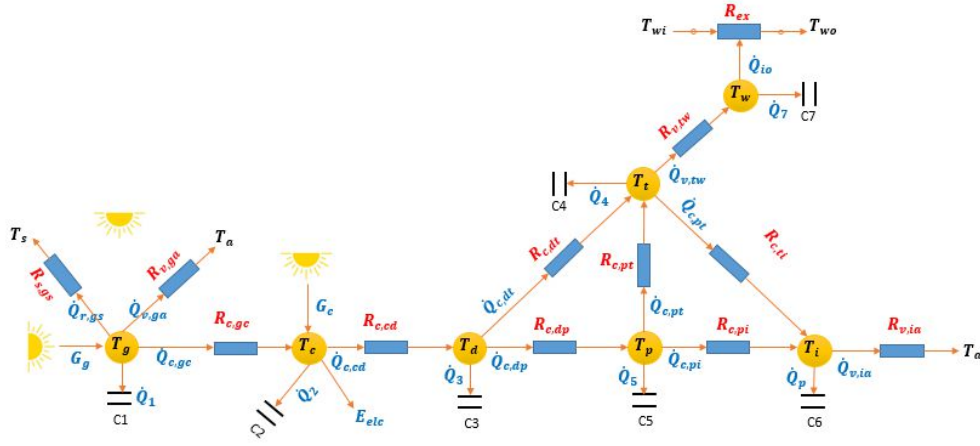


Fig.2. 18: Modèle de réseau thermique du collecteur PVT

Le modèle thermique dynamique non linéaire peut alors être exprimé par :

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + B(t)u + Cv \\ y = Dx + Ev \end{cases} \quad (1)$$

Avec l'état x contient des variables d'état et sont définies comme :

$$x = [T_g \quad T_c \quad T_d \quad T_p \quad T_t \quad T_w \quad T_{is}]^T \quad (2)$$

L'état de sortie y est la température de l'eau de sortie T_{wo} . Le débit massique $\dot{m}_w$ est défini comme l'entrée contrôlée u . L'entrée variable, v contient les perturbations (entrées variables) et qui s'écrit sous la forme suivante:

$$v = [T_a \quad I_s \quad T_{wi}]^T \quad (3)$$

L'équation (1) peut être facilement résolue numériquement si la matrice contient des paramètres constants. Cependant, la seule variable non linéaire est le terme de rayonnement solaire (I_s). Le coefficient de transfert de chaleur radiatif entre la couverture de verre et le ciel, ($h_{r,gs}$) qui est aussi un terme non linéaire est d'abord estimé, et une procédure interactive est implantée dans Matlab pour le corriger jusqu'à convergence (erreur de 10^{-4}). À chaque pas de temps, les perturbations (v) sont introduites comme variables constantes et la sortie du système est la température de sortie du fluide (Fig.2.19). La technique de modèle multiple proposée est basée sur une transformation polytopique convexe de fonctions non linéaires, qui utilise la délimitation du terme non linéaire du rayonnement solaire (*Annexe.2*).

Les matrices dans l'équations (1) sont :

$$A = \begin{bmatrix} a_{11} & a_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ b_1 & a_{22} & b_4 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & a_{33} & c_2 & c_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & d_1 & a_{44} & d_2 & 0 & d_3 \\ 0 & 0 & e_1 & e_2 & a_{55} & e_3 & e_4 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & f_1 & -f_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & g_1 & g_2 & 0 & a_{77} \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$B(t) = [0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad -f_2(T_w - T_{wi}) \quad 0]^T \quad (5)$$

$$C = \begin{bmatrix} c_1 & a_5 & 0 \\ 0 & b_5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ g_3 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$D = [0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 2 \quad 0] \quad (7) \quad E = [0 \quad 0 \quad -1] \quad (8)$$

Les coefficients de la matrice du système non linéaire sont regroupés dans le Tableau 1 (*Annexe.2*)

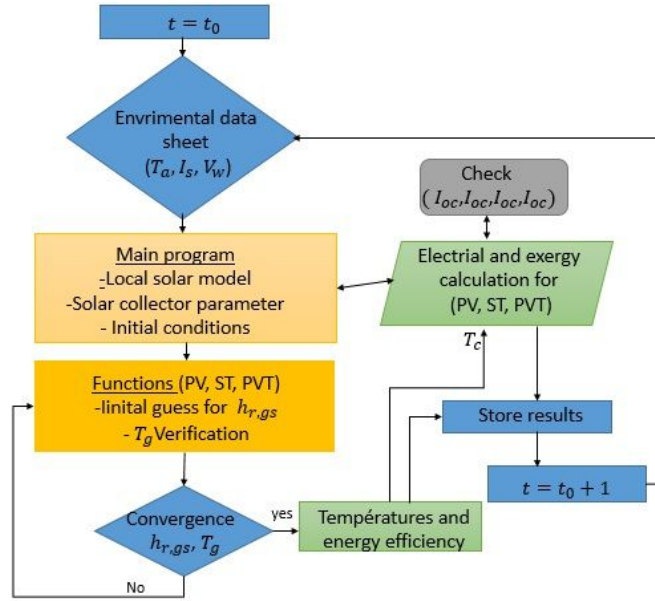


Fig.2. 19: Organigramme de l'analyse complète du modèle

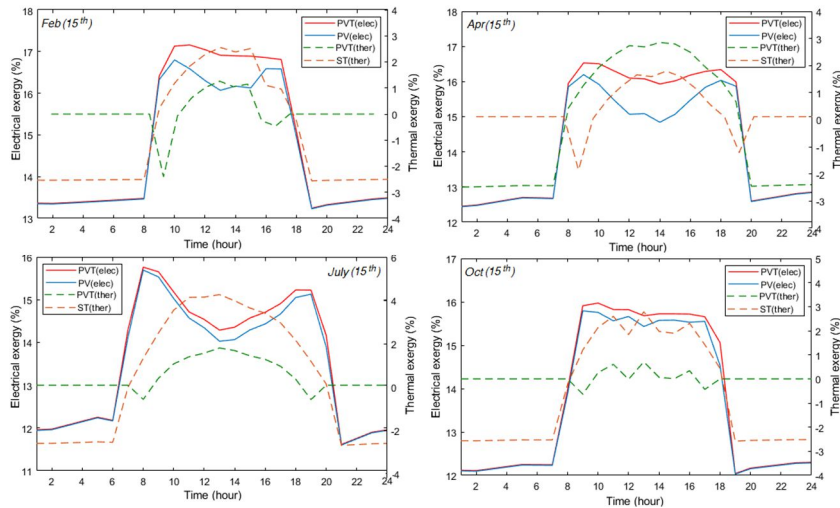


Fig.2. 20: Exergie électrique et thermique journalière pour les trois types de panneaux

La figure 2.20 compare les rendements exergétiques thermiques et électriques des trois capteurs solaires. L'exergie étudie l'énergie produite en termes de quantité et de qualité. Étant donné que des pertes par frottement se produisent tout au long de l'exergie de la puissance de pompage, l'exergie thermique produite n'est pas supérieure à ce qui est nécessaire. Par conséquent, le côté thermique des systèmes PVT et ST a un effet quelque peu négatif. En effet, la température de refroidissement de l'air du système PVT augmente très légèrement à ces moments de la journée en raison du faible niveau d'irradiance. En conséquence, il pourrait être avantageux de retarder la mise en marche du système thermique jusqu'à ce que le panneau PV atteigne une température à laquelle la composante thermique produit une exergie positive. Cela suggère que l'efficacité du système PVT pourrait être encore améliorée en le

modifiant pour sa zone spécifique. Mais comme l'illustre la figure, l'extraction thermique du système PVT à partir des panneaux PV fonctionne assez bien toute l'année. En fait, le panneau PV extraira plus d'exergie du processus d'élimination thermique et deviendra légèrement plus froid qu'un panneau PV non refroidi typique lorsque le système PVT est exposé à des températures plus élevées. En examinant les valeurs annuelles moyennes d'exergie pour l'ensemble de l'année, ces observations peuvent être encore plus confirmées. L'exergie électrique PVT et PV atteint en moyenne environ 13,84% et 13,71% par an, respectivement. Il est possible de produire une exergie totale annuelle moyenne PV+ST d'environ 13,83%.

Nous pouvons en déduire que les jours où tous les autres facteurs (température ambiante, vitesse du vent et rayonnement solaire) fluctuent à des taux différents entraînent des conditions plus favorables. Les composants PV des deux systèmes fonctionnent mieux pendant les mois les plus froids. Mais ST fonctionne mieux pendant les mois les plus chauds. En conséquence, il y a une légère augmentation de l'exergie, ce qui entraîne une réduction plus faible de l'efficacité exergetique que dans le système PV seul. Au final, l'analyse exergetique révèle que les systèmes PV + ST et PV ne sont pas aussi efficaces que le système PVT. Enfin, le système PVT est plus performant que les systèmes PV et ST. Les résultats démontrent que les rendements énergétiques thermiques et électriques des systèmes solaires sont affectés par les conditions météorologiques. Une étude sur le sujet est nécessaire, car l'analyse comparative de l'exercice dépend de l'emplacement choisi.

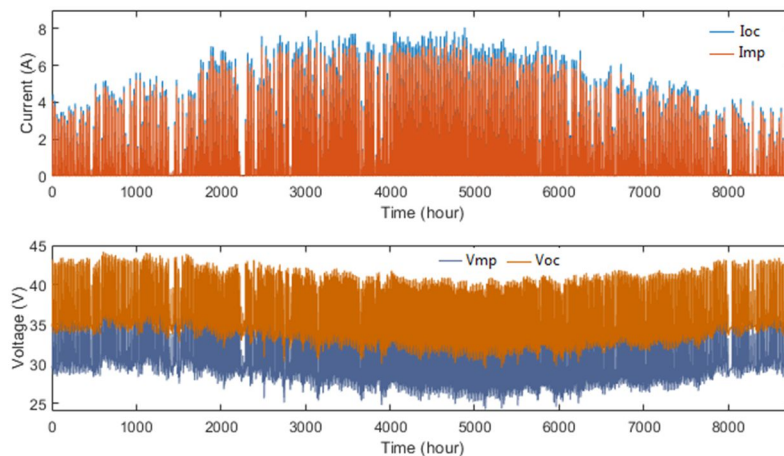


Fig.2. 21: Répartition annuelle des tensions et des courants du collecteur PVT

La distribution annuelle des tensions et des courants du collecteur PVT est illustrée à la Fig.2.21. Le point de puissance maximale, qui indique où la cellule solaire génère le plus d'électricité, est une autre caractéristique intéressante et est divisé par la puissance totale absorbée par la cellule solaire pour déterminer l'efficacité de la cellule. Le courant et la tension MPPT moyens annuels pour PVT sont $I_{mp}=1,17$ A et $V_{mp}=30,89$ V. Alors que le courant de court-circuit moyen annuel et la tension en circuit ouvert sont respectivement $I_{sc}=1,26$ A et $V_{oc}=36,73$ V. La valeur maximale $V_{mp}=38,67$ V est enregistrée avec $I_{mp}=2,66$ A le 25 janvier, ce qui correspond à une température ambiante de $4,79^{\circ}\text{C}$ et une vitesse du vent de $10,83$ m/s, c'est-à-dire lorsque le panneau est très refroidi.

Le facteur de remplissage (FF) d'une cellule PV, qui indique la capacité de la cellule à générer de l'électricité, est un indicateur crucial de la qualité de la cellule. Le FF dépend de manière non linéaire de la température de la cellule et permet d'évaluer la « carrure » de l'IV. Des valeurs élevées de FF indiquent des cellules de haute qualité, car elles présentent une dissipation de puissance moindre des résistances internes. Les résultats permettent une évaluation précise du FF, qui dépend de la température, au cours d'une année de fonctionnement du capteur PVT. Les résultats montrent que les panneaux PV ont un FF annuel d'environ 79,45 %. Dans des situations normales, un FF de 76,01% est trouvé en le comparant à la fiche technique du fabricant. Le résultat de ce travail peut être utilisé tel quel pour fournir un calcul précis du facteur de remplissage des capteurs PVT.

Nous pouvons donc en conclure que dans des conditions MPP, le facteur de remplissage peut être amélioré dans des situations pratiques. La recherche des courants et des tensions sous MPP, ainsi que de l'énergie dérivée dans des circonstances de circuit ouvert et de court-circuit, est un objectif supplémentaire qui peut être atteint. Ce modèle est distinctif en ce qu'il simplifie l'étude du comportement électrique du capteur PV pendant qu'il fonctionne dans des conditions météorologiques, un sujet actuellement exploré dans de nombreuses études de recherche [87, 88].

3.2 Conclusion et suite de thème

Cette étude développe un modèle PVT dynamique non linéaire innovant et rigoureux dans des conditions météorologiques réelles en incorporant quatre sous-modèles. De plus, une analyse énergétique unique qui compare le PVT de type 'roll bond' avec les systèmes ST et PV est réalisée. La technique de résolution des modèles multiples proposée est basée sur la

transformation polytopique convexe des fonctions non linéaires. Un modèle électrique détaillé basé sur le modèle diode à 5 inconnue est réalisé et les résultats électriques montrent une erreur relative d'environ 0,47%, ce qui garantit l'état de fonctionnement du MPP. Le modèle électrique est distinctif en ce qu'il simplifie l'étude du comportement électrique du capteur PV pendant qu'il fonctionne dans des conditions météorologiques. Les résultats révèlent qu'il semble y avoir une relation directe entre la vitesse du vent et les changements de température ambiante. Une irradiance plus élevée et des vitesses de vent plus faibles entraînent des pertes thermiques accrues, ce qui diminue l'efficacité exergétique électrique des capteurs solaires PV et PVT. L'analyse exergétique révèle qu'un système PVT surpasse PV + ST (exergie annuelle d'environ 13,84%), et les résultats montrent que pour les parties thermiques et électriques, les rendements moyens annuels sont respectivement de 33,7% et 12,27%.

Ce travail de recherche peut servir de référence pour l'optimisation des capteurs PVT de type 'roll bond'. Les technologies futures prometteuses pour les applications PVT semblent inclure un contrôle optimisé du système PVT. Le système semble être plus sensible aux conditions météorologiques, aux débits massiques, à la chute de pression et au fluide évacuant la chaleur. L'utilisation d'un matériau PV ou d'un autre matériau PV intéressant qui fonctionne mieux à des températures plus élevées est un moyen d'améliorer potentiellement cette étude. Une autre comparaison intéressante serait entre les systèmes PVT de type 'roll bond' vitrés et non vitrés dans différents endroits.

Chapitre.2 : Etude des PVT orientés système

1. Introduction

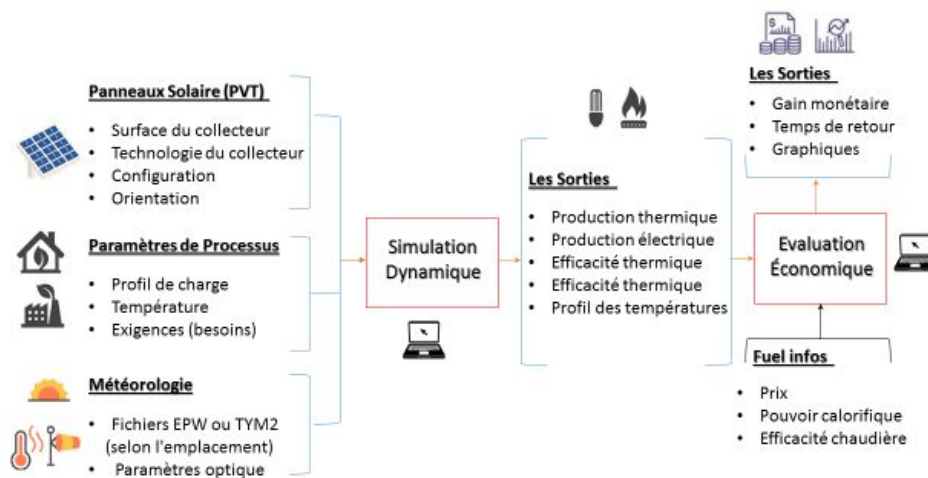


Fig.2. 22: Modélisation typique pour les installations PVT orienté système

L'installation solaire thermique dans laquelle le capteur PVT est utilisé affecte considérablement les rendements électriques et thermiques. Le système se caractérise entre autres par son agencement hydraulique, le dimensionnement du champ de stockage et des capteurs, les températures de conception du système d'alimentation en chaleur et la régulation du système. Compte tenu de l'interaction spécifique entre le capteur, les composants du système, la météo, le contrôle et le comportement de l'utilisateur, il est essentiel de toujours considérer le rendement du capteur dans le contexte de son système.

Cette section traite des différentes typologies de systèmes basés sur le PVT rencontrés dans les bâtiments résidentiels. Ces systèmes répondent soit aux besoins en eau chaude sanitaire uniquement, soit aux besoins en eau chaude sanitaire combinés au chauffage des locaux. Il existe plusieurs configurations de chauffage solaire proposées par différentes entreprises sur le marché. La majorité des systèmes sont constitués d'un capteur solaire thermique (vitré ou non) combiné à un stockage d'eau et secondé par des radiateurs électriques ou à gaz. D'autres systèmes comprennent des pompes à chaleur (source d'air ou source d'eau) couplées à un système de chauffage ambiant, souterrain ou aquifère, agissant comme source principale ou chauffage d'appoint. Étant donné que dans chacun de ces systèmes, le capteur solaire thermique peut être remplacé par un capteur PVT, un certain nombre de configurations courantes de systèmes de chauffage basés sur le PVT ont été définies sur la base des

informations fournies dans la littérature. Il existe principalement trois manières de combiner les capteurs avec les pompes à chaleur :

- *Concept parallèle* – Le capteur et la pompe à chaleur fournissent de la chaleur indépendamment et sont généralement couplés via un ou plusieurs accumulateurs. Par exemple.
- *Concept en série* – Le capteur agit comme source de chaleur exclusive ou supplémentaire pour la pompe à chaleur, soit directement, soit via un ballon tampon.
- *Concept régénératif* – Le collecteur est utilisé pour charger la source de la pompe à chaleur, généralement pendant les périodes estivales lorsque la chaleur d'accès est disponible.

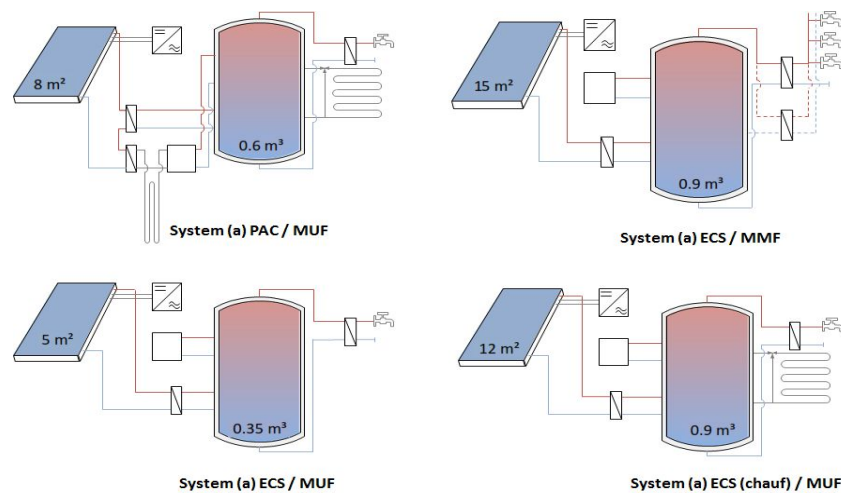


Fig.2. 23 : Disposition hydraulique des installations solaires thermiques.

À ce jour, seuls Zondag et al. [89] ont comparé les performances des capteurs PVT non vitrés et vitrés dans différents systèmes PVT (ECS, combinaison avec pompe à chaleur en configuration S/P). Mais depuis lors, des progrès significatifs ont été réalisés dans le développement des capteurs PVT.

La configuration hydraulique de base des quatre systèmes avec les dimensions de référence correspondantes du collecteur et du stockage est représentée dans la Fig.2.23. Les dimensions de référence du collecteur et du stockage sont choisies en fonction des valeurs typiques trouvées dans les publications examinées.

2. Section.1 : Evaluation du système PVT-Pompe à chaleur

Points forts

- Étude unique de la faisabilité du système PVT/pompe à chaleur indirecte parallèle à double réservoirs.
- Optimisation du système pour répondre à la charge électrique et thermique requise.
- La simulation annuelle a été réalisée en Tunisie sur la base d'un modèle développé.

2.1 Contexte et simulation

Comme indiqué précédemment, les capteurs PVT plats vitrés avec fluide caloporteur liquide sont au centre de cet axe de recherche. Ce thème de recherche traite le PVT orienté système et non comme capteur séparé. Cette installation intègre le réservoir, les échangeurs, les tuyauteries, les pompes, etc. L'étude et l'évaluation de la performance globale du système font l'objet de cette partie pour une future intégration et applications des systèmes PVT.

Ces dernières années, les systèmes PV/T résidentiels et leurs applications dans différentes conditions climatiques ont suscité un intérêt de recherche, avec de nombreuses revues et articles de pointe sur ce sujet [90, 91]. Le marché du PVT en Afrique du Nord est encore en développement et offre de grandes opportunités de croissance et de développement. Elle offre de grandes perspectives et opportunités pour réduire la quantité d'énergie traditionnelle requise, avec un potentiel substantiel de réduction des émissions. La production d'électricité photovoltaïque avec des capteurs thermiques semble désormais prometteuse pour accroître l'efficacité des sources d'énergie renouvelables en fournissant une production d'énergie redondante. Compte tenu de cela, l'une des technologies hybrides importantes pouvant être intégrées pour fournir des systèmes performants et économes en énergie est le système hybride PVT/pompe à chaleur. Par conséquent, les systèmes de pompes à chaleur (HP) peuvent capter l'énergie thermique atmosphérique de faible qualité et la chaleur perdue pour les utiliser dans des applications de chauffage de l'eau et des locaux et sont officiellement considérés comme des sources d'énergie renouvelables [92]. L'utilisation d'une pompe à chaleur dans le cadre de la conception renforcera encore le système hybride PVT et réduira considérablement la dépendance à l'égard de la consommation électrique d'une maison. Les pompes à chaleur à assistance solaire (SAHP) peuvent généralement être classées en parallèle, en série, directes ou indirectes. En termes de configurations, 61% des appareils étaient en

parallèle, 6% étaient uniquement en série et 33% avaient un mélange de modes de fonctionnement parallèle et série [93].

Plusieurs études sur les SAHP conventionnels ont été menées. La plupart d'entre eux montrent que le capteur solaire s'intègre parfaitement avec d'autres systèmes énergétiques et que le type indirect parallèle à réservoir unique a permis d'obtenir une meilleure efficacité énergétique [94, 95]. Une grande partie de ces systèmes est combinée avec un seul réservoir de stockage et très peu de configurations sont dotées de deux réservoirs. Une extension du concept ISAHP (pompe à chaleur à assistance solaire indirecte) à réservoir unique est la configuration à deux réservoirs. Les réservoirs de cette configuration étaient capables de fonctionner avec une plus grande capacité du HP puisque le réservoir flotteur (appelé également réservoir de préchauffe) agissait comme un tampon thermique, protégeant le système du gel. Le réservoir tampon peut également fournir une température relativement basse à l'entrée du collecteur du capteur solaire, ce qui entraîne une amélioration de ses performances. Selon les revues de littérature, relativement peu de travaux ont été réalisés sur le PVT-SAHP, la plupart d'entre eux étant basés sur un seul réservoir de stockage, malgré les recherches concluant que les systèmes SAHP à double réservoir et les systèmes PVT-SAHP à réservoir unique surpassent leurs homologues. Une étude sur un nouveau système de pompe à chaleur à assistance solaire : PVT indirecte parallèle à double réservoir (DTPVT-ISAHP) a été menée dans cette étude, qui a comblé une lacune dans la littérature. En outre, une étude de performance annuelle comprenant la faisabilité technique et l'évaluation économique a été réalisée.

2.2 Synthèse des résultats

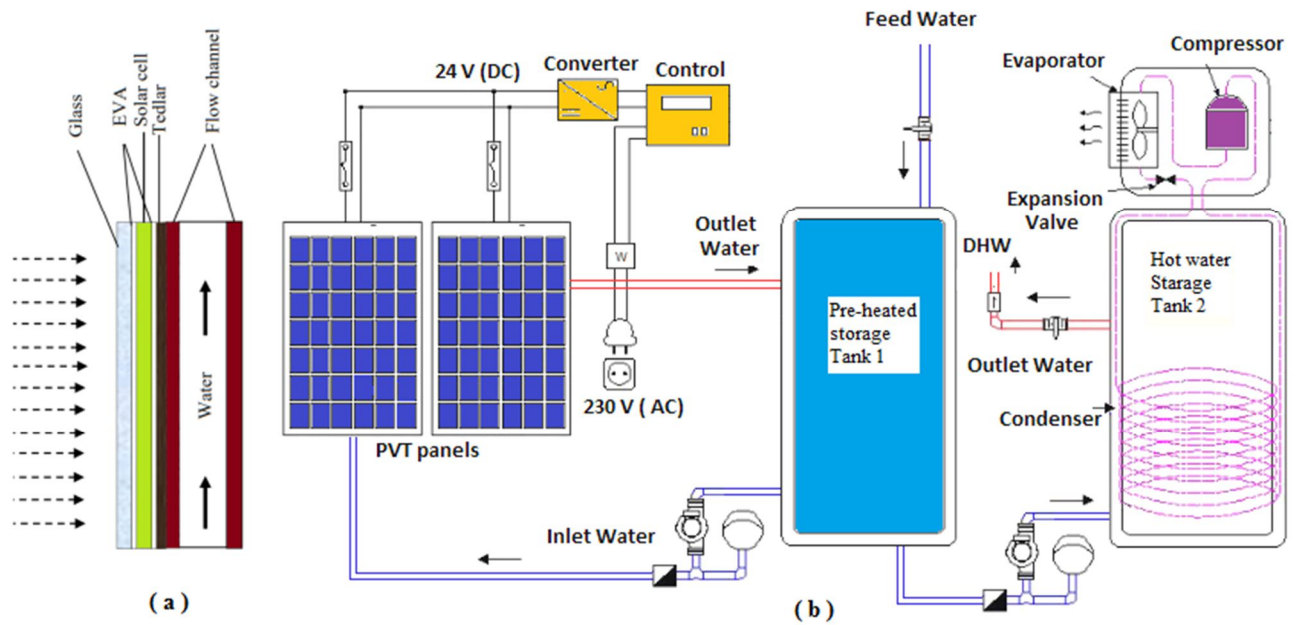


Fig.2. 24: Couches de panneaux PVT (a) et système DTPV/T-ISAHP (b)

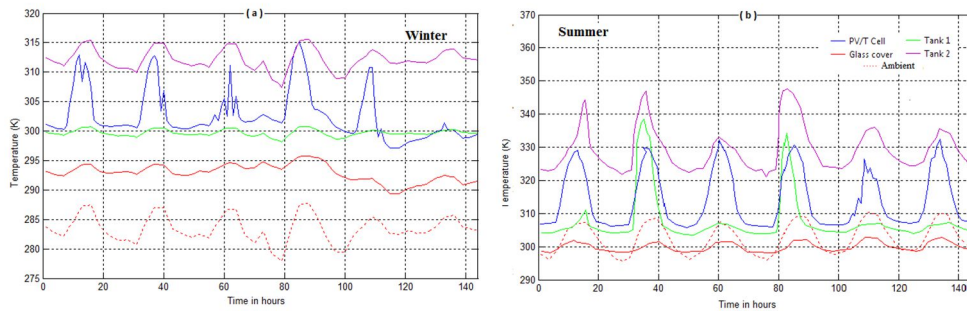


Fig.2. 25: Evolution des températures du DTPV/T-ISAHP en hivers (a) et en été (b)

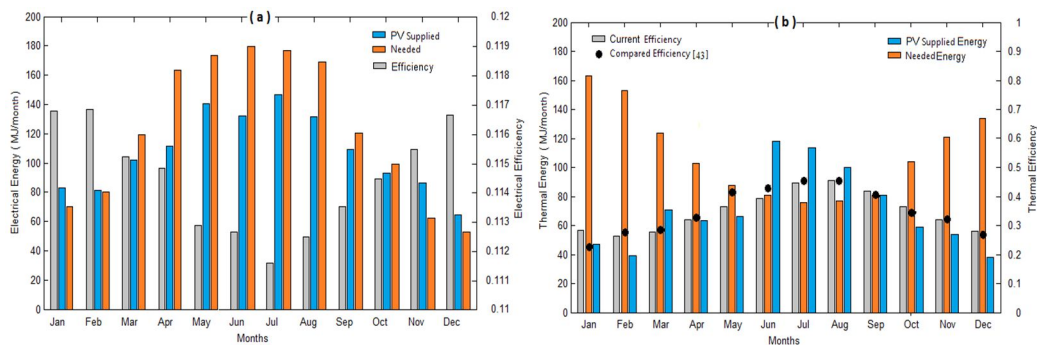


Fig.2. 26: Répartition horaire des températures PV/T et des réservoirs par mois

Fig.2.25 montre les variations horaires des températures des cellules PV/T, de la couverture de verre ainsi que de la température du réservoir durant six jours. Une dépendance des températures des deux réservoirs est remarquée. La température maximale du réservoir (2) est

atteinte lorsqu'aucune eau chaude fournie n'est fournie au consommateur. Une température moyenne du réservoir tampon (2) de 39°C peut être atteinte. Il convient de noter que des pics de température dans le ballon de stockage peuvent souvent être observés en raison de l'absence de demande d'eau chaude à ce moment-là. Fig.2.26a montre que la production électrique mensuelle moyenne d'un panneau PVT atteint un maximum d'environ 146 MJ/mois. L'efficacité électrique PV/T varie de 11,16% à 11,68% avec une moyenne de 11,45 % et diminue légèrement pendant la saison estivale à mesure que la température élevée augmente dans les cellules photovoltaïques, provoquant une augmentation similaire de la température élevée. La figure montre également que le système PV/T ne peut pas satisfaire totalement la quantité d'énergie électrique nécessaire au cours de l'année pour les ménages de la région sélectionnée, avec un déficit annuel d'environ 12,55% qui est observé surtout pendant les mois chauds. Par conséquent, un nombre de panneaux PV/T adéquat est requis pour satisfaire le besoin électrique nécessaire. La présente étude a suggéré d'utiliser 6 panneaux PVT comme nous l'avons vu plus loin, pour répondre à l'énergie électrique domestique nécessaire.

Fig.2.26b montre la production mensuelle moyenne d'énergie thermique et l'efficacité thermique du capteur solaire PVT. L'énergie thermique fournie par le panneau PVT s'avère insuffisante pour couvrir les besoins en eau chaude, en particulier pendant les mois froids en raison des températures ambiantes plus basses et du climat nuageux. À l'inverse, et comme prévu, en été, lorsque les températures sont extrêmement élevées, la quantité d'énergie thermique est plus élevée compte tenu de la diminution de la demande en eau chaude. Avec un maximum d'environ 71,58% en janvier, on constate un déficit annuel de production d'énergie thermique d'environ 35,59%. En effet, les systèmes de récupération de chaleur peuvent être fournis à l'aide de pompes à chaleur ou d'utilitaires de stockage de chaleur. Il existe une efficacité PVT thermique annuelle moyenne et maximale d'environ 39,65% et 45,33%, respectivement. Une comparaison est également faite avec les travaux antérieurs réalisés par Hazami et al. [96] utilisant le modèle TRNSYS, considérant les mêmes conditions et rapportant une différence d'efficacité thermique relative d'environ 2,13%. De plus, une telle analyse met en évidence une très bonne corrélation entre les deux modèles. Nous pouvons conclure que la quantité d'énergie électrique et thermique requise au cours de l'année ne peut pas être correctement couverte par le système PVT et d'autres solutions peuvent être suggérées.

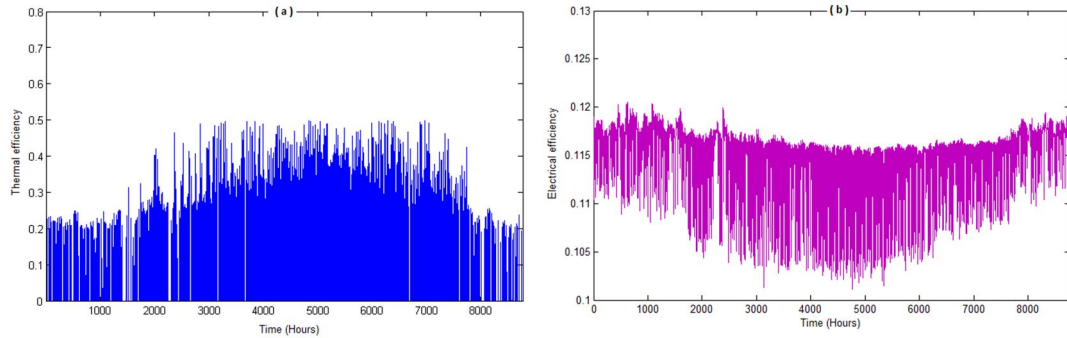


Fig.2. 27:Efficacité thermique et électrique annuelle

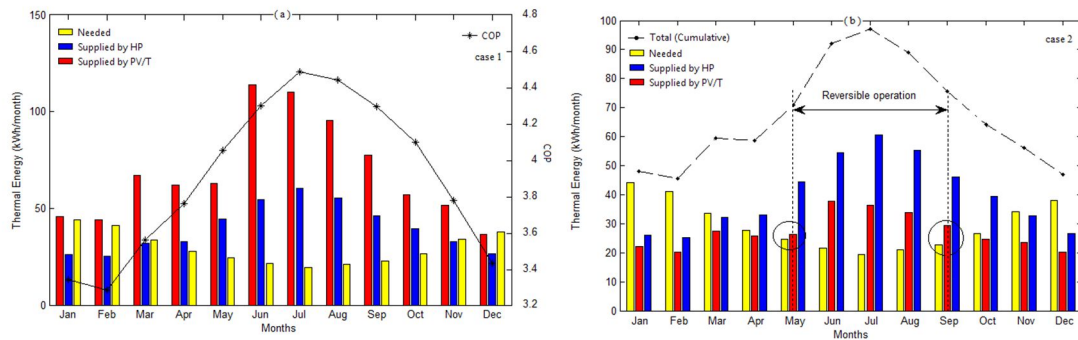


Fig.2. 28:Énergie thermique annuelle de système PV/T pour deux cas de figures

Fig.2.27 illustre l'efficacité électrique et thermique horaire annuelle du système. On peut observer que le rendement électrique dans les deux cas diminue légèrement pendant l'été, en raison de l'augmentation de la température de fonctionnement des cellules, tandis que le rendement thermique est à son maximum pendant les heures d'été, atteignant 49,96% avec une moyenne annuelle d'environ 27,88%. L'efficacité électrique est améliorée pendant les saisons froides avec des efficacités annuelles moyenne et maximale d'environ 11,44 % et 12,29 % respectivement.

Fig.2.28a montre une solution proposée de SAHP avec 6 panneaux PV/T. La puissance thermique utile mensuelle produite par la pompe à chaleur a montré une augmentation remarquable dans le voisinage où à la fois la température de l'eau d'entrée du réservoir de stockage.2 entrant dans le système et la température ambiante correspondante de l'emplacement étudié augmentent en raison de l'augmentation du rayonnement solaire. À mesure que l'énergie fournie par la pompe à chaleur augmentait, le COP de la pompe, ainsi que le stockage d'énergie du réservoir.2, augmentaient. Le COP avec une moyenne de 3,91 sous un rayonnement solaire plus élevé et un maximum de 4,49 à 893 W/m² est trouvé. En Juillet, l'énergie maximale fournie par la pompe à chaleur est atteinte (61,83 kWh). Suite à la diminution de l'incidence des radiations pendant les mois d'hiver, cette énergie diminue pour se stabiliser autour de 25,53 kWh. La figure montre que sans couplage de pompe à chaleur, le

système PVT peut fournir la plupart de l'ECS nécessaire tout au long de l'année. Néanmoins, la pompe à chaleur peut être utilisée en mode de fonctionnement refroidisseur pendant les mois chauds. De plus, une telle solution peut être appliquée à d'autres secteurs d'application où l'eau chaude est largement nécessaire. Fig.2.28b présente un autre cas dans lequel un seul panneau PVT est utilisé. De janvier à avril et d'octobre à décembre, les pompes à chaleur sont largement utilisées pour satisfaire les besoins en eau chaude sanitaire. De mai à septembre, la pompe à chaleur peut être utilisée en mode de fonctionnement réversible pour le rafraîchissement. Si la pompe à chaleur est éteinte pendant cette période, un surplus annuel d'énergie thermique d'environ 424,7 kWh peut être obtenu.

2.3 Conclusions et perspectives

Ce thème réalise une simulation dynamique d'un système DTPVT-ISAHP employé dans le secteur résidentiel dans les conditions climatiques réelles en développant un modèle sous Matlab. Cette présente recherche visait à démontrer la faisabilité technique et pratique d'une intégration de système PV/T-ISAHP, pour répondre aux exigences en matière de température du fluide et de production d'électricité. Le code Matlab a été développé et les résultats ont montré que 6 panneaux PV/T sont nécessaires pour répondre à l'ensemble des besoins en énergie électrique de la famille tunisienne avec un excédent électrique annuel d'environ 5,83%. La production moyenne d'énergie électrique PVT s'élève à 0,68 kWh/m²/jour avec une moyenne annuelle de 177,42 kWh/m². Le couplage d'une pompe à chaleur entraînera une consommation électrique supplémentaire d'environ 29,49% par an. Une telle méthode couvrira cependant l'ECS requise à la température souhaitée. Les résultats ont également montré que l'augmentation du rayonnement solaire entraîne une amélioration du coefficient d'efficacité COP thermique du système de pompe à chaleur PVT, atteignant 4,49 à 893 W/m². En été, le fonctionnement d'une pompe à chaleur réversible s'est révélé plus avantageux, réduisant la demande annuelle d'électricité d'environ 84,57 % de la pompe. L'utilisation potentielle du système DTPV/T-ISAHP est finalement évaluée d'un point de vue économique et le temps d'amortissement s'avère être de 12,71 ans.

La présente recherche est une première contribution à l'exploration de l'utilisation potentielle du DTPV/T-ISAHP et contribue à une base pour comprendre les facteurs importants lors de l'examen du fonctionnement optimal à long terme. L'intention de cette étude est de déterminer la meilleure stratégie d'utilisation du DTPVT-ISAHP dans les bâtiments résidentiels. Toutefois, dans les secteurs commerciaux et industriels, où l'eau chaude est fréquemment

nécessaire, une telle étude peut s'avérer extrêmement bénéfique. Des recherches plus approfondies peuvent être menées en examinant un certain nombre de paramètres essentiels tels que la température et la capacité du réservoir de stockage, le débit massique et la température d'entrée du PVT, l'évaporateur et l'effet de refroidissement de la pompe à chaleur, les sources de chaleur multiples ou la tri-génération, les stratégies de contrôle optimales et l'évaluation technico-économique ainsi que l'étude expérimentale qui se trouve essentiel.

3. Section.2 : Systèmes solaires PVT intégrés avec Simulink/MATLAB

Points forts

- Une nouvelle simulation par Simulink/Matlab des systèmes PVT indirects est réalisée.
- Une analyse à long terme des paramètres PVT est étudiée dans des conditions météorologiques.
- Une analyse de contrôle utilisant deux modes de refroidissement est effectuée.
- Une étude détaillée et des blocs orientés système sont présentés.

3.1 Contexte et situation

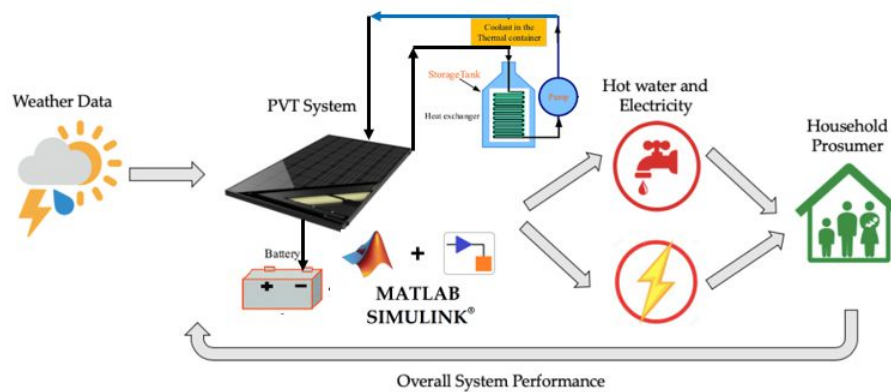


Fig.2. 29: Résumé graphique

Avant d'utiliser des systèmes solaires PVT dans n'importe quel endroit, la modélisation, la simulation et l'évaluation sont des considérations cruciales qui doivent être prises en compte. Ils permettent de comprendre les caractéristiques et le comportement des panneaux photovoltaïques intégrés conçus dans des environnements climatiques spécifiques. En effet, l'efficacité d'un système solaire dépend d'un certain nombre de variables, y compris la construction et la conception des modules PV/T, la quantité d'ensoleillement local, le fonctionnement du système solaire, sa connexion au stockage et tout système de chauffage supplémentaire utilisé [97].

Un outil bien connu utilisé pour créer une simulation transitoire avec des entrées et des paramètres variables dans les domaines des énergies renouvelables, notamment les systèmes solaires thermiques, photovoltaïques et CVC, est TRNSYS (Transient System Simulation), développé par les membres du laboratoire d'énergie solaire à l'Université du Wisconsin. Le

programme TRNSYS est recommandé et mentionné dans de nombreux articles qui ont étudié et analysé divers systèmes d'énergie solaire [98]. TRNSYS présente cependant certains inconvénients, dont certains proviennent de l'incapacité de récupérer facilement des données spécifiques au site et d'autres de la difficulté d'évaluer le changement de température dans une cellule solaire avec une spécificité adéquate. À la lumière de cela, un modèle approprié a été entièrement construit à partir de zéro dans l'environnement Matlab/Simulink.

Matlab/Simulink est largement appliqué aux modules solaires photovoltaïques conventionnels afin de fournir une large compréhension aux chercheurs, aux fabricants et à la communauté sociale. Cependant, peu de travaux ont été réalisés pour les systèmes PVT utilisant Matlab/Simulink [99].

Le collecteur PVT est en interaction continue avec le système dans lequel il opère. Il faut donc toujours la considérer dans le contexte du système. Compte tenu de l'importance de l'interaction collecteur-système, cet article concentre l'approche du développement de collecteurs orientés système. De nouvelles méthodes d'analyse des systèmes PVT seront présentées, visant à mieux comprendre cette interaction à l'aide de Matlab/Simulink.

Selon les analyses de la littérature, la majorité des systèmes discutés se concentrent principalement sur des collecteurs d'eau PVT autonomes avec une intégration système limitée utilisant un logiciel de simulation. Compte tenu de l'étude réalisée à ce jour, il est clair qu'il reste encore beaucoup à faire avant que les systèmes PVT puissent être appliqués et intégrés avec succès dans des applications pour les bâtiments résidentiels et commerciaux [100]. À notre connaissance, aucune recherche n'a été réalisée pour évaluer un modèle de collecteur PVT dynamique avec stockage indirect d'énergie thermique à l'aide de Simulink/Matlab. De plus, très peu de travaux ont été menés sur le PVT avec Simulink/Matlab, qui présente l'avantage d'options simples de contrôle et d'intégration.

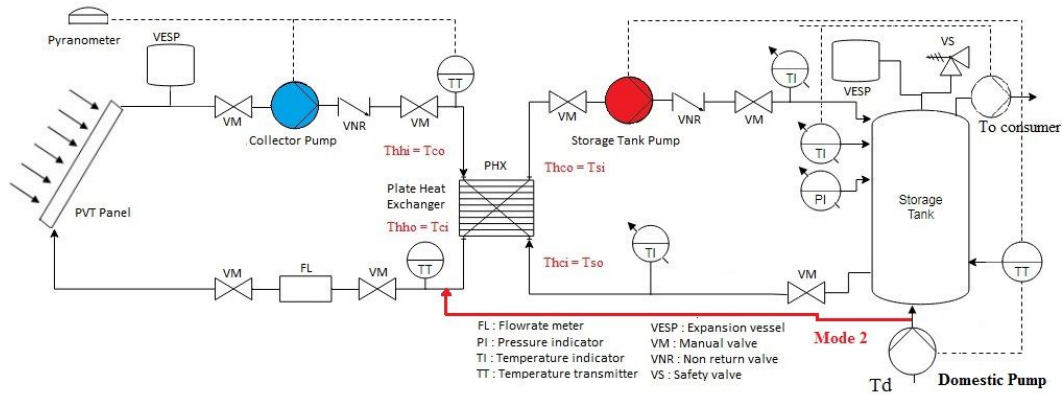


Fig.2. 30: Représentation du système PVT intégré

Le schéma global de l'installation est représenté dans la Fig.2.30 en précisant les températures de couplage des deux cycles au niveaux de l'échangeur de chaleur. La ligne rouge indique la deuxième mode de simulation par introduction de l'eau froide directement quand la température de réservoir de stockage est suffisamment haut ou la température de sortie de collecteur atteint certaine limite suivant l'ordre de contrôle proposé. Les schémas de blocs sont générés dans Simulink sur la base du modèle mathématique du collecteur et les schémas de blocs affichent les équations pertinentes du modèle de collecteur. Le modèle dans Matlab est résumé dans la Fig.2.31 où tous les paramètres d'entrée et de sortie ainsi que les données récupérées sont définies pour fournir un aperçu de sa structure.

Le contrôle des pompes en deux cycles est nécessaire pour un fonctionnement efficace du système de chauffage solaire de l'eau fluide caloporteur dans le collecteur et l'eau chaude dans le ballon de stockage. Les pompes sont automatiquement contrôlées en fonction des températures atteintes lors des cycles du collecteur et du réservoir de stockage. Le schéma de principe de la simulation du contrôle des pompes est présenté sur la Fig.2.32. Basé sur le modèle mathématique du réservoir de stockage et de l'échangeur de chaleur, un schéma de blocs est développé dans Simulink. Le modèle de réservoir de stockage orienté bloc et le schéma de l'échangeur de chaleur sont illustrés à la Fig.2.33, où nous considérons que T_d , la température du réseau domestique dépend de temps et considéré comme la température initiale du réservoir.

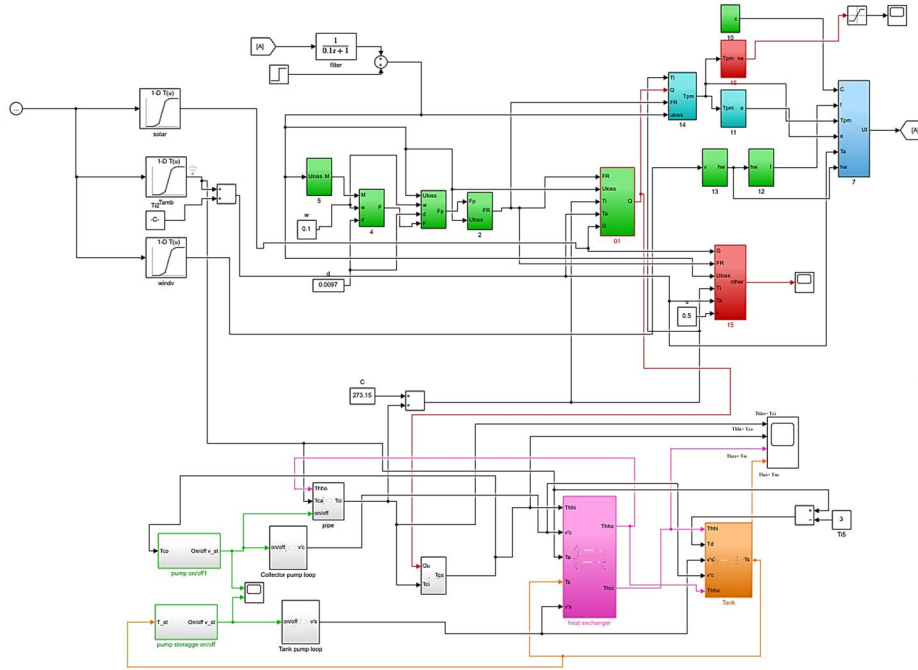


Fig.2. 31: Représentation des blocs Simulink du système PVT

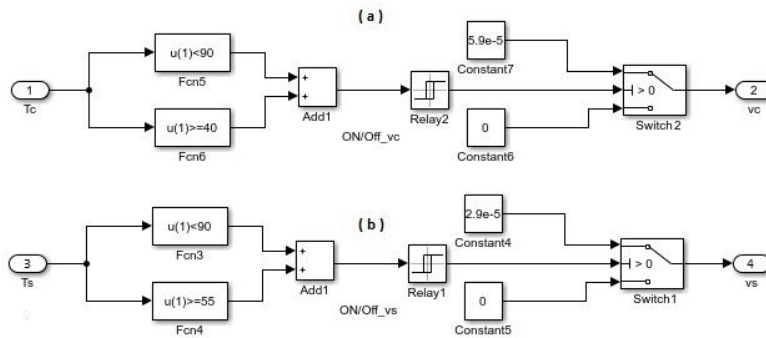


Fig.2. 32: Commande de la pompe du collecteur (a) du ballon de stockage (b)

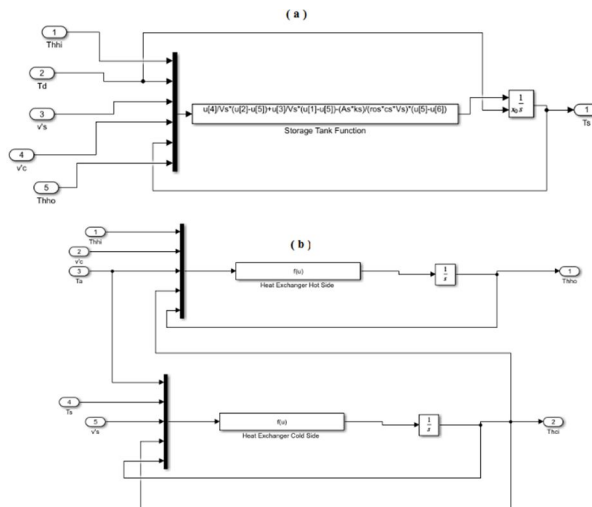


Fig.2. 33: Modèle de réservoir de stockage (a) d'échangeur de chaleur (b)

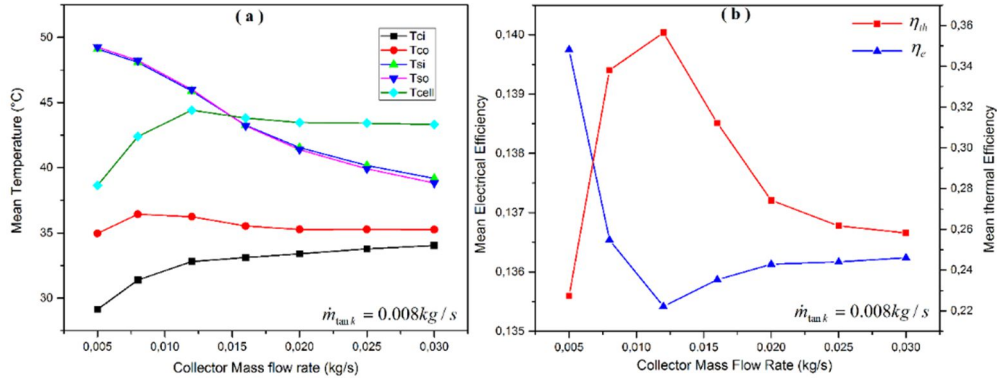


Fig.2. 34: Effet du débit massique sur la température et l'efficacité du système

L'effet du débit du collecteur sur différentes températures moyennes tout au long de l'année et l'efficacité annuelle moyenne du système est évalué dans la Fig.2.34. Jusqu'à ce qu'une valeur limite de débit de 0,012 kg/s soit attendue, un faible débit de pompe collectrice permet des températures moyennes faibles des cellules photovoltaïques (T_{cell}). À mesure que le débit massique du capteur augmente, la température de sortie du capteur (T_{co}) se rapproche de la température d'entrée (T_{ci}) et, par conséquent, les températures du réservoir de stockage d'entrée et de sortie diminuent. Sur la Fig.2.34b, la valeur du débit massique du collecteur de 0,012 kg/s entraîne l'efficacité thermique et électrique annuelle moyenne maximale du système. En ce qui concerne l'efficacité électrique, une augmentation du débit massique du collecteur de 0,005 kg/s à 0,012 kg/s. entraîne une diminution relative de 3%, tandis qu'une augmentation de 0,012 kg/s à 0,03 kg/s entraîne une augmentation relative de 0,6%. Ces résultats indiquent qu'un débit massique optimal du collecteur pour le système d'environ 0,012 kg/s est approprié tout au long de l'année.

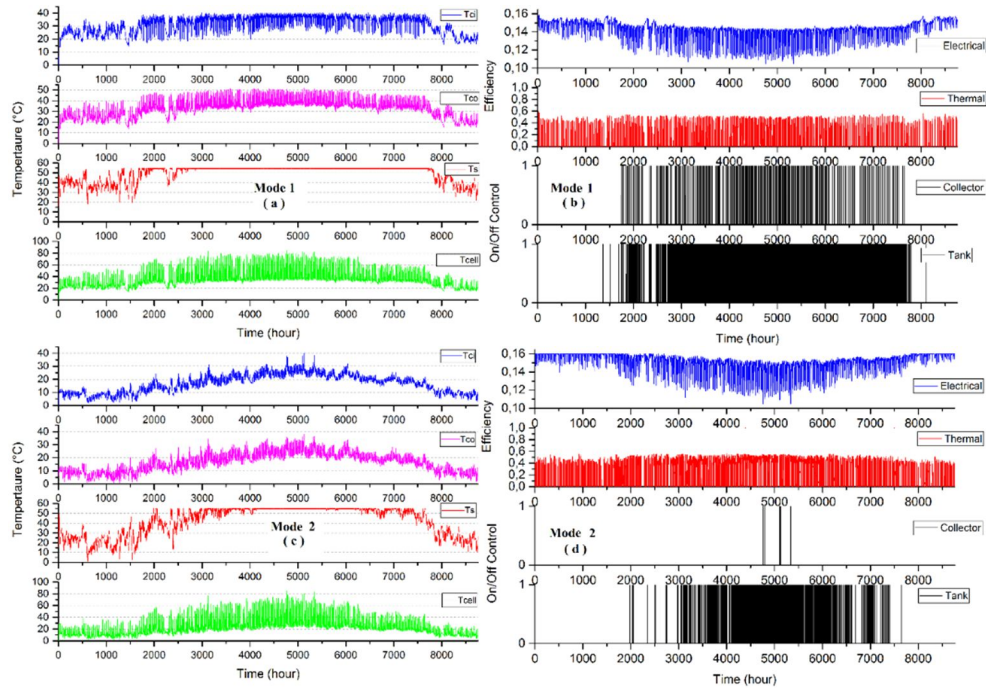


Fig.2. 35 : Effet de l'option de mode de refroidissement du collecteur

La première approche Mode.1 (la conventionnelle) et une deuxième option suggérée (Mode.2) sont comparées dans la Fig.2.35. L'idée est que la pompe d'alimentation du ballon d'eau domestique (pompe domestique) est commutée sur le collecteur de boucle (par l'intermédiaire d'une vanne 3 voies) lorsque la température de sortie du collecteur atteint la valeur de sa consigne (40°C), ce qui arrête la pompe du collecteur. À ce stade, la pompe d'alimentation en eau alimentera simultanément l'entrée du collecteur et le réservoir (Ligne rouge sur la Fig.2.30).

La collecteur PVT est mieux refroidit puisqu'il reçoit de l'eau plus froide, lui permettant de fonctionner plus efficacement. Les pompes du collecteur et du réservoir ont des débits massiques respectifs de $0,002 \text{ kg/s}$ et $0,01 \text{ kg/s}$. Comme nous pouvons le voir, en mode 1, la pompe du de la boucle collectrice et la pompe du réservoir fonctionnent respectivement 1628 h/an et 4252 h/an tout au long de l'année, tandis qu'en mode 2, elles fonctionnent 207 h/an et 1148 h/an , respectivement. En conséquence, une diminution du fonctionnement de ces pompes de $87,28\%$ (collecteur) et 73% (réservoir), respectivement ce qui permet ensuite un gain de puissance électrique.

Cependant, par rapport à l'option Mode.2, le point de consigne de température d'eau chaude souhaité (55°C) peut être maintenu dans le système Mode 1 pendant une période plus longue (4252h/an pour le Mode 1 et 1148h/an pour le Mode.2). Cela peut être démontré par les

températures minimale et moyenne (T_s) du réservoir de stockage, qui étaient respectivement de 16,3°C et 50,93°C pour le mode.1 tandis que 9,46°C et 41,63°C pour le mode.2. Cela indique que le chauffage en mode 1 est supérieur à la méthode de refroidissement en option mode 2. Les températures moyennes annuelles T_{ci} et T_{co} pour le mode.1 sont de 32,6°C et 35,8°C, tandis qu'elles sont de 16,86°C et 16,96°C pour le mode.2. Une évaluation précise des besoins en eau chaude sanitaire est nécessaire pour décider de la stratégie la plus efficace.

Pour les modes 1 et 2, la température moyenne annuelle des cellules est respectivement de 42,8°C et 22,89 °C. Cela permet un rendement électrique annuel moyen compris entre 13,66% et 15,12%, soit une amélioration relative d'environ 9,65% dans le cas de mode.2. Pour les modes 1 et 2, le rendement thermique annuel moyen est respectivement de 23,04% et 33,76%, soit une augmentation de 31,75%. Nous pouvons conclure que, bien qu'il accorde une période de temps plus courte pour atteindre la température d'eau chaude nécessaire tout au long de l'année, le Mode.2 permet une augmentation de l'efficacité globale du système de l'ordre de 41,4 %.

3.2 Conclusion et suite de thème

Une simulation dynamique d'un système PVT indirect couplé à un réservoir de stockage et un échangeur de chaleur en utilisant l'environnement Simulink/Matlab est développé. La simulation a été réalisée dans les conditions climatiques tunisiennes et la validation numérique a été réalisée à l'aide du modèle numérique précédemment développé. Cette présente recherche visait à démontrer la faisabilité technique et pratique d'un système PVT indirect utilisant deux modes, pour répondre aux exigences de température du fluide et de production d'électricité. Avec la simulation PVT au cours de l'année, les résultats révèlent que la température souhaitée du réservoir est atteinte pendant une partie importante de l'année. En règle générale, cette période s'étend du début mars à la mi-octobre. Les efficacités thermique et électrique moyennes du système annulaire sont respectivement de 27,4% et 13,9%. La température maximale des cellules est de 84,18°C, avec une température moyenne de 43,47°C. Par rapport au système qui comprenait le réservoir de stockage, cela indique une amélioration relative de l'efficacité électrique et thermique de 7,89 % et 24,62 %, respectivement. Les résultats montrent également que la température du réservoir augmente avec la fréquence de fonctionnement de la pompe du réservoir sans affecter de manière significative la fréquence de la pompe de collecteur à mesure que le débit massique du

réservoir augmente. En prenant en compte la température d'entrée directe du réseau domestique, le mode 2 permet une augmentation de l'efficacité globale du système de l'ordre de 41,4 %.

La présente recherche présente une première contribution à l'exploration de l'utilisation potentielle du système PVT indirect à l'aide de Simulink/Matlab et contribue à une base pour comprendre les facteurs importants lors de l'examen du fonctionnement optimal. La présente simulation peut coupler plusieurs sous-systèmes et plusieurs configurations.

La suite de la présente analyse et premièrement d'améliorer le modèle développé pour le capteur PVT en déterminant toutes les températures de ses couches par établir toutes les d'équations différentielles transitoires. Deuxièmement, le présent système va être couplé avec toutes les éléments électriques à savoir l'onduleur, la batterie etc. Nous envisageons dans ce contexte d'étudier le système qui tient compte de toute ces éléments électriques et thermiques avec les contrôle et l'optimisation adéquate.

4. Publication de recherches liées à l'axe 2

Ce travail de notre deuxième axe de recherche a fait l'objet de nombreux articles, qui sont publiés dans les revues scientifiques et les conférences internationales. Nous avons également publié un article sur les capteurs concentriques pour exploiter cet axe de recherche et l'étude des PVT concentriques. (05 articles, 02 chapitres, 01 conférence)

Publications

1. **Brahim, T.** and Jemni, A. (2017) "Economical assessment and applications of photovoltaic/thermal hybrid solar technology: A review," *Solar energy*, 153, pp. 540–561. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2017.05.081>.
2. **Brahim, T.** and Jemni, A. (2021b) "Parametric study of photovoltaic/thermal wickless heat pipe solar collector," *Energy conversion and management*, 239(114236), p. 114236. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114236>.
3. **Taoufik, B.**, and Abdelmajid, J. (February 11, 2022). "Feasibility Study of Long-Term Dual Tank Photovoltaic/Thermal Indirect Parallel Solar-Assisted Heat Pump Systems." *ASME. J. Sol. Energy Eng.* August 2022 ; 144(4): 041006. <https://doi.org/10.1115/1.4053317>.
4. **T. Brahim,** A Jemni. "Comparative Study of Parabolic Trough Solar Collector using Syltherm-800 and Therminol-VP1 Non-metallic Nanofluids." *Thermal Science and Engineering Progress*, Volume 43, 1 August 2023, 101951. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2023.101951>.
5. **Brahim, T.**, Jemni, A. (2024). PVT Solar Collector Assessment Using Matlab/Simulink. In: Ali-Toudert, F., Draoui, A., Halouani, K., Hasnaoui, M., Jemni, A., Tadrist, L. (eds) *Advances in Thermal Science and Energy. JITH 2022. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-031-43934-6_35
6. **Brahim, T.** and Jemni, A. (2024) "Discussion on the stability of nanofluids for optimal thermal applications," In book: *Advanced Materials-Based Fluids for Thermal Systems*, Chapter: 8 Publisher: Elsevier. DOI: 10.1016/B978-0-443-21576-6.00008-X
7. Chaouch, A., **BRAHIM, T.**, Abdelati, R., & JEMNI, A. (2024). Energy and exergy analysis of a long-term nonlinear dynamic roll bond PVT solar collector model under Tunisian (North Africa) climatic conditions. *Thermal Science and Engineering Progress*, 53, 102727. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2024.102727>

Conférences

15-17 November 2022, Brahim.T, Jemni.A, *PVT solar collector assessment using Matlab/Simulink*. Les 19^{èmes} Journées Internationale de Thermique, **JITH 2022**, Tanger, Maroc.

29-31 Octobre 2024, Brahim.T, Jemni.A, *Numerical Modeling for Optimum Solar Technology using Genetic Algorithm*. International Days on Thermal Science and Energy, **JITH 2024 - 20th Edition**. École Nationale Supérieure d'Architecture Paris-Val de Seine, Paris, du 29 au 31 octobre 2024. (accep

5. Bibliographie liée à l'axe 2

- [63] Skoplaki, E.; Palyvos, J.A. (2009): On the temperature dependence of photovoltaic module electrical performance: A review of efficiency/power correlations. *Solar Energy* 83 (5), pp. 614–624. DOI: 10.1016/j.solener.2008.10.008.
- [64] Collins, Mike; Zondag, H. A. (2008): Recommended Standard for Characterization and Monitoring of PV/Thermal Systems. A technical report of IEA SHC - Task 35 PV/Thermal Solar Systems Report DB2. IEA SHC Task 35.
- [65] Assoa, Y. B.; Menezo, C.; Fraisse, G.; Yezou, R.; Brau, J. (2007): Study of a new concept of photovoltaic thermal hybrid collector. *Solar Energy* 81 (9), pp. 1132–1143. DOI: 10.1016/j.solener.2007.04.001.
- [66] Zondag, H. A.; Bakker, M.; van Helden, W. G. J. (2006): PVT Roadmap - A European guide for the development and market introduction of PV-Thermal technology.
- [67] Brahim, T. and Jemni, A. (2017) “Economical assessment and applications of photovoltaic/thermal hybrid solar technology: A review,” *Solar energy*, 153, pp. 540–561. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2017.05.081>.
- [68] Zhang, X.; Zhao, X.; Smith, S.; Xu, J.; Yu, X. Review of R&D progress and practical application of the solar photovoltaic/thermal (PV/T) technologies. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 2012, 16, 599–617.
- [69] Skoplaki, E.; Palyvos, J.A. (2009): On the temperature dependence of photovoltaic module electrical performance: A review of efficiency/power correlations. *Solar Energy* 83 (5), pp. 614–624. DOI: 10.1016/j.solener.2008.10.008.
- [70] Hofmann, P.; Dupeyrat, P.; Kramer, K.; Hermann, M.; Stryi-Hipp, G. (2010): Measurements and benchmark of PV-T collectors according to EN 12975 and development of a standardized measurement procedure. *Proceedings of EuroSun, Graz, Austria*.
- [71] Duffie, John A.; Beckman, William A. (2013): *Solar engineering of thermal processes*. Fourth Edition: John Wiley & Sons.
- [72] Florschuetz, L. W. (1979): Extension of the Hottel-Whillier model to the analysis of combined photovoltaic/thermal flat plate collectors. *Solar Energy* 22(4), pp.361–366. DOI:10.1016/0038-092X(79)90190-7.
- [73] Zondag; Vries, D. W. de; van Helden, W.G.J.; van Zolingen, R.J.C.; van Steenhoven, A. A. (2002a): The thermal and electrical yield of a PV-thermal collector. *Solar Energy* 72 (2), pp. 113–128. DOI: 10.1016/S0038-092X(01)00094-9.
- [74] Chow, T. T. (2003): Performance analysis of photovoltaic-thermal collector by explicit dynamic model. *Solar Energy* 75 (2), pp. 143–152. DOI: 10.1016/j.solener.2003.07.001.
- [75] Yushchenko, A.; de Bono, A.; Chatenoux, B.; Patel, M.K.; Ray, M. GIS-based assessment of photovoltaic (PV) and concentrated solar power (CSP) generation potential in West Africa. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 2018, 81, 2088–2103.

- [76] Duffie, John A.; Beckman, William A. (2013): Solar engineering of thermal processes. Fourth Edition: John Wiley & Sons.
- [77] Dupeyrat, P.; Hermann, Michael; Graf, Wolfgang; Wilson, Helen Rose; Kuhn, Tilmann E. (2011a): Investigation of the effective transmittance-absorptance product of solar thermal collectors regarding recent improvements of glazing and absorber spectral properties. Proceedings of ISES Solar World Congress, Kassel.
- [78] Skoplaki, E.; Palyvos, J.A. (2009): On the temperature dependence of photovoltaic module electrical performance: A review of efficiency/power correlations. *Solar Energy* 83 (5), pp. 614–624. DOI: 10.1016/j.solener.2008.10.008.
- [79] Hollands, K. G. T.; Konicek, L.; Raithby, G. D.; Unny, T. E. (1976): Free Convective Heat Transfer Across Inclined Air Layers. *J. Heat Transfer* 98 (2), p. 189. DOI: 10.1115/1.3450517.
- [80] Matuska, Tomas; Zmrhal, Vladimir (2009): KOLEKTOR 2.2 - A mathematical model and design tool – reference handbook (3rd draft, 01-2009). Czech Technical University in Prague, Faculty of Mechanical Engineering, Dept. of Environmental Engineering.
- [81] McAdams, William H. (1954): Heat transmission. 3. ed., internat. student ed. New York: McGraw-Hill.
- [82] Swinbank, W. C. (1963): Long-wave radiation from clear skies. *Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society* (Volume 89, Issue 381, pages 339–348).
- [83] Ben Richard Hughes, Ng Ping Sze Cherisa, and Osman Beg. (2011), “Computational Study of Improving the Efficiency of Photovoltaic Panels in the UAE”, *Mechatronic and Manufacturing Engineering* Vol.5, No.1.
- [84] Harikrishnan S, and Vinod Kotebavi., Performance Study of Solar Heat Pipe with Different Working Fluids and Fill Ratios. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering* 149 (2016) 012224 doi:10.1088/1757-899X/149/1/012224.
- [85] Shafieian A, Khiadani M, Nosrati A. A review of latest developments, progress, and applications of heat pipe solar collectors. *Renew Sustain Energy Rev* 2018; 95:273–304. doi: 10.1016/j.rser.2018.07.014.
- [86] Aste, N., Del Pero, C., Leonforte, F., & Manfren, M. (2016). Performance monitoring and modeling of an uncovered photovoltaic-thermal (PVT) water collector. *Solar Energy*, 135, 551–568. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2016.06.029>.
- [87] Ruschenburg, J.; Herkel, S.; Henning, H.-M. A statistical analysis on market-available solar thermal heat pump systems. *Solar. Energy*, Volume 95, September 2013, pp. 79-89 <https://doi.org/10.1016/j.solener.2013.06.005>.
- [88] Kabbani, A., & Mohamed Shaik, H. (2021). PV Cell Parameters Modeling and Temperature Effect Analysis. *International Journal of Renewable Energy Development*, 10(3), 563-571. <https://doi.org/10.14710/ijred.2021.33845>.
- [89] Zondag, H. A.; Jong, M.J.M.; van Helden, W.G.J. (2001): Development and applications for PV thermal. Proceedings of the 17th European Photovoltaic Solar Energy Conference, Munich, Germany.

- [90] A. Kumar, P. Baredar, U. Qureshi, " Historical and recent development of photovoltaic thermal (PVT) technologies," *Renew. Sustain. Energy Rev.* 42 (2015), pp. 1428-1436.
<http://doi.org/10.1016/j.rser.2014.11.044>.
- [91] Góngora-Gallardo, G.; Castro-Gil, M.; Colmenar-Santos, A.; Tawfik, Mohamed (2013): Efficiency factors of solar collectors of parallel plates for water. *Solar Energy* 94, pp. 335–343. DOI: 10.1016/j.solener.2013.05.014.
- [92] Buffa, S., Cozzini, M., D'Antoni, M., Baratieri, M., and Fedrizzi, R., 2019, " 5th generation district heating and cooling systems: A review of existing cases in Europe," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 104, pp. 504-522, ISSN 1364-0321,
<https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.12.059>.
- [93] Ruschenburg, J.; Herkel, S.; Henning, H.-M. A statistical analysis on market-available solar thermal heat pump systems. *Solar. Energy*, Volume 95, September 2013, pp. 79-89
<https://doi.org/10.1016/j.solener.2013.06.005>.
- [94] M. Chandrashekar, N. T. Le, H. F. Sullivan, and K. G. T. Hollands, "A Comparative Study of Solar Assisted Heat Pump Systems for Canadian Locations," *Solar Energy* Vol. 28, No. 3, pp. 217-226, 1982. [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(82\)90160-8](https://doi.org/10.1016/0038-092X(82)90160-8).
- [95] Huan, C.; Li, S.; Wang, F.; Liu, L.; Zhao, Y.; Wang, Z.; Tao, P. Performance Analysis of a Combined Solar-Assisted Heat Pump Heating System in Xi'an, China. *Energies* 2019, 12(13), 2515.
<https://doi.org/10.3390/en12132515>.
- [96] Hazami, M., Riahi, A., Mehdaoui, F., Nouicer, O., and Farhat, A. (January 2016). Energetic and exergetic performances analysis of a PV/T (photovoltaic thermal) solar system tested and simulated under to Tunisian (North Africa) climatic conditions. *Energy*, 107, pp. 78-94.
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.03.134>.
- [97] García, Nicolás Pardo m. fl. (2017).” Photovoltaic thermal hybrid solar collector and district heating configurations for a Central European multi-family house”. I: *Energy Conversion and Management* 148.0196-8904, s. 915–924.
- [98] Kalogirou, S.A.; Tripanagnostopoulos, Y. Hybrid PV/T solar systems for domestic hot water and electricity production. *Energy Convers. Manag.* 2006, 47, 3368–3382, doi: 10.1016/j.enconman.2006.01.012.
- [99] Da Silva, R. M., and J. L. M. Fernandes. "Hybrid photovoltaic/thermal (PV/T) solar systems simulation with Simulink/Matlab." *Solar energy* 84, no. 12 (2010): 1985-1996.
- [100] Vokas, G., Christandonis, N., and Skittides, F., 2006, “Hybrid photovoltaic-thermal systems for domestic heating and cooling-A theoretical approach”, *Solar Energy*, v 80, n 5, pp. 607-615.
- [101] E. F. Fernández, G. Siefer, F. Almonacid, A. J. G. Loureiro, and P. Pérez-Higueras, “A two subcell equivalent solar cell model for III-V triple junction solar cells under spectrum and temperature variations,” *Sol. Energy*, vol. 92, pp. 221–229, 2013.
- [102] W. Durisch, B. Bitnar, J. Mayor, H. Kiess, K. Lam, and J. Close, “Efficiency model for photovoltaic modules and demonstration of its application to energy yield estimation,” *Sol. Energy Mater. Sol. Cells*, vol. 91, no. 1, pp. 79–84, 2007.
- [103] J. D. Mondol, Y. G. Yohanis, M. Smyth, and B. Norton, “Long-term validated simulation of a building integrated photovoltaic system,” *Sol. Energy*, vol. 78, no. 2, pp. 163–176, 2005.

- [104] T. Hove, "A method for predicting long-term average performance of photovoltaic systems," *Renewable Energy*, vol. 21, no. 2, pp. 207–229, 2000.
- [105] G. N. Tiwari, *Solar Energy: Fundamentals, Design, Modelling, and Applications*. Oxford, U.K.: Alpha Science Int'l. Ltd, 2002.
- [106] U. Eicker, *Solar Technologies for Buildings*. Hoboken, NJ, USA: Wiley, 2006.
- [107] S. P. Mora, J. Carretero, and M. S.-de Cardona, "Models to predict the operating temperature of different photovoltaic modules in outdoor conditions," *Prog. Photovolt. Res. Appl.*, vol. 23, no. 10, pp. 1267–1282, 2015.
- [108] M. W. Davis, A. H. Fanney, and B. P. Dougherty, "Prediction of building integrated photovoltaic cell temperatures," *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 123, no. 3, pp. 200–210, 2001.
- [109] J. D. Mondol, Y. G. Yohanis, and B. Norton, "The effect of low insolation conditions and inverter oversizing on the long-term performance of a grid-connected photovoltaic system," *Prog. Photovolt. Res. Appl.*, vol. 15, no. 4, pp. 353–368, 2007.
- [110] S. Tselepis and Y. Tripanagnostopoulos, "Economic analysis of hybrid photovoltaic/thermal solar systems and comparison with standard PV modules," in *Proc. Int. Conf. PV Eur.*, 2002, pp. 7–11.
- [111] A. Tiwari, M. S. Sodha, A. Chandra, and J. C. Joshi, "Performance evaluation of photovoltaic thermal solar air collector for composite climate of India," *Sol. Energy Mater. Sol. Cells*, vol. 90, no. 2, pp. 175–189, 2006.
- [112] F. Almonacid, P. J. Pérez-Higueras, E. F. Fernández, and P. Rodrigo, "Relation between the cell temperature of a HCPV module and atmospheric parameters," *Sol. Energy Mater. Sol. Cells*, vol. 105, pp. 322–327, 2012.
- [113] T. Markvart, *Solar Electricity*, vol. 6. Hoboken, NJ, USA: Wiley, 2000.
- [114] A. M. Muzathik, "Photovoltaic modules operating temperature estimation using a simple correlation," *Int. J. Energy Eng.*, vol. 4, no. 4, pp. 151–158, 2014.
- [115] E. Akyuz, C. Coskun, Z. Oktay, and I. Dincer, "A novel approach for estimation of photovoltaic exergy efficiency," *Energy*, vol. 44, no. 1, pp. 1059–1066, 2012.
- [116] S. P. Mora, J. Carretero, and M. S.-de Cardona, "Models to predict the operating temperature of different photovoltaic modules in outdoor conditions," *Prog. Photovolt. Res. Appl.*, vol. 23, no. 10, pp. 1267–1282, 2015.
- [117] Rubio, M. Martinez, R. Coronado, J. L. Pachón, and P. Banda, "Deploying CPV power plants-ISFOC experiences," in *Proc. 33rd IEEE Photovolt. Specialists Conf.*, 2008, pp. 1–4.
- [118] D. Faiman, "Assessing the outdoor operating temperature of photovoltaic modules," *Prog. Photovolt. Res. Appl.*, vol. 16, no. 4, pp. 307–315, 2008.
- [119] E. P. J. A. Skoplaki and J. A. Palyvos, "Operating temperature of photovoltaic modules: A survey of pertinent correlations," *Renewable Energy*, vol. 34, no. 1, pp. 23–29, 2009.

- [120] J. A. Duffie and W. A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, 4th ed. Hoboken, NJ, USA: Wiley, 2013.
- [121] R. Chenni, M. Makhlouf, T. Kerbache, and A. Bouzid, "A detailed modeling method for photovoltaic cells," *Energy*, vol. 32, no. 9, pp. 1724–1730 2007.
- [122] S. Kurtz et al., "Evaluation of high-temperature exposure of rack mounted photovoltaic modules," in *Proc. 34th IEEE Photovolt. Specialists Conf.*, 2009, pp. 2399–2404.
- [123] T. Hornung, M. Steiner, and P. Nitz, "Estimation of the influence of Fresnel lens temperature on energy generation of a concentrator photovoltaic system," *Sol. Energy Mater. Sol. Cells*, vol. 99, pp. 333–338, 2012.
- [124] C. Coskun, U. Toygar, O. Sarpdag, and Z. Oktay, "Sensitivity analysis of implicit correlations for photovoltaic module temperature: A review," *J. Cleaner Prod.*, vol. 164, pp. 1474–1485, 2017.
- [125] D. L. King, J. A. Kratochvil, and W. E. Boyson, "Photovoltaic array performance model," Sandia Nat. Lab., Livermore, CA, USA, Rep. SAND2004-3535, Dec. 2004, doi: 10.2172/919131.
- [126] M. Mattei, G. Notton, C. Cristofari, M. Muselli, and P. Poggi, "Calculation of the polycrystalline PV module temperature using a simple method of energy balance," *Renewable Energy*, vol. 31, no. 4, pp. 553–567, 2006.

6. Conclusion Générale

Nos travaux de recherche synthétisés dans cette mémoire portent sur quelques contributions pour améliorer les performances des caloducs avec ou sans mèche capillaire en adoptant des méthodes innovantes et en se focalisant sur les récentes solutions pour améliorer ces performances. Le premier axe de recherche présente des analyses sur le comportement des caloducs avec mèche capillaire en amenant une étude plus approfondie suite à la recherche postdoctorale sur les caloducs rouleaux et sur les caloducs conventionnels utilisant les nanofluides. L'application des caloducs miniatures plats dans le refroidissement électronique est analysée pour comprendre le problème d'échauffement local des composantes. Une compréhension détaillée est effectuée et des recommandations sont présentes. L'utilisation et le développement des caloducs sans mèche capillaire est entre autres traité en élaborant une nouvelle approche analytique afin d'analyser leur fonctionnement dans les échangeurs de chaleurs. Une application industrielle sous forme de brevet est effectuée en élaborant un outil mathématique flexible permettant aux bureaux d'études et aux industriels la conception facile et l'implantation d'échangeurs de chaleur à base de caloducs pour la récupération de chaleur.

Dans le deuxième axe de recherche consacré au développement des collecteurs PVT. Nous avons commencé par développer une revue bibliographique détaillée qui résume les principaux challenges techniques et économiques rencontrés pour la commercialisation et l'application de ses systèmes. Trois autres études sont réalisées sous le climat de Tunisie pour analyser leurs efficacités. Un nouveau type est la première fois proposé en intégrant les caloducs sans mèche capillaire avec le PVT. Une analyse des capteurs PVT orientée système est effectuée en particulier par l'intégration des pompes à chaleur à configuration parallèle et de développer le système sous Matlab/Simulink comme démarche innovante pour l'analyse des systèmes PVT intégrés. Cet axe de recherche est maintenant un domaine très vaste et plusieurs travaux sont en cours pour maîtriser la technologie et améliorer leurs configurations. Le dernier type étudié et le type roll-bond qui sont moins étudiés bien qu'ils ont prouvé une meilleure performance. Une étude dynamique couplant quatre sous-modèles (solaire, thermique, électrique et exergétique) est amenée sous le climat de Tunisie permet une éventuelle compréhension et peut servir pour des futures analyses.

7. Annexe 01

Tableau.1(A1) : Corrélations de Tc avec depuis l'année 2000		
Non de la corrélation	Corrélation	Observations
Fernandez et al [101]	$T_c = \frac{(V_{oc} - c_1 G - c_3)}{c_2}$	c_1, c_2 et c_3 des coefficients linaires
Durisch et al [102]	$T_c = T_a + kG$	$k = \frac{\Delta T_c}{\Delta G}$: 0.02-0.04°Cm ² /W 0.02 < k < 0.056 pour les BIPV
Mondol et al.I [103]	$T_c = T_a + 0.031G$	Pour $V_w > 1$ m/s avec un coefficient de perte de chaleur constant
Hove [104]	$T_c = T_a + G \left(\frac{\tau\alpha - \eta}{U_L} \right)$	$\frac{\tau\alpha}{U_L}$ déterminée expérimentalement
Tiwari [105]	$T_c = T_a + G \left(\frac{\tau\alpha}{U_L} \right) \left[1 - \left(\frac{\eta}{\tau\alpha} \right) \right]$	$\frac{\tau\alpha}{U_L}$ pris comme constante
Eicker [106]	$T_c = T_a + G \left(\frac{\alpha}{U_L} \right) \left[1 - \left(\frac{\eta}{\alpha} \right) \right]$	$U_L = h_{rad} + h_{conv}$. Avec h_{rad} et h_{conv} sont les coefficients de transfer de chaleur par radiation et convection, respectivement
Standard [107]	$T_c = T_a + \left(\frac{G}{G_{NOCT}} \right) [T_{c,NOCT} - T_{a,NOCT}]$	Modèle à l'état stable pour un module à plaque plate comprenant des dispositifs en silicium cristallin et des cellules à couches minces
Davis [108]	$T_c = T_a + \left(\frac{G}{G_{NOCT}} \right) [T_{c,NOCT} - T_{a,NOCT}] \left[1 - \left(\frac{\eta}{\tau\alpha} \right) \right]$	Suppose U_L constante
Mondol et al.II [109]	$T_c = T_a + 0.031G - 0.058$	Pour $V_w > 1$ m/s avec un coefficient de perte de chaleur constant
Tselepis [110]	$T_c = 30 + 0.0175(G - 150) + 1.14(T_a - 25)$	Estimations de Tc pour un module a-Si
Tiwari et Sdha.I [111]	$T_c = \frac{pG(\tau\alpha - \eta) + (U_t T_a + U_T T_b)}{(U_t + T_T)}$	U_t et U_T sont des coefficients spécifiée
Tiwari et Sdha.II [111]	$T_c = \frac{\tau[\alpha_c p + \alpha_\gamma(1 - \beta_c)G - \eta_c G \beta_c + U_t T_a + U_T T_b]}{(U_t + T_T)}$	T_b fonction du produit ηT_c
Almonacid [112]	$T_c = T_a + d_1 G + d_2 V_w$	d_1, d_2 : Paramètres de régression multilinéaire
Markvart [113]	$T_c = 0.943T_a + 4.3 + 0.028G - 1.528V_w$	
Muzathik Markvart [114]	$T_c = 0.943T_a + 0.3529 + 0.0195G - 1.528V_w$	
Akyuz et al Markvart [115]	$T_c = 0.95T_a + 3.1 + 0.025G - 0.3V_w$	
NOCT-1p modèle Markvart [116]	$T_c = T_a + \left(\frac{G}{G_{NOCT}} \right) (T_{c,NOCT} - T_{a,NOCT}) + a(V_w - V_{w,NOCT})$	a : Paramètre déterminé par ajustement empirique des données
NOCT-2p modèle Markvart [116]	$T_c = T_a + b \left(\frac{G}{G_{NOCT}} \right) (T_{c,NOCT} - T_{a,NOCT}) + c(V_w - V_{w,NOCT})$	b, c : Paramètres empiriques

ISFOC-méthode Markvart [117]	$T_c = T_b + \left(\eta C_g \sum \frac{L_i}{\lambda_i} \right) G$	i, L_i et λ_i sont la couche, l'épaisseur et la conductivité thermique derrière la cellule, respectivement.
Faiman Markvart [118]	$T_c = T_a + \frac{G}{U_0 + U_1 V_w}$	U_0, U_1 : Spécifié pour la cellule PV sélectionnée
Skoplaki et Palyvos Markvart [119]	$T_c = T_a + \frac{0.32G}{9.91 + 2V_w}$	Estimations de T_c pour un module p-Si
Skoplaki et al.I Markvart [116]	$T_c = T_a + \frac{0.25G}{5.7 + 3.8V_w}$	
Duffie et Beckman.I Markvart [120]	$T_c = T_a + \frac{G(T_{c,NOCT} - T_{a,NOCT})}{G_{NOCT} - \left(\frac{\eta}{\tau\alpha} \right)} \left(\frac{9.5}{5.7 + 3.8V_w} \right) \left[1 - \left(\frac{\eta}{\tau\alpha} \right) \right]$	$\tau\alpha \approx 0.9$
Skoplaki et al.II Markvart [119]	$T_c = T_a + \frac{G(T_{c,NOCT} - T_{a,ref})}{G_{NOCT} - \frac{\eta_{STC}}{\tau\alpha} (1 + \eta_{STC} T_{STC})} \left[\frac{h_{NOCT}}{h} \left\{ 1 - \frac{\eta_{STC}}{\tau\alpha} (1 + \eta_{STC} T_{STC}) \right\} \right]$	h : coefficient de convection du vent, $h = 5.7 + 3.8V_w$ ou $h = 8.91 + 2.0V_w$
Chenni et al Markvart [121]	$T_c = T_a + 0.0138G(1 + 0.031T_a)(1 - 0.042V_w)$	Estimations de T_c pour un module p-Si
Kurtz et al [122]	$T_c = T_a + Ge^{-3.476 - 0.0594V_w}$	Estimations T_c pour différentes technologies PV
Hornung et al [123]	$T_c = T_a + m \left[e^{\left(\frac{-0.5V_w}{V_{w0}} \right)} + c \right] G$	m, V_{w0} et c : Coefficients par régression multilinéaire
Coskun et al [124]	$T_c = 1.4T_a + 0.01(G - 500) - V_w^{0.8}$	Estimations de T_c pour un module p-Si
Sandia- modèle [125]	$T_c = T_b + \left(\frac{G}{G_{ref}} \right) \Delta T ; T_b = G(e^{a+bV_w}) + T_a$	a et b : Parametres empiriques. $\Delta T = T_c - T_b$ en G_{ref} : Adapté pour des modules PV à haute concentration (HCPV)
Duffie et Beckman.II [120]	$\frac{T_a + \frac{G}{G_{NOCT}} (T_{c,NOCT} - T_{a,ref}) \left[1 - \frac{\eta_{STC}}{\tau\alpha} (1 + \eta_{STC} T_{STC}) \right]}{1 - \frac{\eta_{STC} T_{STC}}{\tau\alpha} \frac{G}{G_{ref,NTE}} (T_{c,NOCT} - T_{a,ref})}$	
Mattei [126]	$T_c = \frac{UT_a + G(\tau\alpha - \eta_{STC} - \beta_{STC}\eta_{STC}T_{STC})}{U - \beta_{STC}\eta_{STC}G}$	U : Coefficient de transfert de chaleur pour la surface du module. $U = 26.6 + 2.3v$ ou $U = 24.1 + 2.9v$. $\tau\alpha = 0.81$

ISFOC: Institute for Concentration Photovoltaics Systems

Tableau.2 (A1): Paramètres des équations analysées												
Corrélation	G	T_a	V_w	η	α	τ	G_{NOCT}	$T_{c,NOCT}$	$T_{a,NOCT}$	β	U	Autres
Fernandez et al	✓		✓									V_{oc}, c_1, c_2
Durisch et al	✓	✓										k
Mondol et al.I	✓	✓										k
Hove	✓	✓		✓	✓	✓					✓	
Tiwari	✓	✓		✓	✓	✓					✓	
Eicker	✓	✓		✓	✓						✓	
Standard	✓	✓					✓	✓	✓			
Davis	✓	✓		✓	✓	✓	✓	✓	✓			
Mondol et al.II	✓	✓										
Tselepis	✓	✓										
Tiwari et Sdha.I	✓	✓		✓	✓	✓						p, T_b, U_t, U_T
Tiwari et Sdha.II	✓	✓		✓	✓	✓				✓		p, T_b, U_t, U_T
Almonacid	✓	✓	✓									d_1, d_2
Markvart	✓	✓	✓									
Muzathik	✓	✓	✓									
Akyuz et al	✓	✓	✓				✓	✓	✓			
NOCT-1p modèle	✓	✓	✓				✓	✓	✓			$a, V_{w,NOCT}$
NOCT-2p modèle	✓	✓	✓									$b, c, V_{w,NOCT}$
ISFOC-méthode	✓			✓								T_b, C_g, L_i, λ_i
Faiman	✓	✓	✓									U_0, U_1
Skoplaki et Palyvos	✓	✓	✓									
Skoplaki et al.I	✓	✓	✓									h, h_{NOCT}, T_{STC}
Duffie et Beckman.I	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓			
Skoplaki et al.II	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓		
Chenni et al	✓	✓	✓									
Kurtz et al	✓	✓	✓									
Hornung et al	✓	✓	✓									m, V_{w0}, c
Coskun et al	✓	✓	✓									
Sandia- modèle	✓	✓	✓									G_{ref}, e, a, b
Duffie et Beckman.II	✓		✓	✓	✓		✓	✓	✓	✓		T_{STC}
Mattei	✓	✓	✓	✓	✓	✓				✓	✓	T_{STC}

8. Annexe 02

Tableau.1(A2) : Coefficients de la matrice				
$a_1 = \frac{A_m}{M_g C_g}$	$b_1 = \frac{A_m h_{c,gc}}{M_c C_c}$ $a_{11} = -(a_1 h_{r,gs} + a_2 + a_3)$	$c_1 = \frac{A_m h_{c,cd}}{M_d C_d}$	$d_3 = \frac{A_{pi} h_{c,pi}}{M_p C_p}$	$f_1 = \frac{A_{tw} h_{v,tw}}{M_w C_w}$
$a_2 = \frac{A_m h_{v,ga}}{M_g C_g}$	$b_2 = \frac{A_m (-h_{c,gc} - h_{c,cd})}{M_c C_c}$ $a_{22} = b_2 + b_3 I_s$	$c_2 = \frac{A_{dp} h_{c,dp}}{M_d C_d}$	$e_1 = \frac{A_{dt} h_{c,dt}}{M_t C_t}$	$f_2 = \frac{2C_w}{M_w C_w}$
$a_3 = \frac{A_m h_{c,gc}}{M_g C_g}$	$b_3 = \frac{A_m \eta_{ref} \beta_p}{M_c C_c}$ $a_{33} = -(c_1 + c_2 + c_3)$	$c_3 = \frac{A_{dt} h_{c,dt}}{M_d C_d}$	$e_2 = \frac{A_{pt} h_{c,pt}}{M_t C_t}$	$g_1 = \frac{A_{pi} h_{c,pi}}{M_i C_i}$
$a_4 = \frac{0.0552 A_m}{M_g C_g}$	$b_4 = \frac{A_m h_{c,cd}}{M_c C_c}$ $a_{44} = -(d_1 + d_2 + d_3)$	$d_1 = \frac{A_{dp} h_{c,dp}}{M_p C_p}$	$e_3 = \frac{A_{tw} h_{v,tw}}{M_t C_t}$	$g_2 = \frac{A_{ti} h_{c,ti}}{M_i C_i}$
$a_5 = \frac{A_m \alpha_g}{M_g C_g}$	$b_5 = \frac{A_m \alpha_c \tau_g \beta - \eta_{ref} - \eta_{ref} \beta_p T_{c,ref}}{M_c C_c}$ $a_{55} = -(e_1 + e_2 + e_3 + e_4)$ $a_{77} = -(g_1 + g_2 + g_3)$	$d_2 = \frac{A_{pt} h_{c,pt}}{M_p C_p}$	$e_4 = \frac{A_{ti} h_{c,ti}}{M_t C_t}$	$g_3 = \frac{A_m h_{v,ia}}{M_i C_i}$

Transformation polytopique convexe de fonctions non linéaires

La difficulté réside dans la linéarisation du système d'équations qui inclut des facteurs non linéaires qui dépendent du temps en raison de la perturbation et incluent des variables telles que la température d'entrée de l'eau, l'irradiation et la température ambiante. Nous supposons que la température ambiante et la température de l'eau au niveau du capteur sont les mêmes. Nous modifions la variable comme suit afin de simplifier $B(t)$ pour le modèle thermique. Nous effectuons d'abord un changement de variable de la température d'entrée de l'eau comme suit :

$$T_w^*(t) = T_w(t) - T_{wi} \quad (1)$$

$$\begin{cases} \dot{\tilde{x}} = A\tilde{x} + \tilde{B}(t)u + \tilde{C}v - K\dot{T}_{wi} \\ y = D\tilde{x} + \tilde{E}v \end{cases} \quad (2)$$

Où l'état $\tilde{x}$ contient des variables d'état et est défini comme ;

$$x = [T_g \quad T_c \quad T_d \quad T_p \quad T_t \quad T_w^* \quad T_{is}]^T \quad (3)$$

Les nouvelles matrices de $\tilde{B}(t)$, $\tilde{C}$ et $\tilde{E}$ peuvent s'écrire comme :

$$B(t) = [0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad -f_2 T_w^* \quad 0]^T \quad (4)$$

$$\tilde{C} = \begin{bmatrix} c_1 & a_5 & 0 \\ 0 & b_5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & e_3 \\ 0 & 0 & -f_1 \\ 0 & 0 & 0 \\ g_3 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$K = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1 \ 0]^T \quad (6) \quad \tilde{E} = -E = [0 \ 0 \ 1] \quad (7)$$

Dans la matrice A , le seul terme variable est a_{22} qui dépend du rayonnement solaire et du temps et peut être limité par une fonction h comme suit :

$$a_{22} = b_2 + b_3 I_s = h(I_s) \quad (8)$$

Avec $h(I_s)$ est délimité comme suit :

$$b_2 + b_3 I_s^{min} \leq h(I_s) \leq b_2 + b_3 I_s^{max} \quad (9)$$

Ainsi, le terme non linéaire peut être transformé de telle sorte que :

$$h(I_s) = \delta_1(I_s) \cdot (b_2 + b_3 I_s^{min}) + \delta_2(I_s) \cdot (b_2 + b_3 I_s^{max}) \quad (10)$$

Avec $\delta_1 + \delta_2 = 1$

Il nous permet d'acquérir :

$$\delta_1 = \frac{I_s - I_s^{min}}{I_s^{max} - I_s^{min}} ; \delta_2 = \frac{I_s^{max} - I_s}{I_s^{max} - I_s^{min}} \quad (11)$$

Le modèle multiple qui lui correspond est le suivant :

$$\begin{cases} \dot{\tilde{x}} = \sum_i^2 \delta_i A_i \tilde{x} + \tilde{B}(t)u + \tilde{C}v - K\dot{T}_{wi} \\ y = D\tilde{x} + \tilde{E}v \end{cases} \quad (12)$$

En conséquence, A1 et A2 décrivent deux modèles locaux possibles qui sont disponibles. Ils sont les suivants.

$$A_1 = \begin{bmatrix} a_{11} & a_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ b_1 & b_2 + b_3 I_s^{min} & b_4 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & a_{33} & c_2 & c_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & d_1 & a_{44} & d_2 & 0 & d_3 \\ 0 & 0 & e_1 & e_2 & a_{55} & e_3 & e_4 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & f_1 & -f_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & g_1 & g_2 & 0 & a_{77} \end{bmatrix} \quad (13)$$

$$A_2 = \begin{bmatrix} a_{11} & a_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ b_1 & b_2 + b_3 I_s^{max} & b_4 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & a_{33} & c_2 & c_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & d_1 & a_{44} & d_2 & 0 & d_3 \\ 0 & 0 & e_1 & e_2 & a_{55} & e_3 & e_4 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & f_1 & -f_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & g_1 & g_2 & 0 & a_{77} \end{bmatrix} \quad (14)$$

Résumé

Les systèmes de gestion thermique jouent un rôle essentiel, mais souvent négligé, dans plusieurs systèmes et appareils de haute technologie, car ils garantissent que les exigences de température de ces systèmes et de leurs composants sont respectées, ce qui permet à son tour des conditions de fonctionnement optimales des appareils et prolonge considérablement leur durée de vie.

Dans ce contexte, les systèmes biphasés passifs sont les dispositifs de transfert de chaleur les plus prometteurs pour dissiper de grands flux de chaleur sans source externe. Les caloducs avec ces différents types font le sujet de notre premier axe de recherche portant sur le développement et l'étude de ces performances dans diverses applications.

Le second axe de recherche est le développement et la modélisation de capteurs PVT vitrés à haut rendement avec une performance globale optimisée du système. Les méthodes numériques sont appliquées à la fois au niveau du capteur et du système, permettant une analyse et une optimisation multidimensionnelles de la technologie PVT. Ce sujet de recherche, en outre, s'inscrit dans le cadre thématique de la gestion thermique, qui vise à équilibrer les exigences divergentes du photovoltaïque et du solaire thermique en contrôlant les flux d'énergie et en ajustant la température du capteur au niveau souhaité.

Mot clés : gestion thermique, caloducs, PVT, synthèse
