

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la Recherche Scientifique



Université Echahid Hamma Lakhdar d'El-Oued

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



Mémoire de fin d'étude

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER ACADIMIQUE

Domaine : Sciences et Technologies

Filière : Génie mécanique

Spécialité : Energétique et Energies renouvelables

Thème

Elaboration des modèles pour l'optimisation des performances thermiques de la boucle diphasique d'un système hybride PV/LHP

Devant le jury composé

- Dr: AOUN. Yacine
- Dr: GHARBI M.T
- Dr: ZINE Ali
- Dr : MENECEUR Redha

Président
Examinateur
Examinateur
Encadreur

Présenté par :

- GAGA Akram
- HEBIEB Lakhdar

2015-2016

Remerciement

*Je tiens tout d'abord à remercier mon Dieu **ALLAH** qui m'a octroyé l'effort et la patience pour mettre à terme ce travail*

Je remercie mon encadreur M. Meneceur Redha pour le temps et la patience qu'il m'a accordée. Son encadrement et sa disponibilité m'ont permis de réaliser ce travail dans des conditions idéales. L'aide et les conseils qu'il m'a apporté m'ont familiarisé avec la recherche scientifique.

Je remercie très chaleureusement ma famille et surtout ma belle rose ma Femme pour m'avoir soutenu jusqu'à la toute fin de mes études.

AKRAM G.

REMERCIEMENT

Nous remercions Dieu Allah tout puissant de nous avoir donné le courage et la volonté pour réaliser ce travail.

Nous exprimons nos profondes gratitude à :

Je remercie infiniment notre encadreur Mr : M'NASSER Ridha qui a dirigé ce travail, pour son aide continue, sa disponibilité et ses précieux conseils.

-Dr: AOUN.Y,

-Mr : GOURREH. A,

-Mr: GHARBI M.T.

- Mr: ZINE A.

- Mr: BOUKHARI A.

Pour leurs aides afin d'achever ce travail.

Que monsieur le président du jury ainsi que ses membres trouvent ici l'expression de notre gratitude pour accepter de juger ce travail.

LAKHDAR

Dédicace

À celui qui a recherché et continue de chercher pour moi : "mon père "

À celui qui m'a appris le sens de la vie, mon premier professeur : " ma mère"

À mes frères et sœurs

À ceux qui j'ai aimé et ceux qui m'ont aimé

{à la promotion 2016}

Je dédie ce mémoire à toute ma famille et à mes chers amis chacun en son nom, à ceux qui m'ont aidé à réaliser ce modeste travail et pour leurs encouragements

Ainsi qu'à tous mes enseignants

A chaque personne qui m'a aidé

LAKHDAR

Résumé

Durant la conversion photovoltaïque du capteur solaire une chaleur est générée ce qui augmentera la température de la cellule photovoltaïque et causera une chute de son rendement. Ce phénomène a été considéré comme néfaste pour le système, alors il est demandé de baisser leur température par la refroidir en intégrant au-dessous du panneau photovoltaïque un autre système de refroidissement en formant un capteur solaire hybride.

Dans ce travail nous allons étudier un nouveau concept de la technologie hybride dite PV/LHP, qui assure également la production simultanée d'énergie thermique et d'énergie électrique mais avec une performance améliorée. En faisant étudiant les performances thermiques de la boucle diphasique dans des différentes positions géométriques. Seuls les paramètres géométriques et les propriétés physiques de la structure capillaire seront modifiés, les autres paramètres (dimensions des composants de la LHP, nature des matériaux et du fluide caloporteur) étant considérés comme fixe.

Aussi une modélisation de la LHP en régime permanent est exposée. Elle est basée sur les équations de conservation d'énergie pour chaque composant de la LHP, la validation de notre modèle est effectuée à partir des résultats de S. Becker [Becker 2011], pour une boucle fluide chargée en eau à évaporateur. Dans la dernière partie du mémoire, une application des paramètres de la LHP est effectuée. Elle montre l'influence de la charge thermique, la conductivité thermique et la porosité de la mèche, sur le comportement thermique de la LHP.

Mots clés : hybride PV/LHP, boucle diphasique à pompage capillaire, milieu poreux, modélisation, régime permanent, refroidissement, étude paramétrique.

LISTE DES FIGURES	Page
Figure 1.1 : Coupe de la lame d'air en sous-face des panneaux PV [Sandberg 1998].....	4
Figure 1.2: Schéma du capteur solaire PV/T hybride à air [Garg 1999].....	5
Figure 1.3 : Les prototypes I, II, III et IV de capteur solaire PV/T à air [Hegazy 2000a].....	6
Figure 1.4: Schéma d'intégration de composants solaires à la façade Sud d'un bâtiment [Mei 2003]	7
Figure 1.5: Coupe du capteur solaire PV/T hybride à air à ailettes [Othman 2007].....	9
Figure 1.6: Quelques exemples de modifications du capteur solaire PV/T hybride à air	10
Figure 1.7: Coupe transversale du composant hybride à eau [Fujisawa 1997] [Tripanagnostopoulos 2007]	12
Figure 1.8: Capteur solaire PV/T hybride à deux fluides et à fonctions superposées [Tripanagnostopoulos 2001]	13
Figure 1.9: Coupe du capteur solaire PV/T hybride à eau [Chow 2003].....	14
Figure 1.10: Coupe transversale du capteur solaire PV/T hybride à eau [Ji 06].....	15
Figure 1.11: Section du capteur solaire hybride à eau étudié [Kalogirou 2007].....	17
Figure 1.12 : Principe de fonctionnement du générateur photovoltaïque.....	20
Figure 1.13 : Schéma de principe d'une LHP.....	23
Figure 1.14 : Vue en coupe d'un évaporateur cylindrique	24
Figure 1.15 : Domaine de fonctionnement d'un LHP.....	27
Figure 1.16 : Diagramme de l'état thermodynamique du fluide.....	29
Figure 2.1 concept d'un collecteur PV LHP.....	30
Figure 2.2 : Configuration du couche PV.....	32
Figure 2.3 : Schéma de Bilan énergétique du système [Zhang 2014]	35
Figure 2.4 : Schéma de Bilan énergétique du système [Zhang 2014]	38
Figure 2.5 : Représentation graphique de la plaque d'ailettes [Zhang 2014]	41
Figure 3.1: sections de changement diphasique.....	42
Figure 3.2 : schéma de principe du système PV/ LHP.....	47
Figure 3.3: schéma de l'évaporateur et analogie électrique.....	48
Figure 3.4 : schéma du réservoir et analogie électrique.....	52
Figure 3.5 :Radiateur fixée sur la chambre de compensation.....	52
Figure 3.6 : Schéma du condenseur.....	54
Figure 4.1 Données d'ensoleillement et température d'un jour ensoleillé.....	62

Figure 4.2 : Données d'ensoleillement et température d'un Jour nuageux.....	63
Figure 4.3 : Comparaison entre le modèle étudié et d'autre expérimentale de S. Becker. [Becker 2011].....	63
Figure 4.4 : Influence de la gravité sur les performances de la LHP.....	64
Figure 4.5 : Influence de la conductivité thermique du milieu poreux sur les températures de le LHP.....	65
Figure 4.6 : Influence de la porosité de la mèche sur les températures sur l'évaporateur.....	66
Figure 4.7 : Influence de la longueur de la mèche sur les températures de l'évaporateur.....	67

LISTE DES TABLEAUX	Page
Tableau 2.1. Type de vitre.....	31
Tableau 2.2 Types des milieux poreux (mèches)	33
Tableau 2.3. fluide caloporteur.....	33
Tableau 2.4. Propriétés thermiques de quelques matériaux isolants.....	35

NOMENCLATURE

A: Section (surface) (m^2)

c_p : Chaleur spécifique

à pression constant ($J/kg.k$)

C: Constante

D: Diamètre (m^2)

F: Coefficient de friction

F' : Facteur d'efficacité

F_f : Efficacité standard de l'ailette

F_R : facteur de dissipation de chaleur

F_{th} : facteur d'efficacité thermique

g: Accélération gravitaire (m/s^2)

h: Coefficient de transfert de chaleur ($W/m.k$)

h_c : Coefficient de transfert de chaleur convectif

h_{fg} : Chaleur latente de vaporisation

h_m : Angle heure (rad)

h_R : Coefficient de transfert de chaleur radiatif

H: Enthalpie thermique (kJ/kg)

I: Intensité de radiation solaire (W/m^2)

k: Conductivité thermique ($W/m^2.K$)

K_p : Perméabilité du mèche (m^2)

L: Longueur (m)

θ : Angle d'inclinaison

a: Air

abs: Absorption

BL: Limite d'ébullition

c: Couvert, Collecte, Compresseur

c, max: Capillarité maximale

c_1 : Coté intérieur du verre

c_2 : Coté extérieur du verre

CL: Limite capillaire

e: Electricité, Evaporateur

ei: Isolation électrique

el: Electrique

exp: Expérience

EL: limite d'entraînement

f: Ailette

fc: centre d'ailette

fe: Le bord d'ailette

fl: Liquide remplis

fs: Isolation autour d'ailette

FL: Limite de la masse du liquide remplis

m: Le débit massique; Moleculaire

M: La masse (kg), Nombre de Mach

n: Nombre de mèche, Nombre d'itération

n_g : Ratio d'index de réfraction

N: Nombre

NOMENCLATURE

<i>Nu</i> : Nombre de Nusselt	<i>hp, w</i> : Paroi du tube caloduc
<i>P</i> : Pr��ssion (Pa)	<i>hx</i> : Echangeur de chaleur
<i>P₀</i> : Puissance produite mesurée (W)	<i>hx, hp</i> : Echangeur de chaleur au tube caloduc
<i>Pr</i> : Nombre de Prandtl	<i>hx, in</i> : L'intérieur de l'échangeur de chaleur
<i>Q</i> : Energie (W)	<i>hx, o</i> : l'extérieur de l'échangeur de chaleur
<i>r</i> : Résistance thermique par section ($m^2 \cdot \frac{k}{W}$)	<i>hx, r</i> : le réfrigérant dans l'échangeur de chaleur
<i>r_{h,s}</i> : Rayon hydraulique des pores de mèche (m)	<i>i</i> : Longueur différentiel du noeud (m)
<i>r_e</i> : Rayon capillaire ��ffectif (m)	<i>k</i> : Temps différentiel du noeud (s)
<i>R</i> : Résistance thermique (K/W)	<i>l</i> : liquide
<i>Ra</i> : Nombre de Rayleigh	<i>lf</i> : film de liquide
<i>Re</i> : Nombre de reynolds	<i>L</i> : Pert
<i>R_v</i> : Constant de vapeur	<i>m</i> : moyen, module
<i>t</i> : temps (s)	<i>mtl</i> : Mat��riels de remplacement
<i>T</i> : Temp��rature (K)	<i>o</i> : Total; couche int��rieur
<i>T_{su}</i> : Temp��rature solaire �� 6000 K	<i>out</i> : La sortie
<i>U</i> : coefficient de perte de chaleur	<i>p</i> : PV; Pr��ssion
<i>V</i> : La v��locit�� (m/s)	<i>PV/T</i> : PV/thermique
<i>W</i> : Largeur (m)	<i>r</i> : R��frig��rant
<i>x_r</i> : Taux de saturation du r��frig��rant	<i>r, e</i> : R��frig��rant d'��vaporateur
<i>��</i> : Ratio d'absorption	<i>r, l</i> : R��frig��rant liquide
<i>g</i> : Rainure	<i>r, m</i> : R��frig��rant moyen
<i>G</i> : Gravit��	<i>s</i> : Solide
<i>hp</i> : Tube Caloduc	<i>��_p</i> : Facteur de boitier PV
<i>hp, in</i> : Paroi intérieur du tube caluduc	<i>��_{PV}</i> : Coefficient de température efficace
<i>hp, o</i> : Paroi extérieur du tube caloduc	<i>��</i> : Ratio de chaleur spécifique de vapeur

NOMENCLATURE

$r_{\parallel}$: Composante parallèle du radiation non polarisé des surfaces lisses	s, sp : Solide de mèche à poudre frittée
$r_{\perp}$: Composante perpendiculaire du radiation non polarisé des surfaces lisses	SL : Limite sonique
δ : Epaisseur (m)	th : thermique
δ_m : Angle de déclinaison	u : Utile
ε : Emissivité; porosité; résistance	v : Vapeur
E : Energie délivré	v, e : Le Vapeur au coeur de l'évaporateur
ξ : Efficacité exergetique	vt : Le vapeur au three way d'admission
Z : Réduction du gaz à effet de serre	vtl : Le vapeur au ligne de transport
η : Rendement énergitique	vtl, in : Ligne de vapeur intérieure
θ_e : Angle de contact avec l'évaporateur (rad)	vtl, o : Ligne de vapeur extérieure
θ_1 : Angle d'incidence	VL : La limite visqueuse
θ_2 : Angle de réfraction de rayonnement solaire	w : L'eau
μ : Viscosité dynamique (kg/m.s)	wi : Mèche
ν : Viscosité cinétique	wi, g : Rainure de mèche
ρ : Densité	wi, ms : Mèche tissée
σ : Constante de Stefan Boltzmann; coefficient de tension de surface	wi, sp : Mèche à poudre frittée
Σ : Energie grise (Energie intrinsèque)	wm : Le travail moyen
τ : transmittance	ws : Isolation du réservoir d'eau
$\tau_{c,a}$: transmittance pour l'absorption	ws, in : Isolation intérieure du réservoir
s, g : Rainure de solide	ws, o : Isolation extérieure du réservoir
sim : Simulation	
s, ms : Solide de mèche tissée	

SOMMAIRE	Page
Introduction	1
CHAPITRE 1 : SYNTHESE BIBLIOGRAPHIQUE ET GENERALITE	
1.1SYNTHESE BIBLIOGRAPHIQUE SUR LES CAPTEURS SOLAIRES PV/T HYBRIDES	3
1.1.1. Les capteurs solaires PV/T à air.....	4
1.1.2. Les capteurs solaires PV/T hybrides à eau.....	11
1.2. GENERALITE SUR LE CONCEPT A ETUDIER	19
1.2.1. Description des capteurs solaires photovoltaïques	20
1.2.2. Le système en boucle de fluide diphasique à pompage le LHP capillaire.....	22
1.2.3. Les principaux éléments constitutifs des LHP	24
1.2.3.1. L'évaporateur	24
1.2.3.2. La chambre de compensation (réservoir)	25
1.2.3.3. Les lignes fluides	25
1.2.3.4. Le condenseur	26
1.2.3.5. La mèche	26
1.2.4. Principe de fonctionnement des LHPs	26
CAPITRE 2 : MODELISATION MATHEMATIQUE ET FORMULATION GEOMETRIQUE DU SYSTEME PV/LHP	
2.1. INTRODUCTION.....	30
2.2 L'OBJECTIF DE LA MODELISATION	34
2.3. BILAN ENERGETIQUE DU CAPTEUR HYBRIDE PV/LHP.....	35
2.3.1. Principe d'étude thermique d'un système PV/LHP.....	35
2. 3.2. Description thermique de rayonnement solaire absorbée.....	36
2.4 LES EQUATIONS MATH EMATIQUES D'UN MODELE DYNAMIQUE POUR UN SYSTEME PV/LHP.....	37
2.4.1. Bilan thermique de la vitre	38
2.4.2. Bilan thermique de la couche PV	38
2.4.3.Bilan thermique du LHP.....	39
2.4.4.Bilan thermique de la plaque d'ailettes	40
2.4.5. Bilan thermique du Réfrigérant	41
2.5.L'EVOLUTION DU RENDEMENT ENERGETIQUE DU SYSTEME.....	41

Sommaire

CAPITRE 3 ETUDE PARAMETRIQUE D'UNE BOUCLE DIPHASIQUE

UTILISEE POUR LE REFROIDISSEMENT DE PANNEAU PV/LHP.

3.1.Principe de fonctionnement de PV/LHP	42
3.2. Les limites de fonctionnement d'un système LHP.....	43
3.3.ETUDE THEORIQUE ET DESCRIPTION DU MODELE.....	47
3.3.1. Hypothèses.....	47
3.3.2. bilan d'énergie sur l'évaporateur.....	48
3.3.3. bilan énergétique du réservoir.....	51
3.3.4 .bilan énergétique au niveau du condenseur.....	53
3.3.4.1. Echange dans la zone diphasique	54
3.3.4.2. Détermination des coefficients d'échange au niveau du condenseur	55
3.3.4.3. Echange dans la zone sous-refroidie	55
3.3.5. bilan énergétique dans les canalisations.....	55
3.4. EQUATIONS THERMODYNAMIQUES.....	57
3.4.1. Couplage évaporateur – condenseur	57
3.4.2. Couplage condenseur – réservoir	57
3-4-3 Calcul des pertes de charge.....	57
3.4.3.1. Les pertes de charge régulières.....	58
3.4.3.2. Les pertes de charge singulières	59
3.4.3.3 Les pertes de charge en milieu diphasique : le condenseur.....	60
CHAPITRE 4: APPLICATION DU REFROIDISSEMENT PAR LES CALODUCS EN BOUCLE (LHP) A UN PANNEAU PHOTOVOLTAÏQUE	
4.1. L'INFLUENCE DE LA GRAVITE	64
4.2. L'INFLUENCE DE LA CARACTERISTIQUE DU MILIEU POREUX	65
4.2.1. L'influence de la conductivité thermique de la mèche	65
4.2.2. L'influence de la porosité de la mèche.....	66
4.2.3. L'influence de la longueur de la mèche	66
4.2.4. L'influence du rayon des pores de la mèche	67
4.2.5. L'influence de la perméabilité du milieu poreux	68
Conclusion Générale et Perspective	70
Bibliographie	72

INTRODUCTION GENERALE :

Les cellules solaires agissent comme de bons collecteurs de chaleur dans les systèmes hybrides photovoltaïque-thermiques (PV/T) et peuvent être intégrés et optimisés pour utilisation dans les habitations en fournissant simultanément du courant continu DC et de la chaleur considérés comme énergie renouvelable. Pendant les quatre dernières décennies, de nombreux systèmes PV/T et produits innovants ont été optimisés et documentés. La littérature est abondante en matière de l'évaluation académique et professionnelle de ces innovations, la gamme de modèles théoriques et les données expérimentales validées.

A l'heure actuelle, la majorité des réalisations pratiques des systèmes hybrides PV/T est encore limitée à des applications expérimentales. Un collecteur d'un système hybride PV/T représente seulement une partie d'une application énergétique donnée. Si on veut préparer de l'eau chaude domestique avec un système bien défini, ce système comprend le stockage thermique, la tuyauterie, l'unité de pompage et de contrôle. Les applications intégrées dans les habitations font l'objet de diverses investigations et examens détaillés, telles que les caloducs en boucles LHP (LoopHeat Pipe), les pompes à chaleur PV/T intégrées et les concentrateurs hybrides PV/T.

Ce mémoire comprend quatre chapitres ; dans le premier est consacré à une synthèse bibliographique sur les capteurs solaires hybride PV/T et leurs application ainsi qu'une généralité sur Le système en boucle de fluide diphasique à pompage capillaire le LHP avec une description complète des éléments constitutifs de ces systèmes, suivi par son principe de fonctionnement. En conséquence, les opportunités potentielles pour le développement futur sont identifiées.

Le deuxième chapitre fait une présentation de la modélisation mathématique et formulation géométrique de la PV/LHP et les différentes limites influents sur le système.. Dans le troisième chapitre nous avons présenté le modèle thermique utilisé pour calculer la performance d'un système de refroidissement des cellules photovoltaïques par un système LHP. Dans le quatrième chapitre nous avons appliqué ce modèle thermique pour déterminer la performance d'une LHP utilisé pour le refroidissement d'un panneau solaire hybride en utilisant une application par MATLAB

Le travail de mémoire proposé, concerne l'étude des performances thermiques de la boucle diphasique dans des différentes position géométrique ., Seuls les paramètres géométriques et les propriétés physiques de la structure capillaire seront modifiés, les autres paramètres (dimensions des composants de la LHP, nature des matériaux et du fluide caloporteur) étant

fixés. Dans une première partie, nous allons simuler une mèche de l'évaporateur constituée d'un seul milieu poreux. Le milieu poreux situé près des cellules solaires photovoltaïques sera considéré comme le milieu de référence, et ce afin de faire refroidir les cellules photovoltaïques du système pour augmenter leur rendement électrique. Enfin une conclusion des principaux résultats auxquels nous avons abouti est présentée, complétée par des perspectives pour ce travail modeste qui présente une plate forme à de nouveaux travaux dans ce domaine très riche et très vierge.

Chapitre 1

**SYNTHESE BIBLIOGRAPHIQUE ET
GENERALITE**

SYNTHESE BIBLIOGRAPHIQUE ET GENERALITE

1.1. SYNTHESE BIBLIOGRAPHIQUE SUR LES CAPTEURS SOLAIRES HYBRIDES PV/T

Afin de mener à bien la conception de notre capteur solaire bi-fluide, une synthèse bibliographique des capteurs solaires PV/T hybride a été réalisée. De ce fait, notons que la recherche sur les capteurs solaires a débuté dans les années 70 et a été intensifiée dans les années 80. En 2005, Zondag[Zondag 2005a] propose un état de l'art sur les capteurs solaires PV/T hybrides en se basant sur le rapport du projet européen PV-Catapult[Zondag 2005b]. Parmi les premières études recensées par Zondag[Zondag 2005a], certaines mettent l'accent sur l'évolution de la configuration géométrique des composants et d'autres sur les méthodes de modélisation. Ainsi, il cite le travail de Wolf [Wolf 1976] qui en 1976, effectue l'analyse d'un capteur solaire thermique comportant des modules PV à base de silicium et couplé à un système de stockage de chaleur.

Par la suite, l'étude réalisée par Kern et Russel en 1978 [Kern 1978] donne les principes de base des capteurs solaires employant de l'eau ou de l'air comme fluide caloporteur. Hendrie, en 1982 [Hendrie 1982] développe un modèle théorique de système PV/T hybride en se basant sur des corrélations liées à des capteurs solaires standards. En 1981, Raghuraman [Raghuraman 1981] présente des méthodes numériques permettant la prévision des performances des capteurs solaires plans PV/T à eau ou à air. Plus tard, en 1985, Cox et Raghuraman [Cox 1985] développent des logiciels de simulation permettant l'étude des performances des systèmes PV/T hybrides à air, et mettent l'accent sur l'influence des propriétés optiques du vitrage sur les rendements thermique et électrique de ces composants solaires. En 1986, Lalovic et al [Lalovic 1986] proposent un nouveau type de cellules amorphes a-Si transparentes comme solution économique pour la construction de modules PV.

Diverses études expérimentales et théoriques ont été réalisées ensuite, en vue du développement des systèmes PV/T hybrides [Tripanagnostopoulos 2001]. La plupart des recherches menées dans ce domaine ont pour objectif d'évaluer les performances thermiques et électriques ou d'analyser l'aspect économique des systèmes hybrides à travers l'estimation du taux de couverture

solaire assuré. Pour cela, quelques auteurs mettent l'accent sur le développement de modèles thermiques analytiques ou réalisés suivant une analogie électrique, et plus rarement de modèles électriques de photo-conversion en régime permanent ou dynamique. Certaines de ces analyses s'appuient en outre sur des confrontations avec des études expérimentales en conditions contrôlées ou in situ sur divers sites.

D'autres recherches ont pour but l'optimisation des performances des composants solaires existants en améliorant les conditions de fonctionnement (inclinaison, orientation du composant...) ou en proposant des configurations géométriques innovantes. Ainsi, elles se basent sur la modification des dimensions ou des propriétés des matériaux de constitution (isolant thermique, absorbeur, cellules PV...) ou des fluides caloporteurs (air, eau glycolée...). Ces améliorations visent à accroître la quantité d'énergie solaire absorbée et les transferts thermiques entre le fluide caloporteur et l'absorbeur ou à réduire voire éliminer les pertes thermiques extérieures du capteur solaire hybride.

1.1.1.1. Les capteurs solaires PV/T à air

Ici, sont pris en compte les capteurs solaires PV/T à air et les capteurs solaires PV intégrés au bâti dans une configuration de type double-peau avec récupération de chaleur dans la lame d'air en sous-face. Compte tenu de la faible demande en chauffage solaire sur le marché, peu d'études ont été menées sur les capteurs solaires PV/T à air isolés ou intégrés au bâti en comparaison avec les capteurs solaires PV intégrés. Ainsi, par exemple, en 1998, Sandberg et Moshfegh [Sandberg 1998] [Moshfegh 1998] proposent l'étude théorique et expérimentale des phénomènes thermiques et aérauliques au sein d'une lame d'air (cf. Figure I.12) permettant la ventilation naturelle en sous-face d'une façade photovoltaïque et d'une toiture comportant des panneaux PV.

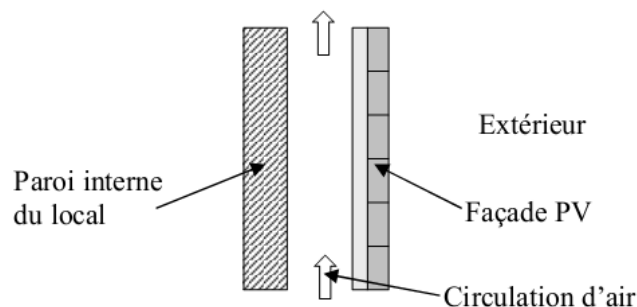


Fig1.1 : Coupe de la lame d'air en sous-face des panneaux PV [Sandberg 1998]

Les études paramétriques menées par ces auteurs [Sandberg 1998] ont montré que les dimensions et la position des modules PV le long de la lame, ont une forte influence sur le comportement thermique et aéraulique du système.

En 1999, Garg et Adhikari [Garg 1999] proposent un programme de modélisation d'un capteur solaire PV/T hybride à air permettant d'en prédire les productivités thermique et électrique. Le rendement des panneaux PV est calculé à partir d'une fonction linéaire décroissante.

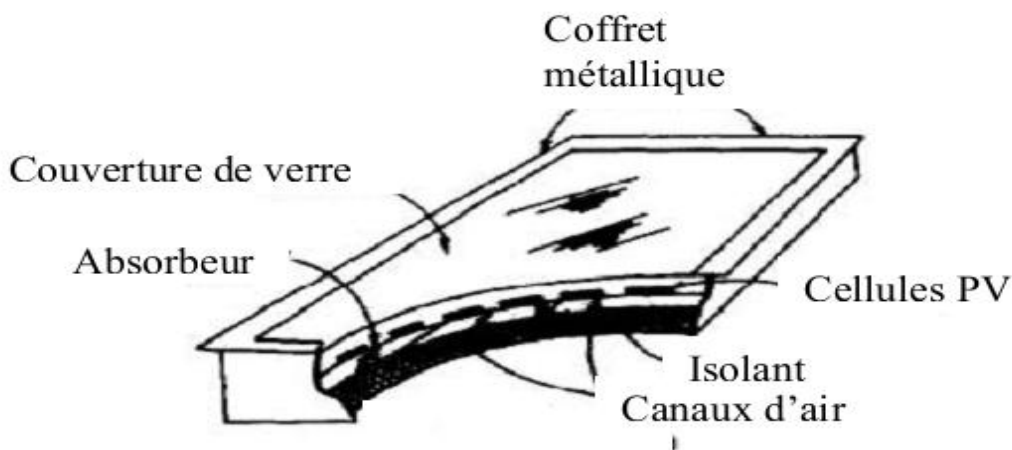


Fig1.2: Schéma du capteur solaire PV/T hybride à air [Garg 1999]

Ce capteur solaire est composé d'une couverture transparente, d'un absorbeur peint en noir et d'un support arrière bien isolé (Fig1.2). Les cellules PV sont collées sur l'absorbeur par l'intermédiaire d'une couche adhésive choisie pour ses bonnes propriétés de conduction thermique et d'isolation électrique. Hegazy [Hegazy 2000a] compare en 2000, les performances thermiques et électriques de quatre capteurs solaires PV/T hybrides à air qui sont différenciés par le mode de refroidissement (mécanique) des panneaux PV, à savoir au-dessus (prototype I), en dessous (prototype II), de part et d'autre (prototype III) de l'absorbeur, et par double circulation d'air (prototype IV) (Fig1.3).

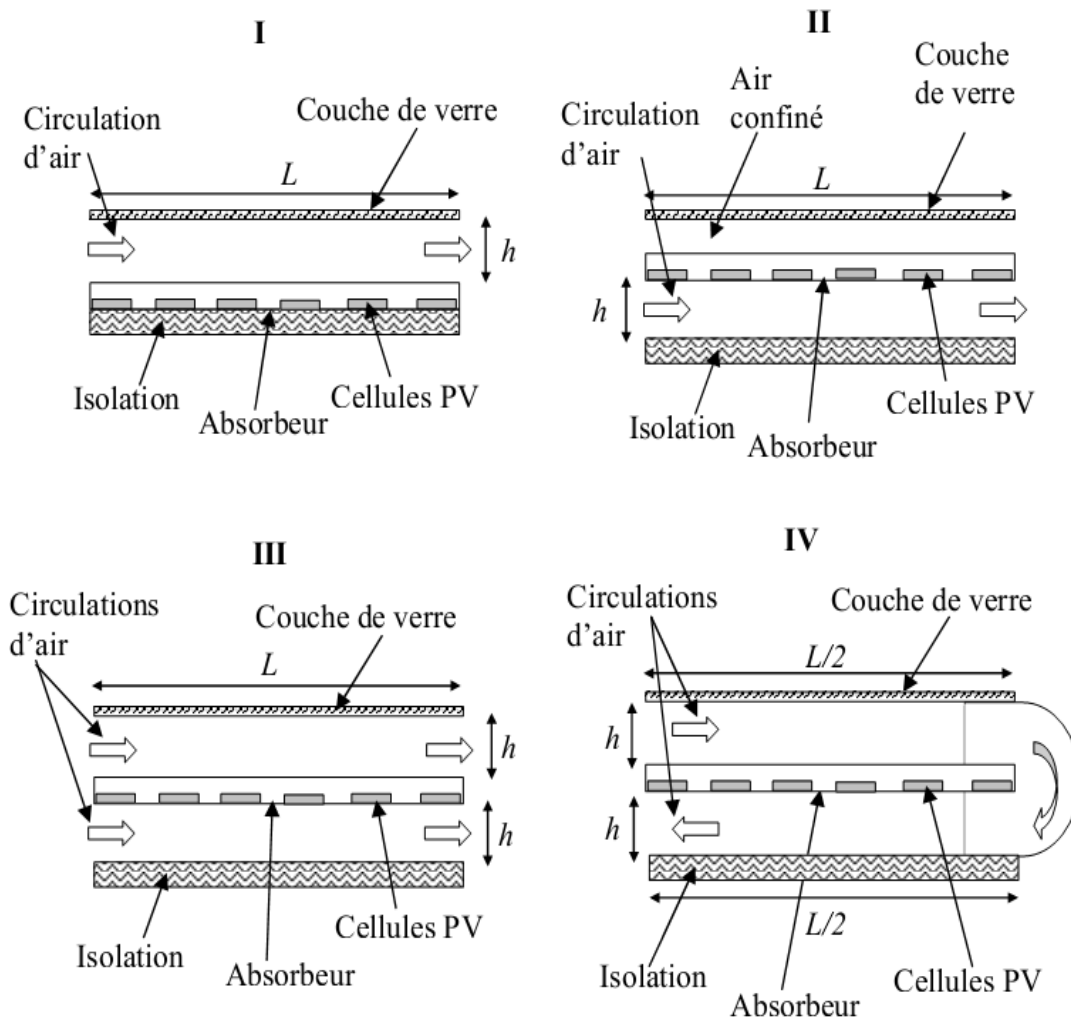


Fig1.3 : Les prototypes I, II, III et IV de capteur solaire PV/T à air [Hegazy 2000a]

Chacun de ces capteurs est vitré et a une longueur de 9 m et une largeur de 1 m. L'épaisseur de la lame d'air a été choisie en fonction d'un critère d'optimisation proposé par Hegazy [Hegazy 1999] [Hegazy 2000b] pour divers débits massiques.

Hegazy [Hegazy 2000a] souligne que les performances d'un capteur solaire PV/T hybride à air dépendent de la température maximale d'air en sortie, des rendements thermiques et électriques, et de l'énergie électrique nette disponible après soustraction de l'énergie nécessaire au fonctionnement du ventilateur et des autres appareils alimentés. La simulation réalisée pour une

journée ensoleillée a montré que l'accroissement du débit massique de ventilation améliore comme attendu, le rendement thermique. Le prototype I (Fig1.2) a le plus faible rendement global alors que le prototype III semble donner les meilleures performances pour un fort ensoleillement et peut être aisément assemblé en usine. Les résultats obtenus ont montré de plus, que pour de faibles débits massiques de ventilation, l'utilisation d'un absorbeur sélectif est inappropriée pour ce type de capteur solaire car elle réduit la production d'énergie électrique.

Puis, en 2003, Mei et al [Mei 2003] présentent le modèle dynamique d'un capteur solaire PV/T à air intégré à la façade d'un bâtiment. Cette étude s'inscrit dans le prolongement d'un projet européen précédent [Llo'97] visant l'intégration des systèmes photovoltaïques au bâti (ventilation naturelle sur les deux faces de panneaux PV intégrés à la façade et à la toiture de la bibliothèque publique Mataro (Espagne) en 1997 par la société Teulades Multi-Funcional (TFM)). La façade sud du bâtiment considéré par Mei et al [Mei 2003] comporte de haut en bas, des capteurs solaires à air, des panneaux PV connectés en série et séparés d'un double vitrage intérieur par une lame d'air de 14 cm, et une paroi en briques. Les modules PV sont composés de cellules poly-cristallines encapsulées entre deux couches de verre. Les autres façades sont composées de béton cellulaire et de bardages métalliques. L'air est aspiré à la base de la lame d'air située à l'arrière des panneaux PV (Fig1.4).

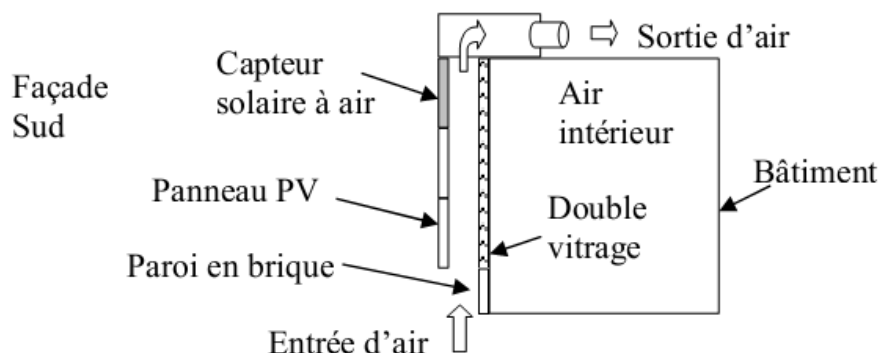


Fig1.4: Schéma d'intégration de composants solaires à la façade Sud d'un bâtiment [Mei 2003]

En 2007, Tiwari et Sodha [Tiwari 2007] proposent l'étude paramétrique comparative de quatre types de capteurs solaires à air proches du système présenté précédemment. Ces systèmes se différencient par la présence ou non d'un vitrage et d'un support en Tedlar. Les modèles thermiques réalisés ont été validés expérimentalement sur le banc d'essais monté à New Delhi.

Les résultats obtenus ont montré que le composant à air vitré sans Tedlar est le plus performant et présente l'accroissement de rendement global (thermique et électrique) le plus élevé. Ce système vitré peut être utilisé pour diverses applications telles que le chauffage des locaux et l'éclairage.

Les capteurs solaires à air non vitrés avec et sans Tedlar donnent des températures des cellules PV équivalentes. Enfin, le constat est fait que pour une longueur de capteur solaire donnée, la connexion en série de modules PV de plus petite surface permet une nette amélioration du rendement global du capteur solaire.

Plus tard, en novembre 2007, Joshi et Tiwari [Joshi 2007] présentent l'étude des rendements énergétique et exégétique [Hep'06] du capteur solaire hybride PV/T à air sans vitrage et comportant une couche de Tedlar. Les résultats validés expérimentalement indiquent que le rendement énergétique du capteur solaire varie de 55 à 65 %. Le rendement électrique de ce capteur solaire est compris entre 14 % et 15 %. Le point de vue exégétique ne sera pas décrit car il n'est pas pris en compte dans le cadre de notre travail de thèse.

En 2006, Vokas et al [Vokas 2006] ont mené l'étude théorique d'un capteur solaire PV/T hybride à air en mettant l'accent sur ses performances thermiques. Le capteur solaire consiste en un capteur solaire thermique sur lequel est collé un panneau PV. Le modèle réalisé est basé sur celui d'un capteur solaire plan et sur les travaux de Duffie et Beckman [Duffie 1991]. Le rendement thermique de ce capteur solaire PV/T hybride à air (de 1.32 m² de surface) a été comparé à ceux d'un capteur solaire thermique à air standard (de 1.32 m² de surface) et à ceux d'un capteur solaire thermique à air à absorbeur sélectif (de 2 m²). Dans le cas où la température d'entrée d'air dans le capteur solaire est égale à la température de l'air ambiant,

Les résultats obtenus montrent que le capteur solaire PV/T hybride à air a un rendement thermique inférieur de 9 % à celui du capteur solaire thermique standard (dont le rendement est de 70 %). Le capteur solaire à absorbeur sélectif a le rendement thermique le plus élevé (75 % environ). Cependant, l'avantage du capteur solaire hybride est qu'il peut produire outre une quantité importante d'énergie thermique, de l'énergie électrique sur une surface équivalente à celle du capteur solaire standard (soit 1.32 m², ici) et sur une surface inférieure à celle du capteur solaire à absorbeur sélectif (2 m²).

De même, Vokas et al montrent que la part des besoins en chauffage couverte par une surface de 30 m² de ce système PV/T hybride à air est de 47.79 % en moyenne, à Athènes. Le capteur solaire standard peut couvrir 54.26 % des besoins en chauffage dans la même ville.

Cependant, la différence entre ces valeurs n'étant que d'environ 6.65 %, les performances du capteur solaire hybride peuvent être considérées satisfaisantes. Enfin, une autre étude paramétrique montre que comme attendu, la localisation géographique ainsi que la surface de captation ont une forte influence sur la productivité du composant hybride.

En 2007, Othman et al [Othman 2007] mènent l'étude théorique et expérimentale des productivités thermique et électrique d'un capteur solaire PV/T hybride à air à double circulation d'air. Le composant est constitué de deux lames dans lesquelles l'air circule successivement. La première lame d'une hauteur de 16.5 cm est comprise entre une couche de verre en face avant et les modules PV. La seconde lame d'air dont l'épaisseur est comprise entre 30 et 120 cm, se situe en sous-face des modules PV. La face arrière des modules est munie d'ailettes verticales n'étant pas en contact avec la plaque arrière du capteur solaire. Ces ailettes permettent d'accroître les transferts thermiques convectifs entre l'air et les modules PV (Fig1.5). La surface totale couverte par les cellules PV en silicium mono-cristallin est de 0.38 m².

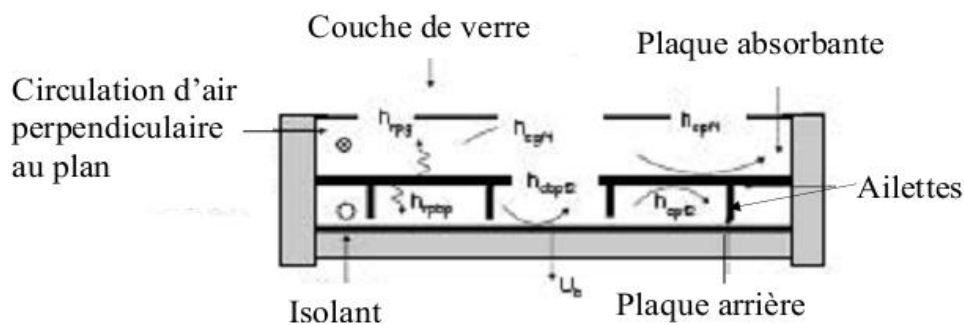


Fig1.5: Coupe du capteur solaire PV/T hybride à air à ailettes [Othman 2007]

Othman et al [Othman 2007] développent un modèle thermique uni-directionnel en régime permanent de ce composant hybride. La confrontation des données de la simulation réalisée par la suite avec les résultats d'une étude expérimentale effectuée in situ a permis de noter que

l'emploi des ailettes permet d'améliorer à la fois le rendement thermique et les performances électriques du composant hybride.

En 2007, Tripanagnostopoulos [Tripanagnostopoulos 2007] réalise à l'Université de Patras, l'étude de capteurs solaires PV/T hybrides dont le fluide caloporteur est soit de l'air soit de l'eau, et pouvant être intégrés au bâti. L'objectif de ces travaux était de réduire la température de fonctionnement des modules PV, d'accroître la production d'air préchauffé et de réduire les pertes thermiques à travers l'isolant en sous-face du composant. Pour cela, la configuration d'un capteur solaire PV/T à air a été modifiée à moindre coût. Des études paramétriques menées sur un système PV/T à air ont montré qu'une faible épaisseur de lame d'air améliore les transferts thermiques mais réduit le débit massique de ventilation de la lame, d'où une réduction du rendement thermique du système. Pour pallier ce problème en optimisant les transferts de chaleur convectifs et radiatifs, la solution proposée est d'accroître la surface d'échange entre l'air et les modules PV. Pour cela, des configurations intégrant des plaques nervurées ou planes, des tubes soudés à l'absorbeur ou des ailettes au sein de la lame d'air ont été envisagées (Fig1.6).

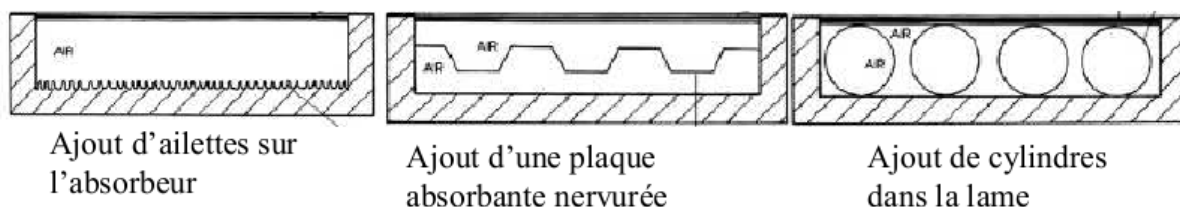


Fig1.6: Quelques exemples de modifications du capteur solaire PV/T hybride à air [Tripanagnostopoulos 2007]

Ainsi, divers projets de recherche ont été menés sur l'intégration des capteurs solaires PV au bâti et sur les capteurs solaires PV/T hybrides à air. Certains ont abouti à une mise sur le marché du composant. Un recensement des dispositifs ayant été étudiés et commercialisés [Zondag 2005b] est présenté en 2005. Parmi ces composants dont le mode de ventilation varie, ont été recensés, par exemple, les systèmes PV intégrés à la façade du bâtiment Scheidegger (ventilation naturelle en sous-face des modules PV) par la société Atlantis Energy, en 1993.

Nous pouvons de même citer les modules PV intégrés et à la façade du bâtiment Yellow House à Alborg en 2000 par la société Esbensen consulting (ventilation naturelle des deux faces des modules PV). Des capteurs solaires PV ont en outre été intégrés à la ferme Aerni en 2001 par la

société Atlantis Energy (ventilation sous-face des modules PV), au bâtiment ECO-canteen du Centre de Recherche de la société Fiat en 2003 et au centre d'entraînement professionnel de Casargo par la compagnie Secco Sistemi, en 2005.

En ce qui concerne les capteurs solaires PV/T hybrides à air recensés, le nombre de dispositif est très réduit. Cependant, Zondag et al [Zondag 2005b] notent que le taux de commercialisation de ces capteurs solaires est très élevé par rapport aux autres types de systèmes plus complexes du point de vue technologique. Ainsi, citons le cas de l'entreprise GrammerSolar ayant commercialisé un capteur solaire PV/T hybride à air suite à divers tests. Cette société a réalisé, en outre un composant hybride à air pouvant être intégré à des habitations isolées.

De même, la compagnie Conservall Engineering construit un capteur solaire PV/T à air composé de panneaux PV collés à la surface de panneaux perforés nommés PV Solarwall [Hollick 1998] dans le but d'accroître la production électrique des modules PV en les ventilant.

Diverses configurations de ce composant à absorbeur perforé ont été testées in situ [Hollick 1998]. La société Aids Miljø produit de plus, un capteur solaire PV/T à air devant contribuer à la ventilation de villas autonomes. En outre, Cythelias développe trois prototypes de capteurs solaires hybrides PV/T à air qui n'ont pas été commercialisés.

En 2003, l'OPAC (Office Public d'Aménagement et de Construction) de Paris est le premier bailleur social ayant décidé de moderniser ses installations de chauffage, permettant ainsi la réduction de 5 % de la consommation d'énergie de ses immeubles chauffés collectivement. Dans ce sens, pour les 637 logements du groupe Plantes Jean Moulin dans le 14^{ème} arrondissement de Paris, 1020 m² de panneaux solaires ont été mis en place et permettent la couverture de 40 % des besoins en eau chaude sanitaire [Arene 2007].

Ce domaine étant vaste, la liste de composants que nous avons présentée est réduite mais, elle permet de définir les principales caractéristiques des composants solaires PV/T à air et PV intégrés rencontrés dans la littérature.

1.1.2. Les capteurs solaires PV/T hybrides à eau

En 1997, Fujisawa et Tani [Fujisawa 1997] ont conçu et construit un capteur solaire PV/T hybride à eau sur une cité universitaire à Tokyo, au Japon.

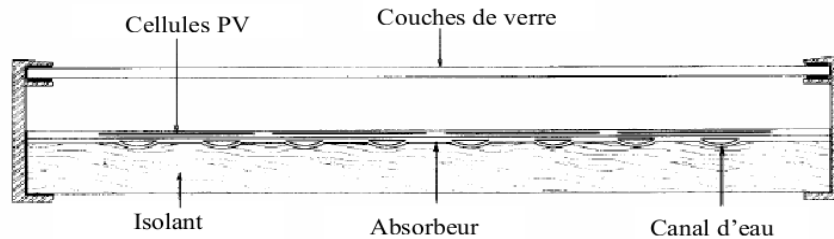


Fig1.7: Coupe transversale du composant hybride à eau [Fujisawa1997]

Ils étudient ainsi un composant solaire hybride composé d'un capteur solaire vitré à liquide caloporteur et à absorbeur plan en aluminium non-sélectif, et de modules PV en silicium mono-cristallin (rendement électrique de 13 %) (Fig1.7). Ce capteur solaire a une longueur de 1.3 m et une largeur de 0.5 m. Cette analyse a consisté en l'évaluation des performances énergétiques du composant étudié. Ainsi, une étude expérimentale in situ a été menée sur ce capteur solaire vitré et sur un capteur solaire similaire mais sans vitrage en vue d'estimer et de comparer leurs performances énergétiques annuelles. Les résultats obtenus ont été confrontés à ceux d'un capteur solaire PV et d'un capteur solaire thermique. Il est noté que le capteur solaire hybride vitré produit autant d'énergie que le capteur solaire thermique. Le capteur solaire hybride non vitré produit le moins d'énergie thermique mais offre la plus grande quantité d'énergie électrique. Le capteur solaire PV a une surface de 0.48 m² et le capteur solaire thermique plan a une surface de 0.61 m². Quant aux capteurs solaires hybrides, ils ont une surface de panneaux PV de 0.48 m² et une surface d'absorbeur de 0.61 m². Il est montré qu'en ce qui concerne le gain total d'énergie (thermique et électrique), le système le plus performant est le capteur solaire hybride vitré qui a une production totale de 615 kWh/an, suivi du capteur solaire thermique plan (575 kWh/an), du capteur solaire hybride non vitré (480 kWh/an) et enfin du capteur solaire PV (72.6 kWh/an).

Cependant, la production d'énergie électrique du capteur solaire hybride non vitré est supérieure de 8 % à celle du capteur solaire PV. En effet, l'absence de vitrage permet la réduction des pertes thermiques par réflexion et une baisse du niveau de température de fonctionnement des modules PV [Fraisie 2007]. De plus, la ventilation des modules PV en face arrière au niveau du composant PV/T hybride non vitré permet une réduction de la température de fonctionnement des modules PV par rapport au capteur solaire PV isolé.

Quant au capteur solaire PV/T hybride vitré, il produit presque autant d'énergies thermique et électrique que le capteur solaire PV et le capteur solaire thermique plan réunis.

En 2001, Tripanagnostopoulos [Tripanagnostopoulos 2001] effectue l'étude d'un capteur solaire hybride faisant appel à deux types de fluides caloporteurs disposés de manière superposée. Trois configurations ont été conçues et analysées expérimentalement afin d'évaluer le comportement de chacune des formes de production thermique (à air ou à eau). Le système le plus performant schématisé sur la Fig1.8 comporte un absorbeur soudé à des tubes en cuivre situé en face avant du composant, une plaque métallique plane et des ailettes disposées sur la paroi inférieure de la lame d'air.

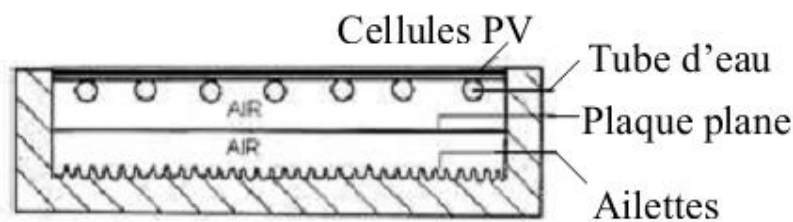


Fig1.8: Capteur solaire PV/T hybride à deux fluides et à fonctions superposées [Tripanagnostopoulos 2001]

Des cellules PV en silicium poly-cristallin ont été utilisées car assurant un bon rendement et ayant un coût plus réduit que les cellules PV en silicium mono-cristallin. Cependant, des cellules en silicium mono-cristallin et amorphe peuvent être employées.

En 2002, un capteur solaire PV/T hybride vitré est étudié par Sandnes et Rekstad [Sandberg 2002]. Ce système est composé de cellules PV en silicium mono-cristallin collées sur un absorbeur en plastique noir polyphénilenoxyde par l'intermédiaire de 0.5 mm d'adhésif à base de silicium. Cet absorbeur est muni de canaux de circulation d'eau en sous-face. L'eau circule par l'intermédiaire de la force de gravité. Le panneau PV est constitué de 6 rangées de 5 cellules PV en série de 1.5 Wc chacune et a une surface de 0.32 m². Précisons que ce capteur solaire thermique a été construit par la société SolarNor AS, l'Université de Oslo et la société General Electric Plastics. L'analyse de ce prototype a consisté en la conception, en la modélisation du composant et en une étude expérimentale en vue d'évaluer ses performances thermique et électrique, et les interactions entre la production thermique en eau et la production électrique. Pour cela, des modèles analytiques existants ont été modifiés en vue de les adapter à ce système hybride.

La température de l'absorbeur croît dans la direction d'écoulement du fluide caloporteur, soit du haut vers le bas du capteur solaire.

Les résultats de la simulation pour la journée du 3 novembre 2007 ont montré que ce capteur solaire hybride vitré a une production électrique journalière de 339.3 Wh. De plus, en ajoutant une couche de verre supplémentaire en face avant du composant afin de réduire les pertes thermiques, la production électrique journalière se réduit à 296.2 Wh.

En 2003, un capteur solaire PV/T hybride à eau est étudié en régime dynamique par Chow [Chow 2003] qui en réalise un modèle adapté aux simulations thermiques en régime transitoire. Il s'appuie pour cela, sur les travaux de Bergene et Lovvik [Bergene 1995] qui présentent en 1995, la modélisation d'une configuration similaire de capteur solaire PV/T hybride à eau. Ce modèle thermique se base sur la méthode des volumes finis et permet le calcul des performances horaires, des gains thermiques et électriques, des rendements et du comportement thermique des diverses couches de ce capteur solaire. Le composant est constitué d'une couche de verre séparée d'un panneau PV par une lame d'air confinée (Fig 1.9). Le panneau PV est fixé à un absorbeur par l'intermédiaire d'une couche adhésive composée d'EVA (éthylène acétate de vinyl) et de Tedlar. Cet absorbeur se présente sous forme d'ailette soudée à des tubes de circulation d'eau parallèles, régulièrement espacés et connectés aux deux extrémités par des tubes de jonction. Cette disposition permet d'uniformiser le débit d'eau dans chacun des tubes. Les côtés et le fond du capteur solaire sont isolés.

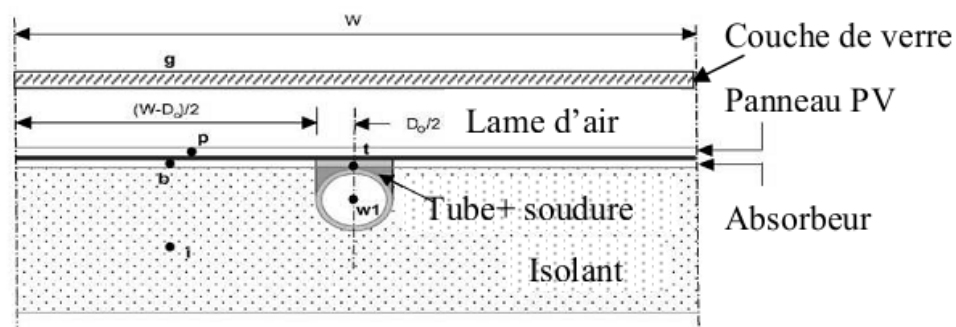


Figure 1.9: Coupe du capteur solaire PV/T hybride à eau [Chow 2003]

Des études paramétriques sont réalisées en faisant varier les coefficients de transfert par conduction entre l'absorbeur et le tube, et entre l'absorbeur et le panneau PV. Il montre ainsi que

le capteur solaire comportant un contact idéal entre l'absorbeur et le tube et entre l'absorbeur et les panneaux PV donne le rendement global le plus élevé, soit 70 %. Dans le cas où ces coefficients de transfert thermique sont faibles, le rendement descend à 60 %. Les diverses simulations réalisées ont montré que le modèle basé sur la représentation de chaque couche par un seul nœud de température est convenable pour l'étude des capteurs solaires de configuration similaire.

En 2006, en vue d'améliorer les transferts de chaleur entre les panneaux PV et l'absorbeur d'un capteur solaire hybride, Ji et al proposent l'analyse d'une combinaison de six prototypes de capteurs solaires PV/T à absorbeur en aluminium séparé d'un isolant en mousse de polyuréthane par des canaux d'eau disposés en sous-face. Entre les panneaux PV et une couverture de verre se trouve une lame d'air de 25 mm (Fig1.10). Ces capteurs solaires étaient disposés en trois rangées en parallèle de deux capteurs solaires en série. Ces prototypes intégrés à un bâtiment ont chacun une surface de 1.173 m² et sont couplés à un ballon de stockage de 420 litres de volume. Chaque panneau PV est composé de 72 cellules PV en silicium poly-cristallin.

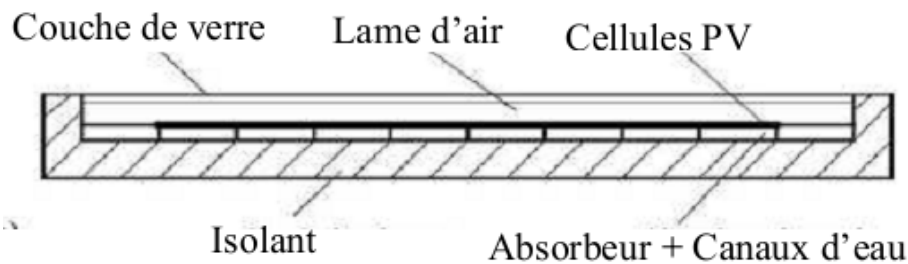


Fig1.10: Coupe transversale du capteur solaire PV/T hybride à eau [Ji06]

Des tests réalisés in situ ont permis de valider le modèle développé. Le modèle thermique dynamique réalisé est basé sur une analogie électrique et tient compte des transferts thermiques dans le ballon de stockage. Les pertes thermiques latérales du capteur solaire sont prises en compte dans le bilan thermique. Les résultats obtenus ont indiqué qu'une conception adaptée de la lame d'air permet de réduire la température de fonctionnement des panneaux PV de 15 °C. De plus, ils ont montré que l'augmentation du débit de circulation de l'eau améliore le refroidissement des modules PV. Cependant, Ji et al constatent qu'il existe un débit massique critique au-delà duquel le rendement thermique se dégrade.

En 2007, Fraisse et al [Fraisse 2007] étudient un système combinant un capteur solaire hybride à eau et un plancher solaire dans une phase d'intégration à un bâtiment situé à Macôn. Le système est composé de cellules mono et poly-cristallines.

Ils démontrent qu'en présence d'un vitrage le rendement électrique annuel du système hybride combiné est de 6.8 %, ce qui est inférieur de 28 % au rendement d'un capteur solaire PV non intégré (9.4 %). Ils expliquent cette baisse de rendement électrique par un accroissement de la température de fonctionnement des panneaux PV (pouvant être supérieure à 100 °C) dû à la couverture de verre. Par contre, en absence de vitrage le rendement électrique est de 10 %, ce qui est supérieur de 6 % à celui du capteur solaire PV non intégré.

La forte augmentation de la température des modules PV en été, empêche l'utilisation de l'EVA comme adhésif des panneaux PV dans un composant vitré. De plus, Fraisse et al [Fra'07] notent que dans ce type de configuration, l'utilisation de cellules amorphes est la plus adaptée car elles sont moins sensibles aux variations de température. Cependant, les rendements électriques obtenus sont faibles étant donné le bas rendement électrique des cellules PV amorphes (à savoir, 4 à 7 %) et les pertes thermiques liées au vitrage.

Récemment, en 2007, Chow et al [Chow 2007a] présentent la modélisation et l'étude comparative des performances d'un capteur solaire PV/T hybride à eau, d'un capteur solaire PV et d'un capteur solaire à eau. Deux prototypes de capteurs solaires hybrides ont été construits, le premier ayant été modélisé en 2006 [Chow 2006].

Le second composant, plus performant a été modélisé plus finement [Chow 2007a]. C'est un capteur solaire vitré composé d'un panneau PV en silicium cristallin collé à un absorbeur métallique. Des tubes de circulation d'eau sont soudés à l'arrière de cet absorbeur. Le système est couplé à un ballon de stockage horizontal. Les résultats de la simulation montrent que le rendement thermique annuel moyen en eau de ce capteur solaire PV/T hybride à eau est de 38.1 % et celui du capteur solaire à eau, de 43.2 %. De plus, la comparaison du capteur solaire hybride avec un capteur solaire PV montre que le refroidissement avec de l'eau comme fluide caloporteur permet de réduire la température fonctionnement des modules PV. Dans ce sens, la production d'énergie électrique annuelle du capteur solaire hybride est supérieure de 2.2 % à celle du capteur solaire PV.

Chow et al [Chow 2007b] ont poursuivi cette étude des capteurs solaires hybrides PV/T à eau à travers l'intégration d'un système à la façade d'un bâtiment et l'étude expérimentale de ses

performances thermiques et électriques. Le rendement thermique a été estimé à 38.9 % à basse température et le rendement électrique à 8.56%.

En 2007, Kalogirou et Tripanagnostopoulos [Kalogirou 2007] poursuivent une étude précédente menée sur les capteurs solaires PV/T hybrides à air [Tripanagnostopoulos 2007] en analysant cette fois, le comportement de capteurs solaires PV/T hybrides à eau comportant des panneaux PV à base de cellules en silicium poly-cristallin ou de cellules amorphes, sur trois sites. Ces composants ont été intégrés à des bâtiments industriels et ont chacun une surface totale de 300 m².

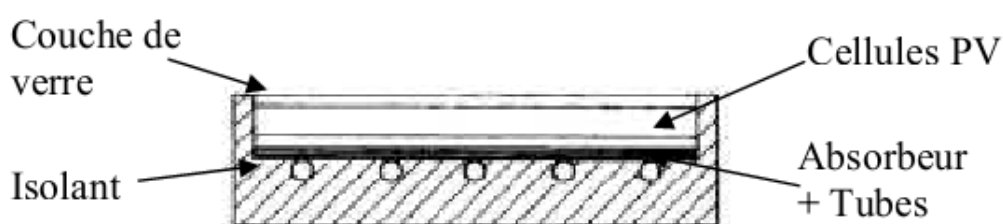


Fig1.11:Section du capteur solaire hybride à eau étudié [Kalogirou 2007]

Le capteur solaire hybride a été isolé en face arrière par une couche de 5 cm de polyuréthane (Fig1.11). Les résultats des simulations réalisées à partir du logiciel TRNSYS montrent que la production électrique d'un capteur solaire PV est supérieure de 25 % à celle du composant hybride. Mais, le système hybride permet de couvrir une grande partie des besoins en énergie thermique des bâtiments considérés. L'évaluation de l'aspect économique de ces systèmes a montré qu'ils sont avantageux en particulier pour les sites bien ensoleillés. Le constat a été fait que les systèmes hybrides à eau constitués de modules PV sans protection thermique en face avant, ont d'importantes pertes thermiques entraînant ainsi un faible niveau de température de fonctionnement du système. Une couverture de verre peut ainsi être ajoutée en face avant pour y remédier, bien que les absorptions et réflexions supplémentaires inhérentes du rayonnement solaire entraînent une baisse du rendement électrique.

La recherche sur les capteurs solaires hybrides à liquide caloporteur est en constante évolution, ainsi la liste de systèmes proposée précédemment n'est pas exhaustive. Au niveau du marché, la recherche bibliographique effectuée en particulier dans le rapport de synthèse EU-Project PV -

Catapult sur les composants hybrides [Zondag 2005b] nous a permis de constater que peu de capteurs solaires à liquide caloporteurs ont été commercialisés, jusqu'à présent.

Nous pouvons citer le capteur solaire PV/T à eau non vitré commercialisé par la société Millenium Electric. De plus, la société ECN propose le capteur solaire PV/T vitré PVTWINS. C'est le produit d'une collaboration entre ECN, ZENSolar et Shell Solar et Renewable Energy Systems (RES), en Angleterre.

De 1996 à 1997, Solarwatt conduit un projet visant à produire un capteur solaire PV/T à eau. Cependant, le système n'ayant pas passé le test de résistance aux conditions climatiques faute d'une bonne isolation électrique des modules PV lors d'une démonstration en Allemagne, le concept fut abandonné.

Plus tard, les entreprises SDA, Sunearth & Unisolar mènent de 1997 à 2003 un projet intitulé PV BONUS consistant à combiner un capteur solaire PV laminé Unisolar à un capteur solaire thermique Sunearth. Mais, les nombreuses difficultés techniques rencontrées dues principalement à l'incompatibilité mécanique des matériaux de construction, ont empêché l'aboutissement du projet. La compagnie Powerlight conduit de 1997 à 2003, le projet PV BONUS dans lequel a été développé un système composé d'un capteur solaire PV laminé flexible Unisolar collé sur un absorbeur flexible EPDM. Cependant, suite à des décollements des modules PV, la commercialisation a été repoussée. En 1999, ICEC développe et teste un composant PV/T à liquide caloporteur mais, la mise en vente du produit n'a pas été effectuée.

En juillet 2004, dans le cadre du projet de Recherche Intégré PRI6.2 [PRI 2004] et d'un soutien ADEME, un prototype de capteur solaire PV/T à eau a été développé en partenariat avec Clipsol, le LOCIE et le CETHIL.

Afin de mener à bien la conception de notre capteur solaire PV/LHP hybride, une synthèse bibliographique des capteurs solaires PV/T hybride ainsi que le système LHP ont été réalisées. De ce fait, notons que la recherche sur les capteurs solaires a débuté dans les années 70 et a été intensifiée dans les années 80. En 2005, Zondag propose un état de l'art sur les capteurs solaires PV/T hybrides en se basant sur le rapport du projet européen PV-Catapult. Parmi les premières études recensées par Zondag, certaines mettent l'accent sur l'évolution de la configuration géométrique des composants et d'autres sur les méthodes de modélisation. Ainsi, il cite le travail de Wolf qui en 1976, effectue l'analyse d'un capteur solaire thermique comportant des modules PV à base de silicium et couplé à un système de stockage de chaleur. Par la suite,

l'étude réalisée par Kern et Russel en 1978 donne les principes de base des capteurs solaires employant de l'eau ou de l'air comme fluide caloporteur. Hendrie, en 1982 développe un modèle théorique de système PV/T hybride en se basant sur des corrélations liées à des capteurs solaires standards.

En 1981, Raghuraman présente des méthodes numériques permettant la prévision des performances des capteurs solaires plans PV/T à eau ou à air. Plus tard, en 1985, Cox et Raghuraman développent des logiciels de simulation permettant l'étude des performances des systèmes PV/T hybrides à air, et mettent l'accent sur l'influence des propriétés optiques du vitrage sur les rendements thermique et électrique de ces composants solaires. En 1986, Lalovic et al proposent un nouveau type de cellules amorphes a-Si transparentes comme solution économique pour la construction de modules PV.

Diverses études expérimentales et théoriques ont été réalisées ensuite, en vue du développement des systèmes PV/T hybrides . La plupart des recherches menées dans ce domaine ont pour objectif d'évaluer les performances thermiques et électriques ou d'analyser l'aspect économique des systèmes hybrides à travers l'estimation du taux de couverture solaire assuré. Pour cela, quelques auteurs mettent l'accent sur le développement de modèles thermiques analytiques ou réalisés suivant une analogie électrique, et plus rarement de modèles électriques de photo-conversion en régime permanent ou dynamique. Certaines de ces analyses s'appuient en outre sur des confrontations avec des études expérimentales en conditions contrôlées ou in situ sur divers sites.

D'autres recherches ont pour but l'optimisation des performances des composants solaires existants en améliorant les conditions de fonctionnement (inclinaison, orientation du composant...) ou en proposant des configurations géométriques innovantes. Ainsi, elles se basent sur la modification des dimensions ou des propriétés des matériaux de constitution (isolant thermique, absorbeur, cellules PV...) ou des fluides caloporteurs (air, eau glycolée...). Ces améliorations visent à accroître la quantité d'énergie solaire absorbée et les transferts thermiques entre le fluide caloporteur et l'absorbeur ou à réduire voire éliminer les pertes thermiques extérieures du capteur solaire hybride.

1.2 GENERALITE SUR LE CONCEPT A ETUDIER

La plus grande partie du rayonnement solaire absorbé par les cellules solaires n'est pas convertie en électricité et accroît leur température, entraînant ainsi une baisse de leur rendement

électrique. Les capteurs solaires PV/LHP hybrides sont des systèmes utilisant des panneaux PV comme absorbeur thermique. Par récupération d'une partie de la chaleur dissipée par les panneaux PV à l'aide d'un fluide caloporteur, ces capteurs solaires hybrides permettent la production simultanée d'énergies thermique et électrique.

1.2.1. Description des capteurs solaires photovoltaïques

Le plus important élément composant un capteur solaire photovoltaïque c'est Les panneaux solaires sont constitués de l'assemblage en série et en parallèle de plusieurs modules photovoltaïques. Ces modules sont composés de la connexion en série d'un certain nombre de cellules solaires.

La cellule photovoltaïque (ou cellule solaire) est l'élément de base de l'effet photovoltaïque (ou conversion par photopiles) permettant de produire de l'électricité à partir de l'énergie solaire. Ce phénomène implique la production et le transport de charges négatives et positives sous l'effet de la lumière dans un matériau semi-conducteur (qui est la plupart du temps, le silicium). En heurtant la surface de ce matériau, les photons transfèrent leur énergie aux électrons contenus dans la matière dopée négativement et positivement (jonction p-n). Ceux-ci se mettent alors en mouvement dans une direction particulière, créant ainsi un courant électrique continu (CC) I qui est recueilli par des fils métalliques très fins micro-soudés en surface.

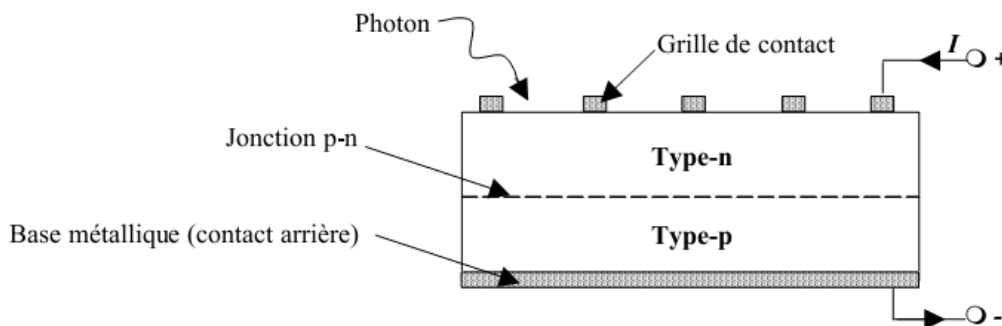


Fig1.12 : Principe de fonctionnement du générateur photovoltaïque.

Deux principaux types de cellules au silicium se distinguent : les cellules cristallines (c-Si) et les cellules amorphes (a-Si). Les cellules en silicium cristallin sont les plus commercialisées et comprennent les cellules mono-cristallines offrant un bon rendement électrique situé entre 10 et 17 % et les cellules poly-cristallines ayant un rendement électrique compris entre 11 et 15 %. Les cellules mono-cristallines offrent un meilleur rendement électrique mais font appel à une méthode de production plus complexe et donc coûteuse. En effet, l'obtention d'un cristal pur nécessite une grande quantité d'énergie. Les cellules poly-cristallines

nécessitent un procédé de fabrication consommant moins d'énergie. Elles ont ainsi un coût de production plus faible malgré leur rendement légèrement inférieur à celui des cellules monocristallines, d'où leur utilisation dans les composants solaires hybrides bi-fluides étudiés dans le cadre de cette thèse.

Les cellules PV en silicium amorphe, elles ont notamment été utilisées pour le développement de capteurs solaires PV/T à eau, en raison de la faible sensibilité de leur rendement électrique à leur température de fonctionnement. Cependant, le rendement électrique de ces technologies amorphes reste faible et est compris entre 4 et 7 %, bien qu'elles soient moins coûteuses que les précédentes. Elles sont adaptées aux installations solaires PV/Thybrides à grande superficie car la faiblesse du rendement électrique est compensée par un bon rendement thermique.

En dehors des cellules PV à base de silicium, il existe des cellules en Cadmium Telluride (Cds-CdTe), en Diséléniure Cuivre Indium (CIS) ou en matériaux organiques (cellules amorphes à hydrogène) dont le rendement est faible, malgré leur coût plus bas par rapport aux cellules en silicium cristallin. Des cellules solaires en Arséniure de Gallium (GaAS) généralement adaptées à des applications spatiales, sont de même commercialisées. Mais, elles peuvent être employées pour des applications terrestres à grande échelle. Malgré leur coût très élevé, elles présentent un haut rendement électrique (supérieur à 30 %). Cependant, elles contiennent un matériau potentiellement toxique, l'arséniure. Enfin, en 2001, environ 80 % des cellules solaires produites dans le monde sont en silicium cristallin. 13.23 % des cellules sont en silicium amorphe, 0.39 % en Cadmium et 0.18 % en Diséléniure.

Les panneaux PV peuvent être de plus, inclus dans un système photovoltaïque permettant la production et le stockage de l'énergie électrique si nécessaire.

En dehors du panneau PV, une batterie d'accumulateur permettant le stockage de l'énergie électrique produite, un système de régulation de charge permettant la gestion de la batterie, et éventuellement un onduleur permettant la conversion du courant continu en alternatif. Le système PV peut être connecté directement au réseau électrique par l'intermédiaire d'un onduleur.

Notons qu'un système photovoltaïque indépendant du réseau électrique est dit autonome. Il est dans ce cas connecté directement à des récepteurs fonctionnant en courant continu ou alternatif. Un grand nombre de prototypes de capteurs solaires hybrides est réalisé par

combinaison d'un champ PV à un capteur solaire thermique préexistant. Le paragraphe suivant donne une synthèse des divers types de capteurs solaires ayant été dénombrée dans la littérature et sur le marché.

1.2.2. Le système en boucle de fluide diphasique à pompage capillaire le LHP

Deux types de boucles fluides diphasiques à pompage capillaire peuvent être recensés, les CPLs (CapillaryPumpedLoops) et les LHPs (LoopHeat Pipes). Une troisième technologie peut également être mentionnée, bien que généralement considérée dans la famille des caloducs, ce sont les PHPs (PulsatingHeat Pipes). En effet, les PHPs, dont le développement est récent (début des années 1990), sont différents des deux autres systèmes car les phases ne sont pas séparées lors de leur fonctionnement et aucun milieu poreux n'est utilisé. Nous n'en parlerons pas ici, des détails concernant leur principe de fonctionnement peuvent être trouvés dans [Groll and Khandekar 2003]. Les CPLs et les LHPs sont par contre très similaires, la seule différence entre ces deux technologies étant la position du réservoir dans la boucle [Nikitkin and Cullimore 1998]. La différence de fonctionnement essentielle est la réponse dynamique de ces deux technologies au démarrage, la CPL ayant besoin d'un pré conditionnement afin d'assurer un démarrage réussi, ce qui n'est pas le cas avec une LHP. Nous avons choisi de présenter ici le fonctionnement des LHPs en particulier, bien que tout ce qui va être dit concernant le milieu poreux puisse bien évidemment s'appliquer directement aux CPLs (en particulier lorsque l'on considère un cœur de mèche sous forme monophasique liquide, ce qui sera le cas dans toute notre étude).

Les LHPs[Maydanik 2005] sont des échangeurs de chaleur diphasiques permettant de transporter d'importantes quantités de chaleur sur des distances de quelques mètres, depuis une source chaude (élément dissipatif à réguler en température) jusqu'à une source froide. Pour cela, ils utilisent un fluide caloporteur sous forme diphasique qui exploite les propriétés énergétiques du changement d'état du fluide pour améliorer leurs performances. C'est également un dispositif passif (qui n'a besoin d'aucune source d'énergie extérieure), qui utilise les forces de tensions superficielles développées au sein d'un milieu poreux pour assurer la circulation du fluide.

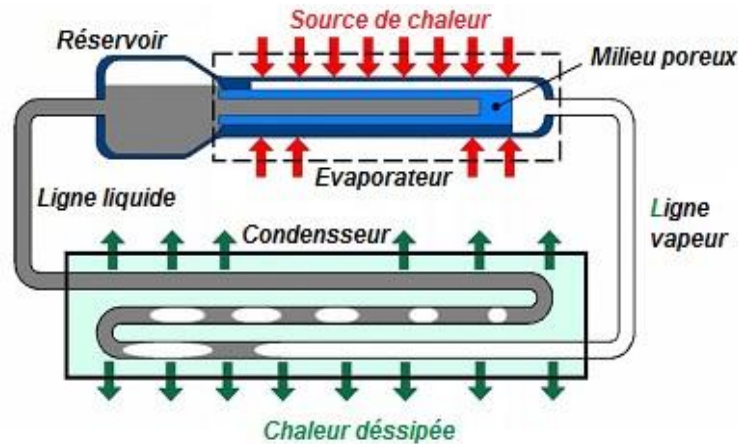


Fig1.13 : Schéma de principe d'une LHP.

La chaleur à dissiper est appliquée au niveau de la paroi de l'évaporateur, puis elle est transférée par conduction jusqu'à une mèche poreuse saturée en liquide. La chaleur est ensuite utilisée pour vaporiser le liquide, l'énergie étant transmise à la vapeur. La vapeur créée est collectée par des cannelures puis dirigée jusqu'au condenseur par l'intermédiaire d'une ligne monophasique vapeur. La vapeur se condense alors, l'énergie étant extraite par le condenseur. Enfin, le liquide créé est acheminé à l'évaporateur par le biais d'une ligne monophasique liquide où il va pouvoir se vaporiser à nouveau. C'est l'interface liquide-vapeur dans le milieu poreux qui crée le pompage capillaire assurant la circulation du fluide dans les lignes monophasiques et dans le condenseur.

Une des particularités de ses systèmes (aussi bien les LHPs que les CPLs) est qu'ils sont modulables. On entend par là qu'à partir du schéma de principe présenté sur la figure I.1, il est possible de dupliquer certains éléments, comme l'évaporateur ou le condenseur pour les assembler en série ou en parallèle pour extraire une plus grande puissance ou encore pour réguler en température plusieurs éléments en même temps [Binert et al. 1997], [Hoang and Ku 2005]. Cette technologie est également de plus en plus en vue pour le refroidissement des composants électroniques. De nombreux développements sont en cours pour essayer de miniaturiser ce système pour cette application particulière [Maydanik et al. 2005], [Li et al. 2010].

1.2.3. Les principaux éléments constitutifs des LHP

1.2.3.1. L'évaporateur

L'évaporateur capillaire est sans conteste l'élément principal du système. Il permet à la fois de collecter la chaleur dissipée par l'élément à contrôler en température et de générer une surpression responsable de la circulation du fluide. Il existe plusieurs géométries d'évaporateur capillaire, cylindrique ou plan. Les évaporateurs plans sont particulièrement intéressants pour les mini LHPs [Maydanik et al. 2003], [Figus et al. 2003]. La figure I.2 présente une vue en coupe d'un évaporateur cylindrique classique.

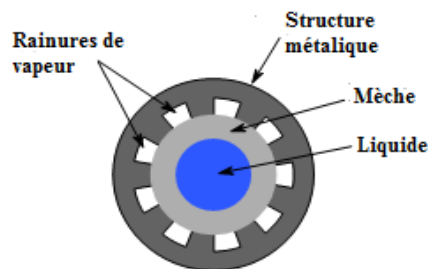


Fig 1.14 : Vue en coupe d'un évaporateur cylindrique

La puissance est appliquée sur la surface extérieure du bâti métallique. Elle est ensuite transmise à la mèche poreuse par des ailettes usinées dans le bâti. Par ailleurs, le liquide provenant du réservoir est en contact avec la surface intérieure de la mèche (pour assurer une alimentation constante de la surface intérieure de la mèche en liquide, une mèche secondaire est parfois utilisée dont le rôle est de drainer le liquide présent dans le réservoir jusque dans le cœur de la mèche [Riehl and Siqueira 2006]). En raison du faible diamètre des pores dans la mèche, le liquide est pompé par capillarité jusqu'à la surface extérieure de la mèche. Les ailettes étant en contact avec la surface extérieure de la mèche, la chaleur est alors utilisée pour vaporiser le liquide. La vapeur ainsi créée est collectée par des cannelures usinées dans le bâti.

La capillarité joue donc un rôle essentiel. C'est la courbure de l'interface qui permet, en équilibrant les pressions entre la phase liquide et vapeur, de générer le saut de pression capillaire ΔP_{cap} assurant le pompage du liquide dans la mèche. Ce saut de pression capillaire est inversement proportionnel au rayon de courbure de l'interface suivant la loi de Young-Laplace.

L'interface se trouvant dans un milieu poreux, celle-ci se présente sous la forme d'une multitude de ménisques dont le rayon de courbure peut en première approximation être considéré égal à la taille des pores. Le saut de pression capillaire va avoir le double rôle de pomper le liquide dans la

mèche et d'endosser la surpression dans la vapeur générée par l'écoulement. En régime permanent, le saut de pression capillaire doit donc compenser exactement les pertes de pression générées par l'écoulement du fluide dans l'ensemble de la boucle (lignes fluides, condenseur et mèche poreuse). Ce système a l'avantage d'être auto-adaptatif, car les rayons de courbure des ménisques vont pouvoir s'ajuster d'eux-mêmes (sans action extérieure) pour satisfaire cette condition en fonction de la charge thermique appliquée, dans la limite du rayon minimal admissible (qui est le rayon minimal des pores).

1.2.3.2. La chambre de compensation (réservoir)

Dans une LHP, le réservoir est indissociable de l'évaporateur, on parlera même du couple évaporateur/réservoir. Son rôle principal est de fixer les conditions thermodynamiques de fonctionnement du fluide. Il sert également de volume tampon, pouvant être plus ou moins rempli en fonction du besoin en liquide de la boucle, afin de s'adapter à différentes charges thermiques. Pour illustrer le rôle du réservoir en ce qui concerne la dilatation thermique du fluide, on peut prendre en exemple les caractéristiques de l'ammoniac dans les gammes classiques de fonctionnement d'une LHP. L'ordre de grandeur de la variation de sa masse volumique entre -40°C et 85°C est de 30%, ce qui est loin d'être négligeable. De plus, les températures de fonctionnement d'une LHP dépendant essentiellement des conditions thermodynamiques dans celui-ci, il est alors possible d'avoir une action directe sur les températures de fonctionnement de la boucle en appliquant une charge thermique sur le réservoir. Cette action permet de contrôler de façon très précise le point de fonctionnement de la boucle et donc la température du bâti métallique, autrement dit de l'élément à contrôler en température. Cette méthode de contrôle actif de la température d'une LHP, ainsi que d'autres, sont présentées dans [Nikitkin et al. 1999].

1.2.3.3. Les lignes fluides

Les lignes liquides et vapeurs sont généralement considérées monophasiques et adiabatiques. Ce sont des conduites lisses afin de limiter le plus possible les pertes de pression, dont la seule fonction est de conduire le fluide de l'évaporateur au condenseur. Elles peuvent mesurer plusieurs mètres de long et éventuellement être souples, ce qui confère à la boucle une grande flexibilité pour s'adapter à tous types de géométries.

1.2.3.4. Le condenseur

Il permet d'évacuer la chaleur absorbée par l'évaporateur. Il est relié thermiquement à un radiateur. Il est la plupart du temps constitué d'un tube lisse dans lequel la vapeur se condense, mais il est possible d'imaginer des conceptions optimisées améliorant les transferts thermiques.

1.2.3.5. La mèche

C'est le cœur du système au sens où ce sont les pores qu'elle contient qui, en fractionnant l'interface de vaporisation, produisent le saut de pression capillaire, moteur du système.

Trois paramètres importants définissent ses performances :

- La dimension moyenne de ses pores, qui fixent la limite capillaire de pompage (le diamètre moyen de pores est compris entre 2 μ m et 10 μ m).
- Sa perméabilité, dont dépendent les pertes de charge du fluide qui la traverse.
- Sa conductivité thermique, qui dimensionne le flux de chaleur qui la traverse.

Le plus souvent, la mèche est métallique et donc thermiquement conductrice. Les matériaux les plus utilisés sont le nickel/titane, l'aluminium, l'acier inoxydable et le bronze fritté. Leur porosité varie habituellement entre 50% et 70%. Il existe des mèches en matières plastiques conçues. Ces matériaux ne résistant pas à des températures élevées, ils sont peu utilisés dans la fabrication des mèches. [4]

1.2.4. Principe fonctionnement des LHPs

Nous allons présenter ici le principe de fonctionnement général des LHPs, en traitant seulement les points essentiels, ou nous paraissant intéressants pour nos préoccupations. Une étude beaucoup plus exhaustive traitant de l'influence de nombreux paramètres (dont beaucoup que nous ne verrons pas ici), peut être trouvée dans la récente revue bibliographique réalisée par [Launay et al. 2007].

A. Le fluide caloporteur

Le fluide de travail est un élément très important dans le dimensionnement d'une LHP. Plusieurs règles doivent être respectées concernant celui-ci. Premièrement, les propriétés thermo-hydrauliques des fluides permettent de classer ceux-ci suivant leurs performances. La chaleur latente de vaporisation par exemple doit être la plus élevée possible, afin de transférer une puissance maximum par changement de phase sans engendrer un débit massique important

(synonyme de pertes de pressions). De même, la masse volumique de la vapeur doit être élevée, tout comme les viscosités dynamiques du liquide et de la vapeur doivent être faibles, dans l'objectif commun de limiter au maximum les pertes de pression générées par l'écoulement du fluide. Enfin la tension superficielle du fluide doit être la plus élevée possible afin d'avoir la possibilité de générer un fort saut de pression capillaire dans la mèche poreuse. Un nombre de mérite a été créé par certains auteurs [Dunbar and Cadell 1998] par exemple), qui reprend les différentes caractéristiques citées ci-dessus.

Il est également très important de s'intéresser à la compatibilité du fluide choisi avec les matériaux constitutifs de la boucle. En effet, le fluide doit être chimiquement stable et ne pas être corrosif pour les matériaux, au risque d'engendrer des gaz incondensables et de dégrader considérablement les performances de la LHP.

Enfin, il est également nécessaire de s'intéresser à la plage de fonctionnement des fluides (fig1.15). En effet, le domaine de fonctionnement des températures doit correspondre à des pressions de saturation acceptables. De plus, la température de fonctionnement du fluide doit se situer entre le point triple et le point critique. Toutefois, en pratique la plage de température utilisable est plus restreinte car les caractéristiques thermo physiques des fluides se dégradent fortement lorsqu'on s'approche des points extrêmes.

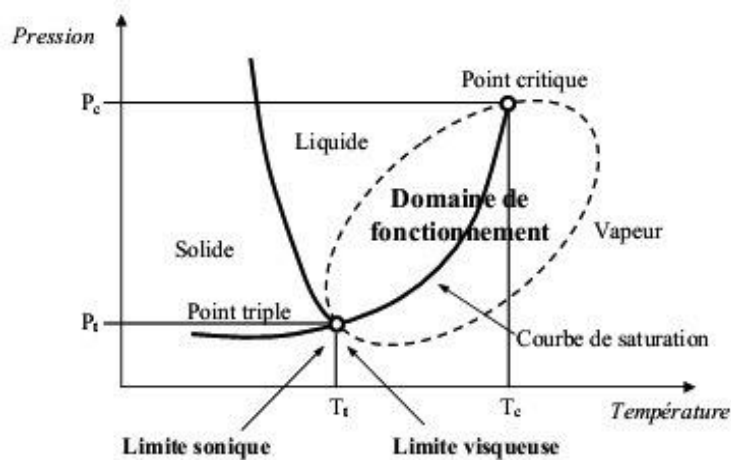


Fig 1.15 : Domaine de fonctionnement d'un LHP

Dans le domaine spatial, le fluide le plus couramment utilisé est l'ammoniac, à la fois pour sa chaleur latente importante, mais également car il a un point triple bas. On rappelle que les gammes de fonctionnement classiques des LHP se situent entre -20 °C et 60 °C.

B. Régime permanent

En régime permanent, le saut de pression capillaire doit contrer les différentes pertes de pression présentes dans la boucle (Eq. 1.1) dans le cas où les pertes de pression hydrostatiques sont négligées).

$$\Delta P_{\text{cap}} = \sum \Delta P_{\text{boucle}} = \Delta P_{\text{cannelures}} + \Delta P_{\text{ligne vapeur}} + \Delta P_{\text{condenseur}} + \Delta P_{\text{ligne liquide}} + \Delta P_{\text{mèche}} \quad (1.1)$$

La figure 1.16 présente le cycle thermodynamique classique d'une LHP [Ku (1999)]. Sur cette figure, il est porté la courbe de Clausius-Clapeyron correspondant à l'état d'équilibre liquide-vapeur dans le cas d'une interface plane ($R \rightarrow \infty$) ainsi que la courbe donnant la valeur de la pression dans le liquide, situé du côté convexe de l'interface, lorsque celle-ci a un rayon de courbure ($R=r$). Cette courbe est connue grâce à la relation de Laplace. Sur le diagramme de la figure 1.16, il est possible de suivre l'état thermodynamique du fluide dans la boucle :

- 1 → 2 : Pertes de pression et surchauffe dans les cannelures.
- 2 → 3 : Pertes de pression dans la ligne vapeur (la température reste constante car la ligne est supposée adiabatique).
- 3 → 4 : Pertes de pression et refroidissement de la vapeur jusqu'au front de condensation dans le condenseur.
- 4 → 5 : Pertes de pression et refroidissement du liquide jusqu'en sortie de condenseur.
- 5 → 6 : Pertes de pression dans la ligne liquide (supposée également adiabatique).
- 6 → 7 : Réchauffement du liquide sous-refroidi pour atteindre des conditions de saturation dans le réservoir.
- 7 → 8 : Pertes de pression et réchauffement du liquide à travers la mèche.
- 8 → 1 : Vaporisation à travers les ménisques et saut de pression capillaire.

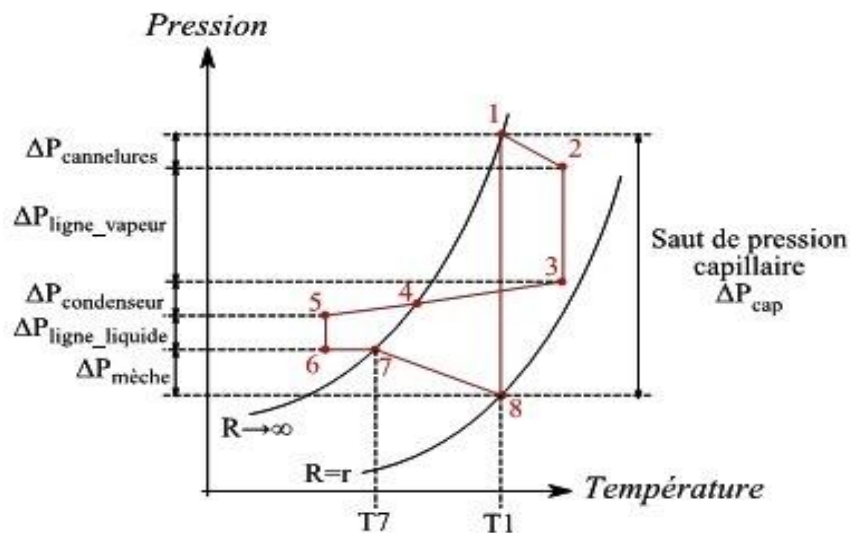


Fig 1.16 : Diagramme de l'état thermodynamique du fluide

Le cycle thermodynamique présenté sur la figure I.4 permet de montrer que la circulation du fluide dans la boucle est possible grâce à la différence entre la température de saturation dans l'évaporateur (1) et la température de saturation dans le réservoir (7), générant ainsi une différence de pression aux bornes de l'évaporateur.

Chapitre 2

**MODELISATION MATHEMATIQUE ET
FORMULATION GEOMETRIQUE DU
SYSTEME PV / LHP**

MODELISATION MATHEMATIQUE ET FORMULATION GEOMETRIQUE DU SYSTEME PV/LHP

2.1. INTRODUCTION

Les capteurs solaires hybrides sont les éléments fondamentaux de transformation de l'énergie solaire en énergie thermique et électrique, ceci permet de l'augmentation de l'efficacité de la conversion totale de l'énergie solaire captée.

La production de cette énergie électrique et thermique d'un PV/LHP dépend des plusieurs paramètres d'entrées et de sorties :

Le rayonnement solaire, la vitesse du vent, la température ambiante et de fluide caloporteur.

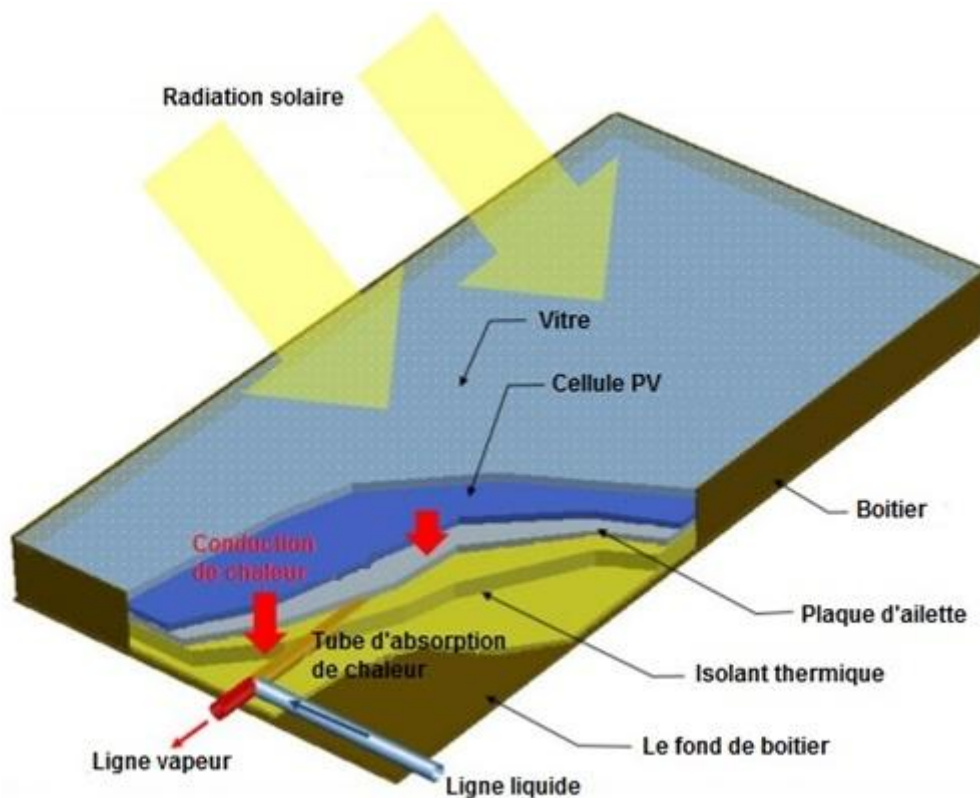


Fig2.1 Concept d'un collecteur PV/ LHP

Les éléments essentiels du système sont :

- La vitre.
- Le panneau photovoltaïque.
- Les caloducs en boucle (LHP).
- La plaque d'ailette.
- Le fluide caloporteur
- L'isolant

A. La vitre.

La vitre du module PV / LHP est important pour l'absorption de l'énergie solaire, car il peut augmenter la quantité de chaleur absorber et de minimiser les pertes de chaleur. Elle protège également le module PV/LHP contre les dommages externes. Cependant, l'augmentation du nombre de vitre aura l'effet contraire de réduire les radiations solaires incidentes en raison de la transmittance de vitre. Il y avait deux types de vitres différentes proposées, comme indiqué ci-dessous dans le tableau 2.1 :

Tableau. 2.1. Type de vitre

Type de vitre	Emissivité	Transmittance	Epaisseur (m)	Conductivité (W/m.k)
Une seule vitre	0.89	0.92	0.004	2.4
Double vitre	0.79	0.85	0.010	1.2

B- Le panneau photovoltaïque

Le rôle du panneau photovoltaïque est de transformer le rayonnement solaire en énergie électrique, il se compose de trois couches : la première c'est une couche du verre qui est la face exposée au rayonnement incident, la deuxième couche qui contenant les cellules photovoltaïques et la troisième couche protectrice qui est le tedlar. la **Figure 2-2** Configuration du couche PV .

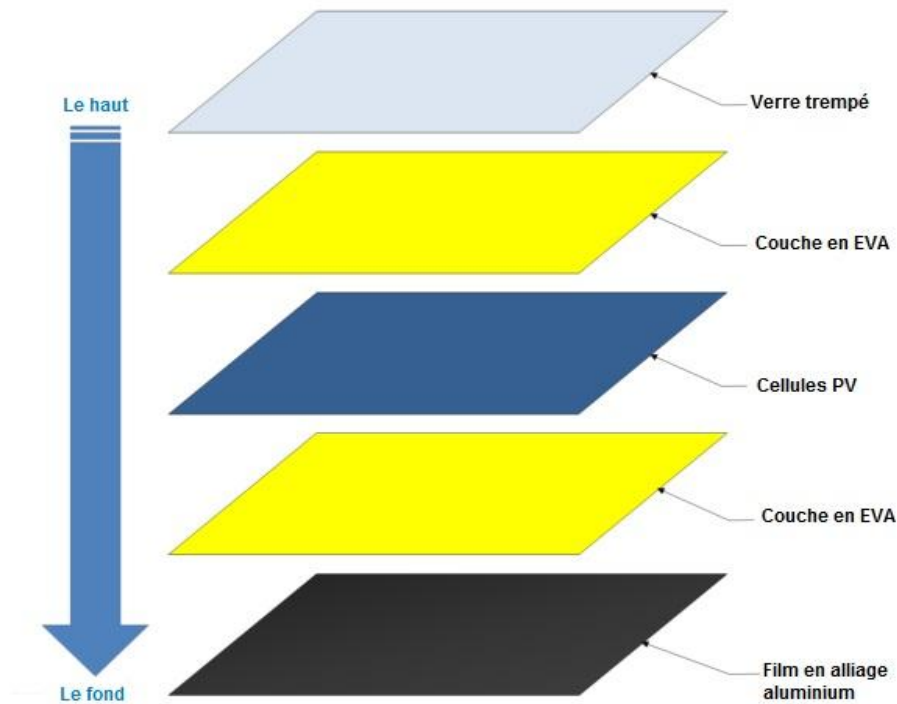


Fig2.2 : Configuration du couche PV

B.Le caloduc en boucle (LHP)

Dans la technologie LHP, le fluide caloporteur non seulement nécessite une performance thermodynamique élevée, mais aussi un attribut anti-gel. Par conséquent, une solution d'eau et de glycol (95% / 5%) a été proposée. Une épaisseur de 5 mm d'une plaque d'ailettes en aluminium de type Ω enveloppe la section LHP d'évaporation. La paroi de LHP est en cuivre ayant une conductivité thermique élevée de 394 (W / m-K). Un raccord à trois voies est relié avec un manchon de tube (petit diamètre) servant à séparer la structure vapeur-liquide. Dans cette technologie il existe trois alternatives types de milieu poreux, comme indiqué dans le tableau 3.2 .

Tableau 2.2. Types des milieux poreux (mèches)

Types	Paramètres	Nomenclature	Valeur	Unité
<i>Mèche tissée</i>	Diamètre de fil (Couche I)	$D_{owi,ms}$	1.175×10^{-5}	m
	Epaisseur de la couche (Couche I)	$\delta_{owi,ms}$	3.75×10^{-4}	m
	Nombre de mèche (Couche I)	$N_{owi,ms}$	6299	-
	Diamètre de fil (Couche II)	$D_{iwi,ms}$	12.25×10^{-5}	m
	Epaisseur de la couche (Couche II)	$\delta_{iwi,ms}$	3.75×10^{-4}	m
	Nombre de mèche (Couche II)	$N_{iwi,ms}$	2362	-
	Conductivité	$k_{s,ms}$	394	W/m.k
<i>Mèche à poudre frittée</i>	Diamètre des pores	$D_{po,sp}$	4.47×10^{-5}	m
	Epaisseur de la couche	$\delta_{wi,sp}$	7.5×10^{-4}	m
	Porosité	$\varepsilon_{wi,sp}$	0.64	-
	Nombre de mèche	$N_{wi,sp}$	1	-
	Conductivité	$k_{s,sp}$	16.3	W/m.k
<i>Mèche à rainures rectangulaires ouvertes</i>	Profondeur de rainure	$\delta_{wi,g}$	7.62×10^{-4}	m
	Largeur de rainure	$W_{wi,g}$	4.57×10^{-4}	m
	Nombre de rainure	$N_{iwi,ms}$	44	-
	Conductivité	$k_{s,ms}$	394	W/m.k

C-Fluide caloporteur

Pour évacuer la chaleur emmagasinée par la surface absorbante, on utilise un fluide caloporteur par l'eau.

Tableau 2.3. fluide caloporteur

T_v C°	h_{fg} kJ/Kg	P_v Pa	ρ_v Kg/m ³	ρ_l Kg/m ³	k_l W/k.m	μ_v Kg/m.s	μ_l Kg/m.s	σ N/m
20	2454	2337	1.73	998	0.600	8.84	10.00	7.28
25	2442	3172	2.38	997	0.613	9.03	8.70	7.20
30	2430	4242	3.04	996	0.621	9.22	8.03	7.12
35	2418	5622	4.08	994	0.627	9.42	7.16	7.04
40	2407	7375	5.12	992	0.634	9.62	6.45	6.96
45	2395	9582	6.71	990	0.640	9.82	5.98	6.88
50	2393	12335	8.30	988	0.645	10.00	5.53	6.79
55	2371	15740	10.70	986	0.650	10.20	5.09	6.71
60	2358	19920	13.00	983	0.654	10.40	4.71	6.62

D-Isolant

Pour minimiser les pertes calorifiques du système, il faut isoler ses parois par une ou plusieurs couches d'isolant, le tableau suivant regroupe les principales propriétés thermiques, de quelques matériaux isolants.

Tableau 2.4. Propriétés thermiques de quelques matériaux isolants

Matériau	Conductivité Thermique $\lambda = (W/m.K)$	Chaleur massique $C_p = (J/kg.K)$	Masse volumique $\rho = (kg/m^3)$	Diffusivité $a = \frac{\lambda}{\rho C_p} (m^2/s)$
Laine de verre	0.036	840	40	10.7
Polystyrène expansé	0.040	1500	20	13.3
Laine de roche	0.040	840	40	11.9
Laine (vêtement)	0.040	1880	450	0.47
Liège expansé	0.048	1380	120	2.9
Bois de Spain	0.144	272	535	9.9
Caoutchouc pur	0.153	2170	1200	0.6

2.2 L'OBJECTIF DE LA MODELISATION

La modélisation dynamique a pour objet d'évaluer la performance du système PV/LHP intégrée dans des conditions climatiques réelles, qui sont simultanément affectés par plusieurs facteurs critiques, à savoir, le rayonnement solaire, la température de l'air, vitesse de l'air et le temps de fonctionnement. Cette modélisation a permis de :

- (a) Prévoir la performance du système dans des conditions climatiques réelles d'exploitation.
- (b) Avoir une prévision de performance du système pour chaque saison
- (c) Avoir une recommandation pour la région avec le climat le plus convenable pour un fonctionnement optimal du système.

Plusieurs modèles sont rencontrés pour ce fait, deux méthodes de modélisation sont rencontrées également

- A. Méthode globale
- B. Méthode par tranches

➤ Méthode par tranche

Cette méthode est aussi dite, la méthode de modélisation “ pas à pas ” la méthode consiste à découper l’isolateur en tranches fictive de longueur δx dans le sens de l’écoulement du fluide caloporteur et à écrire les bilans dans chaque tranche. Il est commode pour cela d’utiliser les analogies qui existent entre le transfert de chaleur et le transfert d’électricité. Les différents échanges thermiques qui ont lieux, sont schématisés par le circuit électrique équivalent figure 2.3.

2.3.BILAN ENERGETIQUE DU CAPTEUR HYBRIDE PV/LHP

Le capteur étudié est un modèle de 8 nœuds. Les différents nœuds du capteur solaire sont indiqués sur la figure

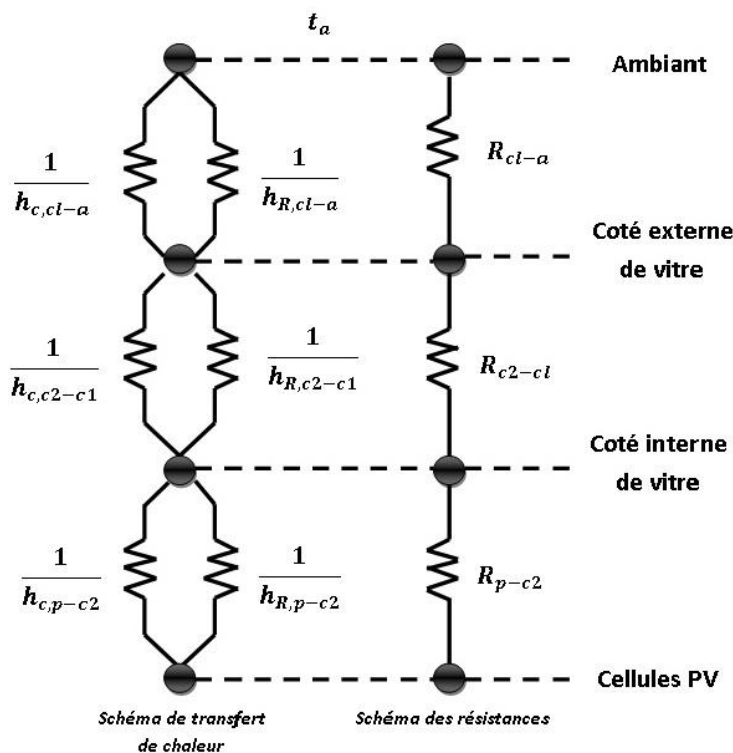


Fig 2.3 : Schéma de Bilan énergétique du système [Zhang 2014]

2.3.1. Principe d'étude thermique d'un système PV/LHP :

Le but de l'étude, est de prévoir les températures dans chaque couche du capteur PV/LHP. Pour cela on utilise le principe de conservation de l'énergie pour chaque élément du système qui peut donc être représenté par une équation de bilan d'énergie suivante:

$$\text{La variation de l'énergie interne} = \text{l'énergie reçue} - \text{l'énergie perdue}$$

Où en coresous forme mathématique, Considérons une section quelconque du système à l'instant t .

Le bilan au nœud i donne:

$$\rho_c c_c \delta_c \frac{\partial T_c}{\partial t} = \sum_i Q_i - \sum_s q_i \quad (2.1)$$

2.3.2. Description thermique de rayonnement solaire absorbée :

Lorsque le rayonnement solaire passe à travers les couvercles supérieurs et frappe la surface du module PV / LHP, un petit pourcentage de l'énergie de rayonnement est dissipée dans l'environnement en raison de la survenance d'orientationnelle / réflexion par diffusion et le transfert de chaleur par conduction / convection, tandis que l'énergie restante de rayonnement sera converti en électricité et chaleur en utilisant les paramètres PV/LHP. Dans des conditions de fonctionnement en régime permanent, l'utile énergie obtenu par le module est égale à l'énergie d'atteindre la PV surface moins les pertes de chaleur directe ou indirecte associés, qui se réfère à la dissipation de la surface du module à l'air environnant par l'intermédiaire de chaleur conduction, convection et rayonnement infrarouge.

L'énergie solaire reçue par le module PV est une fonction de l'énergie solaire rayonnement frappant le module, le facteur de transmission de la couverture de vitrage et l'absorptance des surfaces de PV, qui peut être donné par

$$Q_{abs} = \tau^{NC} \cdot \tau_{g,pv} [\alpha_p \beta_p + \alpha_b (1 - \beta)] A_m \quad (2.2)$$

τ_c Et $\tau_{g,pv}$: sont les transmittances visuelles de la plaque de couverture et le vitrage couche de stratification PV, respectivement.

N_c : est le nombre de plaques de couverture.

α_{abs} Et β_p : sont les rapports de la couche photovoltaïque et sa plinthe absorption.

β_p : est l'emballage facteur de la couche de PV.

A_m : suis est la région de collecteur du module (m²).

En raison de la différence de température entre la surface de la PV et air ambiant, une certaine quantité de l'énergie absorbée est transférée dans l'air ambiant à travers le couvercle supérieur ; tout à l'heure et le bord de la chaleur transferts pourraient être ignorées si super-isolation à ces directions est fourni. Sous l'état d'équilibre, la perte d'un module double vitrage thermique subiront

- (1) le transfert de la surface PV absorbeur de chaleur à l'intérieur couvercle vitrage.
- (2) le transfert de la couverture intérieure à l'enveloppe extérieure de la chaleur.

(3) le transfert de chaleur du couvercle de vitrage externe à l'air ambiant [4,9]¹. Comme représenté sur la Figure, les trois formes de transfert de chaleur sont pondus dans une série et parvenir à un équilibre

cellules, la surface du verre devient une surface émettrice, les pertes thermiques par rayonnements sont exprimées comme suit:

$$Q_{rad\ v-a} = \sigma \varepsilon_v A_v (T_v^4 - T_{cils}^4) \quad (2.3)$$

σ : Émissivité du verre

A_v : Surface du verre en (m²)

$$T_s = 0.0552 T_a^{1.5}$$

ε : Constante de Stefan-Boltzmann (W/ m²K⁴)

Nous avons exprimé les pertes thermiques par convection par l'équation de transfert de chaleur entre le verre du capteur hybride et le milieu extérieur comme suit:

$$Q_L = U_L A_m (T_p - T_a) \quad (2.4)$$

T_p : Température du verre du capteur hybride (K)

T_a : Température ambiante (K)

U_L : Coefficient de transfert convectif qui est la fonction de la vitesse du vent en (W/m²K), il est donné par l'expression suivante [58]

A_m : Surface du capteur

2.4. LES EQUATIONS MATHÉMATIQUES D'UN MODELE DYNAMIQUE POUR UN SYSTEME PV/LHP :

Pour notre système PV/LHP, il y a lieu cinq équations de bilan énergétique (comme illustré sur la Fig. 3.1 [Zhang 2014]) :

1. L'équation de bilan thermique pour la vitre
2. L'équation de bilan thermique de la couche photovoltaïque.
3. L'équation de bilan thermique de fonctionnement du LHP.
4. L'équation bilan thermique de la plaque d'ailettes.
5. L'équation bilan thermique de réfrigérant.

Pour simplifier le model énergétique, en pris en considération les hypothèses suivantes:

- a). Le gradient vertical de la température sur la vitre a été négligé.

- b). Les pertes ohmiques dans les cellules solaires et les modules photovoltaïques sont négligeables.
- c). Les capacités calorifiques de la couche EVA ne sont pas inclus, en considère que la variation de température dans la couche PV est uniforme.
- d). La conduction thermique longitudinale dans l'ailette a été ignorée.

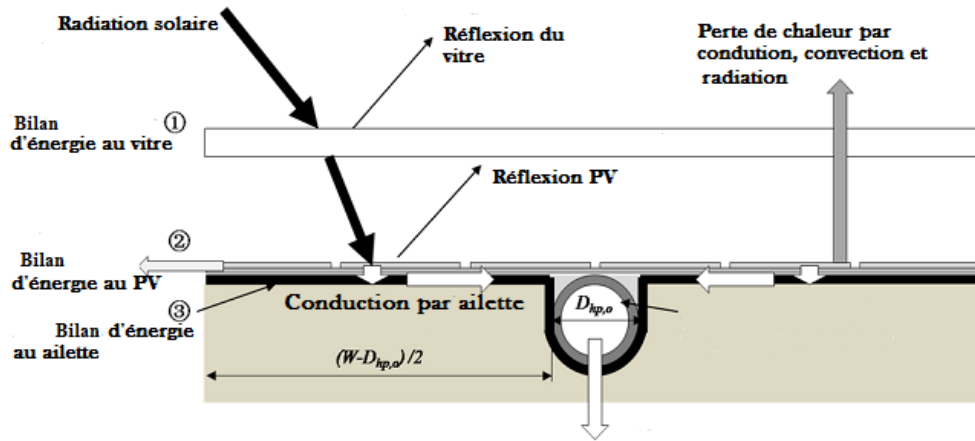


Fig2.4 : Schéma de Bilan énergétique du système [Zhang 2014]

le LHP est considéré comme l'élément d'échange de chaleur le plus essentiel dans tout le système, il affectera directement sur l'efficacité du PV et la valeur global de la chaleur absorbée par les sources solaires. L'analyse des limites de transfert de chaleur d'un LHP est donc nécessaire pour l'examiner le système. Une fois la valeur maximale de transfert de chaleur du LHP est déterminée, la dimension et la capacité des autres composants du système peuvent être déterminés

2.4.1. Bilan thermique de la vitre :

Pour décrire la dépendance des flux de chaleur au temps sur une seule vitre simple, l'équation du bilan d'énergie correspond est donnée par [Rohsenow 1998] :

$$\rho_c c_c \delta_c \frac{\partial T_c}{\partial t} = I \alpha_c + (h_{c,p-c} + h_{R,p-c})(T_p - T_c) - (h_{c,c-a} + h_{R,c-a})(T_c - T_a) \quad (2.5)$$

Où ρ_c , c_c et δ_c sont respectivement la densité de vitre (kg/m^3) et la capacité spécifique de chaleur ($\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$) et l'épaisseur de vitre (m). T_c , T_p et T_a sont respectivement la température ($^\circ\text{K}$) de vitre, du cellule PV et de l'air ambiant. t est le temps de fonctionnement (s). $h_{c,c-a}$ et $h_{c,p-c}$ sont respectivement le coefficient d'échange par convection entre la vitre et l'air ambiant et entre les cellules photovoltaïques et la

vitre. $h_{R,c-a}$ et $h_{R,p-c}$ sont respectivement le coefficient d'échange par radiation entre la vitre et l'air ambiant et entre les cellules PV et la vitre.

2.4.2. Bilan thermique de la couche PV

Il est donné par [Rohsenow 1998] :

$$\rho_p c_p \delta_p \frac{\partial T_p}{\partial t} = [I(\tau_c \alpha)(1 - \beta_p) + I(\tau_c \alpha)_p \beta_p - Q_e] - \frac{(T_p - T_f)}{R_{p-f} A_p} - (h_{c,p-c} + h_{R,p-c})(T_p - T_c) \quad (2.6)$$

Où β_p est le facteur de boîtier du PV, T_f est la température de l'ailette, R_{p-f} est la résistance équivalente entre le PV et l'ailette (K/W), A_p est la surface d'absorption du PV (m²) et Q_e est l'énergie électrique produite (W) et elle s'écrit :

$$Q_e = \eta_e I A_c \quad (2.7)$$

Où η_e est le rendement électrique et $I A_c$ est la radiation solaire incidente totale.

La transmittance solaire globale pour une seule vitre devient [Soteris 2009] :

$$\tau_c = \frac{\tau_{c,\alpha}}{2} \left\{ \frac{1-r_{||}}{1+r_{||}} \left[\frac{1-r_{||}}{1-(r_{||}\tau_{c,\alpha})^2} \right] + \frac{1-r_{\perp}}{1+r_{\perp}} \left[\frac{1-r_{\perp}}{1-(r_{\perp}\tau_{c,\alpha})^2} \right] \right\} \quad (2.8)$$

A l'équation ci-dessous, la transmittance due à l'absorption, $\tau_{c,\alpha}$ est écrit comme :

$$\tau_{c,\alpha} = e^{\left(\frac{k \delta_c}{\cos \theta_2} \right)} \quad (2.9)$$

Et l'angle de réfraction des rayons θ_2 (rad) s'écrit comme suit :

$$\theta_2 = \sin^{-1} \left[\frac{\sin \theta_1}{n_g} \right] \quad (2.10)$$

θ_1 : L'angle d'incidence frappant la vitre (rad).

n_g : Ratio de réfraction est égal à 1.526 pour le verre.

La résistance thermique du PV à l'ailette est calculée comme :

$$R_{p-f} = R_p + R_{EVA} + R_{si} = \frac{\delta_p}{k_p A_p} + \frac{\delta_{EVA}}{k_{EVA} A_p} + \frac{\delta_{si}}{k_{si} A_p} \quad (2.11)$$

Où R_p , R_{EVA} et R_{si} sont respectivement la résistance thermique (K/W) de cellule PV, de la couche EVA (Ethylene-vinylacetate) et de l'isolateur électrique. k_p , k_{EVA} , k_{si} , δ_p , δ_{EVA} et δ_{si} sont respectivement la conductivité thermique et l'épaisseur de cellule PV, de la couche EVA (Ethylene-vinylacetate) et de l'isolateur électrique.

2.4.3. Bilan thermique du LHP

La dépendance au temps de la variation de transfert de chaleur au LHP est [Rohsenow 1998]:

$$\frac{1}{4}\pi(D_{hp,\rho}^2 - D_{hp,in}^2)\rho_{hp}c_{hp}\delta_{hp}\frac{\partial T_{hp,w}}{\partial t} = (T_{f,11} - T_{hp,w})/R_{f-hp}A_{fc} - (T_{hp,w} - T_{r,m})/R_{hp-r} - (T_{hp,w} - T_a)/R_{hp-a} \quad (2.12)$$

Où ρ_{hp} , c_{hp} et δ_{hp} sont respectivement la densité moyenne (kg /m³) et la capacité de chaleur spécifique moyenne (J/kg.k) et l'épaisseur (m) de la section de l'évaporation du LHP. $T_{r,m}$ est la température moyenne (K) du réfrigérant. R_{hp-a} est la résistance thermique entre la ligne de transport de LHP et l'air ambiant (K/w), elle est donnée par :

$$R_{hp-a} = \frac{\ln(D_{hp,o}/D_{hp,in})}{2\pi L_{hp}k_{hp}} + \frac{1}{h_a A_{hp}} \quad (2.13)$$

2.4.4. Bilan thermique de la plaque d'ailettes

La plaque d'ailettes peut être divisée en plusieurs petits segments en fonction de la taille de la plaque, représentée sur la Fig. 2.5 Le profil de température est donc supposé être uniforme au long de la surface de l'évaporateur LHP, leur équations de bilan thermique sont exprimés comme suit [Rohsenow 1998]:

$$\begin{cases} \rho_f c_f \delta_f \frac{\partial T_f}{\partial t} = k_f \delta_f \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + (T_p + T_f)/R_{p-f}A_p - (T_f - T_a)/(R_{f-a}A_{fs} + 1/h_a A_{fe}) \\ \rho_f c_f \delta_f \frac{\partial T_{f,11}}{\partial t} = (T_{p,11} - T_{f,11})/R_{p-f}A_p - (T_{f,11} - T_{hp,w})/R_{f-hp}A_{fc} - (T_{f,11} - T_a)/R_{f-a}A_{fs} \end{cases} \quad (2.14)$$

Où ρ_f , c_f et δ_f sont respectivement la densité moyenne (kg /m³), la chaleur spécifique (J/kg.k) et l'épaisseur (m) de la plaque d'ailettes. T_f et $T_{hp,w}$ sont respectivement la température moyenne de la plaque d'ailettes et le paroi du tube de le LHP. $T_{f,11}$ et $T_{p,11}$ sont respectivement la température de la plaque d'ailettes et la couche PV au nœud 11. k_f est la conductivité thermique de la plaque (W/m.k). x est la direction au long de la largeur de l'ailette. R_{f-a} et R_{f-hp} sont respectivement les résistances thermique équivalentes (K/w) entre la plaque et l'air ambiant et entre la plaque et les tube de le LHP. h_a est coefficient convectif de l'air qui lui entoure (W/m².K). A_{fc} , A_{fs} et A_{fe} sont respectivement les surfaces (m²) du centre de l'ailette, de l'isolation au tour de l'ailette et au bord de l'ailette.

Les températures initiales et les conditions limites sont :

$$\begin{cases} T(x, 0) = T_{f,i}, t = 0 \\ -k_f \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0} = h_a (T_{f,0} - T_a), t > 0 \\ T\left(\frac{W}{2}, t\right) = T_{f,11}, t > 0 \end{cases} \quad (2.15)$$

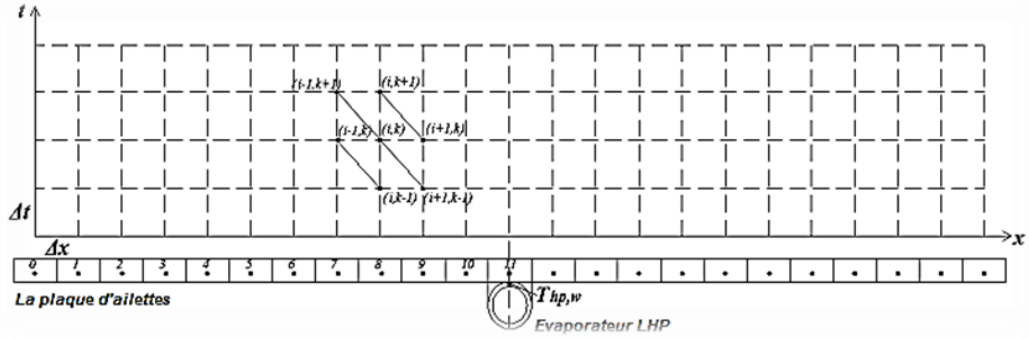


Fig. 2.5 : Représentation graphique de la plaque d'ailettes [Zhang 2014]

Les résistances thermiques de l'isolateur autour des ailettes s'écrivent :

$$R_{f-a} = \frac{\delta_{fs}}{k_{fs} A_{fs}} \quad (2.16)$$

$$R_{f-hp} = \frac{\delta_f}{k_f A_{fc}} \quad (2.17)$$

Où k_{fs} et δ_{fs} sont respectivement la conductivité thermique et l'épaisseur de l'isolation autour de la plaque d'ailettes.

2.4.5. Bilan thermique du Réfrigérant

$$\frac{\partial(M_r H_{r,e})}{\partial t} = (T_{hp,w} - T_{r,m})/R_{hp-r} - (T_{hp,w} - T_a)/R_{hp-a} \quad (2.18)$$

Où M_r est la masse de réfrigérant (kg), $H_{r,e}$ est l'enthalpie du réfrigérant à la section de l'évaporation (J/kg).

2.5. L'EVOLUTION DU RENDEMENT ENERGETIQUE DU SYSTEME

Selon la première loi de la thermodynamique le rendement énergétique total peut être exprimé par le ratio de l'électricité produite et la chaleur sur les radiations solaires incidentes sur le module. Et il s'écrit comme suit :

$$\eta_s = \frac{\int_{t_0}^{t_{k+1}} Q_s dt}{\int_{t_0}^{t_{k+1}} A_m I dt} \quad (2.19)$$

$$\eta_{th} = \frac{\int_{t_0}^{t_{k+1}} Q_{th} dt}{\int_{t_0}^{t_{k+1}} A_m I dt} \quad (2.20)$$

$$\eta_o = \eta_s + \eta_{th} \quad (2.21)$$

Chapitre 3

**ETUDE PARAMETRIQUE D'UNE BOUCLE
DIPHASIQUE UTILISEE POUR LE
REFROIDISSEMENT DE PANNEAU PV/LHP**

ETUDE PARAMETRIQUE D'UNE BOUCLE DIPHASIQUE UTILISEE POUR LE REFROIDISSEMENT DE PANNEAU PV/LHP

3.1. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT :

Le refroidissement des cellules Photovoltaïques dans un système hybride se fait par la récupération de sa chaleur, par la paroi de l'évaporateur, puis elle est transférée par conduction jusqu'à une mèche poreuse saturée en liquide. La chaleur est ensuite utilisée pour vaporiser le liquide, l'énergie étant transmise à la vapeur. La vapeur créée est collectée par des cannelures, puis dirigée jusqu'au condenseur par l'intermédiaire d'une ligne monophasique vapeur. La vapeur se condense alors, l'énergie étant extraite par le condenseur. Enfin, le liquide créé est acheminé à la chambre de compensation de l'évaporateur par le biais d'une ligne monophasique liquide où il va pouvoir se vaporiser à nouveau. C'est l'interface liquide-vapeur dans le milieu poreux qui crée le pompage capillaire assurant la circulation du fluide dans les lignes monophasiques et dans le condenseur. Les principales sections du système LHP sont :

- Section évaporation
- Section de condensation
- Section adiabatique

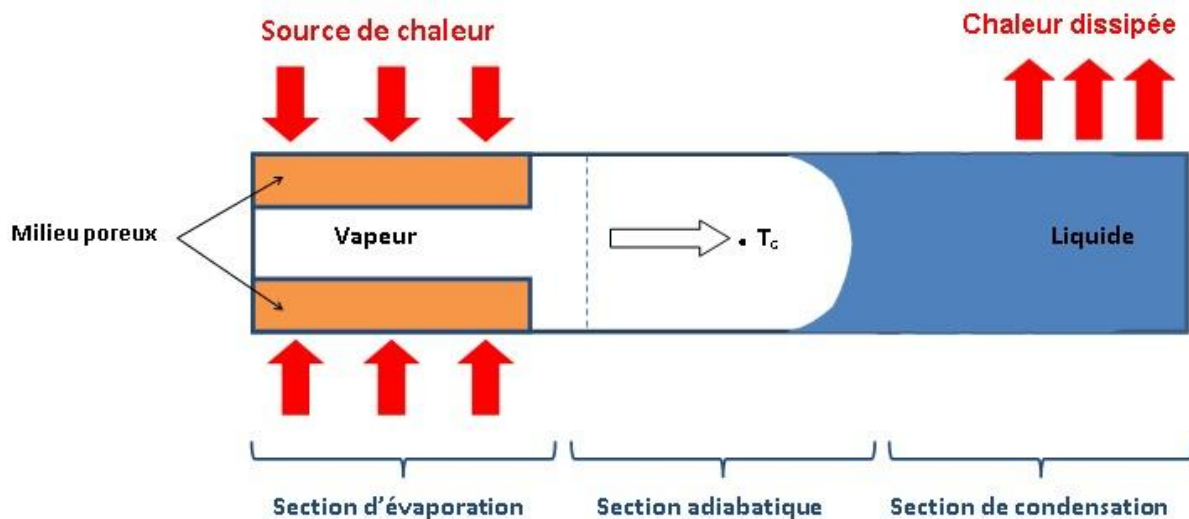


Fig: 3.1. Section de changement diphasique

3.2. LES LIMITES DE FONCTIONNEMENT D'UN SYSTEME LHP

Six limites doivent être prises en considération pour la détermination de la capacité de transporter de la chaleur dans le LHP, à savoir, visqueuse, sonique, entraînement, capillaire, ébullition et la masse limite du liquide de remplissage. Les valeurs minimales de ces limitations sont les retenues réelles dans le système de transfert de chaleur. Les magnitudes de ces limites sont directement liées aux propriétés thermiques des fluides utilisés, le milieu poreux (le mèche), la dimension du caloduc, et les conditions de fonctionnement.

a) Limite visqueuse

La limite visqueuse se produit lorsque la température de fonctionnement est extrêmement faible et la charge thermique est faible. Elle se produit lorsque les forces de viscosité sont plus grandes que les gradients de pression causée par la charge thermique appliquée. Sous cette condition, il n'y a pas de débit ou bien il y a de faible débit dans le système et la capacité de transport de chaleur est limitée. Ceci est généralement observé dans les applications cryogéniques ou lors de démarrage à partir d'un état congelé.

L'expression de la limite visqueuse s'écrit comme suit [Zhang 2014]

$$Q_{VL,e} = \frac{\pi D_{v,e}^4 h_{fg} \rho_v P_v}{256 \mu_v L_e} \quad (3.1)$$

Où :

$Q_{VL,e}$: La limite visqueuse à la section d'absorption

P_v : Pression de vapeur saturée

ρ_v : La densité (kg/m³)

D_v : Diamètre d'espace vapeur à la section d'absorption

L_e : Longueur d'espace vapeur à la section d'absorption

h_{fg} : La chaleur latente de vaporisation

μ_v : Viscosité dynamique de vapeur

b) Limite sonique

La limite sonique dans une boucle LHP peut être occasionnée par une faible pression à la sortie de l'évaporateur. Cette pression engendre une densité de vapeur très faible, de sorte que la vitesse de la vapeur dans les cannelures peut atteindre la limite sonique pendant la phase de démarrage ou bien lors de fonctionnement de la boucle LHP. Dans ces conditions, le débit massique dans le système atteint sa valeur maximale. À ce moment-là, aucune nouvelle augmentation de débit massique ou de débit de transfert de chaleur n'est possible sans une

augmentation de la température de la vapeur. La limite sonique est une fonction de la température, l'augmentation du taux de transfert de chaleur est possible en augmentant la température de la vapeur à cette section. Cela signifie que la boucle LHP va continuer à travailler normalement, mais à plus haute température [Zhang 2014].

$$Q_{SL,e} = \left(\frac{\pi D_{v,e}^2 \rho_v h_{fg}}{4} \right) \left[\frac{\gamma_v R_v T_v}{2 (\gamma_v + 1)} \right]^{0.5} \quad (3.2)$$

Où :

$Q_{SL,e}$: La limite sonique

γ_v : Ratio de chaleur spécifique de vapeur

R_v : Constante de vapeur

T_v : Température moyen de vapeur à la section d'absorption.

$$R_v = \frac{R_0}{m}; \quad R_0 = 0.4618 \text{ KJ/Kg.K}$$

m : La masse molaire

c) Limite d'entraînement

La limite d'entraînement résulte des interactions entre les deux écoulements qui circulent dans le caloduc à contre-courant sans séparation physique complète. Lorsque la vitesse de la vapeur devient trop élevée, l'interface liquide-vapeur devient instable sous l'effet des forces de cisaillement. La force de traînée à la surface liquide n'est alors plus contrebalancée par les tensions de surface, et le liquide n'est plus retenu à l'intérieur de la structure capillaire. Lorsque ce phénomène s'amplifie, des gouttelettes de liquide sont capturées par la vapeur et entraînées vers le condenseur, bloquant ainsi le fonctionnement du caloduc. La limite d'entraînement est alors atteinte. Cependant, dans le cas des LHPs, la vapeur circulant au condenseur, n'interagit pas avec le liquide coule à l'évaporateur. Le liquide à la face extérieure de la première mèche est entraîné par le fort débit de vapeur dans le canal de vapeur, et cela n'affecte pas l'approvisionnement du liquide de l'évaporateur. Par conséquent, la limite d'entraînement est moins importante dans le cas de fonctionnement des LHPs [Zhang 2014] .

$$Q_{EL,e} = \left(\frac{\pi D_{v,e}^2 h_{fg}}{4} \right) \left[\frac{\sigma \rho_v}{2 r_{h,s}} \right]^{0.5} \quad (3.3)$$

Où :

$Q_{EL,e}$: Limite d'entraînement

σ : Coefficient de tension superficielle de l'eau

$r_{h,s}$: Rayon Hydraulique de pore superficielle de mèche

Pour une Mèche tissée :

$$r_{h,s} = \frac{\left(\frac{1}{N_{iwi,ms}} - D_{iwi,ms}\right)}{2};$$

$N_{iwi,ms}$, $D_{iwi,ms}$: Le nombre et diamètre du mèche

Pour une Mèche à poudre frittée

$$r_{h,s} = D_{po,sp}/2; \quad D_{po,sp} : \text{Diamètre de pore}$$

Pour une Mèche à rainures rectangulaires ouvertes

$$r_{h,s} = w_g; \quad w_g : \text{largeur de la rainure}$$

d) Limite capillaire

La limite capillaire est très importante car c'est généralement elle qui prédomine lorsque la boucle LHP est dans les conditions de fonctionnement optimales. La pression capillaire développée dans la boucle LHP joue un rôle moteur. En effet, elle compense les pertes de charge, ce qui permet le retour du fluide du condenseur vers l'évaporateur. Dès lors, afin d'assurer le bon fonctionnement de la boucle LHP, il est nécessaire que la somme des diverses chutes de pression, telles que les pertes de charge dans le liquide et dans la vapeur, soit inférieure à la pression motrice capillaire maximale. La limite capillaire est atteinte lorsque la pression capillaire est égale à la somme des pertes de charges. La limite maximale capillaire qui peut être atteinte dans tous les structures capillaires est décrite par l'équation de Young-Laplace :

Où r est le rayon de pore de la mèche et θ est l'angle de contact entre le liquide et la mèche poreuse.

La limite capillaire dépend fortement de la plus grande taille des pores, et peut apparaître dans certains lieux précis, entraînant un assèchement partiel de la mèche poreuse [Zhang 2014].

$$Q_{CL} \leq \frac{\Delta P_{c,max} + \Delta P_G}{\left(F_{v,e}L_e + F_{v,vt}L_{vt} + F_{v,ltl}L_{ltl} + \frac{F_{v,hx}H_{hx}}{N_{hx}-2}\right) + \left(F_{l,e}L_e + F_{l,ltl}L_{ltl} + F_{l,lt}L_{lt} + \frac{F_{l,hx}H_{hx}}{N_{hx}-2}\right)} \quad (3.4)$$

e) Limite d'ébullition

La limite d'ébullition a pour origine la naissance de bulles de vapeur au sein de la structure capillaire lorsque la densité de flux thermique radial à l'évaporateur devient trop importante. Les bulles de vapeur produite à l'intérieur de la mèche empêchent le liquide de retourner vers le condenseur et peuvent être à l'origine de points chauds qui perturbent le fonctionnement de la boucle LHP, allant même jusqu'à l'assèchement de la mèche poreuse.

La conception de l'évaporateur LHP a la capacité de tolérer la limite de l'ébullition mieux que les caloducs, car la chaleur est transférée à partir de l'évaporateur à la mèche primaire, et le liquide s'évapore à la face extérieure de la première mèche, et les bulles de vapeur générées peuvent être évacués facilement à travers les cannelures de vapeur. Par conséquent, la limite de l'ébullition LHP est beaucoup plus élevée que celle des caloducs. L'expression de la limite d'ébullition de l'évaporateur s'écrit comme suit [Zhang 2014]:

$$Q_{BL,e} = \frac{2\pi L_g k_{wi} T_v}{h_{fg} \rho_v \ln(D_{hp,in}/D_{v,e})} \left(\frac{2\sigma}{r_b} - P_{c,max} \right) \quad (3.5)$$

Où :

r_b : Rayon des bulles

$P_{c,max}$: Pression capillaire maximal

Pour **une Mèche tissée** :

$$k_{wi} = \frac{k_l [(k_l + k_{s,ms}) - (1 - \varepsilon_{owi,ms})(k_l - k_{s,ms})]}{[(k_l + k_{s,ms}) + (1 - \varepsilon_{owi,ms})(k_l - k_{s,ms})]} \quad (3.6)$$

k_l et $k_{s,ms}$: La conductivité thermique du liquide et la couche extérieur du mèche

Pour **une Mèche à poudre frittée**

$$k_{wi} = \frac{k_l [(k_l + k_{s,sp}) - 2(1 - \varepsilon_{sp})(k_l - k_{s,sp})]}{[(2k_l + k_{s,sp}) + (1 - \varepsilon_{sp})(k_l - k_{s,sp})]} \quad (3.7)$$

Pour **une Mèche à rainures rectangulaires ouvertes**

$$k_{wi} = \frac{(w_l k_l k_{s,g} \delta_g) + w_g k_l (0,185 w_f k_{s,g} + \delta_g k_l)}{(w_g + w_f)(0,185 w_f k_{s,g} + \delta_g k_l)} \quad (3.8)$$

$$w_f = \frac{\pi(D_{v,e} + D_{hp,in})}{2n_g} - w_g \quad (3.9)$$

f) La limite de la masse de liquide de remplissage [Zhang 2014] :

La limite de la masse de liquide de remplissage est le niveau de liquide minimum requis pour remplir les boucles, ce qui influe sur la capacité de transport de chaleur en utilisant la force de gravité du liquide.

Cette limite correspond à la quantité minimale de liquide qui est entièrement circulé dans le caloduc en boucle avec l'assistance de la pesanteur à une certaine hauteur et La limite de la masse de liquide de remplissage pour l'évaporateur est exprimée comme suit [Zhang 2014]:

$$Q_{FL,e} = \left(\frac{m_f}{xL_g} \right)^3 \frac{k_l g h_{fg}}{3\pi^2 \mu_l \rho_l D_{hp,in}^2} \quad (3.10)$$

Où :

m_f : La masse du liquide remplis

3.3. ETUDE THEORIQUE ET DESCRIPTION DU MODELE

Le travail de modélisation présenté ici est basé sur la méthode nodale. Les nœuds sont placés en des endroits judicieusement choisis de la boucle diphasique, correspondant aux composants de la boucle : l'évaporateur, le réservoir, le condenseur, et les conduites de liquide et de vapeur

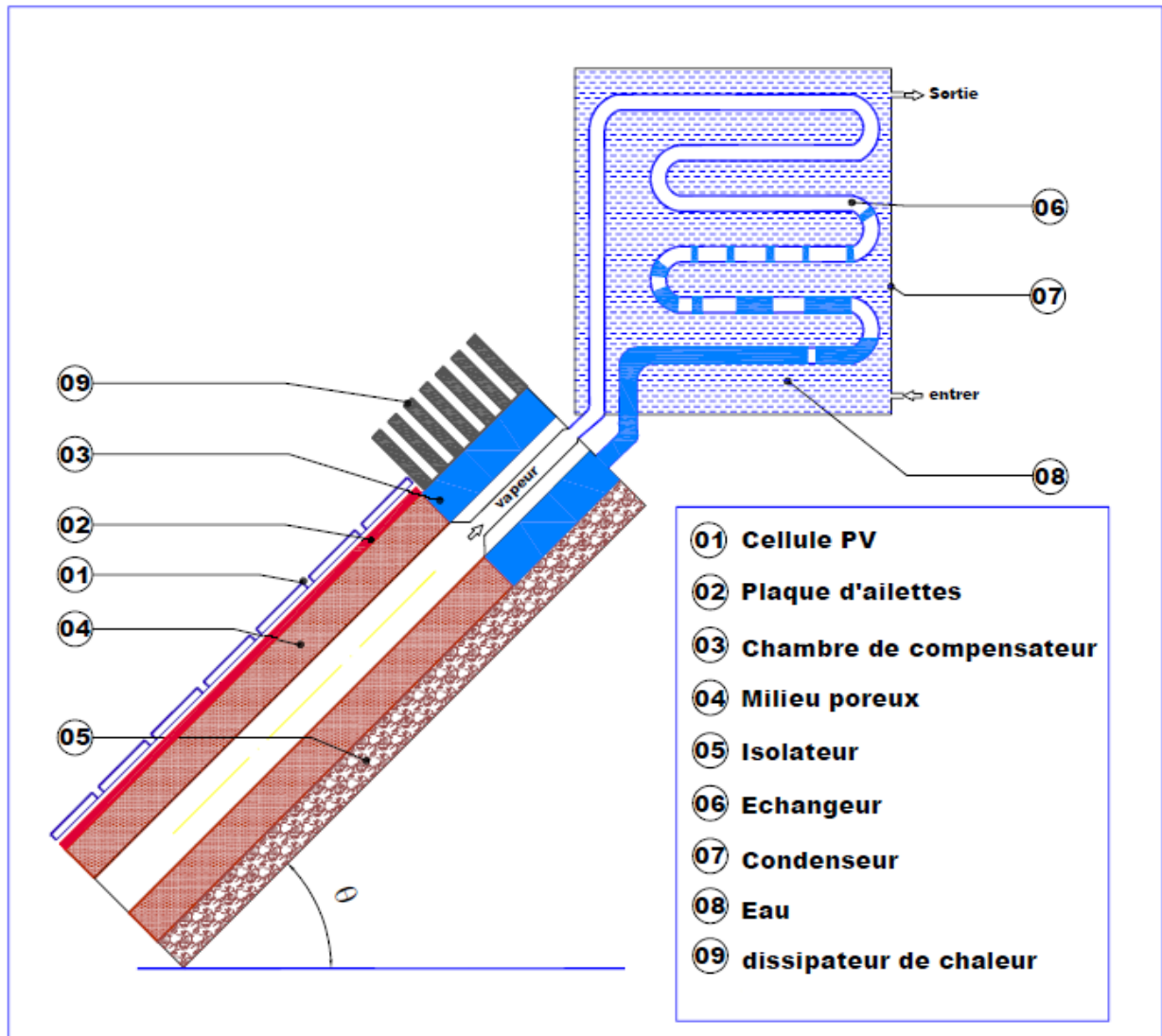


Fig.3.2: schéma de principe du système PV/ LHP

3.3.1 Hypothèses

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

- la température du fluide dans le réservoir est considérée comme étant constante,

- une partie du flux à évacuer est transféré par la paroi de l'évaporateur par conduction longitudinale et une autre partie vers l'interface liquide-vapeur par conduction transversale,
- les différents écoulements sont considérés comme incompressibles,
- les variations de leurs propriétés thermophysiques en fonction de la température sont considérées,
- au niveau du condenseur, la longueur de désurchauffe est négligée et la condensation est supposée isobare,
- les échanges thermiques de la ligne de liquide avec l'ambiance sont pris en compte.

3.3.2. Bilan d'énergie sur l'évaporateur

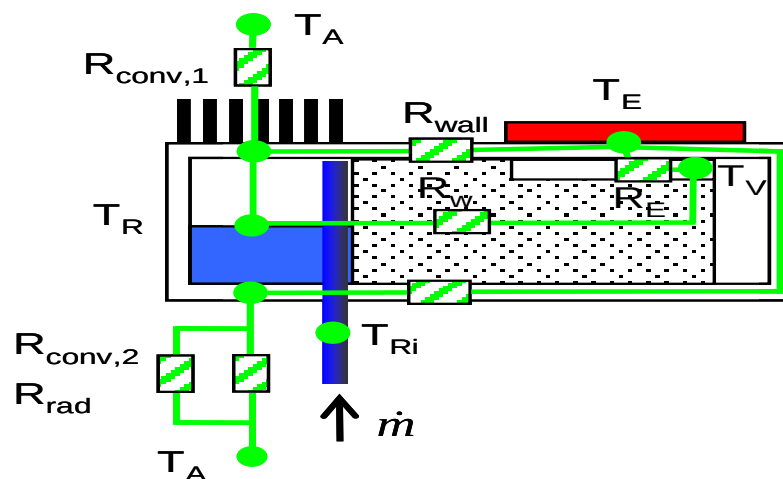


Fig.3.3 schéma de l'évaporateur et analogie électrique

- **Bilan massique**

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

$$\dot{m} = \frac{Q_E - Q_f}{\Delta h_v} \quad (3.11)$$

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

$$Q_E = \underbrace{\frac{T_{Em} - T_v}{R_{vap}}}_{\text{Flux arrivant à l'interface L/V}} + \underbrace{\frac{T_{Em} - T_R}{R_{ax}}}_{\text{Flux de fuite longitudinal à travers la paroi}} \quad (3.12)$$

Le flux de chaleur arrivant à l'interface se partage en trois flux distincts (figure 11) : une partie correspond au changement de phase du fluide caloporteur, une autre correspond au chauffage par chaleur sensible du liquide s'écoulant à travers la structure poreuse, et le dernier représente le flux de fuite transféré par conduction transversale vers le réservoir. Le premier terme de l'équation (2) se décompose alors de la manière suivante :

$$\frac{T_{Em} - T_v}{R_{vap}} = \underbrace{\dot{m}L_v}_{\text{Partie du flux permettant l'évaporation du liquide}} + \underbrace{\dot{m}C_p(T_v - T_R)}_{\text{Partie du flux permettant le chauffage du liquide jusqu'à saturation}} + \underbrace{\frac{T_v - T_R}{R_{cap}}}_{\text{Partie du flux transféré vers le réservoir à travers la structure poreuse}} \quad (3.13)$$

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

$$\frac{T_E - T_v}{R_{vap}} = Q_{latent} + Q_{sensible} + Q_{fuite} \quad (3.14)$$

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

$$\lambda_{eff} A \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0} = Q_{fuite} \quad (3.15)$$

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

$$\dot{m}c_p T_x + \lambda_{eff} A \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_x = \dot{m}c_p T_{x+dx} + \lambda_{eff} A \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x+dx} \quad (3.16)$$

De là :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} - \frac{\dot{m}c_p}{\lambda_{eff} A} \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad (3.17)$$

La solution de cette équation est :

$$T = C_1 + C_2 \exp\left(\frac{\dot{m}c_p}{\lambda_{eff} A} x\right) = 0 \quad (3.18)$$

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

$$\lambda_{eff} A \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=e_w} = \frac{T_E - T_V}{R_E} - \dot{m}L_V = Q_{fuite} \quad (3.19)$$

Avec $T_{x=0} = T_R$

Les conditions aux limites permettent la détermination des constantes :

$$\begin{aligned} C_1 &= T_R - C_2 \\ C_2 &= \frac{1}{\dot{m}c_p} \exp\left(-\frac{\dot{m}c_p}{\lambda_{eff} A} e_w\right) \left(\frac{T_E - T_V}{R_E} - \dot{m}L_V\right) \end{aligned} \quad (3.20)$$

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

$$T_V = C_1 + C_2 \exp\left(\frac{\dot{m}c_p}{\lambda_{eff} A} e_w\right) \Rightarrow \frac{T_V - T_R}{1 - \exp\left(-\frac{\dot{m}c_p}{\lambda_{eff} A} e_w\right)} = \frac{T_E - T_V}{R_E} - \dot{m}L_V \quad (3.21)$$

$$\text{Ainsi } \frac{T_E - T_V}{R_{vap}} = \dot{m}L_V + \frac{T_V - T_R}{R_W}, \text{ avec } R_W = \frac{1 - \exp\left(-\frac{\dot{m}c_p}{\lambda_{eff} A} e_w\right)}{\dot{m}c_p} \quad (3.22)$$

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

$$Q_{fuite} = \dot{m}c_p C_2 = \exp\left(-\frac{\dot{m}c_p}{\lambda_{eff} A} e_w\right) \left(\frac{T_E - T_V}{R_{vap}} - \dot{m}L_V\right) \quad (3.23)$$

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

$$Q_{fuite} = \frac{T_v - T_R}{\frac{\exp\left(-\frac{\dot{m}c_p}{\lambda_{eff}A}e_w\right) - 1}{\dot{m}c_p}} \quad (3.24)$$

Et de là :

$$\frac{T_E - T_v}{R_{vap}} = \dot{m}L_v + \dot{m}c_p(T_v - T_R) + \frac{T_v - T_R}{\frac{\exp\left(\frac{\dot{m}c_p}{\lambda_{eff}A}e_w\right) - 1}{\dot{m}c_p}} \quad (3.25)$$

Soit :

$$R_{cap} = \frac{\exp\left(\frac{\dot{m}c_p}{\lambda_{eff}A}e_w\right) - 1}{\dot{m}c_p} \quad (3.26)$$

3.3.3. Bilan énergétique du réservoir

Le réservoir ou encore le chambre de compensation munis d'un radiateur sous forme des ailettes, contient un mélange liquide-vapeur en équilibre thermodynamique au point de fonctionnement (P_R , T_R). Il permet l'alimentation de la mèche poreuse. Le bilan thermique du réservoir fait intervenir quatre flux schématisés dans la figure 12. La canalisation débouchant dans le réservoir apporte du liquide provenant du condenseur, de température inférieure à celle du réservoir. La température de l'ambiance étant inférieure à celle du réservoir, une partie de la chaleur du réservoir est dissipée à travers la paroi vers l'ambiance. Les flux entrants sont le flux de fuite transversal provenant de l'évaporateur qui traverse la structure poreuse saturée en fluide, et le flux de fuite longitudinal traversant les parois de l'évaporateur. La figure 12 récapitule les flux mis en jeu au niveau du réservoir ainsi que les résistances associées

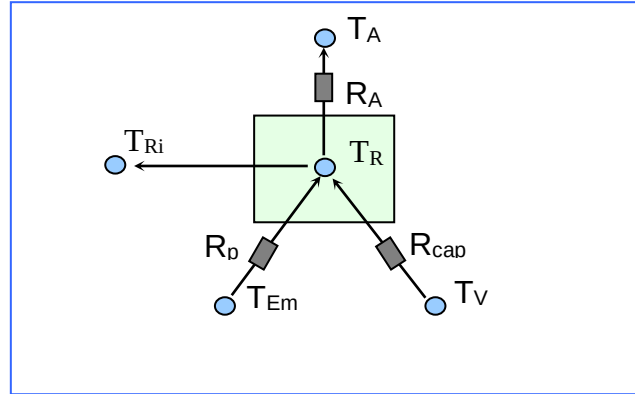


Fig 3.4 : schéma du réservoir et analogie électrique

$$\underbrace{\frac{T_{Em} - T_R}{R_p}}_{\text{Flux de fuite longitudinal}} + \underbrace{\frac{T_V - T_R}{R_{cap}}}_{\text{Flux de fuite transversal}} - \underbrace{\dot{m}c_p (T_{Re} - T_R)}_{\text{Flux apporté par le liquide provenant du condenseur}} - \underbrace{\frac{T_R - T_A}{R_A}}_{\text{Flux dissipé vers l'ambiance}} = 0 \quad (3.27)$$

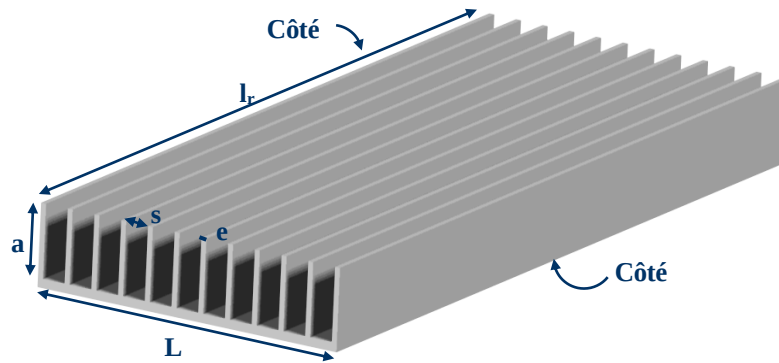


Fig 3.5 Radiateur fixée sur la chambre de compensation

Détermination des coefficients d'échange thermique de convection naturelle et rayonnement au niveau de l'évaporateur pour des différentes inclinaisons :

- Le coefficient d'échange h_{res-v} côté ailette avec l'air ambiant
- Le coefficient d'échange h_{res-h} côté ailette avec l'air ambiant
- Le coefficient d'échange h_{res} intermédiaire côté ailette avec l'air ambiant.

$$Gr_b = \frac{g \cdot \beta_A \cdot |T_p - T_A| \cdot b_{rad}^3}{\nu_A^2} \quad (3.28)$$

$$Nu_{ref} = 0,112 \cdot \left(Gr_b \cdot Pr_l \cdot \frac{s}{l_{rad}} \right)^{0,534} \cdot \left(1 - \exp \left(- \frac{129}{Gr_b \cdot Pr_l \cdot s \cdot l_{rad}} \right) \right)^{0,284} \quad (3.29)$$

$$h_{ref} = Nu_{ref} \cdot \frac{\lambda_A}{s} \quad (3.30)$$

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot h_{ref} \cdot a_{rad}^2 \cdot \frac{1}{\lambda_{rad} \cdot e_{rad}}} \quad (3.31)$$

En position verticale :

$$h_{res_v} = h_{ref} \cdot \left(\frac{Sp_{rad}}{St_{rad}} + \varepsilon \cdot \left(1 - \frac{Sp_{rad}}{St_{rad}} \right) \right) \quad (3.32)$$

En position horizontale :

$$h_{res_H} = \frac{\lambda_A}{s} \cdot 6,7 \cdot 10^{-4} \cdot Gr_b \cdot Pr_l \cdot \left(1 - \exp \left(- \left(\frac{0,746 \cdot 10^4}{Gr_b \cdot Pr_l} \right)^{0,44} \right) \right)^{1,7} \quad (3.33)$$

En position intermédiaire :

$$h_{res_r} = \frac{h_{res_H} \cdot (0,647 - |H|) + h_{res_v} \cdot |H|}{0,647} \quad (3.34)$$

3.3.4. Bilan énergétique au niveau du condenseur

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

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

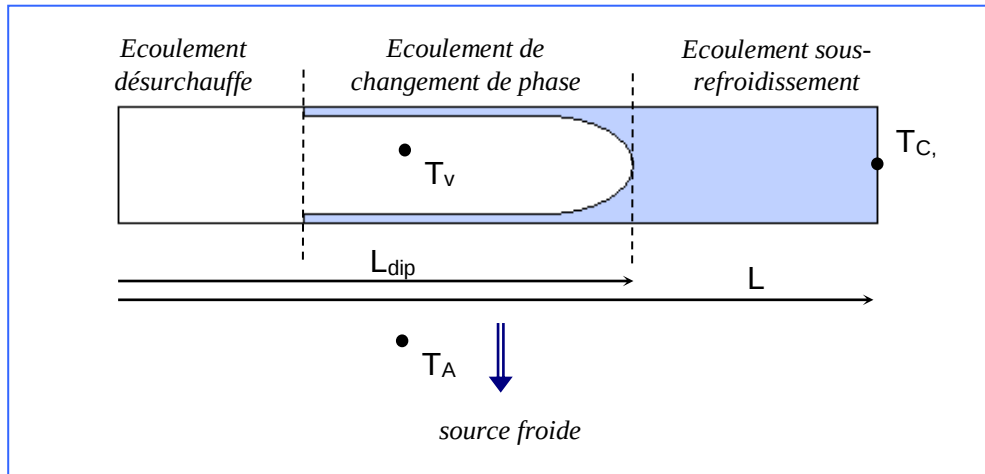


Fig3.6 : Schéma du condenseur

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

3.3.4.1. Echange dans la zone diphasique :

$$Q_C = \dot{m}L_v = K_{glob-cond} \pi D_C L_\eta (T_C - T_{CO}) \quad (3.45)$$

$$\text{Avec : } K_{glob-cond} = \frac{1}{\frac{1}{h_{cond}} + \frac{1}{h_{CO}}}$$

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

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

Le calcul du coefficient d'échange thermique h_{SF} dépend du type d'échangeur, de la nature du fluide de refroidissement et de sa vitesse. Il fait appel à des corrélations spécifiques.

3.3.4.2. Détermination des coefficients d'échange au niveau du condenseur

$$h_{c,ex} = \frac{K_{ar}}{L_{des}} \left\{ \frac{4}{35} \frac{(272 + 315 Pr_{ar}) L_{des}}{(64 + 63 Pr_{ar})} + \frac{4}{3} \left[\frac{7 Ra L_{des} Pr_{ar}}{5(20 + 21 Pr_{ar})} \right]^{\frac{1}{4}} \right\} \quad (3.36)$$

3.3.4.3. Echange dans la zone sous-refroidie :

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

$$\frac{T_{C,s} - T_{CO}}{T_C - T_{CO}} = \exp \left(- \frac{\pi D_C (L_C - L_{diph})}{\dot{m} C_{p,l}} K_{glob-rad} \right) \quad (3.37)$$

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

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

3.3.5. Bilan énergétique dans les canalisations

Le bilan thermique entre la ligne de liquide et l'ambiance permet de déterminer la température d'entrée du réservoir :

$$\frac{T_{Re} - T_A}{T_{Cs} - T_A} = \exp \left(- \frac{\pi D_L L_L}{\dot{m} C_{p,l}} K_{glob-amb} \right) \quad (3.38)$$

$$\text{avec } K_{glob-amb} = \frac{1}{\frac{1}{h_l} + \frac{1}{h_A}}$$

Le coefficient de transfert convectif h_l entre le liquide et la paroi du tube est calculé à partir du nombre de Nusselt, défini comme le rapport entre le flux échangé par convection et le flux échangé par conduction:

$$Nu = \frac{h_l L}{\lambda_l} \quad (3.39)$$

Avec en régime laminaire :

$$\begin{cases} Nu = 3,66 \text{ pour } A > 0,05 \\ Nu = 1,06 A^{-0,4} \text{ pour } A < 0,05 \end{cases} \text{ avec } A = \frac{1}{Re Pr} \frac{x}{D} = \frac{VD}{\alpha} \text{ et } \alpha = \frac{\lambda}{\rho C_p}$$

Pour un écoulement turbulent on utilise la corrélation expérimentale de Colburn, :

$$Nu = 0,023 Pr^{\frac{1}{3}} Re^{0,8} \quad (3.40)$$

Le coefficient de transfert de chaleur h_{amb} est calculé à partir des corrélations de Churchill et Chu :

En position verticale :

$$Gr_V = \frac{g \cdot \beta_A \cdot |T_L - T_A| \cdot L_L^3}{\nu_A^2} \quad (3.41)$$

avec $T_L = \frac{(T_{CO} - T_{RI})}{2}$ la température moyenne de la ligne liquide.

$$h_{A_v} = \frac{\lambda_A}{L_L} \left(\frac{4}{3} \left(7 \cdot \frac{Gr_V \cdot Pr_l^2}{5(20 + 21 \cdot Pr_l)} \right)^{0,25} + \frac{4}{35} \cdot \frac{272 + 315 \cdot Pr_l}{64 + 63 \cdot Pr_l} \cdot \frac{L_L}{D_L} \right) \quad (3.42)$$

En position horizontale :

$$Gr_V = \frac{g \cdot \beta_A \cdot |T_{ll} - T_A| \cdot D_L^3}{\nu_A^2} \quad (3.43)$$

$$h_{A_H} = \frac{\lambda_A}{D_L} \left(0,6 + \frac{0,387 \cdot (Gr_H \cdot Pr_l)^{\frac{1}{6}}}{\left(\left(1 + \frac{0,559}{Pr_l} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{8}{16}}} \right) \quad (3.44)$$

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

$$h_A = \frac{(h_{A_H} \cdot (0,647 - |H|) + h_{A_v} \cdot |H|)}{0,647} + \varepsilon_{CU} \cdot \sigma_{st} \cdot (T_L^2 - T_A^2) \cdot (T_{ll} - T_A) \quad (3.45)$$

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

3.4. EQUATIONS THERMODYNAMIQUES

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

3.4.1. Couplage évaporateur – condenseur :

$$T_V - T_C = \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_{T_C} \Delta P_v \quad (3.46)$$

3.4.2. Couplage condenseur – réservoir :

$$T_C - T_R = \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_{T_C} \Delta P_l \quad (3.47)$$

L'approximation de Clausius-Clapeyron exprime la variation de la température en fonction de la pression lors d'un changement de phase (annexe 1) :

$$\left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_T = T \frac{v_v - v_l}{L_v} \quad (3.48)$$

3-4-3 Calcul des pertes de charge

Les pertes de charge interviennent dans la détermination de la température de la vapeur. En effet, la température de la vapeur est liée à la température du réservoir par la relation de Clausius-Clapeyron (40). C'est une relation qui permet de définir l'évolution de la pression d'équilibre en fonction de la température d'équilibre au cours d'un changement d'état physique du corps pur.

L'état d'équilibre liquide-vapeur existe en deux endroits de la LHP : dans le réservoir ainsi qu'à la surface de la structure poreuse en contact avec la paroi interne de l'évaporateur. Nous pouvons expliciter la relation entre les températures T_R et T_v en combinant les équations de couplage (38) et (39) et la relation de Clausius Clapeyron (40), exprimée à la température « moyenne » $\frac{T_v + T_R}{2}$:

$$T_v - T_R = \frac{T_v + T_R}{2} \frac{v_v - v_l}{L_v} \Delta P_t \quad (3.49)$$

posons :

$$X = \frac{1}{2} \frac{v_v - v_l}{L_v} \Delta P_t \quad (3.50)$$

d'où :

$$T_v - T_R = (T_v + T_R) X \quad (3.51)$$

soit :

$$T_v = T_R \frac{1+X}{1-X} \quad (3.52)$$

et finalement :

$$T_v = T_R \cdot \frac{\left(1 + \frac{(v_v - v_l)}{2L_v} \Delta P_{t,s}\right)}{\left(1 - \frac{(v_v - v_l)}{2L_v} \Delta P_{t,e}\right)} \quad (3.53)$$

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

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

3.4.3.1. Les pertes de charge régulières

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

$$\Delta H = \lambda \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (3.54)$$

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

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

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (3.55)$$

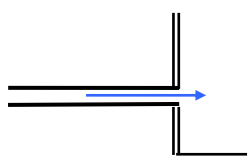
Pour un écoulement turbulent, on utilise la corrélation de Colebrook-White :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left(\frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} + 0,27 \frac{\varepsilon}{D} \right) \quad (3.56)$$

3.4.3.2. Les pertes de charge singulières :

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

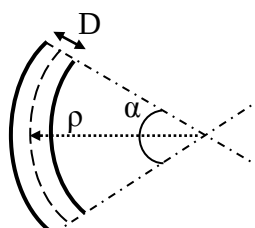
L'arrivée de la ligne de liquide dans le réservoir est considérée comme un élargissement brusque débouchant un réservoir de dimensions « infinies ». Dans ce cas, les pertes de charge sont exprimées par la relation suivante :



$$\Delta H = k \frac{V^2}{2g} \quad (3.57)$$

Où ΔH représente les pertes de charge, k un coefficient compris entre 1,06 et 1,1 en fonction de la configuration du raccord entre la canalisation et le réservoir, V la vitesse moyenne du fluide après élargissement, et g l'accélération de la pesanteur.

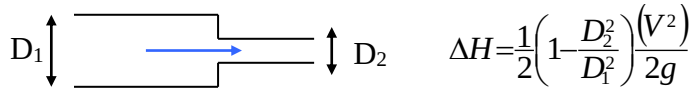
Les pertes de charge au niveau des coudes arrondis sont déterminées par la formule de Weisbach :



$$\Delta H = \frac{\alpha}{90} \left[0,131 + 1,847 \left(\frac{D}{2\rho} \right)^{3,5} \right] \quad (3.58)$$

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

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



$$\Delta H = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{D_2^2}{D_1^2} \right) \frac{V^2}{2g} \quad (3.60)$$

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

3.4.3.3. Les pertes de charge en milieu diphasique : le condenseur

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

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

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

$$\Delta P_t = \Delta P_{static} + \Delta P_{mom} + \Delta P_{fric} \quad (3.60)$$

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

$$\Delta P_{static} = \rho_\eta g H \sin(\theta) \quad (3.61)$$

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

$$\rho_\eta = \rho_l (1 - \varepsilon_\eta) + \rho_v \varepsilon_\eta \quad (3.62)$$

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

$$\alpha_\eta = \frac{1}{1 + \left(\frac{V_v}{V_l} \frac{(1-x)\rho_v}{x\rho_l} \right)} \quad (3.63)$$

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

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

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{mom} = \frac{d \left(\frac{\dot{m}_t}{\rho_\eta} \right)}{dz} \quad (3.64)$$

Les pertes de charge par frottement sont données par :

$$\Delta P_{frict} = \frac{2f_\eta L \dot{m}_t^2}{D_i \rho_\eta} \quad (3.65)$$

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

$$f_\eta = \frac{0,079}{Re^{0,25}} \text{ et } Re = \frac{\dot{V}_t D_i}{\mu_\eta} \quad (3.66)$$

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

$$\mu_\eta = x\mu_v + (1-x)\mu_l \quad (3.67)$$

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

$$\Delta P_t = \rho_H g H \sin(\theta) + \frac{\dot{m}_t}{\rho_H} L_\eta + \frac{2f_\eta L_\eta \dot{m}_t}{Re^{0,25}} \quad (3.68)$$

Chapitre 4

**APPLICATION DU REFROIDISSEMENT PAR
LHP D'UN PANNEAU PHOTOVOLTAÏQUE**

PV/LHP

APPLICATION DU REFROIDISSEMENT PAR LHP D'UN PANNEAU PHOTOVOLTAÏQUE

Afin de faire une application (simulation) du système, il est nécessaire d'utiliser les données d'ensoleillement et température d'une localité spécifique durant les heures d'ensoleillement pendant une journée. Cette application permet de tester le modèle d'une manière adéquate. Pour cela, nous avons choisi les données à travers la région Golden Colorado (Données disponibles) en 14 juin 2014 et 14 Mars 2015.

A. SIMULATION I :

La première journée du 14 juin 2014 présente un bon ensoleillement tout au long de la journée avec de petites variations d'irradiations lumineuses entre 12h et 14h, on peut voir la valeur maximale de la température de l'évaporateur égale à 33.4°C à 15h20 avec un ensoleillement de 1185 W/m^2 . Au contraire, la deuxième journée du 14 Mars 2015 fut très nuageuse où l'éclairement peut atteindre la valeur $G = 356.35\text{ W/m}^2$, $T = 1.226^{\circ}\text{C}$ à l'instant $t = 8\text{h}27$. (Figures 4.1 et 4.2).

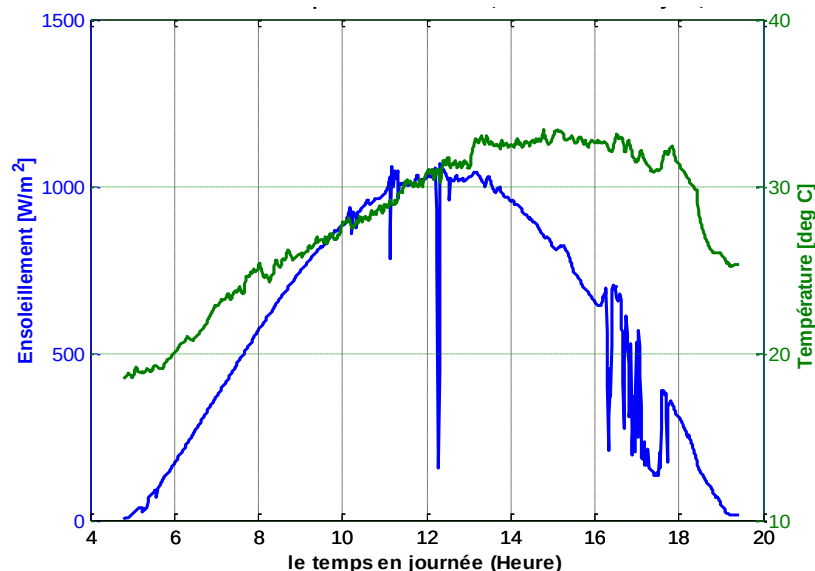


Fig 4.1 Données d'ensoleillement et température d'un jour ensoleillé (14 juin 2014).

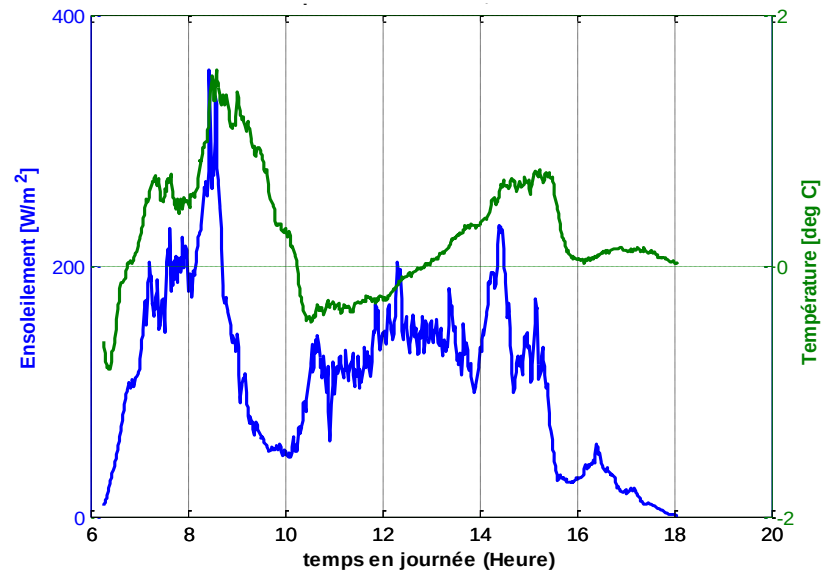


Fig 4.2 : Données d'ensoleillement et température d'un Jour nuageux (14 Mars 2015).

B. SIMULATION II :

La validation de notre modèle est effectuée à partir des résultats de S. Becker [Becker 2011], pour une boucle fluide chargée en eau à évaporateur plan. L'évolution de la température de l'évaporateur de la boucle de fluide en fonction de la puissance imposée à l'évaporateur, est représentée sur la figure 4.3 (résultats du présent modèle de la simulation), et utilise les données expérimentales : la connaissance empirique des températures d'entrée et de sortie d'eau de refroidissement ainsi que sa capacité calorifique et son débit permettent de déterminer le flux thermique évacué au niveau du condenseur

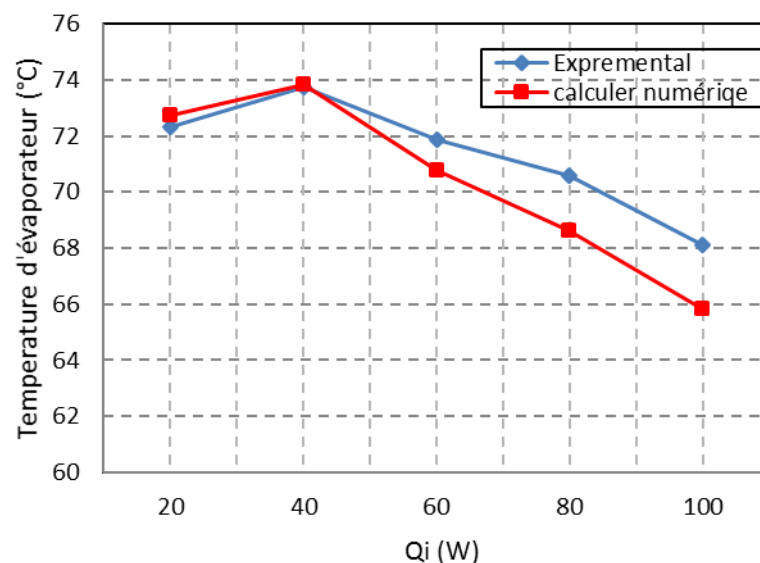


Fig 4.3 : Comparaison entre le modèle étudié et d'autre expérimentale de S. Becker. [Becker 2011]

4.1. L'INFLUENCE DE LA GRAVITE :

La gravité peut influencer positivement ou négativement les performances de la PV/LHP, selon son orientation. La PV/LHP est souvent étudiée en inclinaison adverse, c'est-à-dire quand l'évaporateur est positionné au-dessus du condenseur. La gravité joue alors défavorablement sur les performances du système, car le liquide condensé doit vaincre les forces de pesanteur afin de regagner l'évaporateur. Il faut alors rajouter aux pertes de charge un terme de pression hydrostatique $\rho g H$. Dans cette configuration, l'inclinaison favorable de la ligne vapeur ajoute un terme de pression motrice, mais la différence de densité entre le liquide et la vapeur fait que ce terme est négligeable. La diminution des performances de la LHP en fonction de l'inclinaison est observable sur la figure 4.3. Plus l'inclinaison du système est élevée, plus la température moyenne de la paroi de l'évaporateur est importante. Cette inclinaison ralentit l'écoulement du liquide dans les canalisations à cause de l'effet de la pesanteur, qui s'oppose à la pression motrice capillaire. L'augmentation de la différence de pression entre le condenseur et l'évaporateur provoque une augmentation de la différence de température, qui explique l'augmentation de la température T_E . C'est donc dans la position la plus défavorable possible (inclinaison de 90°) qu'il faut veiller à ce que la température de l'évaporateur ne dépasse pas la limite admissible pour les cellules solaires photovoltaïques. Les simulations présentées dans la figure 4.4 ont été réalisées en prenant un coefficient d'échange entre la paroi extérieure du condenseur et la source froide de $350 \text{ W/m}^2\text{K}$.

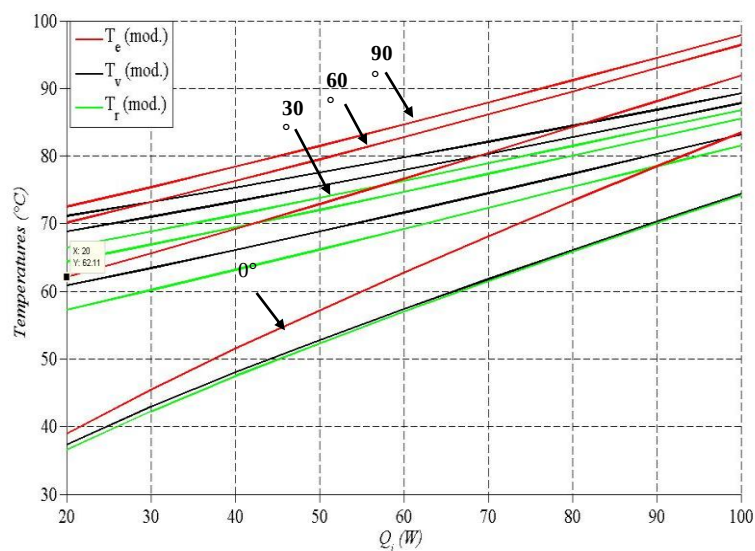


Fig 4.4 : Influence de la gravité sur la performance de le LHP

4.2. L'INFLUENCE DE LA CARACTERISTIQUE DU MILIEU POREUX :

Les caractéristiques du milieu poreux sont sa porosité, sa conductivité thermique, sa perméabilité, le rayon moyen des pores et sa longueur. On suppose que le milieu poreux est en permanence saturé en liquide. Connaître leur influence sur le fonctionnement de la LHP est primordiale pour son optimisation. On s'intéressera également à l'influence de la longueur de structure capillaire. Les simulations sont réalisées pour une LHP placée horizontalement.

4.2.1. L'influence de la conductivité thermique de la mèche :

L'évolution des températures de la LHP en fonction de la puissance imposée, pour différentes valeurs de la conductivité thermique du milieu poreux saturé variant de 10 à 40 W/m.K, est représentée sur la figure 4.5. Plus la conductivité thermique du milieu poreux est faible, plus les températures du réservoir, de l'évaporateur, de la vapeur ainsi que du condenseur sont élevées. Si la structure poreuse présente une résistance thermique plus importante au flux de chaleur en direction du réservoir, la température de ce dernier sera plus élevée à cause d'un flux de fuite axial plus important. De plus, comme la mèche se comporte comme une « barrière thermique », la température de la paroi de l'évaporateur est augmentée.

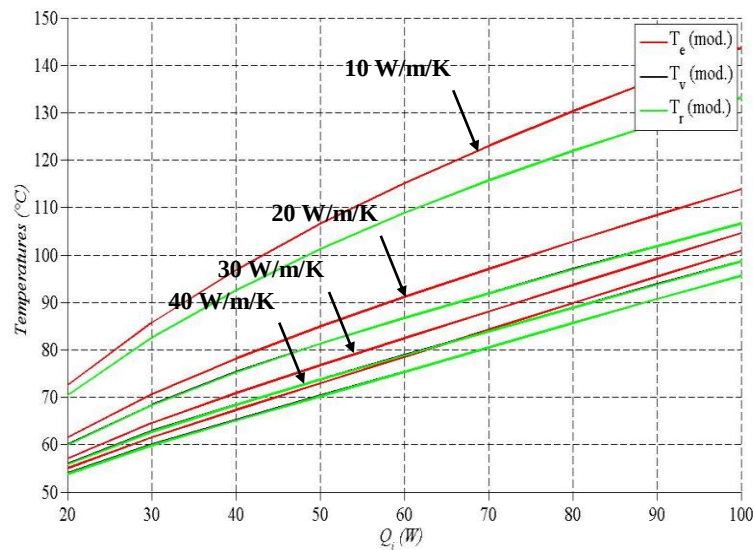


Fig 4.5 : Influence de la conductivité thermique du milieu poreux sur la température de la LHP

4.2.2. L'influence de la porosité de la mèche :

L'évolution des températures de la LHP en fonction de la puissance imposée, pour différentes valeurs de la porosité de la mèche variant de 20 à 80 %, est représentée sur la figure 4.6. Plus la porosité de la mèche est grande, plus les températures du réservoir, de l'évaporateur, de la vapeur ainsi que du condenseur sont élevées. Nous allons montrer que cette évolution est logique puisque la porosité du milieu est directement liée à la conductivité thermique de la mèche.

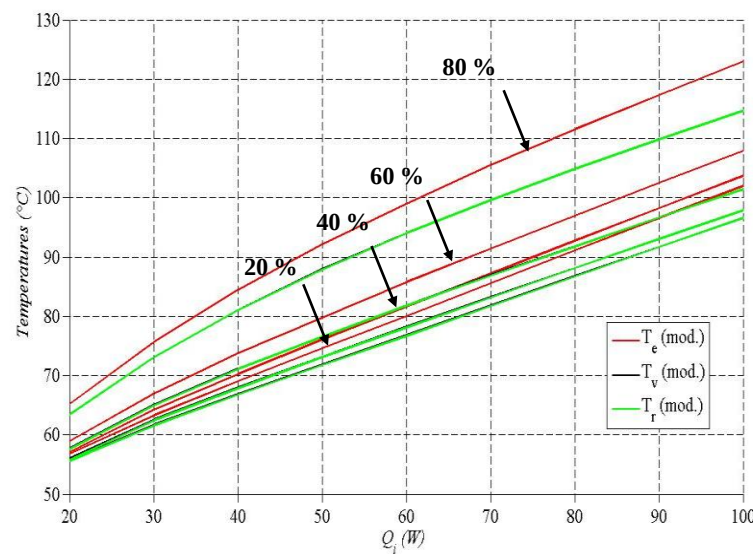


Fig 4.6 : Influence de la porosité de la mèche sur les températures sur l'évaporateur.

4.2.3. L'influence de la longueur de la mèche :

L'évolution des températures de l'évaporateur en fonction de la puissance imposée, pour différentes valeurs de la longueur de la mèche variant de 0,003 m à 0,3 m, est montrée sur la figure 4.7. Plus la longueur de la mèche est grande, plus les températures du réservoir, de l'évaporateur, de la vapeur ainsi que du condenseur sont basses. Néanmoins nous ne pouvons en pratique pas dépasser une longueur de 0,04 m à cause de la taille de l'évaporateur. Il en résulte que la variation des températures de la LHP est faible. Ainsi, la longueur de la mèche est un paramètre moins influent que, par exemple, la porosité du milieu.

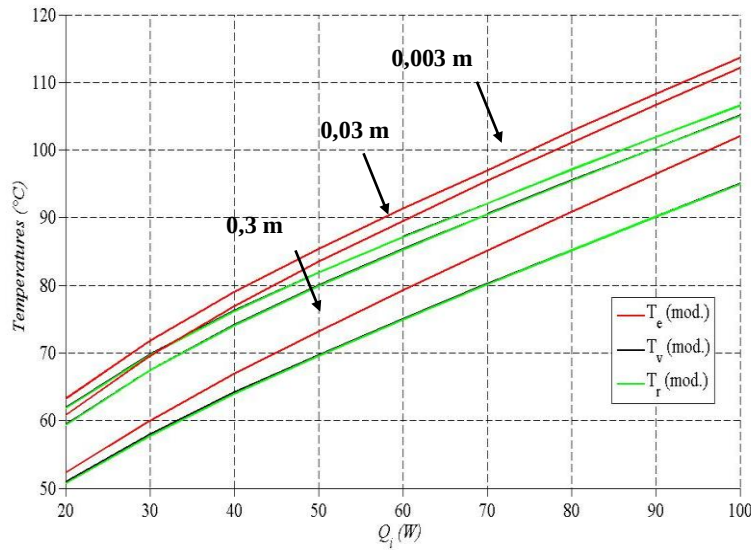


Fig 4.7 : Influence de la longueur de la mèche sur les températures de l'évaporateur

4.2.4. L'influence du rayon des pores de la mèche :

Dans notre modèle, le rayon des pores intervient dans le calcul de la pression motrice capillaire selon l'expression suivante :

$$\Delta P_{cap-max} = \frac{2\sigma}{r_{pore}} \quad (4.1)$$

où σ est la tension superficielle.

Pour assurer le fonctionnement correct de la LHP, la pression motrice capillaire doit compenser l'ensemble des chutes de pression dues aux forces de frottement et à la gravité. En pratique, le rayon du ménisque s'ajuste de façon à respecter l'équilibre des pressions. Par contre, il ne peut pas devenir inférieur à celui des pores. Si les chutes de pression deviennent trop importantes, la LHP atteint une limite de fonctionnement appelée « limite capillaire », pour laquelle :

$$r_m = r_w \quad (4.2)$$

Une augmentation de la puissance imposée, au-delà de la limite capillaire, entraîne un assèchement de la structure capillaire. La LHP peut fonctionner au-delà de cette limite, mais avec une résistance thermique plus élevée.

Avec la géométrie de LHP et le fluide caloporteur étudiés, le flux correspondant à la limite capillaire est très élevé et bien supérieur à la puissance imposée par le composant électronique, quel que soit l'orientation du système. Il en résulte que le rayon du ménisque est toujours largement supérieur au rayon des pores, qui n'est donc pas un paramètre influant le comportement thermique de la LHP.

4.2.5. L'influence de la perméabilité du milieu poreux :

Il faut bien distinguer les notions de perméabilité et porosité, car ces paramètres ne varient pas forcément dans le même sens. La perméabilité d'un matériau est fonction du rapport entre la chute de pression et le débit du fluide le traversant. Elle traduit la capacité de ce matériau à se laisser traverser par un fluide. La porosité, quant à elle, est le rapport du volume de vide et du volume total. Il est possible à un matériau de posséder une forte porosité et une faible perméabilité, comme c'est le cas de l'argile dont les pores ne sont quasiment pas connectés les uns aux autres.

La perméabilité intervient dans le calcul du rayon du ménisque. En négligeant les pertes de pression dans les canaux de vapeur, l'équilibre des pressions de la LHP s'écrit :

$$\Delta P_{cap} = \Delta P_l + \Delta P_v + \Delta P_C + \Delta P_w + \Delta P_g \quad (4.3)$$

Dans cette expression, ΔP_w représente les pertes de pression dans la structure capillaire, qui sont généralement déterminées par la loi de Darcy :

$$\Delta P_w = \frac{\dot{m} \mu_l e_w}{K_w A_w \rho_l} \quad (4.4)$$

La somme des pertes de pression dans la ligne de vapeur, le condenseur et la ligne de liquide est égale à la différence de pression entre la vapeur, au niveau de l'interface de vaporisation, et le réservoir :

$$P_v - P_R = \Delta P_l + \Delta P_v + \Delta P_C \quad (4.5)$$

En combinant les équations (4.1), (4.4) et (4.5), on obtient l'expression du rayon du ménisque, dans laquelle intervient la perméabilité :

$$r_m = \frac{2\sigma}{P_v - P_r + \frac{\mu_l}{\rho_l K_w} \frac{e_{pw}}{S_w} \dot{m}} \quad (4.6)$$

Le modèle calcule le rayon du ménisque après résolution du système d'équations régissant le fonctionnement de la LHP. Il en résulte que la perméabilité de la mèche, de même que le rayon des pores, n'est pas un paramètre influent. Il n'est utilisé ici que pour la détermination de la limite capillaire, sans modifier le fonctionnement de la LHP.

L'étude des principales caractéristiques du milieu poreux nous a permis de recenser les paramètres de la mèche qui influencent sur la performance de l'évaporateur et sur les températures de fonctionnement de la LHP. Ces paramètres sont, la porosité, la conductivité thermique. Les effets de la perméabilité et de la taille des pores ne deviennent sensibles que lorsque les conditions de fonctionnement sont telles que la LHP est proche de sa limite capillaire. Nous ne les avons pas observés dans cette étude car les puissances imposées sont largement inférieures à la puissance correspondant à cette limite. La longueur de la mèche est un paramètre peu influent.

En conclusion, pour la géométrie de LHP et le fluide étudiés, il est préférable de choisir une structure capillaire de forte conductivité et de faible porosité. Il semble donc que la structure frittée en cuivre ait été judicieusement choisie.

CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES :

Ce travail nous a permis d'élaborer une modélisation en mode dynamique et en mode statique, avec une application sur Matlab, d'une nouvelle technologie hybride dite PV/LHP, afin d'obtenir les valeurs optimales des différents paramètres géométriques qui peuvent influencer la température des cellules photovoltaïques, alors sur leur rendement.

Suite à la validation de ce modèle, nous avons pu procéder à l'étude paramétrique de la boucle qui s'est notamment portée sur les effets de gravité liés à l'inclinaison de la LHP, ainsi que la géométrie et les propriétés thermophysiques de la structure capillaire ; porosité, conductivité thermique, rayon, ...

Nous avons également simulé le cas d'une structure capillaire composite, comportant des milieux poreux de propriétés différentes. L'amélioration de performances de la LHP dans cette configuration n'est pas probante.

Les résultats obtenus après une modélisation paramétrique du milieu poreux nous a permis de recenser les paramètres de la mèche qui influencent sur la performance de l'évaporateur et sur la température de fonctionnement de la LHP. Les paramètres à grandes influences sont, la porosité, la conductivité thermique. Les effets de la perméabilité et de la taille des pores ne deviennent sensibles que lorsque les conditions de fonctionnement sont telles que la LHP est proche de sa limite capillaire. Nous ne les avons pas observés dans cette étude car les puissances imposées sont largement inférieures à la puissance correspondant à cette limite. La longueur de la mèche est un paramètre peu influent.

Toutefois, la nouvelle configuration du milieu poreux présentée apparaît prometteuse, et il serait intéressant de pouvoir par la suite en étudier les performances. Ce qui nous conduit à citer les perspectives d'étude suivantes :

- ✓ Simuler le comportement de la LHP avec d'autre fluide caloporteur comme le méthanol, l'ammoniac, l'acétone, R245fa, ...
- ✓ Modéliser et simuler le comportement de la nouvelle configuration de la mèche en milieu multi-poreux,

- ✓ Identifier les paramètres de la boucle LHP à évaporateur plan circulaire afin de pouvoir continuer l'étude comparative avec l'évaporateur plan rectangulaire que j'ai commencé dans ce présent rapport,
- ✓ Développer un modèle en trois dimensions de l'évaporateur, afin d'y modéliser, avec plus de précision, les échanges thermiques.

BIBLIOGRAPHIE

- [Arene 2007] ARENE. Energie Solaire [en ligne]. Disponible sur: <http://www.areneidf.org/energies/solaire.html>>.
- [Becker 2011] S. BECKER Steady state operation of a copperwater LHP with a flat-oval evaporator 2011.
- [Bergenet 1995] BERGENE T., LOVVIK O. M. Model calculations on a flat-plate solar heat collector with integrated solar cells. Solar Energy, 1995, vol. 55, n° 6, pp. 453-462.
- [Binert et al. (1997)] Binert, W. B., Y. F. Maydanik, and J. M. Gottschlich (1997, 20-22 May). The proof-of-feasibility of multiple evaporator loop heat pipe. In Proc. of 6th European symposium on Space Environmental Control Systems, Noordwijk, The Netherlands, pp. 393–398.
- [Chow 2007a] CHOW T.T., HE W., JI J., et al. Performance evaluation of photovoltaic-thermosyphon system for subtropical climate application. Solar Energy, 2007, vol. 81, pp. 123-130.
- [Chow 2006] CHOW T.T., HE W., JI J. Hybrid photovoltaic-thermosyphon water heating system for residential application. Solar Energy, vol. 80, n° 3, 2006, pp. 298-306.
- [Chow 2007b] CHOW T.T., HE W., JI J. An experimental study of façade-integrated photovoltaic/water-heating system. Applied Thermal Engineering, 2007b, vol. 27, n° 1, pp. 37-45.
- [Chow 2003] CHOW T. T. Performance analysis of photovoltaic-thermal collector by explicit dynamic model. Solar Energy, 2003, vol. 75, pp. 143-152.
- [Cox 1985] COX C. H., RAGHURAMAN P. Design considerations for flat-plate-photovoltaic/thermal collectors. Solar Energy, 1985, vol. 35, n° 3, pp. 227-241.
- [Duffie 1991] DUFFIE J.A., BECKMAN W. A. Solar Engineering of Thermal Processes. 2nd Ed. New York, Etats-Unis: Wiley Intersciences, 1991, 919 p.
- [Dunbar and Cadell (1998)] Dunbar, N. and P. Cadell (1998). Working fluids and figure of merit for cpl/lhp applications. In The Aerospace Corporation (CPL-98 Workshop).
- [Fraisie 2007] FRAISSE G., MENEZO C., JOHANNES K. Energy performance of water hybrid PV/T collectors applied to combisystems of Direct Solar Floor type. Solar Energy, 2007, vol. 81, n° 11, pp. 1426-1438.

- [Groll and Khandekar (2003)] Groll, M. and S. Khandekar (2003, May). Pulsating heat pipes: Progress and prospects. In Proc. of International Conference on Energy and the Environment, Shanghai, China
- [Kern 1978] KERN E. C., RUSSELL M. C. Combined photovoltaic and thermal hybrid collector systems. In: Proceeding of 13th IEEE Photovoltaic Specialists, 1978, Washington DC, Etats-Unis, pp. 1153-1157.
- [Hendrie 1982] HENDRIE S. D. Photovoltaic/thermal collector development program. Rapport final. Etats-Unis: Massachusetts Institute of Technology, 1982.
- [Raghuraman 1981] RAGHURAMAN P. Analytical predictions of liquid and air photovoltaic/thermal, flat -plate collector performance. Journal Solar Energy Engineering, 1981, vol.103, n° 2, pp. 291-298.
- [Lalovic 1986] LALOVIC B., KISS Z., WEAKLIEM H. A hybrid amorphous silicon photovoltaic and thermal solar collector. Solar Cells, 1986, vol. 19, n° 2, pp. 131-138.
- [Tripanagnostopoulos 2001] TRIPANAGNOSTOPOULOS Y. TZAVELLAS D., et al. Hybrid PV/T systems with dual heat extraction operation. In: Proceedings of the 17th European PV Solar Energy Conference, 2001, Munich, Allemagne, pp. 2515-2518.
- [Sandberg 1998] SANDBERG M., MOSHFEGH B. Ventilated-solar roof air flow and heat transfer investigation. Renewable Energy, 1998, vol. 15, n° 1-4, pp. 287-292
- [Moshfegh 1998] MOSHFEGH B., SANDBERG M. Flow and heat transfer in the air gap behind photovoltaic panels. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 1998, vol. 2, n° 3, pp. 287-301.
- [Garg 1999] GARG H. P., ADHIKARI R. S. System performance studies on a photovoltaic / thermal (PV/T) air heating collector. Renewable Energy, 1999, vol. 16, n° 1-4, pp. 725-730
- [Hegazy 2000a] HEGAZY A. A. Comparative study of the performances of four photovoltaic/thermal solar air collectors. Energy Conversion and management, 2000, vol. 41, n° 8, pp. 861-881.
- [Hegazy 2000b] HEGAZY A. A. Performance of flat solar air heaters with optimum channel geometry for constant/variable flow operation. Energy Conversion and management, 2000, vol. 41, n° 4, pp. 401-417.
- [Mei 2003] MEI L., INFELD D., EICKER U., et al. Thermal modelling of a building with an integrated ventilated PV facade. Energy and buildings, 2003, vol. 35, pp. 605-617.

- [Lloret 1997] LLORET A., et al. Lessons learned in the electrical system design, installation and operation of the Mataro Public Library. In: Proceedings of the 14th European PV Solar Energy Conference, 1997, Barcelone, Espagne, pp. 1659-1664.
- [Tiware 2007] TIWARI A., SODHA M. S. Parametric study of various configurations of hybrid PV/thermal air collector: Experimental validation of theoretical model. Solar Energy Materials and Solar Cells, 2007, vol. 91, n° 1, pp.17-28.
- [Joshi 2007] JOSHI A. S., TIWARI A. Energy and exergy efficiencies of a hybrid photovoltaic-thermal (PV/T) air collector. Renewable Energy, 2007, vol. 32, n° 13, pp. 2223-2241.
- [Hepbasli 2006] HEPBASLI A. A key review on exergetic analysis and assessment of renewable energy resources for a sustainable future. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2006. Accepté pour publication.
- [Vokas 2006] VOKAS G., CHRISTANDONIS N., SKITTIDES F. Hybrid photovoltaic-thermal systems for domestic heating and cooling-A theoretical approach. Solar Energy, 2006, vol. 80, n° 5, pp. 607-615.
- [Othman 2007] OTHMAN M. Y., YATIM B., SOPIAN K., et al. Performance studies on a finned double-pass photovoltaic-thermal (PV/T) solar collector. Desalination, 2007, vol. 209, n° 1-3, pp. 43-49.
- [Tripagnostopoulos 2007] TRIPANAGNOSTOPOULOS Y. Aspects and improvements of hybrid photovoltaic / thermal solar energy systems. Solar energy, 2007, vol. 81, n° 9, pp. 1117 - 1131.
- [Zondag 2005b] ZONDAG H. A., BAKKER M., HELDEN W. G. J. Eds. PV/T Roadmap-a European guide for the development and market introduction of PV-Thermal technology. Rapport EU-Project PV - Catapult. 2005, 87 p.
- [Hollick 1998] HOLLICK J. C. Solar cogeneration panels. Renewable Energy, 1998, vol 15, pp. 195-200.
- [Fujisawa 1997] FUJISAWA T., TANI T. Annual exergy evaluation on photovoltaic-thermal hybrid collector. Solar Energy Materials and Solar Cells, 1997, vol. 47, n° 1-4, pp. 135-148.
- [Sandberg 2002] SANDBERG M., MOSHFEGH B. Buoyancy-induced air flow in photovoltaic facades. Effect of geometry of the air gap and location of solar cell modules. Building and Environment, 2002, vol. 37, n° 3, pp. 211-218.
- [Kalorirous07] KALOGIROU S. A., TRIPANAGNOSTOPOULOS Y. Industrial application of PV/T solar energy systems. Applied Thermal Engineering, 2007, vol. 27, n° 8-9, pp. 1259 -1270.

- [PRI 2004] Projet de Recherche Intégré 6.2. Intégration de capteurs hybrides photovoltaïques-thermiques au bâti. Ed. Rapport final. Lyon, France, 2004, 52 p.
- [Nikitkin and Cullimore (1998)] Nikitkin, M. and B. Cullimore (1998, July 13-16). Cpl and lhp technologies: What are the differences, what are the similarities ? In Proc. of 28th International Conference on Environmental Systems, Danvers, Massachusetts, USA.
- [Maydanik (2005)] Maydanik, Y. F. (2005). Loop heat pipes. *Applied Thermal Engineering* 25, 635–657.
- [Hoang and Ku (2005)] Hoang, T. and J. Ku (2005, 15-18 August). Mathematical modelling of loop heat pipes with multiple evaporators and multiple condensers. In Proc. of 3rd International Energy Conversion Engineering Conference, San Francisco, California, USA.
- [Maydanik et al. (2005)] Maydanik, Y. F., S. V. Verchinin, M. Korukov, and J. Ochterbeck (2005). Miniature loop heat pipes - a promising means for cooling electronics. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies* 28(2), 290–296.
- [Maydanik et al. (2003)] Maydanik, Y. F., S. V. Vershinin, and C. Gerhart (2003, 15-17 September). Miniature lhps, with a flat and a cylindrical evaporator - which one is better ? In Proc. of International Two-Phase Thermal Control Technology Workshop, Noordwijk, The Netherlands.
- [Figus et al. (2003)] Figus, C., L. Ounougha, P. Bonzom, W. Supper, and C. Puillet (2003). Capillary fluid loop developments in astrium. *Applied Thermal Engineering* 23, 1085–1098.
- [Riehl and Siqueira (2006)] Riehl, R. R. and T. C. P. A. Siqueira (2006). Heat transport capability and compensation chamber influence in loop heat pipes performance. *Applied Thermal Engineering* 26, 1158–1168.
- [Nikitkin et al. (1999)] Nikitkin, M., E. Kotlyarov, and G. Serov (1999, July). Basics of loop heat pipe temperature control. In Proc. of International Conference On Environmental Systems, Denver, Colorado, USA.
- [Launay et al. (2007)] Launay, S., V. Sartre, and J. Bonjour (2007). Parametric analysis of loop heat pipe operation: a literature review. *International Journal of Thermal Sciences* 46, 621–636.
- [Ku (1999)] Ku, J. (1999, 12-15 July). Operating characteristics of loop heat pipes. In Proc. of 29th International Conference on Environmental System, Denver, Colorado, USA.
- [Zhang 2014] Xingxing Zhang Investigation of Novel Solar Photovoltaic/Loop Heat Pipe Heat Pump System

[Soteris 2009] Soteris A. Kalogirou, Solar energy engineering: process and system, Elsevier Inc., 2009

[Rohsenow 1998]. W. Rohsenow, J.Hartnet, Y.Cho, Handbook of Heat Transfer, 3rd edition, McGraw-Hill, 1998.

[Wolf 1976] WOLF M. Performance analyses of combined heating and photovoltaic power systems for residences. Energy Conversion, 1976, vol. 16, n° 1-2, pp.79-90.

[Zondag 2005a] ZONDAG H. A. Flat-plate PV-Thermal collectors and systems: A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2005. Accepté pour publication.

[Zondag 2005b] ZONDAG H. A., BAKKER M., HELDEN W. G. J. Eds. PV/T Roadmap-a European guide for the development and market introduction of PV-Thermal technology. Rapport EU-Project PV - Catapult. 2005, 87 p.