



UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA
FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DES ENERGIES RENOUVELABLES



Mémoire

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER

Option : CONVERSION THERMIQUE

Thème :

**Modélisation des Echanges
Thermiques au Foyer d'un
Concentrateur Cylindro-Parabolique**

Par :

Melle DEGDEG Khaoula

Soutenu le 21/06/2017 devant le jury compose de :

Kasbadji Nachida	Directrice de Recherche à l'UDES	Présidente
Khlalfa Kahina	Docteur à Université de Blida1	Examineur
Mehalaine Koussaila	Docteur à Université de Blida1	Examineur
Merzouk Mustapha	Professeur à Université de Blida1	Promoteur

Avant tout, je remercie DIEU de m'avoir donné le courage et la patience, pour accomplir ce travail.

A mes chers parents

A mes sœurs et toute ma famille

A mon Promoteur

A mes très chers amis

REMERCIEMENTS

Ce travail a été réalisé dans le cadre de la préparation d'un mémoire de master en Energie Renouvelables, option Thermique au Département des Energies Renouvelables de l'université Saad Dahleb de Blida 1, sous la direction du professeur Merzouk Mustapha qui je remercie vivement pour toute l'aide qu'il m'apporté durant toute la durée de préparation du présent mémoire.

Tout comme je remercie l'ensemble du personnel du Laboratoire de Recherche de notre département des Energies Renouvelables. Et sincèrement Mademoiselle Karima Smaili pour l'aide qu'elle m'apporté.

Mes plus vifs remerciements vont à Dr. Kasbadji Nachida pour m'avoir fait l'honneur de présider le jury de soutenance du présent mémoire.

Je remercie vivement Dr. Khlalfa Kahina et Dr. Mehalaine Koussaila pour l'honneur qu'ils m'ont fait en participant au jury en qualité d'examineurs.

Je veux remercier encore une autre foie le promoteur Pr. M. Merzouk.

Enfin, je souhaite exprimer toute ma gratitude à tous les enseignants du département des énergies renouvelables SURTOUT Dr. Saïd Nourdine et Madame Nabila Haddadi.

Sommaire

Introduction général

Chapitre 1- Etude Bibliographique

Introduction

I – Eclairage.....	1
I.1- l'éclairage direct normal hors atmosphère.....	1
I.2- Atténuation de l'éclairage solaire.....	1
I.3- Estimation du rayonnement solaire par ciel clair.....	2
I.3.1- Modèle de Hottel.....	2
I.3.2- Modèle C d'Iqbal	3
I.3.3- Modèle d'ASHRAE.....	4
I.3.4- Modèle de Perrin de Brichambaut	4
I.3.5-Modèle R-Sun.....	4
I.4- Estimation de l'éclairage solaire par ciel variable.....	6
I.5- Estimation de température ambiante.....	6
II- La conversion de l'éclairage solaire.....	7
II.1- Les concentrateurs solaire.....	7
II.1.1- Le concentrateur parabolique.....	8
II.1.2- La tour solaire.....	8
II.1.3- Les miroirs de Fresnel.....	9
II.1.4- Le concentrateur cylindro- Parabolique.....	10
II.1.4.1- Description du concentrateur.....	11
II.1.4.2- Le réflecteur cylindro- Parabolique.....	11
II.1.4.3- Le système de poursuite solaire.....	13
II.1.4.4- Récepteur.....	14
II.1.4.4.1- Surfaces sélectives.....	16
II.1.4.4.2- Le fluide caloporteur HTF.....	17
III- Performances optiques d'un concentrateur cylindro- parabolique.....	18

III.1- Coefficient de concentration géométrique.....	18
III.2- Facteur d'ombre.....	19
III.3- Facteur d'interception.....	19
III.4- Angle d'incidence modifié	20
III.5-Principaux travaux lies à modélisation.....	21
III.6- l'exploitation de la technologie des CCP en Algérie.....	23
Conclusion	

Chapitre 2 – Modélisation d'un concentrateur Cylindro- Parabolique

Introduction

I-Analyse optique.....	25
I.1-Rendement optique.....	25
II.1-Analyse thermique.....	27
II.1.1-Echanges thermiques le tube en verre et l'environnement.....	29
II.1.2-Echanges thermiques entre l'absorbeur et le tube enveloppe.....	31
II.1.3-Echanges thermiques entre l'absorbeur et le fluide.....	31
II.2-Bilan énergétique au niveau du foyer en régime permanent.....	32
II.2.1-Absorbeur cylindrique à tubes concentriques (Sunpak).....	32
II.2.2-Bilan énergétique sur un élément de l'absorbeur.....	35
II.2.3-Bilan énergétique sur un élément de fluide caloporteur.....	36
II.2.4-Facteur de conductance.....	37
II.2.5-Rendement instantané.....	39
II.3-Absorbeur plan.....	39

Conclusion

Chapitre 3 – Résultats et Discussions

Introduction

I. Cas d'un absorbeur cylindrique type Sunpak	43
I.1-Rendement instantané	43
I .2. Facteur de conductance.....	44

I .3. L'effet du débit du fluide caloporteur	44
I .4. L'effet de l'émissivité de l'absorbeur	45
I .5. L'effet de la conductivité de l'absorbeur.....	46
II. Cas d'un absorbeur plan type Philips	46

Conclusion

Référence

Conclusion général

Annexe

Liste de figure

1.1	Centrale solaire d'Arizona, USA.....	8
1.2	Centrale à tour avec un schéma	9
1.3	Réflecteurs linéaires de Fresnel dans la centrale thermodynamique (PE2) en Espagne.....	10
1.4	Concentrateurs cylindro-parabolique dans la centrale de Nevada	11
1.5	Principe de fonctionnement d'un Concentrateur Cylindro – Parabolique.....	11
1.6	Revêtement multicouche du miroir	12
1.7	Les modes de poursuite solaire d'un CCP.....	14
1.8	Structure de l'absorbeur.....	15
1.9	Vues schématiques des différentes formes proposées par les constructeurs.....	15
1.10	Un exemple de distribution de flux dans le plan focal.....	19
1.11	La centrale électrique hybride de Hassi R'Mel.....	24
2.1	Chemin optique pour l'absorbeur plan	26
2.2	Echange par rayonnement	27
2.3	Echanges thermiques autour de l'absorbeur	28
2.4	Représente les résistances thermiques.	33
2.5	Bilan thermique sur un élément de fluide	33
2.6	Différentes configurations tube – ailette.....	36
3.1	Evaluation du rendement thermique instantané de l'absorbeur cylindrique Sumpak rapporté à la température d'entré du fluide.....	43
3.2	Evaluation du facteur de conductance de l'absorbeur cylindrique Sumpak en fonction de X.....	44

3.3	Variation du rendement thermique instantané en fonction du débit pour l'absorbeur cylindrique Sumpak	45
3.4	Effet de l'émissivité de l'absorbeur cylindrique Sumpak sur le rendement thermique instantané.....	45
3.5	Evaluation du rendement thermique instantané de l'absorbeur plan Philips rapporté à la température d'entré du fluide.	46
3.6	Evaluation du rendement thermique instantané de l'absorbeur plan Philips rapporté à la température d'entré du fluide.	47

Nomenclature

- A_a : Surface de l'absorbeur plan [m^2].
- A_{ab} : Surface de l'absorbeur [m^2].
- A_o : Surface d'ouverture [m^2].
- A_c : Surface du réflecteur [m^2].
- A_v : Surface de vitrage [m^2].
- A : Eclairement extraterrestre.
- B : Coefficient d'atténuation atmosphérique.
- C_n : Indice de clarté.
- CCP : Concentrateur cylindro parabolique .
- C : Coefficient de concentration géométrique.
- D : Diamètre de tube [m].
- $D_{ab(ext)}, D_{ab(int)}$: Diamètre externe et interne de tube absorbeur [m].
- D_g : Diamètre de l'enveloppe du verre [m].
- $D_{v(int)}$: Diamètre intérieur de l'enveloppe du verre [m].
- \dot{Q}_a : Eclairement solaire absorbé.
- \dot{Q}_p : Puissance thermique cédée à l'environnement [w /m^2].
- \dot{Q}_u : Puissance thermique utile récupérée par le fluide caloporteur [w /m^2].
- $\dot{Q}_{condabv}$: Puissance échangé entre l'absorbeur et l'enveloppe du verre par conduction [w /m^2].
- F_{pc} : Facteur de forme entre le tube en verre et le réflecteur cylindro – parabolique.
- F : Efficacité de l'ailette .
- F' : Efficacité de l'absorbeur .
- F_r : Facteur de conductance .
- I_b : Eclairement direct [w /m^2].
- I_d : Eclairement diffus [w /m^2].
- I_0 : Eclairement hors atmosphère [w /m^2].
- I_n : Eclairement direct normale [w /m^2].
- I_{SC} : Constante solaire [w /m^2].
- I_g : Eclairement global [w /m^2].
- K_θ : La projection de l'angle d'incidence dans le plan longitudinale
- L : Longueur de tube [m].
- Nu : Nombre de Nusselt.
- M : Nombre de Graetz.
- R_a : Rayon de l'absorbeur [m].

Re : Nombre de Reynolds.
 Pr : Nombre de Prandlt.
 TSV : Temps solaire vrai.
 T_{ab} : Température de tube absorbeur [$^{\circ}C$].
 T_a, T_s : Température ambiante et température effective de ciel respectivement [$^{\circ}C$].
 T_p, T_v : Température absorbeur plan et vitre respectivement.
 T_e, T_s : Températures du fluide à l'entrée et à la sortie, respectivement.
 T_{LK} : Facteur de trouble atmosphérique de linke.
 V : Vitesse du vent [m /s].
 W : Largueur du concentrateur (réflecteur) [m].

B : Largueur de l'image sur le plan focale de absorbeur plan.
 b' : Largueur de l'image sur le plan focale de absorbeur cylindrique.
 h : Hauteur apparente du soleil.
 k_{air} et k_f : Conductivité de l'air et de fluide respectivement [$\frac{W}{m} \cdot K$].
 h_c : Coefficient de transfert par conduction .
 h_{rvc} : Coefficient de transfert par rayonnement enveloppe du verre-ambiance.
 h_{r1} : Coefficient d'échange radiatif Tube-Ciel.
 h_{r2} : Coefficient d'échange radiatif Tube-Réflecteur.
 h_{rabv} : Coefficient de transfert par rayonnement absorbeur – enveloppe du verre.
 h_w : Coefficient d'échange mixte par convection.
 m_A : Masse d'air.
 r : Rayon d'ouverture. v
 z : Altitude du lieu, exprimée en km.
 w_a : Largeur de l'absorbeur plan

Lettres grecques

ρ : Réflectivité de réflecteur
 $(\tau\alpha)_{eff}$: Produit effectif de transmittivité du tube pyrex et l'absorptivité du tube absorbeur.
 γ : Facteur d'interception.
 \mathcal{E} : Angle sous laquelle un observateur voit le soleil.
 φ : Demi-angle d'ouverture.
 Γ : L'effet d'ombre.
 α : absorptivité de l'absorbeur.
 δ_R : Epaisseur optique de Rayleigh.

- ε_{ab} : Emissivité de tube absorbeur.
 ε_c : Emissivité de récepteur.
 ε_{ab} : Emissivité de tube absorbeur.
 ε_v : Emissivité de vitrage.
 μ_a : viscosité dynamique à la température moyenne du fluide.
 μ_p : viscosité dynamique à la température de la paroi.
 β' : Angle d'intégration.
 Φ : Coefficient sans dimension dépendant de la géométrie

Introduction générale

L'Algérie s'est engagée sur la voie des énergies renouvelables afin d'apporter des solutions globales et durables aux défis environnementaux et aux problématiques de préservation des ressources énergétiques d'origine fossile à travers le lancement d'un programme ambitieux pour le développement des énergies renouvelables qui a été adopté par le Gouvernement en février 2011 et révisée en mai 2015. L'Algérie s'engage dans une nouvelle ère énergétique durable. Le programme des énergies renouvelables actualisé consiste à installer une puissance d'origine renouvelable de l'ordre de 22 000 MW à l'horizon 2030 pour le marché national, d'après Sonel gaz. Ce qui a pour effet de relancer la recherche au niveau des laboratoires concernés.

En ce qui concerne les applications solaires, Les systèmes solaires à concentration offrent la possibilité de produire de l'électricité à partir de l'énergie solaire, les températures pouvant aisément dépasser les 500 °C et le rendement de conversion est élevé généralement. En exploitant le rayonnement solaire direct, considéré comme la ressource principale, qui est très considérable à l'échelle nationale. Ces technologies offrent une véritable alternative à la consommation des ressources fossiles avec un faible impact environnemental et un fort potentiel de réduction des coûts ainsi que la possibilité de l'hybridation de ces installations. Comme il semble que la technologie des concentrateurs cylindro paraboliques soit la plus économique et la plus robuste, l'Algérie a pensée à exploiter leur important gisement solaire , en investissant dans ses centrales avec un projet hybride solaire - gaz de 150 MW qui a été réaliser à Hassi R'Mel.

Dans l'estimation et l'amélioration des performances des concentrateurs cylindro-parabolique, les échanges thermiques au foyer y est l'élément principal de la construction de notre étude. A ce terme divers travaux ont été consacrés. Ming Qu et al [Ming Qu et al, 2006], Kalogirou [Kalogirou et al, 1996] et Chekirou et al [Chekirou et al, 2007] ont été établit un modèle de performance. Gamma et al, [Gamma et al,], Marif et al [Marif et al, 2013] et Garcia et al [Garcia et al, 2010] des travaux portent sur la réalisation et l'étude d'un concentrateur cylindro-parabolique. Kajavali et al [Kajavali et al, 2014] ont réalisées une étude comparative entre un seul absorbeur tubulaire et un absorbeur modifié.

Le premier chapitre sera consacré à l'étude bibliographique. On fera l'inventaire de l'essentiel des travaux cités par la littératures ;en abordant successivement l'éclairement solaire, les différents

systèmes à concentration ,la description du concentrateur cylindro paraboliques et enfin l'exploitation de la technologie des CCP en Algérie.

Au deuxième chapitre nous procéderons à l'analyse thermique du concentrateur pour arriver au rendement instantané pour les deux configurations de l'absorbeur.

Nous terminerons avec le troisième chapitre par la présentation des résultats obtenus.

Chapitre 1

Etude Bibliographique

Introduction :

La conversion de l'énergie solaire en énergie thermique et /ou en énergie électrique passe entre autres à travers un concentrateur cylindro-parabolique. Le concentrateur est composé de plusieurs éléments qui permet la conversion de l'énergie solaire incidente en chaleur à haute ou moyenne température. Ce chapitre présente un état de l'art d'un concentrateur cylindro-parabolique. La première partie sera consacrée à l'étude bibliographique des différents concepts et de l'éclairement solaire, ensuite les différents systèmes de conversion de solaire thermique à concentration et plus particulièrement, les concentrateurs cylindro-paraboliques sont abordé avec la présentation des quelques travaux cités par la littérature qui soit en relation avec l'objectif de ce travail.

I. Eclairement solaire :

L'éclairement correspond à la puissance solaire reçue par une surface plane élémentaire, appelée capteur en traversant l'atmosphère [Bernard, 2004]. Donc l'éclairement (ou l'irradiation horaire) est une donnée de base pour toutes les études de simulation des systèmes solaires. A défaut de mesures, il faut donc passer par l'une des méthodes d'estimation ou de reconstitution [Merzouk, 2004].

Le rayonnement solaire arrivant au sol est formé du rayonnement direct et du rayonnement diffus dont l'ensemble forme le rayonnement global [Bernard, 1980]. A l'inverse des autres convertisseurs d'énergie solaire qui utilisent le rayonnement diffus et global provenant du ciel et du sol, les concentrateurs n'utilisent que le rayonnement direct.

I.1. L'éclairement direct normal hors atmosphère :

Hors atmosphère, à la distance solaire moyenne ,l'éclairement direct normale est l'énergie du soleil par unité de temps reçue sur une surface d'un mètre carré perpendiculaire à la direction du soleil. Il est également connu sous le nom de la constante solaire I_{cs} , dont la valeur est du 1367 W/m^2 selon les dernières estimations de l'ONM avec une incertitude de 1% [Duffie et al, 2013].

I.2. Atténuation de l'éclairement Solaire :

Lors de la traversée de l'atmosphère, les rayons solaires subissent une série d'altérations par absorption, réflexion par la vapeur d'eau, les divers gaz et les particules en suspension. Ainsi une part importante de l'irradiation solaire est réfléchiée par l'atmosphère vers l'espace. Par ciel clair, cette atténuation est de l'ordre de 30%. Atténuation à laquelle il faut ajouter l'effet de la couverture nuageuse.

Ainsi l'atténuation (extinction) du rayonnement solaire est due à :

- l'écran pour les UV constitué par l'ozone
- la diffusion (réflexion) par les gaz, la vapeur d'eau et les particules en suspension
- l'absorption par l'oxygène (dans le visible), le CO₂ (IR) et la vapeur d'eau (IR).

L'éclairement direct normal au niveau du sol :

Au niveau du sol et en absence de mesures, on est amené à utiliser :

- Soit les estimations tabulées selon le lieu, la date et le type de ciel considéré. Ces estimations ou « Atlas Solaires » sont disponibles pour la plupart des pays. (« l'Atlas Solaires pour l'Algérie » publié par Capderou en 1987 a suscité nombre de réserves du fait de la pauvreté des données).
- Soit un des modèles établis pour l'estimation de l'éclairement solaire globale ou de l'une de ses composantes. Etablis sur la base des mesures enregistrées par les stations radiométriques sur un minimum de 10 années, ces ont une portée souvent limitée au pays considéré [Merzouk, 2004].

I.3. Estimation du rayonnement par ciel clair :

I.3.1. Estimation de l'éclairement solaire direct normal par ciel clair :

I.3.1.1. Modèle de Hottel :

Le modèle proposé par Hottel [Hottel, 1976], pour l'estimation de l'éclairement direct normale s'écrit simplement :

$$I_b = I_0 \tau_b \tag{1.1}$$

Avec :

I_0 : Eclairement hors atmosphère.

$$\tau_b = a_0 + a_1 \exp(-a_2 / \sin h) \tag{1.2}$$

Les coefficients a_0 , a_1 et a_3 ont été établis pour des visibilités de 23 et 5 km, tel que :

$$a_i = a + b (c-z)^2, \quad i = 0, 1, 2.$$

Avec :

z : altitude du lieu, exprimée en km.

Tableau 1.1 Coefficients de Hottel

Visibilité	a_0			a_1			a_2		
	a	b	c	A	b	c	a	b	c
23 km	0.4237	-0.0082	6	0.5055	0.00595	6.5	0.2711	0.01858	2.5
5 km	0.2538	-0.0063	6	0.7678	0.001	6.5	0.249	0.081	2.5

I.3.1.2. Modèle C d'Iqbal :

L'éclairement direct normale proposé par Iqbal [Iqbal, 1980], dans le modèle C est donné par :

$$I_n = 0.9751 E_0 I_{SC} \tau_r \tau_0 \tau_w \tau_a \tag{1.3}$$

Avec :

E_0 : Correction de la distance terre soleil.

I_{SC} : Constante solaire.

$\tau_r \tau_0 \tau_w \tau_a$: Coefficient de transmission, Rayleigh, ozone, gaz, vapeur d'eau et aérosols.

I.3.1.3. Modèle d'ASHRAE :

L'éclairement direct normale proposé par ASHRAE [ASHRAE ,1999] est donné par :

$$I_n = C_n A e^{\frac{B}{\sec \theta_z}} \tag{1.4}$$

Avec :

A : Eclairement extraterrestre.

B : Coefficient d'atténuation atmosphérique.

C_n : Indice de clarté.

$\sec \theta_z$: Approximation de la masse d'air.

I.3.1.4. Modèle de Perrin de Brichambaut :

Perrin de Brichambaut [Brichambaut, 1982] propose pour l'éclairement direct normal :

$$I_n = A * \exp \left[- C \sin \left(h + \frac{4 \pi}{180} \right)^{-1} \right] \tag{1.5}$$

Tel que :

h : Hauteur apparente du soleil.

A et C : Coefficients dépendent de la qualité du ciel.

A = 1300	et	C = 6	ciel très pure
= 1230		= 4	ciel moyen
= 1200		= 2.5	ciel polluée

I.3.1.5. Modèle R.sun :

Pour le modèle R.sun [Hofierka et al ,2002], l'éclairement direct normale est donné par :

$$I_n = I_0 \exp(0.8662 * T_{LK} * m_A * \delta_R)$$

1.6

Avec :

m_A : Masse d'air.

T_{LK} : Facteur de trouble atmosphérique de linke.

δ_R : Epaisseur optique de Rayleigh.

Kasten et al [Kasten et al ,1989] donnent une expression pour m_A qui devenue largement utilisée. Le modèle R.sun utilise cette formule avec une légère correction de la hauteur du soleil.

$$m_A = \frac{p/p_0}{\sin h_0^{ref} + 0.50572 * (h_0^{ref} + 6.07995)^{-1.6364}} \quad 1.7$$

Avec :

$$p / p_0 = \exp (- z / 8434.5)$$

$$h_0^{ref} = h_0 + \Delta h_0^{ref}$$

$$\Delta h_0^{ref} = 0.061359(0.1594 + 1.123h_0 + 0.065656h_0^2 (1 + 28.9344h_0 + 277.3971h_0^2))$$

Tel que :

h_0 : Hauteur du soleil.

h_0^{ref} : Correction de la hauteur du soleil.

z : Altitude de lieu.

Le modèle R.sun a exploité la formule ajustée de Kasten [Kasten, 1996] pour une masse d'air inférieure à 20 et calcule δ_R avec l'expression ajustée de Page [Page ,1996] pour une masse d'air supérieur à 20.

Pour $m_A \leq 20$

$$\delta_R = \frac{1}{(6.6296 + 1.7513 m_A - 0.1202 m_A^2 + 0.0065 m_A^3 - 0.00013 m_A^4)} \quad 1.8$$

Et Pour $m_A \geq 20$

$$\delta_R = \frac{1}{10.4 + 0.718 m_A} \quad 1.9$$

En Algérie plusieurs études d'adaptation ont été élaborées pour ces modèles. Pour les modèles Capderou et R-Sun Yettou et al [Yettou et al, 2009] ont montré que le modèle R-Sun représente une meilleure estimation de la composante directe sur les deux sites Bouzaréah et Ghardaïa par rapport au modèle Capderou. Pour le modèles Ashrae Koussa et al [Koussa et al, 2006] ont trouvé que ce modèle conduit à des valeurs qui sont nettement supérieures aux valeurs mesurées sur les deux mêmes sites (Bouzaréah et Ghardaïa).

I.3.2. Estimation de l'éclairement solaire par ciel variable

Par ciel variable les relations établies portent sur l'estimation de l'irradiation moyenne en fonction de la fraction d'insolation ou de l'indice de clarté [Merzouk, 2004].

I.4. Estimation de la température ambiante :

La température ambiante est l'une des variables essentielles qui influe sur les systèmes thermiques. Les pertes à l'extérieurs par rayonnement sont calculées à l'aide de la température effective de ciel, [Garcia-Valladares et al, 2009], cette température est donnée par la formule suivante [Duffie et al, 1991] :

$$T_{ciel} = 0.0552 * T_a^{1.5} \quad 1.10$$

Avec :

T_a : Température ambiante.

De plus la température ambiante influe sur le coefficient de perte de chaleur par convection à l'extérieur, parce que les propriétés physiques de l'air extérieur varient en fonction de la température ambiante. Une simple formule semi empirique est choisie pour calculer l'évolution horaire de la température ambiante, cette formule est basée sur la température maximale et minimale journalière [Reicosky et al, 1989 ; Belghit et al, 1997] :

$$T_a(t) = \frac{T_{\max} + T_{\min}}{2} + \frac{T_{\max} - T_{\min}}{2} \cos \left[\frac{\pi(14 - TSV)}{12} \right] \quad 1.11$$

Tel que :

TSV : Temps solaire vrai.

T_{\max} et T_{\min} : Température ambiante maximale et minimale journalière.

II. La conversion de l'éclairement solaire :

La conversion de l'énergie solaire en chaleur thermique ou en énergie électrique pour l'alimentation des réseaux est obtenue par des techniques différentes en fonction des besoins. La technologie choisie peut être :

- Systèmes sans concentration, limité en température mais utilisant la totalité de l'éclairement incident :
 - Les capteurs solaires plans
 - Les Capteurs sous vide
- Systèmes à concentration, plus performant mais limité à la collection du rayonnement direct :
 - Les concentrateurs solaires

II.1. Les concentrateurs solaires :

Les concentrateurs solaires focalisent les rayons du soleil en un "point" comme la tour solaire et le concentrateur parabolique des concentrateurs ponctuels, ou dans une ligne comme le concentrateur cylindro-parabolique et les miroirs de Fresnel des concentrateurs linéaires. Les concentrateurs linéaires possèdent généralement un facteur de concentration inférieur à ceux des concentrateurs ponctuels, ce facteur caractérise la géométrie générale d'un concentrateur. Les systèmes utilisant les concentrateurs solaires sont capables de générer des températures au voisinage de 1000°C, ces systèmes ont été initialement développés pour la production d'électricité [Marif ,2015].

II.1.1. Le concentrateur parabolique :

Les capteurs paraboliques ayant la même forme que les paraboles de réception satellite, ils fonctionnent d'une manière autonome. Ils s'orientent automatiquement et suivent le soleil sur deux axes afin de réfléchir et de concentrer les rayons du soleil vers un point de convergence appelé foyer. Ce foyer est le récepteur du système. Il s'agit le plus souvent d'une enceinte fermée contenant du gaz qui monte en température sous l'effet de la concentration et entraîne un moteur Stirling qui convertit l'énergie solaire thermique en énergie mécanique puis en électricité. Le rapport de concentration de ce système est souvent supérieur à 2000 et le récepteur peut atteindre une température de 1000 ° C.



Fig 1.1. Centrale solaire de Arizona, USA [source : www.industcards.com]

De toutes les technologies solaires, les capteurs paraboliques ont démontré les meilleurs rendements solaire-électricité (29.4%). Un de leurs principaux avantages est la modularité : ils peuvent en effet être installés dans des endroits isolés, non raccordés au réseau électrique. Ils possèdent donc également un important potentiel de développement, particulièrement dans des régions peu peuplées de certains pays du sud [Quoilin, 2007].

II.1.2. La tour solaire :

Pour échapper aux limitations de tailles rencontrées avec le concentrateur parabolique, une tour en béton ou en poutres métalliques entourée par un champ de nombreux miroirs appelés " héliostats" est développé (figure 1.2). Les héliostats actuels ont une surface située entre 50 m² et 120 m² et chaque héliostat poursuite le soleil individuellement sur deux axes pour concentrer le rayonnement solaire direct vers un receveur au sommet de la tour solaire. Le facteur de concentration varie de 600 à

plusieurs milliers, ce qui permet d'atteindre des températures importantes, de 800 °C à 1000°C, mais l'ombre portée de la tour sur le champ d'héliostats influe directement sur l'efficacité du système. A ce jour, la seule application de la tour solaire est la production d'énergie électrique dans un système dénommé centrale à tour. Les trois fluides caloporteurs les plus utilisés dans ces centrales sont la vapeur d'eau, l'air et les sels fondus. [Quoilin, 2007].

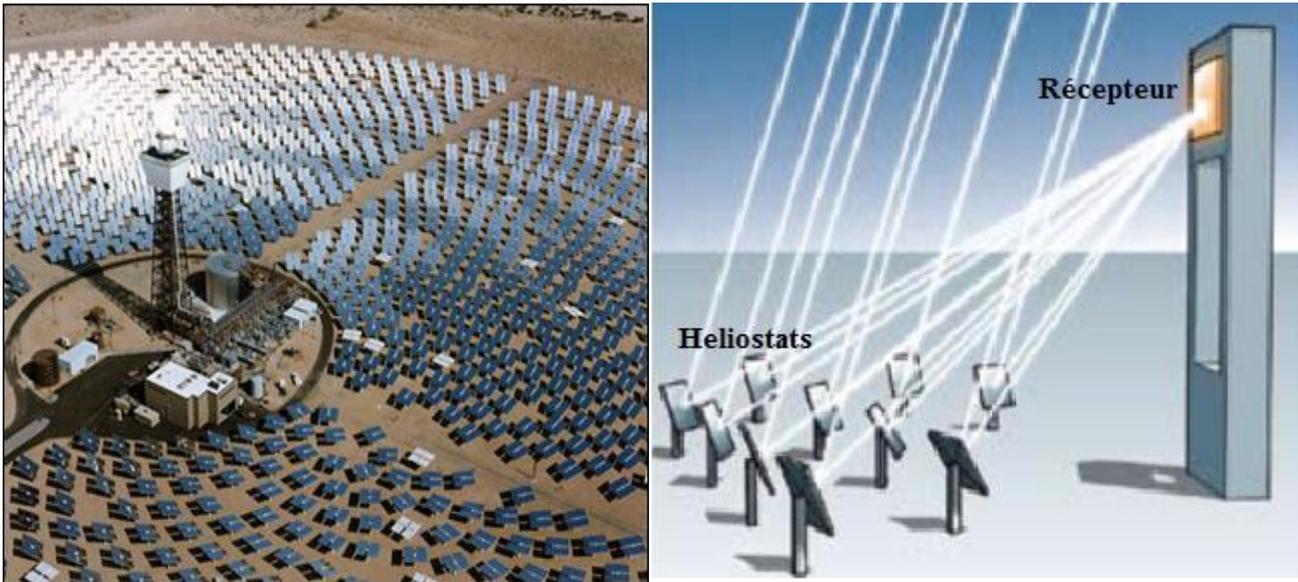


Fig.1.2 .Centrale à tour [Soteris, 2004] avec un schéma [www.siemens.com/energy]

II.1.3. Les miroirs de Fresnel :

Un facteur de coût est important dans la technologie des collecteur cylindro-paraboliques et la mise en forme du verre pour obtenir la forme parabolique requise. Afin de diminuer ce coût, plusieurs groupes de recherche travaillent sur des prototypes de collecteurs de Fresnel à focalisation linéaire. L'idée est d'approximer la forme parabolique du collecteur par une succession de miroirs plans, comme indiqué sur la (figure 1.3).

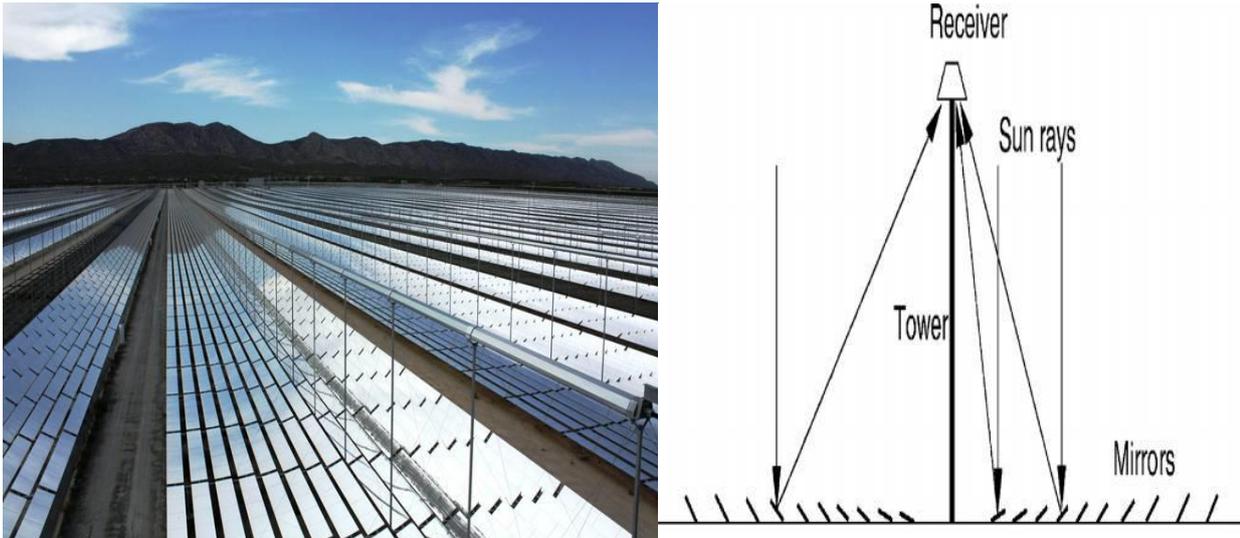


Fig 1.3. Réflecteurs linéaires de Fresnel dans la centrale thermodynamique (PE2) en Espagne. [Http://www.puertoerrado2.com] [Soteris, 2004]

Ce système est composé par des miroirs plans, ou faiblement paraboliques, disposés en lames parallèles qui s'inclinent sur un axe de façon à réfléchir les rayons du soleil vers le foyer.

Les miroirs restent près du sol, cette position lui permet d'éviter le vent. Un deuxième étage de réflecteurs redirige le rayonnement vers un récepteur tubulaire fixé au-dessus des miroirs dans le centre du champ solaire. Malgré la chute des performances optiques de cette technologie (2/3 de celle d'un CCP), une baisse des coûts de maintenance et d'investissement de 50% dans une centrale solaire basée sur cette technologie par rapport aux autres technologies (concentrateur parabolique et tour solaire) [Quoilin, 2007].

II.1.4. Le concentrateur cylindro-parabolique :

La technologie des concentrateurs solaires cylindro-paraboliques est actuellement la plus répandue. L'application la plus importante de cette technologie est la production d'électricité. En 1984, la première centrale solaire commerciale, SEGS I était installée en Californie par la société Luz International Limited [Quoilin, 2007].



Fig. 1.4. Concentrateurs cylindro-parabolique dans la centrale de Nevada [<http://www.nytimes.com>].

II.1.4.1. Description du concentrateur :

Le concentrateur cylindro-parabolique se distingue par sa simplicité, il se présente comme un module ayant un réflecteur de forme parabolique disposé cylindriquement. Cette géométrie lui permet de focaliser l'énergie solaire incidente selon une génératrice linéaire où est placé un tube absorbeur dans lequel circule un fluide caloporteur. Le CCP est généralement doté d'une poursuite solaire pour adapter l'inclinaison du concentrateur de manière à ce que la radiation solaire incidente soit toujours perpendiculaire au plan d'ouverture du concentrateur [Marif et al. 2011].

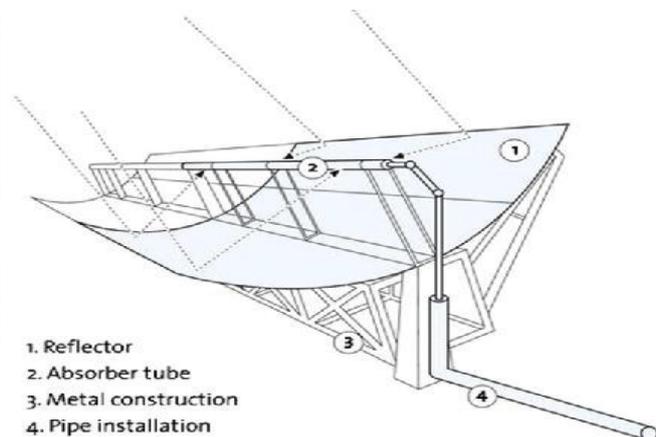


Fig1.5. Principe de fonctionnement d'un Concentrateur Cylindro – Parabolique

II.1.4.2. Le réflecteur cylindro-parabolique :

Le réflecteur cylindro-parabolique est composé d'une couche réfléchissante posée sur un support qui peut être en métal, matériau composite ou verre. Le verre est le plus durable. Il se présente sous deux

formes, soit épais ($>1,5\text{mm}$) et déjà formé, venant se poser directement sur un châssis (par exemple le modèle utilisé dans la centrale Andasol fabriqué par Flaberg), soit plus fin et pouvant être courbé à froid pour s'adapter au châssis. Le matériau composite présente l'inconvénient de se salir plus rapidement et tout comme le métal, il a une durabilité réduite [Zarza 2003]. Le matériau réfléchissant le mieux indiqué est l'aluminium pur, l'acier inoxydable a été expérimenté mais il n'est pas conseillé parce que son pouvoir de réflexion est insuffisant [Quoilin, 2007].

A ce propos Yadav et al [Yadav et al 2013] utilisent différents types de réflecteurs (tôle en acier inoxydable, papier d'Aluminium (Aluminum foil), feuille d'aluminium (Aluminum sheet)), avec l'air comme fluide caloporteur. L'Aluminum sheet donne des températures de sortie plus importantes que l'Aluminum sheet et la tôle en acier inoxydable. Sagade et al [Sagade et al 2013], a mené des expériences sur le bac d'un prototype cylindro-parabolique en plastique renforcé de fibre de verre avec un réflecteur de feuille d'aluminium ayant une réflectivité de 0,86. Ce réflecteur cylindro-parabolique axée sur la ligne avec un récepteur en acier recouvert d'un matériau proxy noir a été testé avec et sans l'enveloppe du verre. Une efficacité instantanée de 51% et 39% a été rapportée avec et sans couverture de verre, respectivement.

Surfaces réfléchissantes

Aujourd'hui, les miroirs paraboliques les plus courants sont constitués de miroirs de verre revêtu d'argent. En effet, ce type de miroirs équipe toutes les centrales paraboliques en activité.

On dispose d'une expérience certaine avec ces miroirs attendu que les premières centrales cylindro-paraboliques ont été construites dans les années 1980.

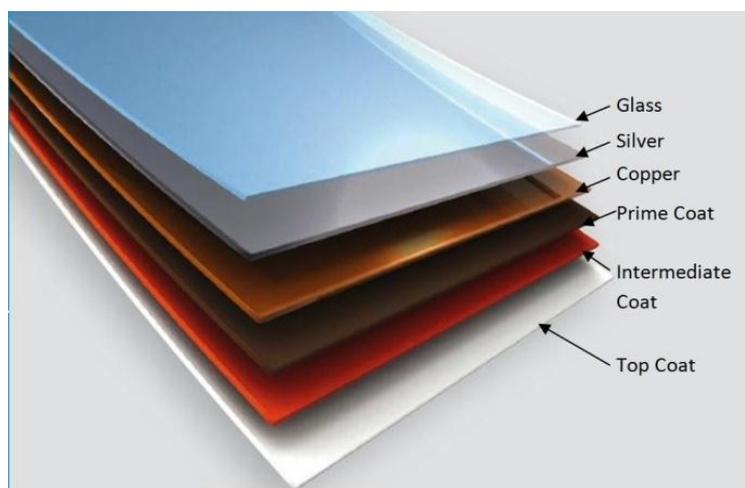


Fig 1.6. Revêtement multicouche du miroir

Ces miroirs ont prouvé leur résistance au temps révélés être durable avec une diminution de la réflectivité spéculaire à peine perceptible après plus de dix années de fonctionnement.

Les miroirs ont une structure multicouche. La première couche en dessous du verre est la couche réfléchissante, à savoir la couche d'argent. Une couche protectrice de cuivre est appliquée sous la couche d'argent, sur lequel trois vernis époxy sont ajoutés : une couche d'apprêt, couche de finition intermédiaire et de protection. Dans la plupart des miroirs solaires qui ont été utilisés jusqu'à présent la première et la deuxième couche contiennent un certain pourcentage de plomb, mais des couches de protection sans cuivre et le plomb sont en cours de développement. L'épaisseur du miroir complet est de 4 à 5 mm La structure multicouche est représentée en figure ci-dessous [Günther et al].

Pour pouvoir choisir un réflecteur cylindro-parabolique. On aura toujours intérêt à adopter la géométrie idéale pour obtenir une bonne concentration géométrique (figure 1.7). Un réflecteur de bonne qualité peut réfléchir 97% du rayonnement incident [Quoilin, 2007].

II.1.4.3. Le système de poursuite solaire :

Le rôle du mécanisme de poursuite est d'adapter l'inclinaison du concentrateur de manière à ce que la radiation solaire incidente soit toujours perpendiculaire au plan d'ouverture du concentrateur (angle d'incidence nulle) Le pilotage de la poursuite du soleil est effectué par une régulation en boucle ouverte ou fermée :

- La régulation en boucle ouverte utilise un algorithme qui positionne à chaque instant l'axe du concentrateur dans la direction du soleil en s'appuyant sur les coordonnées calculées du soleil.
- La régulation en boucle fermée corrige une première position grossière en fonction d'une mesure faite par un capteur thermique (thermocouple) ou optique (pyrhéliomètre).

La poursuite solaire peut être sur un seul axe ou autour de deux axes. Dans le premier cas le mouvement peut être de trois manières :

- Est-Ouest horizontal, le tube récepteur du concentrateur est parallèle à l'axe Nord-Sud.
- Nord-Sud horizontal, le tube récepteur du concentrateur est parallèle à l'axe Est-Ouest.
- Est-Ouest polaire, le mouvement doit être suivant l'axe de la terre avec une inclinaison égale à la latitude du lieu. [Marif et al, 2014]

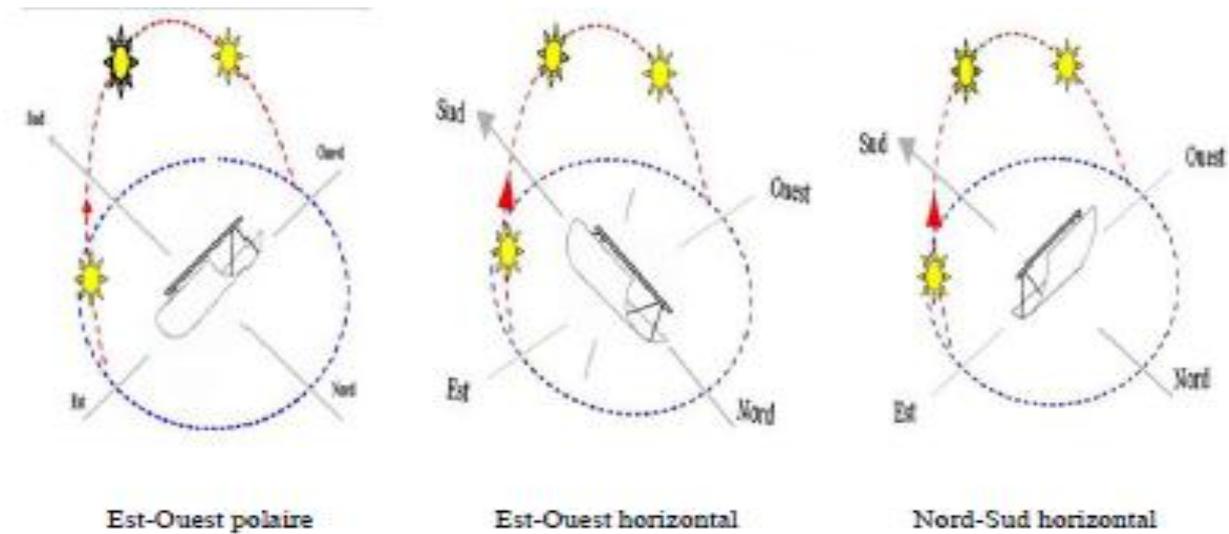


Fig.1.7. Les modes de poursuite solaire d'un CCP [Marif et al, 2014]

D'après Marif et al [Marif et al, 2014] les modes de poursuite Est-Ouest polaire et Est-Ouest horizontal sont les plus souhaitables pour un concentrateur cylindro-parabolique pour le site d'Ouargla. Boukhalfa et al [Boukhalfa et al, 2015] ont comparé entre l'orientation E O et N S pour le concentrateur cylindro parabolique.

II.1.4.4. Récepteur :

Le récepteur est composé d'une enveloppe de protection en verre et d'un absorbeur. Les tubes enveloppe utilisés sont en borosilicate de 3mm d'épaisseur. La transmittivité du borosilicate qui est de l'ordre de 92% peut être portée à 96% après un traitement anti réflexion. Le diamètre des tubes varie de 100 à 120 mm [Günther et al].

L'absorbeur est le principal composant dans le concentrateur cylindro-parabolique, il représente généralement 30% du coût de la construction [Zhiyong et al. 2014]. Les pertes par échanges convectifs et radiatifs à l'extérieur sont très importantes. Afin de les limiter, une enveloppe en verre recouvre l'absorbeur et permet en faisant le vide dans l'espace annulaire d'éliminer les pertes thermiques par convection entre le tube absorbeur et l'enveloppe du verre.

Les pertes de chaleur peuvent être réduites aussi en réduisant l'émissivité dans l'infrarouge du tube absorbeur (cuivre ou aluminium) à l'aide des surfaces dites sélectives.

La figure ci jointe représente la constitution de l'absorbeur, à savoir :

- Le tube transparent en verre
- Le tube absorbeur avec surface sélective
- Les soufflets de dilatation

-La soudure verre-métal

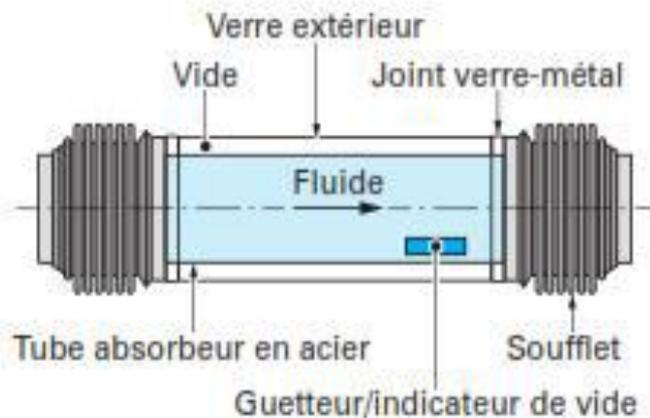


Fig.1.8. Structure de l'absorbeur [Quoilin, 2007]

Le tube absorbant doit avoir les caractéristiques suivantes :

- Bonne absorption du rayonnement : son coefficient d'absorption doit être aussi élevé que possible afin d'éviter toute réflexion du rayonnement incident.
- Pertes thermiques limitées : La température du tube dépassant généralement 400°C , les pertes par échanges convectifs et radiatifs sont très importantes. Afin de les limiter, le tube est entouré d'une enveloppe de verre sous vide [Günther et al].

La brève revue de la littérature indique que la plupart des études expérimentales et numériques sont concentrés sur les conceptions CCP conventionnelles et des travaux limités ont été rapportés sur des modèles d'absorbeurs modifiés.

Pour les tubes sous vide différentes solutions sont ainsi proposées [William, 1983]. Les formes les plus courantes sont représentées en figure 1.9 [Merzouk, 2004].

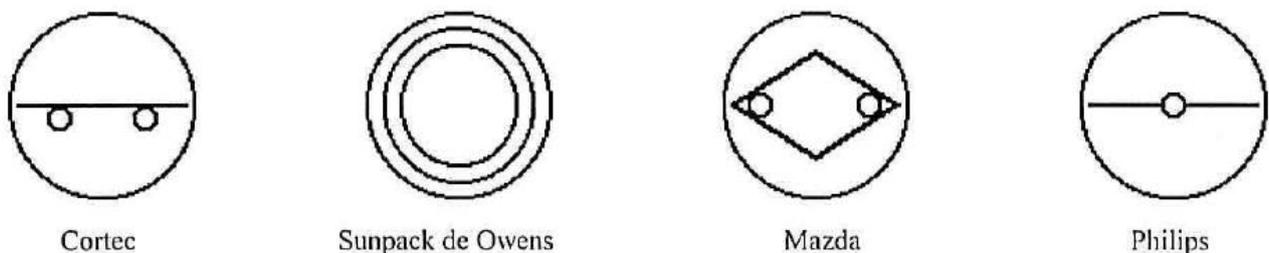


Fig.1.9. Vues schématisques des différentes formes proposées par les constructeurs.

Kajavali et al [Kajavali et al, 2014] ont réalisées des expériences sur un seul absorbeur tubulaire et un absorbeur modifié récemment conçu avec une plaque d'absorption et un réseau linéaire de tubes d'eau. Ils ont trouvé que le rendement moyen journalier du système d'absorbeur modifié proposé était de 42,1%, ce qui est plus élevé que l'absorbeur à tube unique conventionnel dont la valeur était de 26,7%. A partir de l'analyse numérique et expérimentale des pertes de chaleur de trois tubes absorbeurs [tube sous vide (vacuum jacket tube), tube sous vide perdu (lost vacuum (air) tube) et tube de verre cassé (broken glass (bare) tube).] des collecteurs paraboliques de la centrale solaire Shiraz en Iran Yaghoubi et al [Yaghoubi et al,2013] trouvent que les pertes de chaleur du tube sous vide perdu (lost vacuum (air) tube) sont supérieures de 40% au tube sous vide (vacuum jacket tube), ce qui entraîne une réduction de 3 à 5% de la performance thermique du collecteur et pour le tube de verre cassé (broken glass (bare) tube) une réduction de 12-16% de la performance thermique ce qui montre que leur pertes importants.

Naeni [Naeni et al, 2006] ont étudié l'effet de la vitesse du vent autour de l'enveloppe du verre du récepteur des concentrateurs CCP de la centrale Shiraz, Iran ils concluent lorsque la vitesse du vent est faible ($Re \leq 4.5 \cdot 10^5$ en fonction de l'ouverture du collecteur). Mais lorsque la vitesse du vent est élevée ($Re \geq 4.5 \cdot 10^5$), l'effet du collecteur sur la variation de Nu autour du couvercle en verre du tube absorbeur est considérable.

II.1.4.4.1 Surfaces sélectives :

Actuellement, les concentrateurs cylindro-paraboliques fonctionnent à l'aide d'absorbeurs tubulaires en acier inoxydable pourvu d'une couche sélective de couleur foncée pouvant être composée de nickel ou chrome noir, oxyde de cuivre ou aluminium associé avec une couche de Cermet (table 1.2). [Bouvier, 2014]

Revêtement	α_{clo}	ϵ_{glo}	$\alpha_{clo}/\epsilon_{glo}$
Nickel noir (2 couches sur Ni et acier)	0,94	0,07	13,4
Chrome noir	0,95	0,09	10,5
CuO sur Ni	0,81	0,17	4,8
Multicouche : Al_2O_3 / Cermet (Mo/Al_2O_3) / Mo	0,9 à 0,95	0,085 à 0,13	7,3 à 10,7
Peinture Pyromark [®]	0,95	0,95	1

Table 1.2 – Absorptivité et émissivité de revêtements sélectifs [Ferrière 2012] et [Duffie 2006]

Le principe de la couche sélective est que l'absorptivité et l'émissivité sont élevées pour des courtes longueurs d'onde (CLO) et faibles pour des grandes (GLO), ainsi le matériau absorbe bien le

rayonnement solaire en courtes longueurs d'onde et limite les pertes radiatives par réémission en grandes longueurs d'onde. Ce revêtement est un paramètre clef du rendement solaire. L'enjeu pour le solaire concentré est de trouver des matériaux résistants à de fortes températures et avec un rapport absorptivité sur émissivité (α/ϵ) le plus élevé possible. Commercialement, les technologies actuelles permettent un fonctionnement stable à une température de 400°C [Kennedy 2002]. Schott a mis sur le marché en 2014 un récepteur tubulaire pouvant fonctionner jusqu'à une température de 550°C [Gnädig 2013]. Aussi la technologie de nano revêtement sélective qui a été étudiée par [Mammadov 2012] pour les concentrateurs cylindro-paraboliques montre que les nouveaux revêtements sélectifs (nano revêtements) ont un α varie entre 96>98% et ϵ entre 4>10% par rapport aux valeurs courants, soit $\alpha=94\%$ et $\epsilon=7\%$.

II.1.4.4.2 Le fluide caloporteur HTF :

Quatre fluides caloporteurs sont principalement utilisés dans les absorbeurs : les huiles, l'eau, les sels fondus et l'air [Fernández-García 2010] [Good 2014]. Le fluide caloporteur utilisé dans les collecteurs cylindro-paraboliques s'écoule dans les tubes récepteurs ou il récolte l'énergie thermique du soleil pour la transporter au bloc de puissance. Un des critères de sélection d'un fluide est la température de travail souhaitée. L'huile est actuellement le fluide le plus utilisé dans les centrales commerciales car il permet un fonctionnement à basse pression à des températures élevées (jusqu'à 400°C) [Price 2002]. L'eau permet d'obtenir le même niveau de température que l'huile, mais nécessite une pression de service plus élevée. Ensuite jusqu'à une température de 600°C, il est possible d'utiliser des sels fondus. Ils sont solides à température ambiante et requièrent donc un système de préchauffage et de maintien en température en cas d'arrêt du système. L'air permet d'atteindre des températures élevées, mais possède une capacité calorifique faible. Les échanges thermiques avec l'air nécessitent alors des surfaces d'échange ou des écarts de températures importants. La sélection du fluide est aussi dépendante du type de fonctionnement de la boucle solaire [Bouvier, 2014].

Les huiles minérales ou synthétiques utilisées doivent répondre aux conditions suivantes :

- Stabilité aux hautes températures (nombre de cycles)
- Non corrosives
- Peu inflammables, Non volatiles et Non explosifs
- Faible viscosité
- Chaleur massique élevée

L'huile la plus utilisée dans les collecteurs paraboliques pour des températures allant jusqu'à 395°C est la Therminol VP1, qui est un mélange eutectique de 73,5% d'oxyde de diphényle et 26,5% de diphényle. Le principal problème de cette huile est sa haute température de solidification 12°C, qui exige la mise en place d'un système de chauffage auxiliaire lorsque les lignes d'huile risquent de refroidir sous cette température. Il existe d'autres huiles thermiques adaptées à une température de travail légèrement supérieure et à une température de solidification plus faible (Syltherm 800), elles sont inabordables pour les grandes centrales solaires en raison de leur prix beaucoup plus élevé [Zarza 2003].

Mya Mya Mon et al [Mya Mya Mon et al,2015] ont comparé trois types de fluides caloporteurs (Therminol VP-1, Therminol VP-59 et Syltherm 800) et selon ces résultats, la température de sortie du fluide Syltherm 800 est la plus appropriée pour la centrale solaire thermique. Selvakumar et al [Selvakumar et al 2014] montrent que le fluide Therminol D-12 donne une efficacité thermique de 40% supérieure que l'eau.

Risques d'erreurs

La structure métallique du réflecteur doit être suffisamment solide pour résister aux importantes contraintes mécaniques liées au vent. Elle doit de plus être munie d'extrémités assurant la compatibilité entre les dilatations thermiques inégales de l'acier et du verre.

La société Flaberg indique une réduction des erreurs de surface à 0,132 °. Cette valeur indique l'écart de surface moyen par rapport à la forme de conception. Des facteurs d'interception correspondants peuvent être atteints. Les applications dans l'Eurotrough ont enregistré un facteur d'interception de 99,9% pour un tube absorbeur avec un diamètre de 70 mm (le diamètre du tube absorbant commun de la plupart des récepteurs disponibles dans le commerce) et 95,5% pour un tube absorbeur d'un diamètre de 40 mm.

III. Performances Optiques d'un Concentrateur Cylindro parabolique :

La détermination des performances d'un champ de concentrateur cylindro-parabolique dépend de plusieurs paramètres géométriques et optiques.

III.1. Coefficient de Concentration géométrique :

La définition la plus commune du coefficient de concentration géométrique est basée sur la notion surface. Il représente étant le rapport entre la surface de captation ou la surface d'ouverture du concentrateur à la surface de l'image sur le plan focal, soit [Duffie et al, 2013].

$$C = \frac{A_o}{A_r} \tag{1.12}$$

Avec :

A_o : est la surface d'ouverture

A_r : la surface de l'absorbance

Il définit la géométrie générale d'un CCP, pour l'absorbeur cylindrique on peut exprimer aussi ce facteur par l'équation suivante [Garcia - Valladares et Velazquez, 2009] :

$$C = \frac{W - D_{ab,ext}}{\pi \cdot D_{ab,ext}} \tag{1.13}$$

III.2. Facteur d'ombre :

Le paramètre géométrique dominant est le facteur d'ombre qui intervient, quand le concentrateur solaire se trouve dans un champ de capteurs, où la puissance concentrée est alors réduite par les effets d'ombre causés par les collecteurs adjacents.

III.3. Facteur d'interception :

Le facteur d'interception γ est le facteur optique le plus compliqué dans le calcul de la performance optique d'un concentrateur CCP. Il représente le rapport entre l'énergie interceptée par l'absorbeur et celle réfléchiée par les surfaces réfléchissantes. Un exemple d'image formée dans le plan focal d'un concentrateur linéaire est représenté sur la figure 7.4.1; Si un récepteur s'étend d'A à B, le facteur d'interception sera :

$$\gamma = \frac{\int_A^B I(w)dw}{\int_{-\infty}^{+\infty} I(w)dw} \tag{1.14}$$

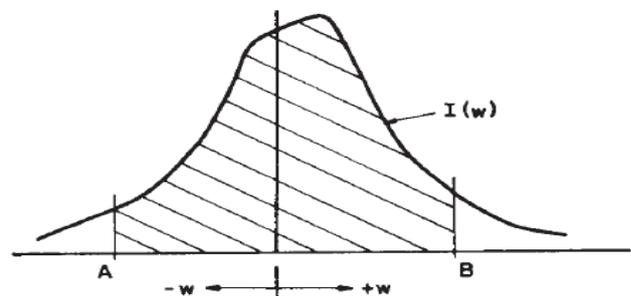


Fig.1.10 Un exemple de distribution de flux dans le plan focal.

Il traduit le fait que certains rayons solaires peuvent être renvoyés vers l'extérieur du concentrateur ou bien passer à côté de l'absorbeur lorsque les surfaces optiques présentent des défauts ou des

irrégularités et lorsque l'absorbeur est mal positionné dans le plan focal. Donc il dépend des propriétés optiques des matériaux utilisés. Il existe aussi que certaines erreurs peuvent apparaître dans la construction du concentrateur ou sur le système de poursuite [Kalogirou et al, 1996].

Les principaux facteurs qui affectent le facteur d'interception selon Padilla Ricardo [Padilla Ricardo, 2011] sont :

- L'erreur de poursuite.
- La précision géométrique du réflecteur.
- La réflectivité propre du réflecteur.
- La poussière sur l'absorbeur et le réflecteur.

III.4. Angle d'incidence modifié :

La variation de l'angle d'incidence pour les collecteurs asymétriques comme les collecteurs cylindro-paraboliques est très complexe. Dans ce type de collecteur, on ne doit pas prendre en considération uniquement l'angle d'incidence à la normale du collecteur, mais aussi les trois directions dimensionnelles du rayonnement incident qui traduisent les effets des pertes de transmittance du couvert, des pertes de réflectivité des miroirs réfléchissants, ainsi que les pertes d'absorption du tube absorbeur.

Les effets suscités à des angles d'incidence différents sont estimés par le facteur de l'angle d'incidence modifié $K(\theta)$, qui est donné en fonction de l'angle d'incidence et le rapport entre la radiation globale et directe, selon l'expression suivante [Lunde]:

$$K(\theta) = \frac{(\tau\alpha)_{\theta_i}}{(\tau\alpha)_n} = 1 + b_0 \times \left[1 + \frac{I_{direct}}{I_{global}} \times \left(\frac{1}{\cos \theta_i} - 2 \right) \right] \quad 1.15$$

L'effet de l'angle d'incidence peut être traité davantage en mesurant directement son effet sur la performance du collecteur, en utilisant l'angle d'incidence modifié comme étant le rapport : [Armenta-Deu et al, 1991]

$$K(\theta) = \frac{(\tau\alpha)_{\theta_i}}{(\tau\alpha)_n} \quad 1.16$$

Après l'étude des différents facteurs géométriques et optiques caractérisant le concentrateur solaire cylindro-parabolique Guerraiche et al [Guerraiche et al 2011] trouvent que le facteur cosinus est le facteur de pertes majeur.

Risques d'erreurs :

Il existe des erreurs ou des facteurs qui influent négativement sur les performances optiques et thermiques du concentrateur. Ils dépendent des propriétés optiques du matériau utilisé, de la géométrie et de la position du collecteur, le système de poursuite.

Pour les erreurs des surfaces la société Flaberg indique une réduction des erreurs de surface à 0,132 °. Cette valeur indique l'écart de surface moyen par rapport à la forme de conception. Des facteurs d'interception correspondants peuvent être atteints. Les applications dans l'Eurotrough ont enregistré un facteur d'interception de 99,9% pour un tube absorbeur avec un diamètre de 70 mm (le diamètre du tube absorbant commun de la plupart des récepteurs disponibles dans le commerce) et 95,5% pour un tube absorbeur d'un diamètre de 40 mm [Günther et al]. La structure métallique du réflecteur doit être suffisamment solide pour résister aux importantes contraintes mécaniques liées au vent. Elle doit de plus être munie d'extrémités assurant la compatibilité entre les dilatations thermiques inégales de l'acier et du verre.

Et d'après Guerraiche et al les effets d'ombres modifient considérablement le taux de concentration, d'où le rendement de conversion atteint des valeurs inacceptables. Donc Il est nécessaire de bien optimiser la taille de l'absorbeur afin de compenser les différentes erreurs].

III.5. Principaux travaux liés à la modélisation :

Plusieurs études numériques sur le CCP avec différentes combinaisons de conditions aux limites, fluides de travail et concepts ont été rapportées dans la littérature.

Reddy et al [Reddy et al, 2008] ont analysé numériquement des modèles tridimensionnels de tubes absorbants avec des inserts poreux de différentes formes à l'aide d'outils CFD commerciaux.

La performance a été comparée pour différentes conditions de rayonnement solaire et de convection naturelle et forcée. Ils ont signalé que le récepteur de broche trapézoïdale avec un rapport de pointe à base de 0,25 présentait de meilleures performances que d'autres configurations de l'ordre de 13,8% avec une pénalité de chute de pression relativement moindre.

Kalogirou [Kalogirou, 1996] a testé la performance du collecteur selon la norme ASHRAE. L'efficacité du collecteur et le modificateur d'angle d'incidence sont mesurés. La pente d'essai et l'interception sont respectivement de 0,387 et 0,638.

Garcia et al [Garcia et al, 2010] ont présenté un aperçu des collecteurs paraboliques qui ont été construits et commercialisés au cours du siècle dernier, ainsi que les prototypes en cours de développement. Un sondage sur les systèmes qui pourraient intégrer ce type de système solaire de concentration pour fournir une énergie thermique jusqu'à 400 ° C, en particulier les cycles de puissance de la vapeur pour la production d'électricité, y compris des exemples de chaque application, a également été signalé.

Kalogirou [Kalogirou, 2012] a développé un modèle thermique détaillé d'un collecteur de parabolique. L'analyse thermique du collecteur prend en compte tous les modes de transfert de chaleur. Le modèle a été résolu en utilisant Engineering Equation Solver (EES) et est validé avec des performances connues d'un collecteur existant.

Tao et al [Tao T et al, 2011] ont présenté le principe de fonctionnement et la méthode de conception d'un nouveau concentrateur solaire. Certains paramètres de conception importants concernant le concentrateur ont été analysés et optimisés. Certains paramètres caractéristiques du concentrateur sont comparés à ceux du concentrateur parabolique conventionnel concentré. Il est rapporté que, grâce à l'analyse, le nouveau concentrateur solaire peut réviser la focalisation de la réflexion pour la lumière du soleil en utilisant des Méthodes composées à surface incurvé multiple. Il a également les avantages d'améliorer la performance du travail et Environnement de l'absorbeur solaire à haute température et amélioration de l'intensité de configuration de la surface de réflexion.

Un modèle de performance a été programmé par Ming Qu et al [Ming Qu et al, 2006] pour le collecteur solaire thermique à partir d'un réflecteur cylindro-parabolique axé sur un récepteur de tube métallique traité en surface enfermé dans un tube transparent évacué : un collecteur solaire par voie parabolique. Ce modèle à une seule et même échelle comprend les transferts radiatifs et convectifs fondamentaux et les relations d'équilibre de masse et d'énergie programmées dans l'Équation Solveur, EES. Il considère les effets de l'intensité solaire et de l'angle incidence, les dimensions du collecteur, les propriétés du matériau, les propriétés du fluide, les conditions ambiantes et les conditions de fonctionnement sur la performance du collecteur.

Les calculs de performance typiques montrent que lorsque l'eau chaude à 165 ° C traverse un collecteur de 6 m par une isolation solaire de 900 w / m ² et un angle d'incidence de 0, l'efficacité

estimée du collecteur est d'environ 55%. Les prédictions du modèle seront confirmées par opération d’CSP maintenant installé à Carnegie Mellon.

Shuai et al [Shuai et al, 2010] ont effectué des analyses de transfert de chaleur conjuguée et de contraintes thermiques du récepteur de tube avec des conditions concentrées de flux de chaleur par irradiation solaire. Une méthode couplée séquentielle à structure radiale-thermique a été adoptée pour obtenir les distributions de flux de chaleur concentrées, les répartitions de température et les champs de contraintes thermiques du récepteur de tube. La distribution concentrée du flux de chaleur de l'irradiation solaire converti par le collecteur parabolique solaire est obtenue par la méthode de ray tracing de Monte-Carlo et utilisée comme conditions aux limites de l'analyse de CFD par transfert de chaleur conjuguée à l'équilibre par méthode de fonction d'ajustement.

D'après la modélisation des échanges thermiques au niveau de l'absorbeur Chekirou et al [Chekirou et al 2007] ont conclu que :

- L'augmentation de la longueur du tube absorbeur entraîne une augmentation de la température du fluide caloporteur à la sortie du tube absorbeur.
- La diminution du débit volumique du fluide caloporteur entraîne une augmentation de la température de la sortie de ce dernier
- La vitesse du vent a une influence également sur la température du fluide caloporteur, mais son influence est négligeable par rapport aux autres effets.

C. Tzivanidis et al utilisent Solidworks pour l'analyse des phénomènes de transfert de chaleur et ils ont calculés l'efficacité, Le coefficient de convection thermique à l'intérieur du tube et l'angle d'incidence modifie et les comparé avec le théorique selon la littérature. Les résultats finaux montrent que les calculs sont validés.

Divers travaux portent sur la réalisation et l'étude d'un concentrateur cylindro-parabolique Gamma et al, [Gamma et al,2008] Al Asfar et al [Al Asfar et al,2014], Ghodbane et al [Ghodbane et al,2015], et Marif et al [Marif et al,2013] .

III.6. L'exploitation de la technologie des CCP en Algérie :

L'Algérie voit des occasions idéales de combiner le gaz naturel à l'énergie solaire en intégrant l'énergie solaire concentrée à bas des concentrateurs cylindro-paraboliques. Dans une première étape une centrale électrique hybride (gaz /solaire) est actuellement en service au sud de l'Algérie (Hassi R'Mel) avec 224 concentrateurs d'une surface de 180000 m² des réflecteurs paraboliques et d'une puissance électrique solaire nominale de 25MW [El Gharbi et al. 2011].



Fig. 1.11. La centrale électrique hybride de Hassi R'Mel [El Gharbi et al, 2011]

Conclusion :

L'étude bibliographique menée a permis de faire le point sur les principaux travaux de recherche se rapportant à l'étude des concentrateurs cylindro-parabolique en générale et sur le foyer en particulier. L'étude a été orientant la recherche vers l'absorbeur cylindrique et l'absorbeur plan en régime permanent avec une étude paramétrique.

Chapitre 2

Modélisation d'un Concentrateur Cylindro-Parabolique

Introduction

Après avoir présenté dans le premier chapitre les concepts et les définitions sur le concentrateur cylindro – parabolique et après avoir pris connaissance des principaux travaux qui concernent la modélisation. Dans le deuxième chapitre nous procéderons à l'analyse optique et thermique du concentrateur pour arriver au rendement instantané.

Notre étude étant spécifique à la configuration de l'absorbeur considéré, nous examinerons successivement :

- Un absorbeur cylindrique à tubes concentriques (type Sunpak).
- Un absorbeur plan à ailettes (type Philips).

I.1- Analyse Optique**I.1- Rendement Optique**

Il prend en compte tous les gains et pertes optiques depuis la captation du rayonnement solaire, jusqu'à sa conversion en énergie thermique. Il est défini comme étant le rapport du rayonnement absorbé au rayonnement incident à l'ouverture du concentrateur. Il dépend des propriétés optiques du matériau utilisé, de la géométrie du collecteur, de l'angle d'incidence du rayonnement solaire.

Le rendement optique a été estimé à l'aide de l'expression suggérée qui tient compte de l'effet d'ombre, du facteur d'interception γ et de l'angle d'incidence modifié [Guerraiche et al, 2010], soit :

$$\eta_{op} = \rho * (\tau\alpha)_{eff} \gamma * \Gamma * K_{\theta} \quad (2.1)$$

Avec :

ρ : Réflectivité de réflecteur d'après les caractéristiques du concentrateur Euro-through utilisé par la centrale de HassiR'Mel sa valeur est de 0.93.

$(\tau\alpha)_{eff}$: Produit effectif de transmittivité du tube pyrex et l'absorptivité du tube absorbeur. Pour ρ et $(\tau\alpha)_{eff}$ on a prenez les valeurs proposés par le constructeur. 0.94. Pour ρ et 0.82 pour $(\tau\alpha)_{eff}$. valeurs qui sera prise en compte pour la suite.

γ : Facteur d'interception.

Pour l'estimation de la valeur du facteur d'interception γ dans les deux cas (absorbeur cylindrique et absorbeur plan) on a calculé la largeur de l'image sur le plan focale (b). L'expression utilisée pour déterminer cette largeur d'après Bernard [Bernard ,2004] est donné:

$$b = 2 * r * \tan\left(\frac{\mathcal{E}}{2}\right) / \cos \varphi \tag{2.2}$$

Dans le premier cas considérons un absorbeur cylindrique type Sunpak le largeur de l'image sur le plan focale (b) devient:

$$b' = 2 * r * \tan\left(\frac{\mathcal{E}}{2}\right) \tag{2.3}$$

Avec :

r : Rayon d'ouverture.

$$r = \frac{2 * f}{1 + \cos \varphi} \tag{2.4}$$

\mathcal{E} : Angle sous laquelle un observateur voit le soleil. $\mathcal{E} = 32'$.

φ : Demi-angle d'ouverture.

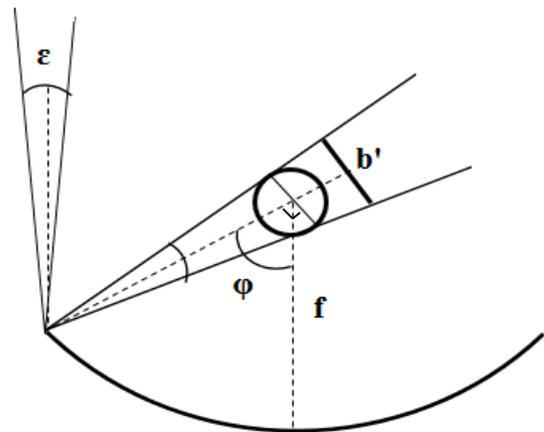


Fig.2.1 Chemin optique pour l'absorbeur cylindrique

Après les calculs on trouvé $b'=0.027m$ et d'après le constructeur le diamètre extérieur de l'absorbeur $D_{ab(ext)}=0.07m$. Veut dire la dimension maximale de l'image sur le plan focale est inférieure à la taille de l'absorbeur. Donc on a conclu que tout le flux réfléchi tombe sur l'absorbeur, effectivement $\gamma=1$.

Et dans le cas de l'absorbeur plan à l'aide de l'équation 2.2 on a trouvé $b=0.16m$ signifier que la largeur de l'image est beaucoup plus grande au diamètre extérieur $D_{ab(ext)}=0.07m$. Donc a calculer l'angle d'interception pour déduire le facteur d'interception géométrique qui est le rapport de la largeur de l'image sur le plan focale et l'ouverture. On trouvé $\gamma=0.92$.

On utilisant les relations suivantes:

$$y = \frac{x^2}{4 * f} \tag{2.5}$$

$$y_c = f - y \tag{2.6}$$

$$\varphi = \tan^{-1}\left(\frac{x}{y}\right) \tag{2.7}$$

$$r = \sqrt{x^2 + y^2} \tag{2.8}$$

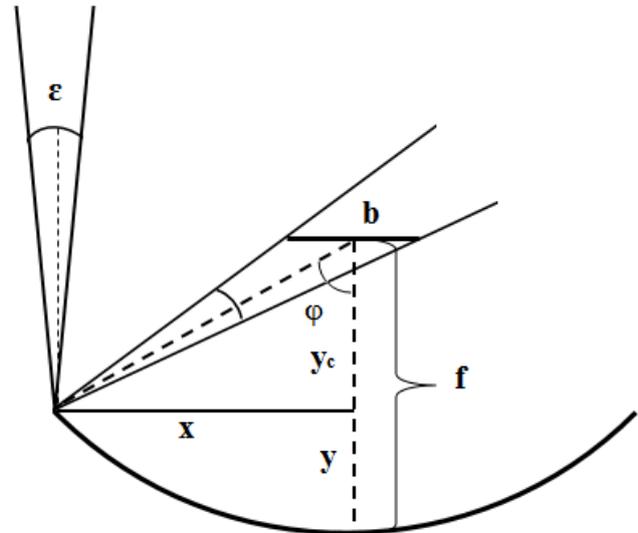


Fig.2.2 Chemin optique pour l'absorbeur plan

K_θ : La projection de l'angle d'incidence dans le plan longitudinale, n'est pas facile à estimer et son impact diminue proportionnellement à cause de l'effet d'échelle.

Γ : L'effet d'ombre peut être simplifier si l'on suppose que les concentrateurs sont suffisamment éloignés les uns des autres .on prendra donc $\Gamma = 1$.

II.1 Analyse thermique

II.1.1 Echange thermique entre le tube en verre et l'environnement

Le transfert entre l'enveloppe du verre et l'environnement s'effectue par deux modes de transfert, soit par convection et par rayonnement :

➤ Par convection

Dans le cas d'un tube horizontal le coefficient d'échange mixte par convection proposé par Holman [Holman, 1963 ; Roberts, 1979] donne :

$$h_w = 1.32 \left(\frac{T_v - T_a}{D_v} \right)^{1/4} \quad \text{Pour} \quad \text{Re} < 400 \tag{2.9}$$

$$h_w = \frac{1}{D_v} (0.0161 \text{Re}^{0.492} + 0.007) \quad \text{Pour} \quad \text{Re} > 400 \tag{2.10}$$

Avec :

$$\text{Re} = 72770 D_g * V \tag{2.11}$$

D_g : Diamètre de l'enveloppe du verre.

V : Vitesse du vent.

➤ **Par rayonnement**

Pour le coefficient de transfert par rayonnement enveloppe du verre-ambiance en supposera que :

- L'enveloppe en verre est à une température, uniforme.
- Le récepteur est à la température ambiante.

Donc le coefficient de transfert par rayonnement globale s'écrit sous la forme suivant :

$$h_{rvc} = (h_{r1} + h_{r2})/2 \quad (2.12)$$

Avec :

h_{r1} : Le coefficient d'échange radiatif Tube-Ciel

sera donné par:

$$h_{r1} = \varepsilon_v \sigma \frac{(T_v^4 - T_s^4)}{(T_v - T_a)} \quad (2.13)$$

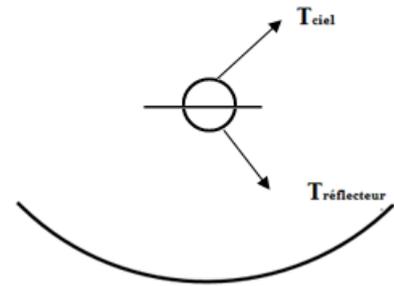


Fig.2.3 Echange par rayonnement

T_s : étant la température effective de ciel et elle est estimé par la formule [Duffie et al, 1980] :

$$T_s = 0.0552 T_a^{1.5} \quad (2.14)$$

h_{r2} : Le coefficient d'échange radiatif Tube-Réflecteur s'écrit :

$$h_{r2} = \frac{\sigma (T_v^4 - T_c^4) (T_v - T_a)^{-1}}{\frac{1 - \varepsilon_v}{A_v \varepsilon_{ab}} + \frac{1}{A_v F_{pc}} + \frac{1 - \varepsilon_c}{A_c \varepsilon_c}} \quad (2.15)$$

Avec :

T_v : Température de vitrage en.

T_a : Température ambiante en.

F_{pc} : Facteur de forme entre le tube en verre et le réflecteur cylindro – parabolique.

ε_{ab} : Emissivité de tube absorbeur.

ε_c : Emissivité de récepteur.

A_v : Surface de vitrage.

A_c : Surface du réflecteur.

A_{ab} : Surface de l'absorbeur.

II.1.2 Echanges thermiques entre l'absorbeur et le tube enveloppe

L'absorbeur s'effectue à la face extérieure avec l'enveloppe du verre un échange radiatif et un échange conductif et à la face intérieur avec le fluide un échange convectif.

➤ Par rayonnement :

Selon [Holman 1997], le coefficient de transfert par rayonnement absorbeur – tube en verre est estimé par la formule suivante :

$$h_{rabv} = \frac{\sigma (T_{ab}^2 + T_v^2)(T_{ab} + T_v)}{\frac{1}{\varepsilon_{ab}} + \frac{D_{ab(ext)}}{D_{v(int)}} \left(\frac{1}{\varepsilon_v} - 1 \right)} \quad (2.16)$$

Avec :

T_{ab} : Température de tube absorbeur.

T_v : Température de vitrage.

$D_{ab(ext)}$: Diamètre externe de tube absorbeur.

$D_{v(int)}$: Diamètre interne de vitrage.

ε_{ab} : Emissivité de tube absorbeur.

ε_v : Emissivité de vitrage.

➤ Par conduction :

D'après les travaux de [Window et al, 1984] et [Merzouk et al 2000] pour une pression inférieure à 1Pa les échanges entre absorbeur et tube en verre se résument à un échange conductif. Et le coefficient h_c pour le cas d'un absorbeur cylindrique peut être estimé par :

$$h_c = \frac{k_{air}}{R_a \ln \left(\frac{D_{v(int)}}{D_{ab(ext)}} \right)} \quad (2.17)$$

Avec :

k_{air} : Conductivité de l'air.

R_a : Rayon de l'absorbeur.

$$\dot{Q}_{condabv} = \frac{k_{air}(T_{ab} - T_v)A_{ab}}{R_a \ln\left(\frac{D_v}{D_{ab}}\right)} \quad (2.18)$$

pour le cas d'un absorbeur plan le transfert par conduction à travers la lame d'air de la plaque au vitrage est donné [Merzouk 1986] :

$$\dot{Q}_{condabv} = 2A_a \left(\frac{2k_{air}\Phi}{w_a} \right) (T_p - T_v) \quad (2.19)$$

Tel que:

A_a : Surface de l'absorbeur plan

w_a : Largeur de l'absorbeur plan

Φ : coefficient sans dimension dépendant de la géométrie

$$\Phi = \frac{1}{T_p - T_v} \int_0^{\pi/2} r \frac{dT}{dr} \int_{r=R_v} d\beta' \quad (2.20)$$

Avec:

β' : Angle d'intégration.

Et d'après [Merzouk 1986] $\Phi = 3.8$

T_p : Température absorbeur plan.

II.1.3 Echanges thermiques entre l'absorbeur et le fluide

- Transfert de chaleur absorbeur – fluide

- Conduction à travers le tube absorbeur.
- Convection absorbeur –fluide.

Considérant la convection forcée du fluide caloporteur dans le tube absorbeur le coefficient de transfert en présence d'une résistance thermique au niveau de l'absorbeur est donné :

$$h_f = \frac{1}{\frac{e}{k} + \frac{1}{h_{f(u)}}} \quad (2.21)$$

Avec :

$$h_{f(u)} = \frac{k_f}{D_{ab(int)}} Nu \quad (2.22)$$

Les relations proposées par littérature pour l'évaluation du coefficient de transfert par convection ($h_{f(u)}$), dans le cas de l'écoulement à l'intérieur d'un tube sont fonction du Nombre de Graetz, soit [Merzouk 1986] :

$$M = \text{Re Pr} \left(\frac{D}{L} \right) \quad (2.23)$$

Avec :

Re : Nombre de Reynolds.

Pr : Nombre de Prandlt.

D : Diamètre de tube.

L : Longueur de tube.

➤ **Écoulement laminaire :**

Pour les tubes considérés comme courts longs ($10 < M < 100$) Seider et Tate proposent :

$$Nu = 1.86 \left(\frac{\mu_a}{\mu_p} \right)^{0.14} \text{Re Pr}^{0.333} \quad (2.24)$$

Pour les tubes dits longs ($M > 100$) Polhausen propose :

$$Nu = 0.25 * \text{Re Pr} \left(\frac{D}{L} \right) \ln \left[1 - \frac{2.654}{\text{Pr}^{0.167} \left(\text{Re Pr} \left(\frac{D}{L} \right) \right)^{0.5}} \right]^{-1} \quad (2.25)$$

➤ **Régime turbulent :**

Colburn a établi la relation suivante :

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.333} \quad (2.26)$$

Transformée par Seider et Tate en:

$$Nu_2 = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.333} \left(\frac{\mu_a}{\mu_p} \right)^{0.14} \quad (2.27)$$

Puis par Macadams selon le rapport L/D:

$$Nu = Nu_2 \left(1 + (D/L)^{0.07} \right) \quad \text{Pour} \quad L/D < 20 \quad (2.28)$$

$$Nu = Nu_2 \left(1 + 6D/L \right) \quad \text{Pour} \quad 20 < L/D < 60 \quad (2.29)$$

$$Nu = Nu_2 \quad \text{Pour} \quad L/D > 60 \quad (2.30)$$

Avec :

μ_a : viscosité dynamique à la température moyenne du fluide.

μ_p : viscosité dynamique à la température de la paroi.

Pour les paramètres géométriques du concentrateur voir l'annexe.

II.2 Bilan énergétique au niveau du foyer en régime permanent :

La modélisation est basée sur un bilan énergétique entre les composantes de l'absorbeur. La figure 2.2 représente les flux de chaleur échangés entre ces composantes dans une section transversale. Le bilan énergétique pour l'enveloppe du verre, le tube absorbeur et le fluide sont considérés indépendamment. Par conséquent, les différents coefficients de transfert de chaleur doivent être connus [Marif et al, 2014].

II.2.1 Absorbeur cylindrique à tubes concentriques (Sunpak):

L'absorbeur du tube sous vide Sunpak se compose de deux tubes en verre concentriques comme la figure 2.4 montre.

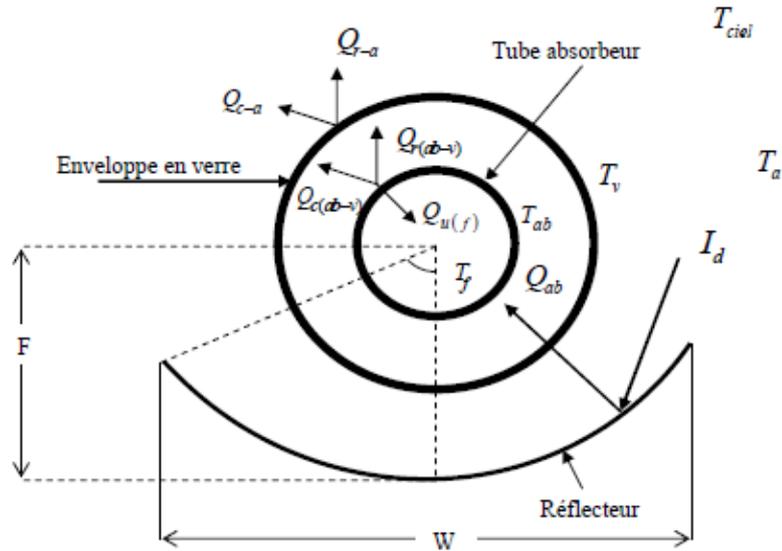


Fig.2.4 Echanges thermiques autour de l'absorbeur

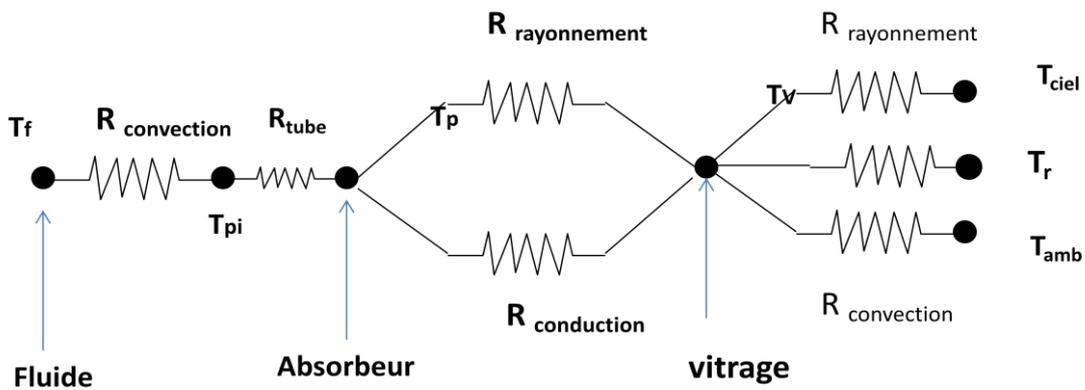


Fig.2.5 Représente les résistances thermiques.

En régime permanent, un bilan d'énergie sur un volume de contrôle permet d'écrire [modèle de Hottel, Woertz et Bliss dit modèle HWB] :

$$\dot{Q}_u = \dot{Q}_a - \dot{Q}_p \tag{2.31}$$

Avec :

\dot{Q}_a : Eclairage solaire absorbé.

\dot{Q}_p : Puissance thermique cédée à l'environnement.

\dot{Q}_u : Puissance thermique utile récupérée par le fluide caloporteur.

➤ **Pertes globales :**

En négligeant l'absorptivité du vitrage, un bilan d'énergie sur le ce dernier permet d'écrire :

$$\dot{Q}_p = \dot{Q}_{rvc} + \dot{Q}_w = \dot{Q}_{rabv} + \dot{Q}_{condabv} \quad (2.32)$$

Avec :

\dot{Q}_{rvc} : Echanges radiatifs l'enveloppe du verre-l'environnement.

\dot{Q}_w : Echanges convectifs du couvert dus à l'effet du vent.

\dot{Q}_{rpv} : Echanges radiatifs entre l'absorbeur et l'enveloppe du verre.

$\dot{Q}_{condabv}$: Echanges conductif entre l'absorbeur et l'enveloppe du verre.

Hypothèses :

Afin de simplifier la modélisation, les hypothèses suivantes sont considérées :

- Régime permanent.
- Le tube en verre est à la température uniforme.
- La température du réflecteur est égale à la température ambiante et assimilé à un corps noir en émission .
- Parabole parfaite en géométrie et en qualité de surface.
- Surface spéculaire parfaite.
- Le coefficient de transfert du au vent est uniforme.
- Erreur de poursuite et effet d'ombre négligeables.
- Régime permanent.
- Le flux de chaleur est unidimensionnel.

Avec :

$$\dot{Q}_{rvc} = h_{rvc}(T_v - T_a)A_v \quad (2.33)$$

$$\dot{Q}_w = h_w(T_v - T_a)A_v \quad (2.34)$$

$$\dot{Q}_{rabv} = h_{rabv}(T_{ab} - T_v)A_{ab} \quad (2.35)$$

$$\dot{Q}_c = \frac{k_{air}(T_{ab} - T_v)A_{ab}}{R_a \ln\left(\frac{D_{v(int)}}{D_{ab(ext)}}\right)} \quad (2.36)$$

Les pertes globales sont donc données par :

$$\begin{aligned} \dot{Q}_p &= (h_{rvc} + h_w)(T_v - T_a) A_v \\ &= (h_{rabv} + h_c)(T_{ab} - T_v) A_{ab} \end{aligned} \quad (2.37)$$

Et en éliminant T_v entre les 2 équations :

$$\dot{Q}_p = U_g (T_{ab} - T_a) A_{ab} \quad (2.40)$$

Avec:

U_g : Étant le coefficient de pertes global.

$$U_g = \left[\frac{1}{(h_{rvc} + h_w) \left(\frac{D_{v(int)}}{D_{ab(ext)}} \right)} + \frac{1}{h_{rabv} + \frac{k_{air}}{R_a \ln\left(\frac{D_{v(int)}}{D_{ab(ext)}} \right)}} \right]^{-1} \quad (2.38)$$

II.2.2 Bilan énergétique sur un élément de l'absorbeur :

Le récepteur doit être construit de telle manière que l'absorption du rayonnement solaire soit maximum et que les pertes thermiques soient minimales. De faibles pertes thermiques impliquent de faibles pertes avec les modes (rayonnement, convection, conduction). Un bilan d'énergie sur un élément de l'absorbeur permet d'écrire,

$$d\dot{Q}_u = d\dot{Q}_{R.T.A} - d\dot{Q}_p \quad (2.39)$$

Avec :

$d\dot{Q}_{R.T.A}$: Le flux incident après réflexion transmission et absorption.

$$d\dot{Q}_{R.T.A} = dA_p \left(\frac{1}{\rho} + \frac{W - D_{ab(ext)}}{D_{ab(ext)}} \right) \eta_{op} * I_b \quad (2.40)$$

Avec

dA_p : Elément de surface plane de l'absorbeur.

$$dA_p = D_{ab(ext)} * dy$$

W : Largueur du concentrateur (réflecteur).

I_b : L'éclairement direct.

Pour l'estimation de l'éclairement direct on a utilisé le modèle R-Sun.

Donc:

$$d\dot{Q}_u = dA_p \left(\frac{1}{\rho} + \frac{W - D_{ab(ext)}}{D_{ab(ext)}} \right) \eta_{op} * I_b - U_g (T_{ab} - T_a) dA_{ab} \quad (2.41)$$

II.2.3 Bilan énergétique sur un élément de fluide caloporteur

A l'aide des hypothèses suivantes :

- Le flux de chaleur est unidimensionnel.
- Les propriétés thermo - physiques de fluide sont constantes.
- Le fluide est newtonien.

Le bilan thermique sur un élément de fluide caloporteur donne (présente figure 2.6) :

$$d\dot{Q}_u = \frac{T_{ab} - T_f}{\frac{\delta}{k_{ab}} + \frac{D_{ab(ext)}}{D_{ab(int)}} * \frac{1}{h_f}} dA_{ab} \quad (2.42)$$

Avec :

δ : Epaisseur du tube absorbeur

T_f : Température du fluide

k_{ab} : Conductivité du tube absorbeur

h_f : coefficient de transfert de chaleur par convection fluide-paroi

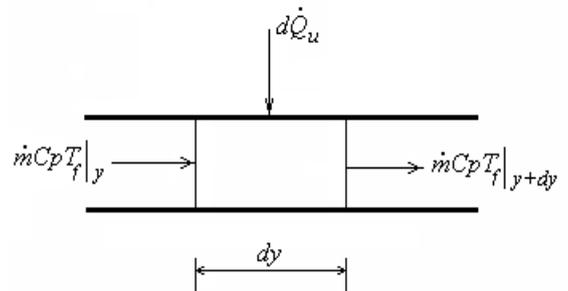


Fig.2.6 Bilan thermique sur un élément de fluide

D'après les relations (2.44) et (2.45) on peut écrire :

$$\left(\frac{d\dot{Q}_u}{dA_{ab}} \frac{1}{U_g} = \frac{dA_p}{dA_{ab}} \left(\frac{1}{\rho} + \frac{W - D_{ab(ext)}}{D_{ab(ext)}} \right) \eta_{op} * \frac{I_b}{U_g} - T_{ab} + T_a \right. \\ \left. \frac{d\dot{Q}_u}{dA_{ab}} \left[\frac{\delta}{k_{ab}} + \frac{D_{ab(ext)}}{D_{ab(int)}} * \frac{1}{h_f} \right] = (T_{ab} - T_f) \right) \quad (2.43)$$

En éliminant la température T_{ab} entre les 2 équations il vient :

$$d\dot{Q}_u \left[\frac{1}{U_g} + \frac{\delta}{k_{ab}} + \frac{D_{ab(ext)}}{D_{ab(int)}} * \frac{1}{h_f} \right] = \left[\frac{dA_p}{dA_{ab}} \left(\frac{1}{\rho} + \frac{W - D_{ab(ext)}}{D_{ab(ext)}} \right) \eta_{op} * \frac{I_b}{U_g} - (T_f - T_a) \right] dA_{ab} \quad (2.44)$$

Ou encore :

$$d\dot{Q}_u = F' \left[\frac{1}{\pi} \left(\frac{1}{\rho} + \frac{W - D_{ab(ext)}}{D_{ab(ext)}} \right) \eta_{op} * I_b - U_g (T_f - T_a) \right] dA_{ab} \quad (2.45)$$

Et :

$$F' = \frac{1/U_g}{\left[\frac{1}{U_g} + \frac{\delta}{k_{ab}} + \frac{D_{ab(ext)}}{D_{ab(int)}} * \frac{1}{h_f} \right]} \quad (2.46)$$

Avec:

F' : Efficacité de l'absorbeur.

II.2.4- Facteur de conductance

Un bilan d'énergie sur un volume de contrôle, du fluide caloporteur, limité par le tube ayant une longueur dy , permet d'écrire

$$\dot{m}Cp \frac{dT_f}{dy} - \pi D_{ab(ex)} F' \left[\frac{1}{\rho} \left(\frac{1}{\rho} + \frac{W - D_v}{D_v} \right) \eta_{op} I_b - U_g (T_f - T_a) \right] = 0 \quad (2.47)$$

Avec :

\dot{m} : Débit massique total du fluide caloporteur.

Ou encore :

$$\frac{\dot{m}Cp}{\pi D_{ab(ex)} F' U_g} \frac{dT_f}{dy} + T_f - T_a - \beta \frac{I_b}{U_g} = 0$$

(2.48)

En posant :

$$\beta = \frac{1}{\pi} \left(\frac{1}{\rho} + \frac{W - D_v}{D_v} \right) \eta_0 \quad (2.49)$$

$$\theta = T_f - T_a - \beta \frac{I_b}{U_g} \quad (2.50)$$

L'équation devient :

$$\frac{d\theta}{dy} + \lambda \theta = 0$$

Avec:

$$\lambda = \frac{\pi D_{ab(ex)} F' U_g}{\dot{m} Cp} \quad (2.51)$$

Après intégration entre l'entrée et la sortie du tube, il vient :

$$\theta_s = \theta_e * e^{-\lambda L} \quad (2.52)$$

$$\frac{T_s - T_a - \beta I_b / U_g}{T_e - T_a - \beta I_b / U_g} = \exp(-\lambda * L) \quad (2.53)$$

Avec :

T_e et T_s : Températures du fluide à l'entrée et à la sortie, respectivement.

Ou encore :

$$T_s - T_e = (T_e - T_a - \beta I_b / U_g) [\exp(-\lambda * L) - 1]$$

(2.54)

Comme par ailleurs, on a :

$$\dot{Q} = \dot{m} C_p (T_s - T_e) \quad (2.55)$$

Il vient

$$\dot{Q}_u = A_{ab} * Fr [\beta I_b - U_g (T_e - T_a)] \quad (2.56)$$

Avec :

$$Fr = \frac{\dot{m} Cp}{A_{ab} * U_g} \left[1 - \exp\left(-\frac{A_{ab} U_g F'}{\dot{m} Cp}\right) \right] \quad (2.57)$$

II.2.5 Rendement instantané

Le rendement instantané (soit en régime permanent) du concentrateur est défini comme le rapport du flux de chaleur récupérée par le fluide caloporteur au flux solaire incident sur le concentrateur, soit:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_u}{A_o * I_b} = \frac{\pi * D_{ab(ext)}}{W} Fr \left[\beta - U_g \frac{(T_e - T_a)}{I_b} \right] \quad (2.58)$$

A_o = surface d'ouverture, mais on peut rapporter le rendement à la surface frontale du vitrage (l'enveloppe du verre) ou de l'absorbeur.

II.3. Absorbeur plan :

Dans le cas d'un absorbeur plan plusieurs configurations ont été proposés (voir figure 2.5) [Merzouk 2017].

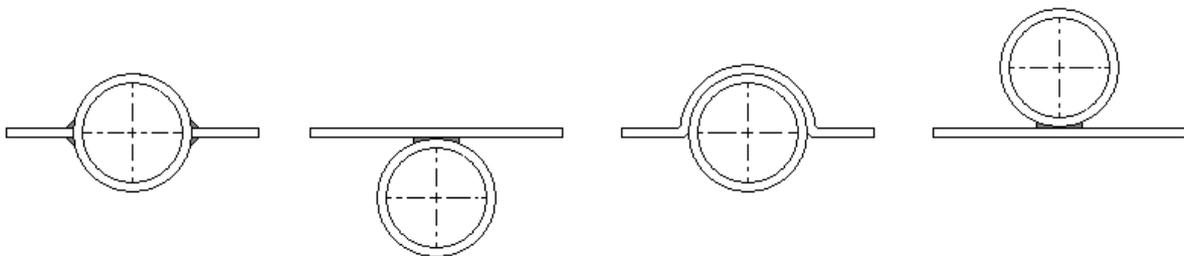


Fig. 2.7 Différentes configurations tube – ailette

Dans notre étude on a choisi la première configuration ou l'absorbeur Philips est du type plan à ailettes. Toutefois le tube collecteur est soudé à la plaque.

En négligeant la résistance de contact, avec les mêmes hypothèses penées dans le cas cylindriques pour l'enveloppe du verre et réflecteur. Le système peu être assimilé à un tubes à ailettes, montés en parallèle et travaillant dans les mêmes conditions.

En désignant par F l'efficacité de l'ailette, un bilan d'énergie sur un élément du système tube – ailette permet d'écrire :

$$d\dot{Q}_u = \left[w_a \left(\frac{1}{\rho} + \frac{W - w_a}{w_a} \right) \eta_{op} * I_b - U_g (T_p - T_a) (d_e * \pi + (w_a - d_e) F) \right] dy \quad (2.59)$$

Avec:

w_a : Largeur l'absorbeur.

d_e : Diamètre extérieur du tube collecteur.

δ : Epaisseur de l'absorbeur plan

k : Conductivité de l'absorbeur plan

Le rendement de l'ailette étant donné par :

$$F = \frac{th \left(b \left(\frac{w_a - d_e}{2} \right) \right)}{b \left(\frac{w_a - d_e}{2} \right)} \quad \text{Avec :} \quad b^2 = \frac{U_g}{k \delta} \quad (2.60)$$

Avec un coefficient de pertes globales devient:

$$U_g = \left[\frac{1}{(h_{rvc} + h_w) \left(\frac{\pi D_{v(int)}}{2 * w_a} \right)} + \frac{1}{h_{rabv} + h_c} \right]^{-1} \quad (2.61)$$

En posant:

$$\alpha = d_e + (w_a - d_e) F \quad (2.62)$$

$$\beta' = w_a \left(\frac{1}{\rho} + \frac{W - w_a}{w_a} \right) \quad (2.63)$$

L'équation devient:

$$\frac{d\dot{Q}_u}{dy} = \left[\frac{1}{\alpha} (\beta' \eta_{op} * I_b) - U_g (T_p - T_a) \right] \alpha \quad (2.64)$$

Après l'exécution des bilans sur un élément d'absorbeur et un élément de fluide l'expression de l'énergie utile s'écrit:

$$d\dot{Q}_u = F' \left[\frac{1}{\alpha} \beta' \eta_{op} * \frac{I_b}{U_g} - U_g (T_f - T_a) \right] w_a dy \quad (2.65)$$

Avec F' l'efficacité de l'absorbeur plan:

$$F' = \frac{1/U_g}{w_a \left[\frac{1}{U_g \alpha} + \frac{\delta}{\pi D_i k} + \frac{1}{\pi D_i h_f} \right]} \quad (2.66)$$

Et le facteur de la conductance Fr devient:

$$Fr = \frac{\dot{m} Cp}{A_a * U_g} \left[1 - \exp \left(- \frac{A_a U_g F'}{\dot{m} Cp} \right) \right] \quad (2.67)$$

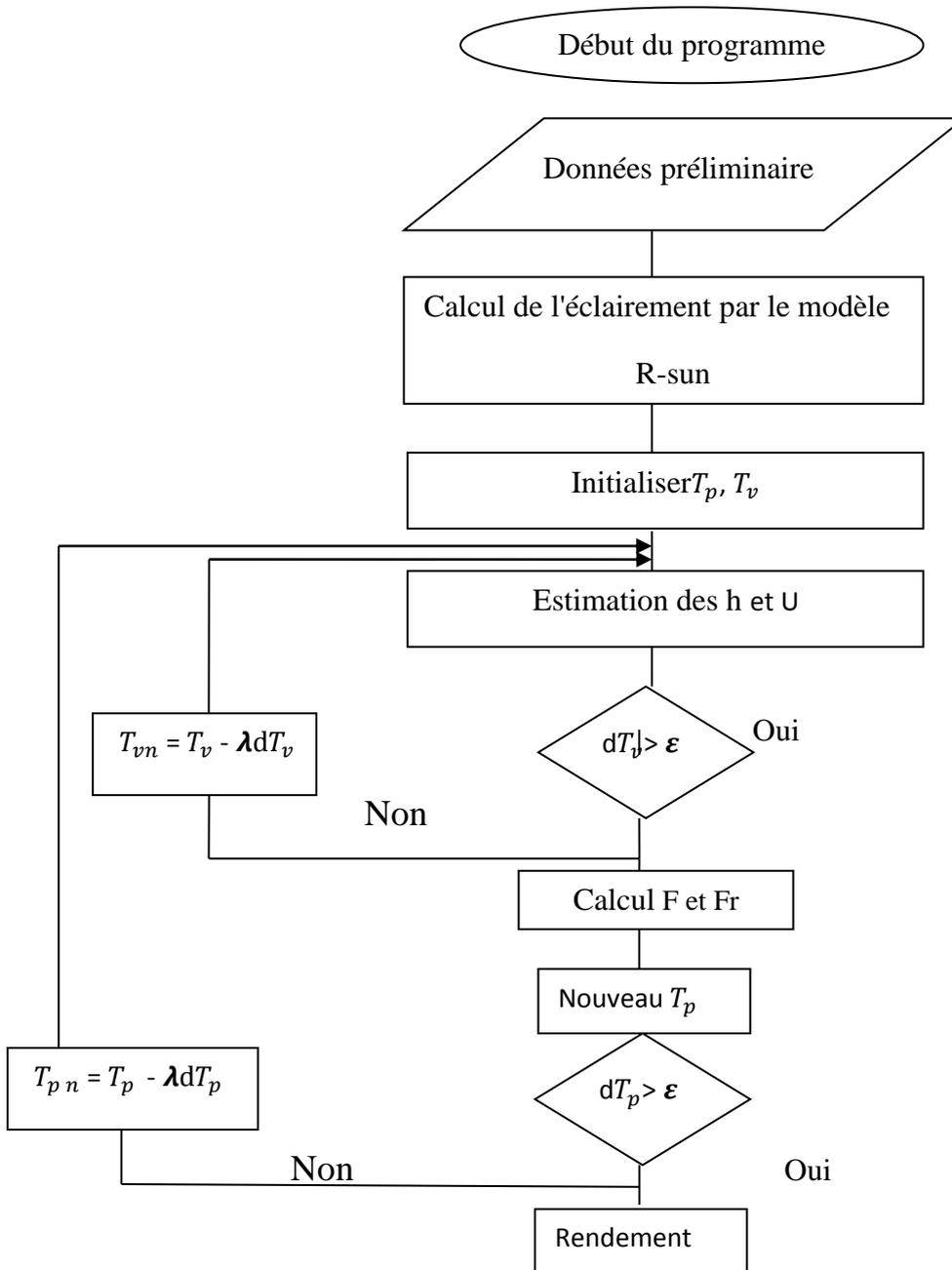
Avec :

A_a : Surface de l'absorbeur plan.

Pour arriver à la fin au rendement instantané pour le système avec un absorbeur plan:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_u}{A_o * I_b} = \frac{w_a}{w} Fr \left[\left(\frac{1}{\alpha} \beta' \eta_{op} \right) - U_g \frac{(T_e - T_a)}{I_b} \right] \quad (2.68)$$

L'organigramme:

**Conclusion :**

Les échanges thermiques du foyer avec l'environnement ainsi que les échanges entre les différents composants du foyer ont été définis. Les différents coefficients d'échanges ont été modélisés en utilisant les valeurs tabulées fournies par la littérature. Les équations décrivant le système thermique en régime permanent ont été établies. La résolution numérique a été faite par Matlab en utilisant la méthode itérative.

Chapitre 3

Modélisation d'un Concentrateur Cyllindro-Parabolique

Introduction:

Après la modélisation des échanges thermiques au niveau du foyer du concentrateur. On a choisi comme site Hassi R'MEL. La résolution du système d'équation des bilans thermiques au niveau du foyer a été faite par la méthode numérique itérative sous Matlab qui nous a permis d'obtenir un ensemble de résultats que nous présentant dans ce chapitre.

I. Cas d'un absorbeur cylindrique type Sunpak :**I.1. Rendement instantané:**

En figure 3.1 nous avons porté le rendement instantané rapporté à l'ouverture en fonction de $(T_i - T_a)/I_b = X$. Cette courbe est obtenue avec un absorbeur cylindrique type Sunpak en acier à surface sélective pour un débit constant et une température ambiante de 30°C pour la journée 21 juin. Nous remarquons que la courbe du rendement n'est pas linéaire.

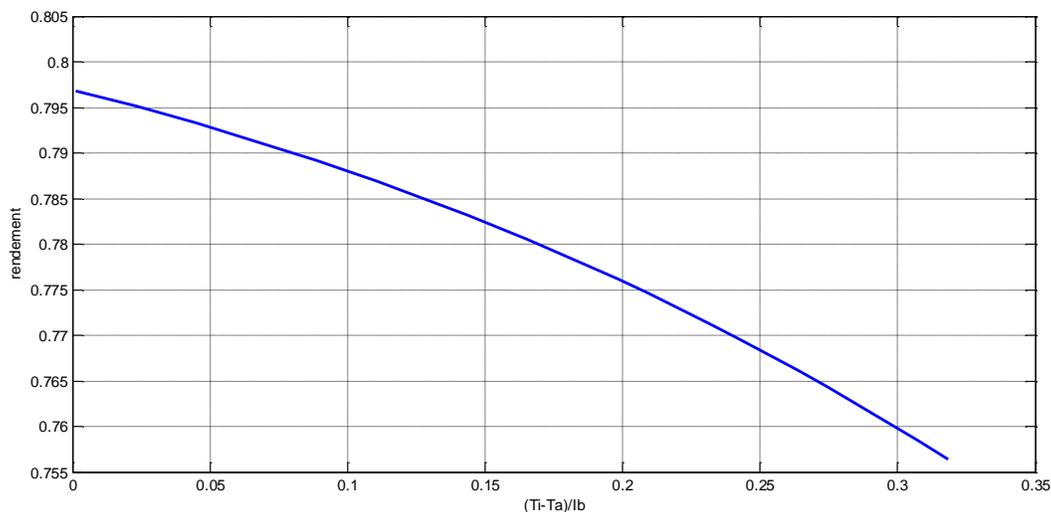


Fig. 3.1 Evaluation du rendement thermique instantané de l'absorbeur cylindrique Sunpak rapporté à la température d'entrée du fluide.

La linéarisation donne le coefficient des pertes globales égale à 0.13 et le rendement optique 0.79.

I .2. Facteur de conductance:

La figure 3.2 montre la variation du facteur du conductance en fonction de X. La courbe sous forme de cloche. On voit a travers la courbe le facteur de conductance attient le maximum à la valeur 0.07 de X

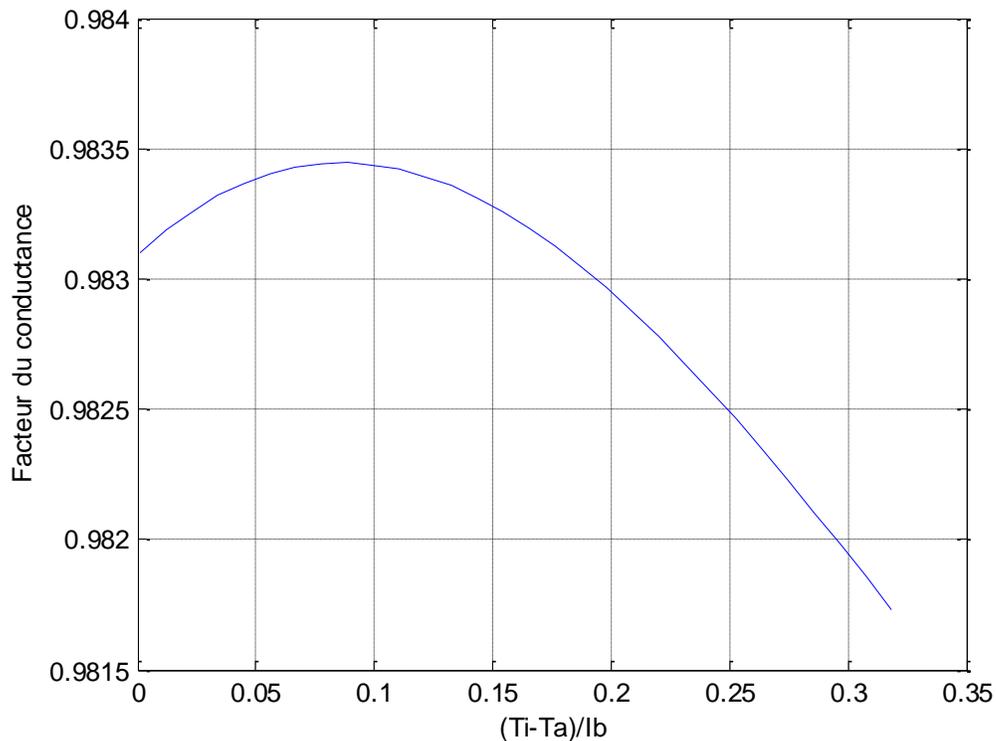


Fig. 3.2. Evaluation du facteur de conductance de l'absorbeur cylindrique Sumpak en fonction de X.

I .3. L'effet du débit du fluide caloporteur :

La figure 3.2 montre l'effet du débit du fluide caloporteur sur le rendement thermique instantané. La variation du rendement est asymptotique avec le débit, il atteint le max a partir d'un débit 12m/s.

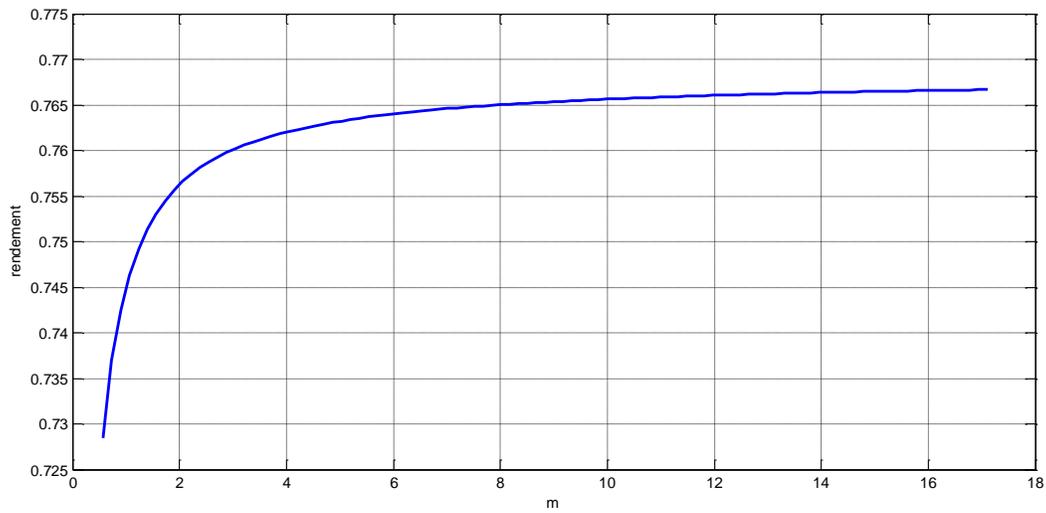


Fig.3.3 Variation du rendement thermique instantané en fonction du débit pour l'absorbeur cylindrique Sumpak

I .4. L'effet de l'émissivité de l'absorbeur :

En faisant varier l'émissivité de l'absorbeur et la température d'entrée de fluide, on obtient les courbes de la figure 3.4 représentant l'effet de la variation du rendement instantané .On remarque que le rendement diminue quand l'émissivité de l'absorbeur augmente.

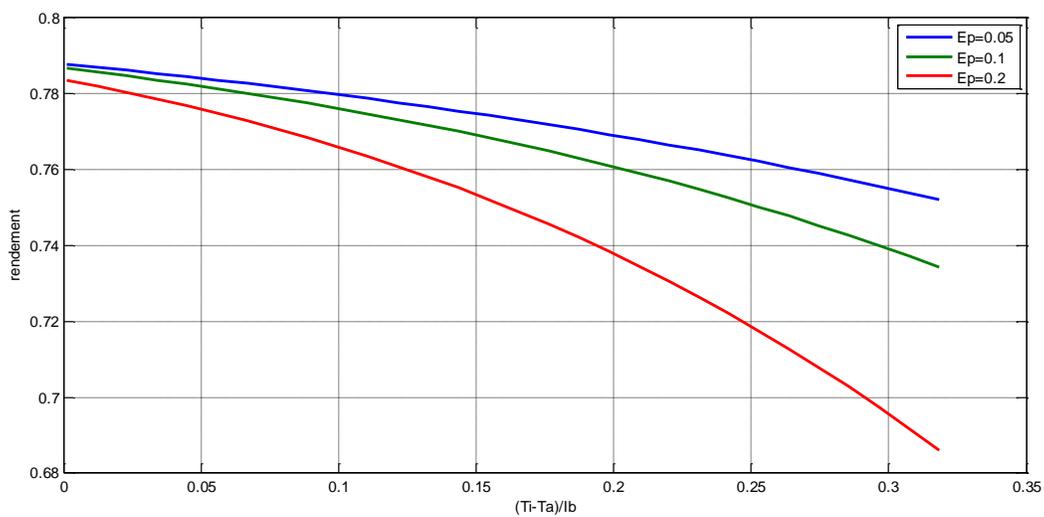


Fig.3.4 Effet de l'émissivité de l'absorbeur cylindrique Sumpak sur le rendement thermique instantané

Pour un $X=0.3$ une variation de l'émissivité de 20% une variation de 10% du rendement a été remarqué.

I.5. L'effet de la conductivité de l'absorbeur :

La figure 3.4 montre la variation de rendement thermique instantané avec la conductivité de l'absorbeur .le rendement monte avec l'augmentation de la conductivité. Mais après certains valeurs l'effet devient négligeable.

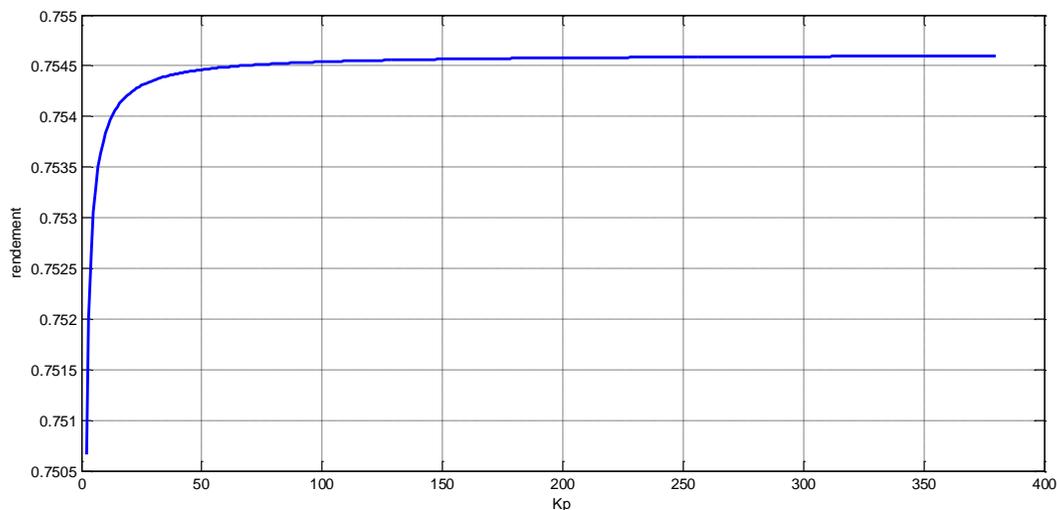


Fig.3.5 Evaluation du rendement thermique instantané de l'absorbeur plan Philips rapporté à la température d'entrée du fluide.

A partir de 150 W/m.K° de conductivité la variation du rendement thermique n'est plus significative.

II. Cas d'un absorbeur plan type Philips :

En figure 3.1 nous avons porté le rendement instantané rapporté à l'ouverture en fonction de $(T_i - T_a)/I_b$ pour le même cas de l'absorbeur cylindrique. Cette courbe est obtenue avec un absorbeur plan type Philips en cuivre à surface sélective. Le rendement dans ce cas la peut arrive

jusqu'à 80% supérieur à celle que l'absorbeur cylindrique. Nous remarquons aussi que la courbe du rendement n'est pas linéaire.

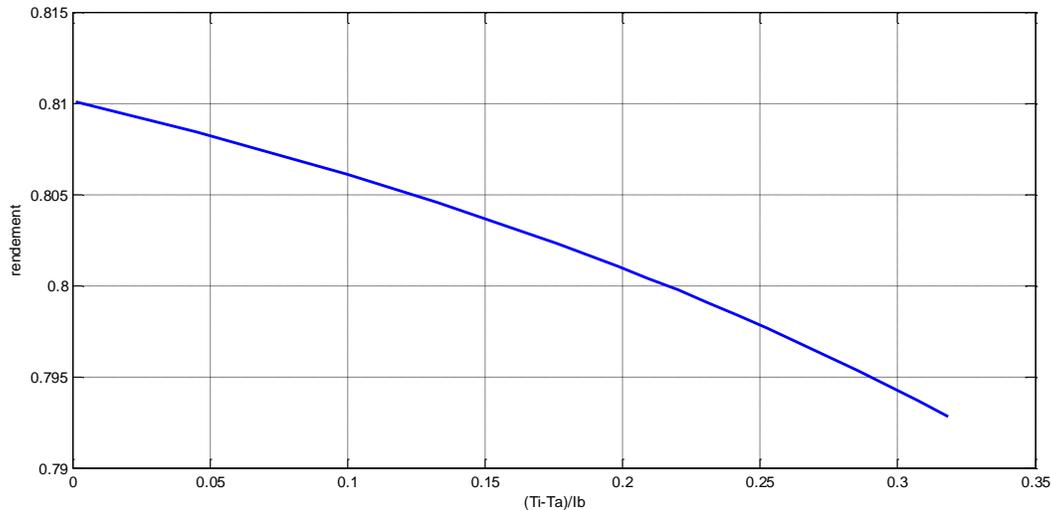


Fig.3.6 Evaluation du rendement thermique instantané de l'absorbeur plan Philips rapporté à la température d'entrée du fluide.

	Absorbeur cylindrique	Absorbeur plan
Rendement optique	0.79	0.82
Coefficient des pertes globales	0.13	0.05

Donc le coefficient de perte est double dans l'absorbeur cylindrique. On comparant avec les résultats obtenus avec l'absorbeur cylindrique on remarque que l'amélioration du rendement optique et du coefficient des pertes globales.

Conclusion:

Les résultats obtenus encouragent l'utilisation des absorbeurs modifiés dans les concentrateurs cylindro-paraboliques comme la configuration choisie dans ce travail. On peut constater que l'efficacité thermique diminue avec l'augmentation de l'émissivité et augmente avec l'augmentation de la conductivité thermique du tube absorbeur. On tient à signaler que le cumul des effets permet ainsi d'améliorer davantage l'efficacité thermique du concentrateur cylindro-parabolique en adoptant des surfaces sélectives convenables. L'efficacité optique et thermique du concentrateur cylindro-parabolique évaluée en utilisant un absorbeur plan augmente par rapport au cylindrique.

Référence

[Ming Qu et al, 2006] Ming Qu, David H. Archer and Sophie V. Masson 2006. A Linear Parabolic Trough Solar Collector Performance Model. Renewable Energy Resources and a Greener Future . ICEBO, Shenzhen, China Vol.VIII-3-3

[Kalogirou et al,1996] S. Kalogirou, S. Lloyd and J. Ward, 'A Simplified Method for Estimating Intercept Factor of Parabolic Through Collectors', Proceedings of the Forth World Renewable Energy Congress, Denver, Colorado, USA, Vol. 3, pp. 1782 – 1786, 1996.

[Chekirou et al 2007] W. Chekirou, N. Boukheit et T. Kerbache. Différents modes de transfert de chaleur dans un absorbeur d'un concentrateur solaire cylindro – parabolique, Université Mohamed Mentouri, Constantine, Algérie. Revue des Energies Renouvelables ICRESD-07 Tlemcen (2007).

[Gamma et al, 2008] A. Gama1, M. Haddadi et A. Malek, 'Etude et réalisation d'un concentrateur cylindro parabolique avec poursuite solaire aveugle'. Revue des Energies Renouvelables Vol. 11 N°3 .Août 2008.

[Marif et al,2013] Y. Marif, M. Zerrouki, M. Belhadj et H. Ben Moussa, 'Etude de l'efficacité optique et thermique d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique', Revue des Energies Renouvelables Vol. 16 N°.4 Décembre 2013.

[Garcia et al, 2010] Fernandez-Garcia A., Zarza E., Valenzuela L. And Perez M., 2010. Parabolic-trough solar collectors and their applications. Renewable and Sustainable Energy Reviews 14: 1695–1721.

[Kajavali et al, 2014] A. Kajavali , B. Sivaraman and N. Kulasekharan. Investigation of Heat Transfer Enhancement in a Parabolic Trough Collector with a Modified Absorber, International Energy Journal 14 (2014) 177-188

[Bernard 2004] Jacques. Bernard, Energie solaire calculs et optimisations, édition : ellipses, 2004.

[Merzouk 2004] Mustapha Merzouk. Contribution à la détermination des performances théoriques et expérimentales des capteurs solaires à tube sous vide en régime transitoire. Thèse de doctorat, Université de Aboubakar Belkaid de Tlemcen, 2004.

[Bernard 1980] R. Bernard, G. Menguy et M. Schwartz, Le rayonnement solaire conversion thermique et application, 2 -ème édition, Paris, 1980

[Duffie et al, 2013] John A. Duffie et William A. Beckman, Solar Engineering of Thermal Processes, Fourth Edition, John Wiley & Sons, Canada, 2013

[Hottel, 1976] Hottel H.C. , A simple Method For Estimating the Transmittance of Direct Solar Radiation Through Clear Atmospheres, Solar Energy, vol 18, pp129, Progamon Press 1976.

- [Iqbal, 1980] Iqbal M. An introduction to solar radiation. Tronto : Academic press, 1983.
- [ASHRAE, 1999] ASHRAE handbook: HVAC application. Atlanta (GA): ASHRAE ,1999.
- [Brichambaut, 1982] Brichambaut P. et C. Vaugue, Le Gisement Solaire, Evaluation de la Resource Energétique, Technique et Documentation, Paris 1982
- [Hofierka et al, 2002] J. Hofierka and M. Sári, 'The Solar Radiation Model for Open Source GIS: Implementation and Applications', Proceedings of the Open source GIS - GRASS users conference, Trento, Italy, 11-13 September 2002.
- [Kasten et al, 1989] F. Kasten and A.T. Young, 'Revised Optical Air Mass Tables and Approximation Formula', Applied Optics, Vol. 28, N°22, pp. 4735 - 4738, 1989.
- [Kasten, 1996] F. Kasten, 'The Linke Turbidity Factor Based on Improved Values of the Integral Rayleigh Optical Thickness', Solar Energy, Vol. 56, N°3, pp. 239 – 244, 1996.
- [Yettou et al, 2009] F. Yettou1, A. Malek, M. Haddadi et A. Gama1, 'Etude comparative de deux modèles de calcul du rayonnement solaire par ciel clair en Algérie', Revue des Energies Renouvelables Vol. 12 N°2 (2009) 331 – 346
- [Koussa et al, 2006] M. Koussa, A. Malek et M. Haddadi, ' Validation de quelques modèles de reconstitution des éclaircissements dus au rayonnement solaire direct, diffus et global par ciel clair', Revue des Energies Renouvelables Vol. 9 N°4 (2006) 307 – 332
- [Garcia-Valladares et al, 2009] Garcia-Valladares, O, Velazquez. N, 2009. Numerical simulation of parabolic trough collector: improvement using counter flow concentric circular heat exchangers.
- [Duffie et al, 1991] Duffie, J A et W.A. Beckman, Solar Engineering of Thermal Processes Edition J. Wiley & Sons, USA 1991
- [Reicosky et al., 1989] Reicosky.D.C, Winkelman.L.J, Baker J.M and Baker.D.G, 1989. Accuracy of hourly air temperatures calculated from daily minima and maxima. Agricultural and Forest Meteorology 46, 193-209.
- [Belghit et al., 1997] Belghit.A, Belahmidi .M, Bennis.A, Boutaleb.B, Benet.S, 1997. Etude numerique d'un séchoir solaire fonctionnant en convection forcée. Rev Gén Therm 36, 837-850.
- [Marif, 2015]. MARIF Yacine. Caractérisation d'un concentrateur cylindroparabolique de dimensions réelles au sud de l'Algérie: Région d'Ouargla. Thèse de Doctorat, Université Kasdi Merbah Ouargla, 2015.
- [Quoilin, 2007] Quoilin. S, 2007. Les Centrales Solaires à Concentration. Université de Liège.
- [Soteris, 2004] Soteris A. Kalogirou, 2004. Solar thermal collectors and applications. Progress in Energy and Combustion Science 30, 231-295.
- [Marif et al., 2011]. Marif.Y, Benmoussa. H, Bouguettaia. H, Belhadj. M. M, Zerrouki. M, Ben Hammou. M, 2011. Simulation Numerique d'un Concentrateur Cylindro-Parabolique

Dans Le Site d'Adrar. International Conference on Energy and Sustainable Development Adrar.

[Zarza 2003] Eduardo Zarza. Generación directa de vapor con colectores solares cilindro parabólicos. Proyecto Direct Solar Steam (DISS). PhD thesis, Universidad de Sevilla, 2003.

[Yadav et al 2013] Avadhesh Yadav, ' Manoj Kumar and Balram. 2013. Experimental Study and Analysis of Parabolic trough Collector with Various Reflectors ' International Journal of Mathematical, Computational, Physical, Electrical and Computer Engineering Vol:7, No:12,.

[Sagade et al 2013] Sagade A.A., Aher S. and Shinde N.N., 2013. Performance evaluation of low-cost FRP parabolic trough reflector with mild steel receiver. International Journal of Energy and Environmental Engineering 4(5): 1-8.

[Günther et al] Matthias Günther, Michael Joemann and Simon Csambor. Chapter 5 Parabolic Trough Technology, Advanced CSP Teaching Materials. enerMENA

[Marif et al, 2014] Y. MARIF, H. BENMOUSSA, H. BOUGUTTAIA, M .ZERROUKI, BELHADJ M. Mustapha, 2014. Etude comparative entre les modes de poursuite solaire d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique. Université Kasdi Merbah Ouargla, Annales des Sciences Technologies (AST) 6(2), 94-102.

[Boukhalfa et al, 2015]

[Zhiyong et al. 2014]. Zhiyong .Wu, Shidong. Li, Guofeng .Yuan, Dongqiang. Lei, Zhifeng. Wang, 2014. Threedimensional numerical study of heat transfer characteristics of parabolic trough receiver. Applied Energy 113, 902–911.

[Chekirou et al 2007] W. Chekirou , N. Boukheit et T. Kerbache. Différents modes de transfert de chaleur dans un absorbeur d'un concentrateur solaire cylindro - parabolique, *Revue des Energies Renouvelables ICRESD-07 Tlemcen (2007) 21 – 28*

[Naeeni et al, 2006] N. Naeeni and M. Yaghoubi. Analysis of wind flow around a parabolic collector (2) heat transfer from receiver tube. Engineering School, Shiraz University, Shiraz, Iran . Renewable Energy 2006.

[Bouvier 2014] Jean-Louis BOUVIER. Étude expérimentale d'une installation de micro-cogénération solaire couplant un concentrateur cylindro-parabolique et un moteur à cycle de Hirn. Thèse de doctorat, Université de LA ROCHELLE 2014

[Ferrière 2012] Alain Ferrière. Les récepteurs solaires surfaciques, état de l'art et applications. Journée SFT 13 juin 2012 : Rayonnement solaire concentré : collecteurs, récepteurs et stockage. Paris, 2012.

[Duffie 2006] John A. Duffie et William A. Beckman. Solar engineering of thermal processes. Wiley, Hoboken (N.J.), Etats-Unis, 2006.

[Kennedy 2002] Cheryl E. Kennedy. Review of mid-to high-temperature solar selective absorber materials, volume 1617. National Renewable Energy Laboratory Golden Colorado, 2002.

[Gnädig 2013]. T. Gnädig, J. Reitz, P. Haibach et T. Kuckelkorn. SCHOTT's 4th Generation Receiver—Getting ready for higher operation temperatures. 2013.

[Mammadov 2012] Fuad Mammadov. Study of Selective Surface of Solar Heat Receiver. Azerbaijan State Oil Academy, Azerbaijan Republic, AZ1010, Baku city, D.Aliyeva 227. International Journal of Energy Engineering 2012.

[Fernández-García 2010] A. Fernández-García, E. Zarza, L. Valenzuela et M. Pérez. Parabolic-trough solar collectors and their applications. Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 14, no. 7, pages 1695–1721, September 2010. 10.1016/j.rser.2010.03.012.

[Good 2014]. P. Good, G. Zanganeh, G. Ambrosetti, M. C. Barbato, A. Pedretti et A. Steinfeld. Towards a Commercial Parabolic Trough CSP System Using Air as Heat Transfer Fluid. Energy Procedia, vol. 49, pages 381–385, 2014.

[Price 2002]. Hank Price, Eckhard Lüpfer, David Kearney, Eduardo Zarza, Gilbert Cohen, Randy Gee et Rod Mahoney. Advances in parabolic trough solar power technology. Journal of solar energy engineering, vol. 124, no. 2, pages 109–125, 2002.

[Armenta-Deu et al,1991] C. Armenta-Deu and B. Lukac, 'A Correlation Model to Compute the Incidence Angle Modifier to Estimate its Effect on the Collectible Solar Radiation', Renewable Energy, Vol. 1, N°5-6, pp. 803 - 809, 1991

[Padilla Ricardo, 2011] Padilla Ricardo.V, Demirkaya.G, Goswami.D.Yogi, Stefanakos.E, Muhammad M. Rahman, 2011. Heat transfer analysis of parabolic trough solar receiver. Applied Energy 88, 5097-5110.

[Lunde] P.J. Lunde, 'Solar Thermal Engineering', Space Heat and Hot Water Systems', Ed. J. Wiley.

[Yaghoubi et al,2013] M. Yaghoubi, F. Ahmadi, and M. Bandehee. Analysis of Heat Losses of Absorber Tubes of Parabolic through Collector of Shiraz (Iran) Solar Power, PlantJournal of Clean Energy Technologies, Vol. 1, No. 1, January 2013

[Garcia et al, 2010] Fernandez-Garcia A., Zarza E., Valenzuela L. And Perez M., 2010. Parabolic-trough solar collectors and their applications. Renewable and Sustainable Energy Reviews 14: 1695–1721.

[Kalogirou,1996] Kalogirou S., 1996. Parabolic trough collector system for low temperature steam generation: design and performance characteristics. Applied Energy 55(1): 1-19.

[Kalogirou, 2012] Kalogirou S.A., 2012. A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver. *Energy* 48: 298-306.

[Tao T et al,2011] Tao T., Hongfei Z., Kaiyan H. and Mayere A.K., 2011. A new trough solar concentrator and its performance analysis. *Solar Energy* 85(1): 198–207.

[Shuai et al, 2010] Shuai Y, Wang F.-Q, Xia X.-L. and Tan H.-P.,2010. Ray-thermal-structural coupled analysis of parabolic trough solar collector system. In *Solar Collectors and Panels, Theory and Applications*, Dr. Reccab Manyal, ed. ISBN: 978-953-307-142-8, InTech, DOI: 10.5772/10344.

[Reddy et al,2008] Reddy K.S. and G.V. Sathyanarayana. 2008.Numerical study of porous finned receiver for solar parabolic trough concentrator. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics* 2(2): 172-184.

[Al Asfar et al,2014] J. Al Asfar* , O. Ayadi and A. Al Salaymeh, 'Design and Performance Assessment of a Parabolic Trough Collector', *Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering*. Jordan February. 2014.

[Ghodbane et al,2015] M. GHODBANE, B. BOUMEDDANE, S.LARGOT et N. HENIAT, Simulation Numérique d'un Concentrateur Cylindro-Parabolique en El Oued, Algérie, *International Journal of Scientific Research & Engineering Technology (IJSET)*. Algérie Avril 2015.

[Marif et al,2013] Y. Marif , M. Zerrouki , M. Belhadj et H. Ben Moussa,'Etude de l'efficacité optique et thermique d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique', *Revue des Energies Renouvelables* Vol. 16 N°.4Décembre 2013.

[Holman, 1963]. *Heat Transfer*, McGraw- Hill, New York, 1963, pp. 142-148 and 158-169.

[Roberts, 1979]. Roberts, G. T, *Heat loss Characteristics of an Evacuated Plate- In- Tube Collector*, *Solar Energy*, Vol. 22, 1979, PP. 137-140.

[Merzouk 1986]. Merzouk Mustapha, *Contribution a la détermination des performances théoriques et expérimentales des capteurs solaires sous- vide en régime permanent*. Thèse de Magister en énergies renouvelables Energie Solaire, Centre D'études Nucléaires et Solaires, 1986.

[Merzouk, 2017]. Merzouk. Mustapha, *Conversion Thermodynamique Solaire Potentiel, Système et performances*. Cours Master 2,2017.

Conclusion General

L'étude bibliographique menée a permis de faire le point sur les principaux travaux de recherche se rapportant à l'étude des concentrateurs cylindro-parabolique en générale et sur le foyer en particulier. L'étude a été orientant la recherche vers l'absorbeur cylindrique et l'absorbeur plan en régime permanent avec une étude paramétrique.

Les échanges thermiques du foyer avec l'environnement ainsi que les échanges entre les différents composants du foyer ont été définis. les différents coefficients d'échanges ont été modélisés en utilisant les valeurs tabulées fournies par la littérature. les équations décrivant le système thermique en régime permanent ont été établies. la résolution numériques a été faite par Matlab en utilisant la méthode itérative. Les résultats montrent L'efficacité optique et thermique du concentrateur cylindro-parabolique augmente avec l' utilisant de l' absorbeur plan .Le rendement thermique dépend des propriétés des matériaux de l'absorbeur.

ANNEXE

I. Le développement détaillé de l'absorbeur plan (tube-ailette):

$$\dot{Q}_u = \dot{Q}_a - \dot{Q}_p$$

$$\dot{Q}_p = \dot{Q}_{rvc} + \dot{Q}_w = \dot{Q}_{rabv} + \dot{Q}_{condabv}$$

$$\dot{Q}_{rvc} = h_{rvc}(T_v - T_a)A_v$$

$$\dot{Q}_w = h_w(T_v - T_a)A_v$$

$$\dot{Q}_{rabv} = h_{rabv}(T_{ab} - T_v)2 * A_a$$

$$\dot{Q}_c = 2 * A_a \left(\frac{2 * k_{air} \phi}{w_a} \right) (T_{ab} - T_v)$$

Les pertes globales sont donc données par :

$$\begin{aligned} \dot{Q}_p &= (h_{rvc} + h_w)(T_v - T_a)A_v \\ &= (h_{rabv} + h_c)(T_{ab} - T_v)2 * A_a \end{aligned}$$

Avec:

$$A_v = \pi D_v * L$$

$$A_a = w_a * L$$

w_a : largeur de l'absorbeur plan (le diamètre intérieur de l'absorbeur) $w_a = 0.1 \text{ m} = 10 \text{ cm}$

Et en éliminant T_v entre les 2 équations :

$$\dot{Q}_p = U_g (T_{ab} - T_a)2 * A_a$$

U_{ab} Étant le coefficient de pertes global :

$$U_g = \left[\frac{1}{(h_{rvc} + h_w) \left(\frac{A_v}{2 * A_a} \right)} + \frac{1}{h_{rabv} + h_c} \right]^{-1}$$

$$U_g = \left[\frac{1}{(h_{rvc} + h_w) \left(\frac{\pi D_v}{2 * w_a} \right)} + \frac{1}{h_{rabv} + h_c} \right]^{-1}$$

Avec :

$d\dot{Q}_{R.T.A}$: Le flux réfléchi transmis et absorbé

$$d\dot{Q}_{R.T.A} = dA_a \left(\frac{1}{\rho} + \frac{W - w_a}{w_a} \right) \eta_{op} * I_b$$

$$\dot{Q}_p = (A_t + A_w F) * U_g (T_{ab} - T_a)$$

Avec:

$$A_t = d_e * L$$

$$A_w = (w_a - d_e) L$$

$$d\dot{Q}_u = d\dot{Q}_{R.T.A} - d\dot{Q}_p$$

$$d\dot{Q}_u = \left[w_a \left(\frac{1}{\rho} + \frac{W - w_a}{w_a} \right) \eta_{op} * I_b - U_g (T_{ab} - T_a) (d_e * \pi + (w_a - d_e) F) \right] dy$$

En posant:

$$\alpha = (d_e + (w_a - d_e) F)$$

$$\beta' = w_a \left(\frac{1}{\rho} + \frac{W - w_a}{w_a} \right)$$

L'équation devient:

$$\frac{d\dot{Q}_u}{dy} = \left[\frac{1}{\alpha} (\beta' \eta_{op} * I_b) - U_g (T_{ab} - T_a) \right] \alpha$$

Le rendement de l'ailette étant donné par :

$$F = \frac{th\left(b\left(\frac{w-d_e}{2}\right)\right)}{b\left(\frac{w-d_e}{2}\right)} \quad \text{avec :} \quad b^2 = \frac{U_g}{k \delta}$$

$$\frac{d\dot{Q}_u}{dy U_g \alpha} = \frac{1}{\alpha} \beta' \eta_{op} * \frac{I_b}{U_g} - (T_{ab} - T_a)$$

$$\frac{d\dot{Q}_u}{dy} \left[\frac{\delta}{\pi D_i k} + \frac{1}{\pi D_i h_f} \right] = (T_{ab} - T_f)$$

En éliminant la température T_p entre les 2 équations il vient :

$$\frac{d\dot{Q}_u}{dy} \left[\frac{1}{U_g \alpha} + \frac{\delta}{\pi D_i k} + \frac{1}{\pi D_i h_f} \right] = \left[\frac{1}{\alpha} \beta' \eta_{op} * \frac{I_b}{U_g} - (T_f - T_a) \right]$$

Ou encore :

$$d\dot{Q}_u = F' \left[\frac{1}{\alpha} \beta' \eta_{op} * \frac{I_b}{U_g} - U_g (T_f - T_a) \right] w_a dy$$

$$F' = \frac{1/U_g}{w_a \left[\frac{1}{U_g \alpha} + \frac{\delta}{\pi D_i k} + \frac{1}{\pi D_i h_f} \right]}$$

Un bilan d'énergie sur un volume de contrôle, du fluide caloporteur, limité par le tube ayant une largeur dy , permet d'écrire

$$\dot{m} C_p \frac{dT_f}{dy} - w_a F' \left[\frac{1}{\alpha} \beta' \eta_{op} * I_b - U_g (T_f - T_a) \right] = 0$$

Avec :

\dot{m} : Débit total du fluide caloporteur

Ou encore :

$$\frac{\dot{m} C_p}{w_a F' U_g} \frac{dT_f}{dy} + T_f - T_a - \frac{1}{\alpha} \beta' \eta_{op} * \frac{I_b}{U_g} = 0$$

En posant :

$$\theta = T_f - T_a - \left(\frac{1}{\alpha} \beta' \eta_{op} \right) * \frac{I_b}{U_g}$$

L'équation devient :

$$\frac{\dot{m}Cp}{w_a F' U_g} \frac{d\theta}{dy} + \theta = 0$$

Après intégration entre l'entrée et la sortie du tube, il vient :

$$\frac{T_s - T_a - \left(\frac{1}{\alpha} \beta' \eta_{op} \right) * I_b / U_g}{T_e - T_a - \left(\frac{1}{\alpha} \beta' \eta_{op} \right) * I_b / U_g} = \exp \left(- \frac{w_a U_g F' L}{\dot{m} Cp} \right)$$

Avec :

T_e et T_s : Températures du fluide à l'entrée et à la sortie, respectivement.

Ou encore :

$$T_s - T_e = \left[T_e - T_a - \left(\frac{1}{\alpha} \beta' \eta_{op} \right) * I_b / U_g \right] \left[\exp \left(- \frac{w_a U_g F' L}{\dot{m} Cp} \right) - 1 \right]$$

Comme par ailleurs, on a :

$$\dot{Q}_u = A_o (T_s - T_e)$$

Donc:

$$\dot{Q}_u = A_a * Fr \left[\left(\frac{1}{\alpha} \beta' \eta_{op} \right) * I_b - U_g (T_e - T_a) \right]$$

Avec :

$$Fr = \frac{\dot{m}Cp}{A_a * U_g} \left[1 - \exp \left(- \frac{A_a U_g F'}{\dot{m} Cp} \right) \right]$$

$$\eta = \frac{\dot{Q}_u}{A_o * I_b} = \frac{w_a}{w} Fr \left[\left(\frac{1}{\alpha} \beta' \eta_{op} \right) - U_g \frac{(T_e - T_a)}{I_b} \right]$$

II. Les paramètres géométriques du collecteur :

Les caractéristiques du CCP utilisé ce travail sont présentées dans le tableau suivant:

Paramètres géométriques	La valeur (m)
Diamètre extérieur de l'absorbeur	0.07
Diamètre intérieur de l'absorbeur	0.065
Diamètre extérieur de la vitre	0.115
Diamètre intérieur de la vitre	0.109
Longueur du collecteur	99
Largeur du collecteur	11.9

Résumé:

Deux absorbeurs à tube sous vide ont été étudiés. Il s'agit d'un absorbeur cylindrique à tubes concentriques (type Sunpak) et d'un absorbeur plan à ailettes (type Philips). Un bilan thermique autour de l'absorbeur en régime permanent a été établi. La résolution numérique des équations à été faite sous Matlab avec la méthode itérative. Les résultats montrent que la configuration plane de l'absorbeur donne le meilleur rendement. De même les résultats montrent que le rendement thermique dépend des propriétés des matériaux de l'absorbeur.

Mots clés : concentrateur cylindro- parabolique, tube absorbeur, échange thermique,

Abstract

Two vacuum tube absorbers have been studied. It's about a cylindrical absorber with concentric tubes (Sunpak type) and a planar vane absorber (Philips type). A thermal balance around the absorber in steady state has been established. The numerical resolution of the equations was done under Matlab with the iterative method. The results show that the flat configuration of the absorber gives the best performance. Similarly, the results show that the thermal efficiency depends on the properties of the materials of the absorber.

ملخص :

قد تمت دراسة نوعين من أنبوب امتصاص مفرغ من الهواء ، أنبوب امتصاص اسطواني مركز (نوع سامباك) و أنبوب امتصاص مستوي (نوع فيليبس) . تم توازن حراري حول الامتصاص الحالة مستقرة ، تم اجراء تحليل العددي للمعادلات باستعمال برنامج ماتلاب (MATLAB) بالطريقة التكرارية . أظهرت النتائج أن الانبوب المسطح يعطي أفضل أداء و بالمثل أظهرت النتائج أن الكثافة الحرارية تعتمد على خصائص مواد الامتصاص .