

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE MENTOURI DE CONSTANTINE

FACULTE DES SCIENCES EXACTES

DEPARTEMENT DE PHYSIQUE

N° d'ordre.....

Série.....

MEMOIRE

Présenté Pour Obtenir Le Diplôme De Magistère En Physique

Spécialité : Energies Renouvelables

THEME

**AMELIORATION DES PERFORMANCES D'UN COLLECTEUR
SOLAIRE**

Par :

BOUTGHAN CHERIFA

Soutenu le : 13 /11 /2012

Devant le jury :

Président :	N. BELLEL	Prof.	Université Mentouri -Constantine
Rapporteur :	A. CHAKER	Prof.	Université Mentouri -Constantine
Examineurs :	T. BOUFENDI	Prof.	Université Mentouri -Constantine
	A. ZAATRI	Prof.	Université Mentouri –Constantine

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

- *Mes défunts parents et en particulier ma mère, à qui je lui doit tout, pour arriver à ce que je suis maintenant.*
- *Tous mes frères, mes neveux et nièces, et en particulier Rayane.*
- *Tous mes chers amis et cousines.*

Cherifa

Remerciements

Tout d'abord je présente ma gratitude à dieu tout puissant, pour m'avoir accorder l'effort, la volonté et la patience de terminer ce travail.

Le travail qui fait l'objet de ce mémoire a été mené sous la direction de madame A. Chaker, professeur au département de physique.

Je tiens à la remercier pour le sujet de recherche qu'elle m'a proposé, pour ses conseils, sa gentillesse et en particulier l'attention accordée à la lecture et à la correction de ce mémoire.

Je remercie également Monsieur N. Bellel, professeur à l'université de Constantine, pour l'honneur qu'il m'a fait en acceptant de présider ce jury.

Je tiens à exprimer mes remerciements à Monsieur T. Boufendi, et monsieur A. Zaatri professeurs à l'université Mentouri-Constantine, d'avoir accepter de participer à mon jury de thèse.

Enfin toute ma gratitude à :

Monsieur M. Boubekri, maître assistant à l'école normale supérieure de Constantine, pour ses conseils, son aide pédagogique et son soutien moral.

Monsieur A. Gama, Chercheur au niveau de l'Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables, de Ghardaïa, pour toutes les informations dont il m'a fait bénéficier.

Sans oublier les collègues du laboratoire physique énergétique, et en particulier Hakim et Wassim, pour leur compréhension et leurs aide, que je n'oublierai jamais.

Nomenclature

Symbole	Désignation	Unité
I_0	Constante solaire	W/m^2
m_f	Débit massique	Kg/s
h_{ab-f}	Coefficient de transfert de chaleur	$w/m^2.k$
C	Concentration	-
f	Distance focale	m
i	Inclinaison	(°) degré
T_1	Température vitre extérieure	K
T_2	Température vitre intérieure	K
T_3	Température absorbeur	K
T_4	Température du fluide caloporteur	K
T_{fe}	Température d'entrée	K
T_c	Température du ciel	K
T_a	Température ambiante	K
W_1	Angle horaire du lever	En heure
I	Rayonnement direct sur plan horizontal	W/m^2
D_0	Rayonnement diffus sur plan horizontal	W/m^2
G_0	Rayonnement global sur plan horizontal	W/m^2
D_i	Rayonnement diffus sur plan incliné	W/m^2
S	Rayonnement direct sur plan incliné	W/m^2
G	Rayonnement global sur plan incliné	W/m^2
SS	Composante normale du rayonnement direct	W/m^2
h	Hauteur du soleil	(°) degré
a	Azimut	(°) degré
T_1	Coefficient de trouble atmosphérique	-
B_A	Coefficient d'angström	m
h_{air}	Coefficient de transfert de chaleur de l'air ambiant	$w/m^2.k$
M_{ab}	Masse de l'absorbeur	Kg
M_v	Masse de la vitre	Kg

L'	Longueur effective dans l'espace annulaire	m
Cp	Chaleur spécifique	J/kg.k
Z	Altitude	Km
g	Gravité	m/s ²
Vv	Vitesse du vent	m/s
α_{air}	Diffusivité	m ² /s
Re	Nombre de Reynolds	-
Nu	Nombre de Nusselt	-
Pr	Nombre de Prandtl	-
Gr	Nombre de Grashoff	-
dx	Longueur de la tranche	m

Indices	Désignation
n _j	Nombre de tranches
Ve	Paroi vitre extérieure
Vi	Paroi vitre intérieure
fs	Fluide sortie
fe	Fluide entrée
ab	Absorbeur
a	Ambiance

Lettres grecques	Désignation	Unité
γ_1	Orientation	(°) degré
θ	Angle d'incidence	(°) degré
λ	Conductivité	W/m.k
\square	Emissivité	-
α	Coefficient d'absorption	-
μ	Viscosité dynamique	Kg/m.s
β	Coefficient de dilatation	K ⁻¹
γ	Facteur d'interception	-
ρ	Masse volumique	Kg/m ³
ρ_c	Réflectivité	-
τ	Coefficient de transmission	-
δ	Déclinaison	(°) degré
σ	Constante de Stephan-Boltzmann	W/m ² .k ⁴
φ	Latitude	(°) degré
ν	Viscosité cinématique	m ² /s
η	Rendement	-

Sommaire

Nomenclature	
Introduction générale.....	1

Chapitre I : Les collecteurs solaires

Introduction.....	5
I.1. Les énergies renouvelables.....	5
I.1.1. L'éolien (le vent)	5
I.1.2. La biomasse.....	5
I.1.3. La géothermie.....	6
I.1.4. L'hydraulique.....	6
I.1.5. l'énergie solaire.....	6
I.2. les capteurs solaires.....	7
I.2.1. Les capteurs solaires thermiques.....	7
I.2.1.1. Capteurs solaires thermiques plans.....	7
• Les capteurs plans à caloporteurs liquide.....	8
• Les capteurs plans à caloporteur gazeux.....	8
I.2.1.2. Les capteurs tubulaires « capteur sous vide ».....	8
I.2.1.2.1. Capteur solaire Sous Vide à circulation directe.....	9
I.2.1.2.2. Capteur solaire Sous Vide à « caloduc ».....	9
I.2.1.2.3. Capteur à tube Sous Vide à effet « Thermos ».....	10
I.2.1.2.4. Capteur à tube Sous Vide « Schott ».....	10
I.2.2. Les capteurs à concentration.....	10
I.2.2.1. Concentrateurs paraboliques.....	11
I.2.2.2. Centrales à tour.....	11
I.2.2.3. Concentrateurs cylindro-paraboliques.....	12
I.3. Performances d'un capteur solaire.....	13
I.4. Les applications	14
I.4.1. Applications à basses et moyennes températures.....	14
• Le chauffage.....	14

•	Le dessalement des eaux.....	14
•	Le séchage solaire des fruits.....	14
I.4.2.	Applications à hautes températures.....	14
•	L'électricité.....	14

Chapitre II : Théorie des concentrateurs cylindro-paraboliques

	Introduction.....	16
II.1.	Le rayonnement solaire.....	16
II.1.1.	Paramètres de position.....	16
II.1.1.a.	Les coordonnées géographiques.....	16
II.1.1.b.	Les coordonnées horaires.....	17
II.1.1.c.	Les coordonnées solaires locales.....	18
II.1.2.	Calcul des irradiations solaires directe, diffuse et globale	19
a.	La déclinaison (δ).....	19
b.	La hauteur (h).....	19
c.	L'azimut (α).....	19
d.	La durée du jour (DDJ).....	19
e.	La distance optique (m_h).....	19
f.	Facteur de trouble de linke(T_1).....	20
g.	L'éclairement diffus (D_o) sur un plan horizontal.....	20
h.	L'éclairement global (G_o) sur un plan horizontal.....	21
i.	L'éclairement diffus (D_i) sur un plan d'inclinaison (i).....	21
j.	L'éclairement direct (I) sur un plan horizontal.....	21
k.	L'éclairement direct (S) sur un plan incliné.....	21
l.	L'éclairement global (G) sur un plan incliné.....	21
II.1.3.	Estimation du numéro du jour de l'année.....	21
II.2.	Les concentrateurs cylindro paraboliques	23
II.2.1.	Description.....	23
II.2.2.	Les composants.....	23
II.2.2.1.	Les réflecteurs.....	23
II.2.2.2.	Le récepteur (absorbeur).....	24

II.2.2.3. La couverture transparente (le verre).....	24
II.2.2.4. Le fluide caloporteur.....	24
II.2.3. Facteurs géométriques.....	24
II.2.3.1. Angle d'incidence (θ).....	25
II.2.3.2. Angle au zénith (θ_z).....	26
II.2.3.3. La concentration.....	27
II.2.3.4. Calcul du facteur d'interception.....	27
II.2.4. Les facteurs des pertes.....	27
II.2.4.a. Le facteur d'ombre.....	27
II.2.4.b. Le facteur des pertes par les extrémités.....	27
• Effet d'extrémités du tube absorbeur.....	27
• Effet d'extrémités du collecteur.....	28
II.2.5. Dimensionnement d'un concentrateur cylindro parabolique.....	29
II.2.5.1. Le verre.....	29
II.2.5.2. Le réflecteur.....	29
II.2.5.3. L'absorbeur.....	30
II.2.5.4. Le fluide caloporteur.....	30
II.2.6. Le système de poursuite.....	30
II.2.6.1. Choix de l'orientation.....	30
II.2.6.2. Effet de l'inclinaison d'une surface sur l'énergie incidente.....	31
II.2.6.3. Mécanisme de poursuite.....	31

Chapitre III : Modélisation mathématique

Introduction.....	34
III.1. Description et principe de fonctionnement du concentrateur.....	34
III.2. Bilan thermique	36
III.2.1. Bilan thermique (vitre paroi extérieure).....	39
III.2.2. Bilan thermique (vitre paroi intérieure).....	39
III.2.3. Bilan thermique (tube absorbeur).....	39
III.2.4. Bilan thermique (fluide caloporteur).....	39
III.3. Echanges thermiques au niveau des composants du système.....	40
III.3.1. Transfert thermique entre l'absorbeur et le fluide caloporteur.....	40

III.3.1.1. Régime laminaire établi.....	40
III.3.1.2. Régime turbulent complètement établi	40
III.3.2. Transfert thermique entre l'absorbeur et la couverture transparente.....	41
III.3.2.1. La convection.....	41
III.3.2.2. Le rayonnement.....	42
III.3.3. Transfert thermique entre la couverture transparente et l'extérieur.....	43
III.3.3.1. La convection.....	43
III.3.3.2. Le rayonnement.....	44
III.3.4. Transfert de chaleur entre la paroi intérieur et la paroi extérieur de la Couverture transparente	45
III.4. Calcul des puissances.....	45
III.4.1. Puissance reçu à l'ouverture du collecteur.....	45
III.4.2. Puissance absorbée par la vitre	46
III.4.3. Puissance absorbée par le récepteur.....	46
III.4.4. La puissance utile.....	48
III.5. Le rendement optique.....	49
III.6. Le rendement thermique	49
III.7. Structure du code de calcul.....	50
III.8. L'organigramme de calcul.....	52

Chapitre IV : Résultats et discussions

Introduction.....	56
IV.1. Etude de l'évolution instantanée des différents paramètres.....	56
IV.1.1. Evolutions temporelle de l'irradiation solaire.....	56
IV.1.2. Evolution temporelle des températures des composants du collecteur.....	59
IV.1.3. Validation des résultats.....	62
IV.1.4. Evolution temporelle de la température ambiante et du ciel.....	62
IV.1.5. Evolution temporelle du facteur d'interception.....	63
IV.1.6. Evolution temporelle des puissances thermiques.....	65
IV.1.6.1. La puissance absorbée.....	65
IV.1.6.2. La puissance utile.....	66
IV.1.7. Evolution temporelle des pertes thermiques.....	67

IV.1.8.	Evolution temporelle du rendement thermique.....	67
IV.2.	Optimisation des performances du concentrateur.....	68
IV.2.1.	Effet de la taille de l'absorbeur.....	68
IV.2.1.1.	Le diamètre.....	68
IV.2.1.2.	La longueur.....	70
IV.2.2.	Effet de la nature du matériau de l'absorbeur.....	71
IV.2.3.	Effet de l'épaisseur de l'espace annulaire.....	73
IV.2.4.	Effet de l'épaisseur de la couverture transparente.....	74
IV.2.5.	Effet de la température d'entrée du fluide.....	75
IV.2.6.	Effet du débit du fluide caloporteur.....	76
IV.2.7.	Effet de la sélectivité de l'absorbeur.....	77
IV.2.8.	Effet de la nature du fluide caloporteur.....	79
IV.2.9.	Effet de la poursuite solaire sur l'évolution du rayonnement direct normal.....	80
IV.2.10.	Effet de la poursuite solaire sur l'évolution du facteur d'interception.....	81
Conclusion.....		84
Annexes.....		86
Références bibliographiques.....		96
Résumé.....		99



INTRODUCTION GÉNÉRALE

INTRODUCTION GENERALE

Le gaspillage effréné des combustibles fossiles (charbon, gaz naturel et pétrole) a épuisé en moins d'un siècle la quasi-totalité de ce que la nature avait patiemment fabriqué et conservé au sein de la terre pendant des millions d'années.

En outre, le manque de solutions satisfaisantes à la gestion des déchets nucléaires et les risques liés à cette source d'énergie, ainsi que la limitation des émissions des gaz à effet de serre, imposent la sagesse de rechercher de nouvelles sources d'énergies [1]. Le soleil, le vent, l'eau, la biomasse, énergies inépuisables et non polluantes semblent une solution fort attrayante comme remplacement graduel ou en complément aux sources conventionnelles [2].

L'Algérie qui dispose d'un potentiel solaire exceptionnel avec plus de 3000 heures d'ensoleillement et une superficie de 2381745 Km² a décidé de mettre en place une stratégie pour développer différentes applications de l'énergie solaire et notamment les systèmes à concentration solaire pour la production d'électricité et qui seraient profitables aux régions du sud. C'est dans ce sens que notre intérêt a porté sur l'étude d'un concentrateur cylindro parabolique.

Afin d'estimer la température de sortie du fluide caloporteur, l'énergie absorbée par ce dernier et le rendement thermique instantané du système, un bilan thermique à été établi au niveau de tous les composants du concentrateur cylindro parabolique, le système d'équations résultant à été résolu par une approche numérique basée sur la méthode itérative de Gauss-Seidel.

Les résultats obtenus ont été validé par les travaux expérimentaux, effectués par le groupe de l'unité de recherche de Ghardaïa [3].

Ce mémoire est structuré en quatre chapitre, une partie annexe, une introduction et une conclusion générales.

Dans le premier chapitre nous présentons différents dispositifs de captation directe usuellement appelés capteurs et les principaux types de collecteurs à concentration.

Le second chapitre est consacré à la théorie des concentrateurs cylindro paraboliques. Un ensemble de définitions et notions utilisé dans le cadre de ce travail ainsi qu'une description détaillée des composants du concentrateur, du mécanisme de poursuite sont largement exposés.

Introduction générale

La modélisation mathématique des phénomènes physiques qui se produisent dans le concentrateur cylindro parabolique étudié, fait l'objet du troisième chapitre.

L'ensemble des résultats obtenus dans le cadre de ce travail et leur interprétation sont présentés dans le dernier chapitre.

Une partie annexe, une introduction et une conclusion générale se rapportant au travail complètent ce mémoire.

CHAPITRE I

LES COLLECTEURS SOLAIRES

Introduction

L'épuisement des énergies fossiles, le manque de solutions satisfaisantes à la gestion des déchets nucléaires et les risques liés à cette source d'énergie, ainsi que la limitation des émissions des gaz à effet de serre ont suscités un engouement aux énergies renouvelables et en particulier à l'énergie solaire.

I.1. Les énergies renouvelables

Fournies par le soleil, le vent, la chaleur de la terre, les chutes d'eau, les marées ou encore la croissance des végétaux, les énergies renouvelables n'engendrent pas ou peu de déchets ou d'émissions polluantes. Elles participent à la lutte contre l'effet de serre et les rejets de CO₂ dans l'atmosphère.

Le solaire (photovoltaïque, ou thermique), l'hydroélectricité, l'éolien, la biomasse, la géothermie sont des énergies à flux inépuisable par rapport aux combustibles fossiles.

I.1.1. L'éolien (le vent)

L'énergie éolienne est dispersée, incontrôlable et aléatoire, une fois captée, elle est propre, inépuisable et gratuite [1].

A partir du vent, on peut fabriquer de l'électricité, ce qui permet de mettre en œuvre des sources autonomes de courant.

La technologie des machines mues par le vent à été développée dans trois axes :

- Les grands aérogénérateurs de 100 à 1000 KW, susceptibles d'être couplés au réseau de distribution d'électricité.
- Les éoliennes de pompage.
- Les petits aérogénérateurs à deux ou trois pales, dont la puissance fournie varie de 25 à 4000 W.

I.1.2. La biomasse

La conversion de l'énergie solaire par les plantes grâce à la photosynthèse regroupe l'absorption du rayonnement solaire, sa transformation en énergie et le stockage de celle-ci sous forme de matière organique (biomasse) [1]. Néanmoins le rendement de cette production est très bas, du fait que seule une fraction très faible de l'énergie solaire parvient aux feuillages.

Gaz carbonique + eau + soleil → matière organique + oxygène

I.1.3. La géothermie

La géothermie est la chaleur interne de la terre. A partir de la surface du sol de la planète, la température progresse d'environ 1°C, tout les trente mètres, à certains endroits, elle augmente encore plus rapidement [1].

Cette énergie souterraine peut assurer le chauffage de locaux, piscines et serres agricoles et la production d'eau chaude sanitaire.

I.1.4. L'hydraulique

En descendant du haut des collines et des montagnes, l'eau porte en elle une énergie formidable, gratuite et inépuisable. Au passé l'homme, a utilisé cette énergie pour faire tourner des moulins. Actuellement, de l'électricité est produite grâce à des centrales hydroélectriques.

I.1.5 l'énergie solaire

L'énergie émise par le soleil, parvient à la terre sous forme de rayonnement électromagnétique.

L'énergie solaire disponible au cours du trajet soleil/atmosphère extérieur de la terre est égale à 1400 W/m². Néanmoins une grande partie de ce rayonnement solaire est perdue par absorption dans les couches atmosphériques et par réflexion terrestre, il en résulte qu'au cours d'une journée ensoleillée, la quantité d'énergie solaire réellement disponible à la surface de la terre dans la direction du soleil n'est que de 1000 W/m².

L'énergie solaire disponible dépend principalement de l'emplacement géographique, de la position du soleil dans le ciel, des conditions météorologiques, de la technologie utilisée et de l'application (chauffage, refroidissement, production d'énergie électrique). L'énergie solaire n'émet aucun gaz à effet de serre, elle est disponible partout, gratuite, inépuisable, non polluante et facile à transformer.

On utilise généralement la chaleur transmise par le rayonnement, plutôt que le rayonnement lui-même.

La technologie qui nous permet l'exploitation de l'énergie solaire utilise des systèmes appelés capteurs solaires (sans ou avec concentration), que nous présenterons succinctement dans ce qui suit.

I.2. Les capteurs solaires

Le fonctionnement de ces systèmes repose sur l'effet de serre, qui réside dans le fait qu'un matériau peut être transparent pour le rayonnement solaire et opaque au rayonnement infrarouge [1].

On distingue deux types de capteurs solaires :

- Capteurs solaires thermiques, sans concentration.
- Capteurs solaires à concentration.

I.2.1. Les capteurs solaires thermiques

Ce sont des dispositifs conçus pour recueillir l'énergie provenant du soleil et la transmettre à un fluide caloporteur.

Il existe différents types de capteurs solaires thermiques selon la géométrie, la nature du fluide caloporteur utilisé et le niveau de température qu'ils permettent d'atteindre. On peut citer :

I.2.1.1. Capteurs solaires thermiques plans

Il sont principalement constitués d'un coffre rigide et vitré à l'intérieur duquel une plaque et des tubes métalliques noirs (absorbeur) reçoivent le rayonnement solaire et chauffent un liquide caloporteur, ce coffre est isolé à l'arrière et sur les côtés, (figure I.1).



Figure I.1. Capteur plan

Les capteurs plans ont de nombreux avantages, dont une technologie simple et un coût relativement bas. De plus, certains ont un rendement supérieur aux capteurs tubulaires, résultant du fait que les rayons solaires atteignent plus facilement l'absorbeur.

On distingue principalement deux catégories de capteurs plans :

- **Les capteurs plans à caloporteur liquide**

Le fluide caloporteur est généralement de l'eau. Ces capteurs se répartissent en deux types, les capteurs plans non-vitrés de structure très simple (réseau de tubes plastiques noirs), utilisés généralement pour le chauffage des piscines, et les capteurs plans-vitrés dans lesquels le fluide, eau ou antigel, passe dans un serpentin derrière une vitre. Néanmoins le rendement de ces derniers n'est bon qu'en période estivale.

- **Les capteurs plans à caloporteur gazeux**

Le fluide est généralement de l'air. La différence essentielle par rapport aux capteurs à caloporteur liquide est que le coefficient d'échange par convection forcée entre le fluide et l'absorbeur est beaucoup plus faible (on utilise un absorbeur de grande surface, ou encore des ailettes placées sous l'absorbeur).

I.2.1.2. Les capteurs tubulaires (capteurs sous vide)

Ils sont constitués de tubes transparents généralement en verre, comportant un espace vide d'air entre la paroi extérieure de chaque tube et son absorbeur, (figure I.2).

Le vide étant un isolant presque parfait, les déperditions thermiques convectives de l'absorbeur sont ainsi quasiment éliminées. De plus, la forme tubulaire permet de réaliser un vide d'air, conduisant à une meilleure résistance à la pression atmosphérique qu'un vitrage de forme plane.



Figure I.2. Schéma de tubes transparents en verre

On dénombre quatre familles de capteurs sous vide, et chacune dépend d'une technique spécifique.

I.2.1.2.1. Capteur solaire sous vide à circulation directe

La conception de l'absorbeur et des tuyaux de circulation du fluide caloporteur sont similaires à celle d'un capteur plan, sauf que l'ensemble est suffisamment étroit afin d'être glissé à l'intérieur d'un tube en verre. L'air est évacué pour faire le vide, le tube est fermé hermétiquement. Le principe est simple, mais la fabrication est difficile à cause des liaisons verre / métal.

Cette technique a été développée afin d'améliorer les performances d'un capteur plan.

I.2.1.2.2. Capteur à tube sous vide à « caloduc »

Dans ce type de capteur, (figure I.3), l'échange de chaleur a lieu suivant un mécanisme naturel d'évaporation et de condensation d'un fluide.

La liaison verre-métal entre le tube sous -vide et le caloduc est à sec. Le tube sous vide doit être incliné pour faciliter le phénomène.

1. Collecteur isolé à l'intérieur de l'enveloppe de protection
2. Condenseur du caloduc
3. Circulation de l'eau dans le collecteur
4. Tube acier étanche
5. Absorbeur
6. Liquide descendant
7. Vapeur montante
8. Tube de verre sous vide

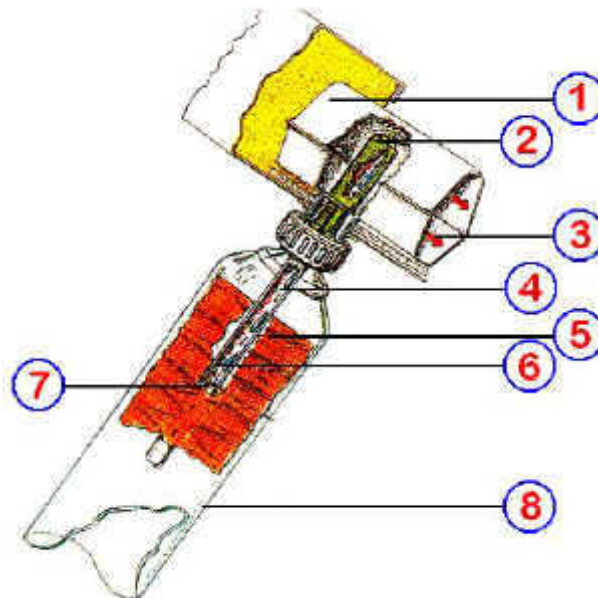


Figure I.3. Schéma de fonctionnement d'un capteur sous vide à caloduc et sa liaison avec le collecteur

I.2.1.2.3. Capteur à tube sous vide à effet « thermos »

C'est le principe d'enveloppe sous vide utilisé pour garder les boissons chaudes dans une bouteille thermos. Le tube intérieur sert d'absorbeur (la surface est traitée pour être absorbante).

La chaleur est transmise par la circulation d'un fluide en contact avec l'absorbeur. La fabrication et l'assemblage sont simplifiés (pas de soudure verre/métal), mais les tubes thermos sont fragiles au point de liaison avec le collecteur.

I.2.1.2.4. Capteur à tube sous vide « Schott »

Cette technique utilise le principe thermos. Une partie de la paroi intérieure du tube extérieur est un réflecteur cylindrique, le tube intérieur sert d'une part d'absorbeur et d'autre part en tant qu'échangeur de chaleur avec le fluide caloporteur, (figure I.4).

L'utilisation des métaux est réduite à des traitements de surfaces du tube et des différentes pièces du collecteur.

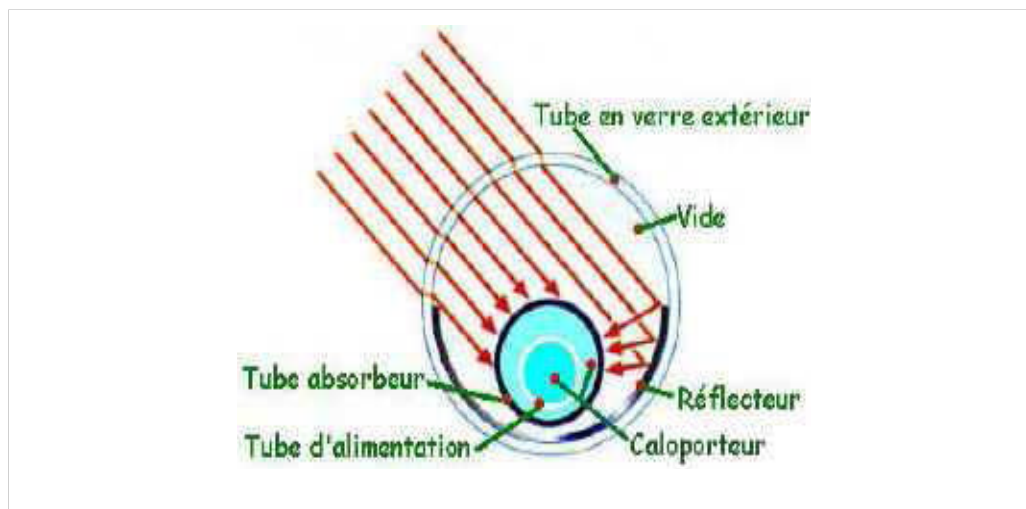


Figure I.4. Schéma du tube sous vide « Schott »

1.2.2. Les capteurs à concentration

C'est un capteur solaire comportant un système optique (réflecteurs) destiné à concentrer sur l'absorbeur (circuit échangeur) le rayonnement solaire.

Ce type de capteur focalise le rayonnement solaire reçu sur l'absorbeur de manière à accroître l'intensité des rayons solaires et d'obtenir des températures élevées, entre 400 °C et 1000 °C. La chaleur solaire produit de la vapeur qui alimente généralement une turbine.

Trois technologies sont utilisées dans les centrales solaires à concentration :

I.2.2.1. Concentrateurs paraboliques

les rayons du soleil convergent vers un seul point, le foyer d'une parabole, (figure I.5). Le système doit être orienté à tout instant vers le soleil, ce qui implique une motorisation précise selon deux axes. Le facteur de concentration moyen dépasse le millier, ce qui permet de porter le fluide à très haute température, au-delà de 700 °C.

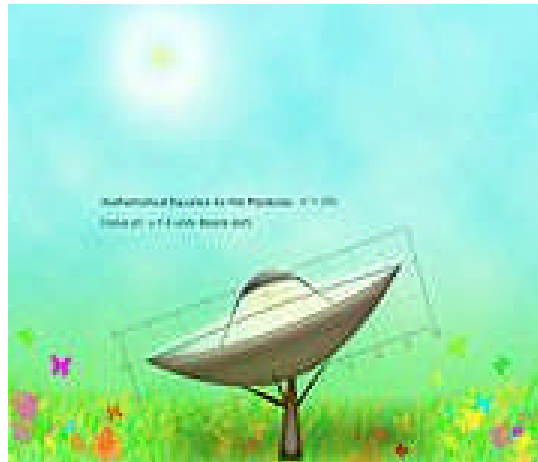


Figure I.5. Concentrateur parabolique

I.2.2.2. Centrales à tour

Des milliers de miroirs (héliostats) suivent la course du soleil et concentrent son rayonnement sur un récepteur central placé au sommet d'une tour, (figure I.6). Cette filière permet de déployer des surfaces de miroirs très importantes. Des centaines ou milliers d'héliostats (miroirs plans de plusieurs dizaines de mètres carrés chacun), suivent le soleil et concentrent le rayonnement sur un récepteur central placé en haut d'une tour. Le soleil est concentré plus de 500 fois et la température obtenue dépasse les 600 °C. Différents fluides caloporteurs peuvent être utilisés (vapeur, sels fondus, air).

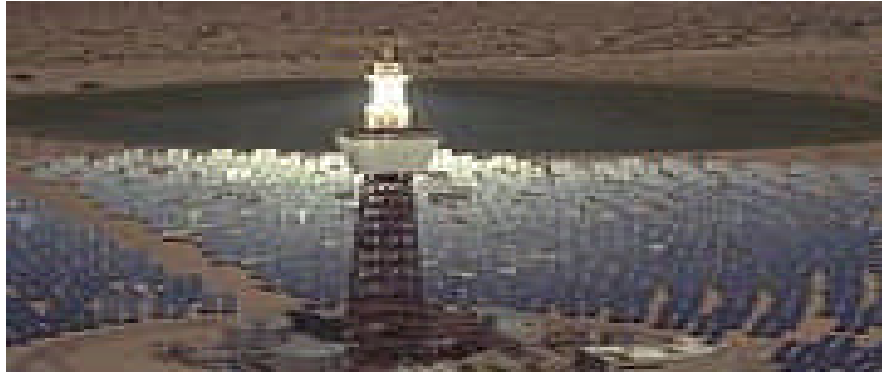


Figure I.6. Centrale à tour

I.2.2.3. Concentrateurs cylindro-paraboliques

Des miroirs de section parabolique concentrent les rayons du soleil vers une ligne focale, (figure I.7). Le récepteur est un tube placé sur ce foyer linéaire dans lequel circule un fluide caloporteur. L'avantage de ces miroirs paraboliques est que le suivi du soleil est simplifié. En effet, il s'effectue sur un seul axe au lieu de deux pour les héliostats. Ces concentrateurs sont généralement orientés nord-sud et pivotent d'est en ouest pour suivre la course du soleil. La concentration est modeste, de 20 à 80 fois le rayonnement, et les températures obtenues sont de l'ordre de 400 °C.

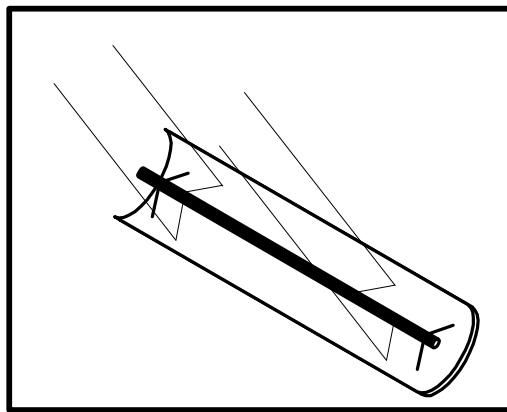


Figure I.7. Schéma d'un concentrateur cylindro parabolique

On distingue deux usages principaux de cette technologie :

- La production de chaleur (thermique)
- La production d'électricité (thermodynamique)

Les concentrateurs optiques superposent en un même point les rayons solaires collectés sur une même surface de captage, le plus souvent formée de miroirs. Il existe différentes géométries de concentrateurs, ils sont dotés de dispositifs de suivi de la course du soleil, en hauteur.

Les systèmes solaires à concentration collectent uniquement le rayonnement solaire direct.

I.3. Performances d'un capteur solaire

La performance d'un capteur solaire dépend de nombreux facteurs (l'intensité du flux solaire, la technologie,...), néanmoins l'irradiation solaire demeure la plus importante. Cette dernière est elle-même étroitement liée à de nombreux paramètres, dont l'heure, la saison, l'altitude, l'orientation, l'état du ciel, etc [1].

L'amélioration du rendement se base, essentiellement sur la réduction des pertes convectives (isolement par le vide), et par rayonnement (optimisation des corps noirs et de verre). De plus la géométrie des capteurs à tube permet également une surface d'absorption indépendante de l'angle d'incidence du rayonnement solaire.

En outre d'autres solutions peuvent contribuer à l'amélioration des systèmes solaires, à savoir :

- Les vitres traitées, qui laissent passer jusqu'à 95% de la lumière grâce à leur faible teneur en oxyde de fer (Fe_2O_3).
- Les tubes transparents « sous vide », afin d'éviter les déperditions thermiques convectives de l'absorbeur.
- Des assemblages tube-ailettes, parfaitement solidaires, pour augmenter la surface d'échange, au cas où le fluide caloporteur est de l'air.
- Les surfaces nervurées, pour intensifier le transport thermique, en augmentant la surface d'échange. On obtient cet effet par l'application de nervures droites, longitudinales ou inclinées sur des surfaces planes.
- les surfaces sélectives (absorbeur), qui absorbent le rayonnement visible, mais réémettent peu dans l'infrarouge (rayonnement de l'absorbeur, corps noir à basse température).

I.4. Les applications

Les applications sont multiples, parmi lesquelles nous pouvons citer :

I.4.1. Applications à basses et moyennes températures

- **Le chauffage**

Le système solaire permet d'utiliser la chaleur produite pour les besoins d'eau chaude sanitaire, le chauffage d'habitats, [4].

- **Le dessalement des eaux**

Le dessalement de l'eau de mer est désormais un principe envisageable, voire nécessaire pour obtenir de l'eau potable. Le solaire thermique paraît être le mieux adapté à le réaliser [5].

- **Le séchage solaire des fruits**

Les fruits peuvent être séchés grâce à l'énergie solaire. Ils sont disposés dans une enceinte à l'intérieur de laquelle un courant d'air circule au dessus des fruits [1].

I.4.2. Applications à hautes températures

- **L'électricité**

Le système de turbine à vapeur pour la production d'électricité présente un danger environnemental, puisqu'il dégage du CO₂ et contribue ainsi au réchauffement climatique. Nous pouvons alors envisager de remplacer la chaudière à gaz qui entraîne la turbine par des collecteurs solaires, cylindro paraboliques, qui engendrent des fluides caloporteurs à haute température et par suite produisent de la vapeur d'eau [4].

Il faut également encourager l'utilisation des panneaux solaires photovoltaïques pour la production d'énergie électrique.

CHAPITRE II

THÉORIE DES CONCENTRATEURS CYLINDRO PARABOLIQUES

Introduction

Si l'on veut produire du travail à partir de l'énergie solaire, il faut atteindre des températures de source chaude plus élevées que celles rencontrées avec les capteurs plans, qui en général ne permettent pas de dépasser une température de 130 °C au niveau de la surface absorbante. Pour cela, il faut accroître le flux incident au moyen de surfaces optiques qui permettront de le concentrer.

Trois types de systèmes à concentration sont les plus utilisés, les concentrateurs cylindro paraboliques qui feront l'objet de notre travail, les concentrateurs paraboliques et les systèmes de centrale à tour.

Avant d'aborder la théorie des concentrateurs cylindro paraboliques, nous présenterons des notions et définitions astronomiques couramment utilisées dans tout domaine relatif au solaire.

II.1. Le rayonnement solaire

II.1.1. Paramètres de position

Pour récupérer un maximum d'énergie en provenance du soleil, il est nécessaire d'orienter au mieux le récepteur [5]. La connaissance de la position du soleil dans le ciel et par rapport au lieu de captation s'avère donc nécessaire.

II.1.1.a. Les coordonnées géographiques

Tout point de la sphère terrestre est repéré par ses coordonnées géographiques, (figure II.1) [5] :

- La latitude (λ) d'un lieu, correspond à l'angle avec le plan équatorial, que fait le rayon joignant le centre de la terre à ce lieu. Elle varie entre (0° et $+90^\circ$) au pôle Nord et (0° et -90°) au pôle Sud [6].
- La longitude (ϕ) d'un lieu, correspond à l'angle que fait le plan méridien passant par ce lieu avec un plan méridien retenu comme origine. On a choisi pour méridien origine 0° le plan passant par l'observatoire de Greenwich. Par convention on affecte du signe (+) les méridiens situés à l'est de ce méridien, et du signe (-) les méridiens situés à l'ouest [7].

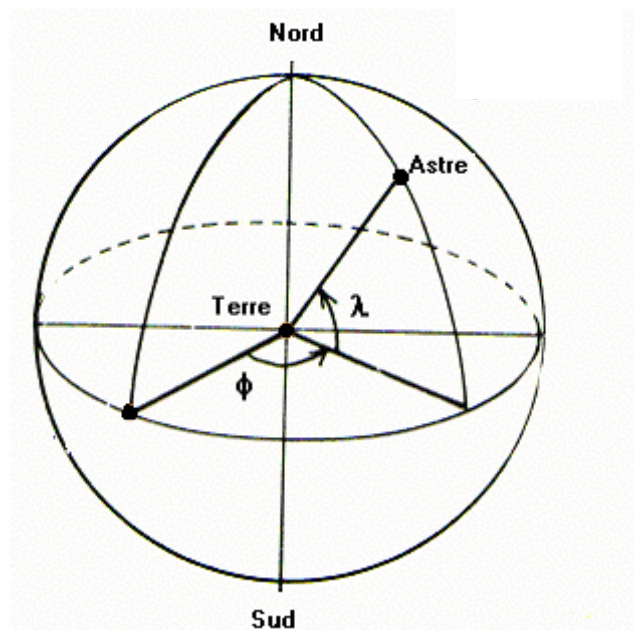


Figure II.1. Coordonnées géographiques

II.1.1.b. Les coordonnées horaires

- La déclinaison solaire (δ), est l'angle formé par la direction du soleil et le plan équatorial terrestre, (figure II.2). Elle varie tout au long de l'année, entre deux valeurs extrêmes, ($- 23,45^\circ \leq \delta \leq 23,45^\circ$), s'annule aux équinoxes de printemps et d'automne, et prend les valeurs extrêmes aux solstices d'été et d'hiver.
- L'angle horaire (w), du soleil, est l'angle formé par le plan méridien du lieu et celui qui passe par la direction du soleil si l'on prend comme origine le méridien de Greenwich, (figure II.2). L'angle horaire est compris entre 0° et 360° . La valeur de l'angle horaire est nulle à midi solaire, négative le matin, positive dans l'après midi et augmente de 15° par heure [6].

La formule suivante donne l'angle horaire [7] :

$$W = (TSV - 12) \times 15^\circ \quad (\text{II.1})$$

TSV : temps solaire vrai.

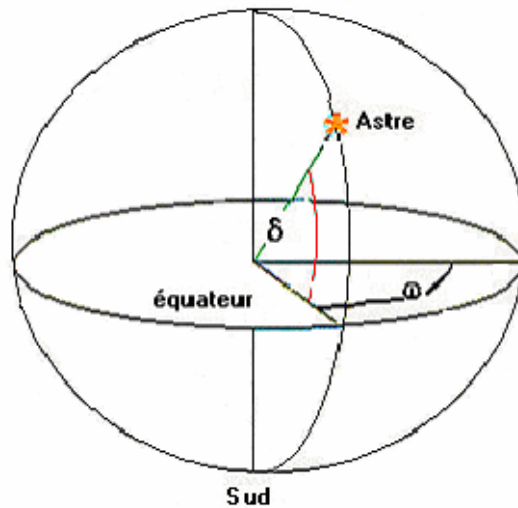


Figure II.2. Coordonnées horaires

II.1.1.c. Les coordonnées solaires locales

La position d'un astre dans l'espace, peut être repérée par ses coordonnées horizontales définies sur la sphère céleste [5] :

- la hauteur (h), est l'angle que fait la direction de l'astre, avec le plan horizontal, (figure II.3).
- l'azimut (a), est l'angle que fait la projection du rayon solaire sur le plan horizontal (plan tangent au sol) avec la direction sud, (figure II.3).

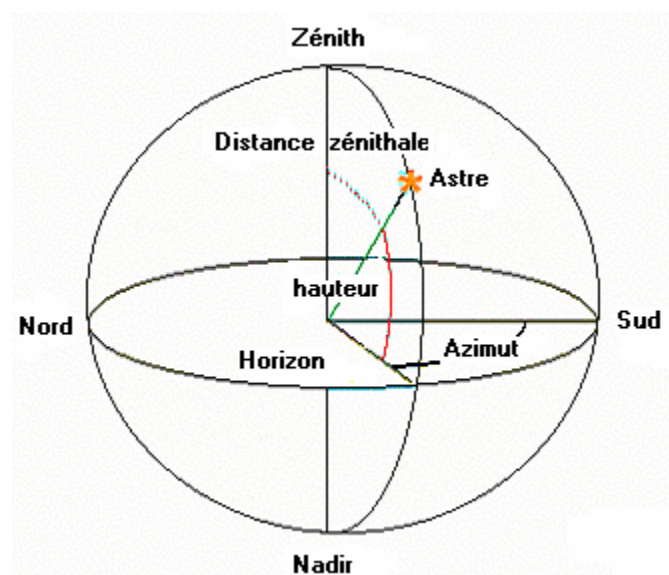


Figure II.3. Coordonnées horizontales

II.1.2. Calcul des irradiations solaires directe, diffuse et globale

Afin d'évaluer l'énergie solaire captée par une surface d'orientation quelconque et placée au niveau du sol, on fait appel à un grand nombre de formules analytiques et empiriques [7].

Plusieurs spécialistes ont proposés des modèles pour caractériser le rayonnement solaire. Dans notre étude nous avons adopté la méthode de Kasten qui est valable pour des hauteurs de plus de 10°, et tient compte du trouble atmosphérique. Il existe des algorithmes pratiques, qui permettent une évaluation de l'éclairement reçu par une surface d'orientation quelconque à partir des données astronomiques, géographiques et géométriques du lieu.

a. La déclinaison (δ)

La valeur de cet angle peut être calculée par la formule [8] :

$$\delta = 23,45^{\circ} \times \sin(360 \times (284 + n) / 365) \quad (\text{II.2})$$

avec :

n : numéro du jour dans l'année

b. La hauteur (h)

L'expression suivante appelé formule de Gauss, donne la hauteur angulaire de l'astre (soleil) [5] :

$$\sin(h) = \sin(\delta) \times \sin(\varphi) + \cos(\delta) \times \cos(\varphi) \times \cos(w) \quad (\text{II.3})$$

c. L'azimut (a)

Une autre formule de Gauss donne cet angle [5].

$$\cos(h) \times \sin(a) = \sin(w) \times \cos(\delta) \quad (\text{II.4})$$

d. La durée du jour (DDJ)

$$\text{DDj} = 2/15 \times [\arccos(-\text{tg}(\delta) \times \text{tg}(\varphi))] \quad (\text{II.5})$$

$$\cos(w_1) = -\text{tg}(\delta) \times \text{tg}(\varphi) \quad (\text{II.6})$$

$$W_1 = 1/15 \times [\arccos(-\text{tg}(\delta) \times \text{tg}(\varphi))] \quad (\text{II.7})$$

W_1 : angle horaire du lever

e. La distance optique (m_h)

Appelée aussi masse atmosphérique, elle est définie à partir de l'unité d'épaisseur atmosphérique prise verticalement au niveau zéro, et calculée comme suit [7]:

$$m_h = (1 - 0,1 \times (Z)) / (\sin(h) + 0,15 \times (h + 3,885)^{-1,253}) \quad (\text{II.8})$$

Z, étant l'altitude

f. Facteur de trouble de linke (T_1)

Il conduit à une évaluation de l'extinction atmosphérique par les molécules gazeuses et les aérosols. Il peut être calculé par la formule [7].

$$T_1 = 2,5 + 16 \times B_A + 0,5 \times \ln(w') \quad (\text{II.9})$$

W' : hauteur d'eau condensable.

B_A : coefficient d'angström.

Le coefficient d'angström est défini à partir du nombre d'aérosols renfermés dans la masse atmosphérique, unité placée verticalement au lieu de mesure (en fonction de la clarté du ciel), avec la hauteur d'eau condensable.

- ciel dégradé : $W' = 5 \text{ cm}$
 $B_A = 0.2$
- ciel moyen : $W' = 2 \text{ cm}$
 $B_A = 0.1$
- ciel pur : $W' = 1 \text{ cm}$
 $B_A = 0.01$

g. L'éclairement diffus (D_0) sur un plan horizontal [7].

Dans sa traversée de l'atmosphère, une partie du rayonnement solaire est diffusé par les aérosols. L'éclairement diffus est donné par la relation :

$$D_0 = (I_0 / 25) \times (\sin h)^{1/2} \times (T_L - 0,5 - (\sin h)^{1/2}) \quad (\text{II.10})$$

Où, I_0 est l'énergie solaire qui frappe une surface d'aire unité placée dans la direction normale au soleil à la limite extérieure de l'atmosphère terrestre . Elle est indépendante des conditions météorologiques, et appelée constante solaire.

La valeur moyenne de la constante solaire actuellement retenue est $I_0 = 1353 \text{ W/m}^2$ [7].

h. L'éclairement global sur un plan horizontal [7].

Il représente la somme des deux types de rayonnement direct et diffus.

$$G_0 = M \times (\text{Sin } h)^N \quad (\text{II.11})$$

M,N : caractérisant l'état de l'atmosphère.

Selon l'état du ciel, on détermine l'éclairement global sur un plan horizontal par les formules suivantes [7]:

- Ciel dégradé : $G_0 = 990 \times (\text{Sin})^{1,25}$ (II. 12)

- Ciel moyen : $G_0 = 1080 \times (\text{Sin})^{1,22}$ (II. 13)

- Ciel pur : $G_0 = 1150 \times (\text{Sin})^{1,15}$ (II. 14)

i. L'éclairement diffus (D_i) sur un plan d'inclinaison (i)

$$D_i = ((1 + \text{Cos } i) / 2) \times D_0 + ((1 - \text{Cos } i) / 2) \times a_1 \times G_0 \quad (\text{II.15})$$

$$a_1 = 0,2$$

l'albédo

j. L'éclairement direct (I) sur un plan horizontal

Le rayonnement solaire direct est défini comme étant le rayonnement provenant du seul disque solaire, et calculé par l'expression :

$$I = I_0 \times \exp(- (m_h \times T_1) / (0,9 \times m_h + 9,4)) \quad (\text{II.16})$$

k. L'éclairement direct sur un plan incliné ($S_{i,\gamma 1}$)

$$S_{i,\gamma 1} = I \times (\text{Cos } (h) \times \text{Sin}(i) \times \text{Cos}(a - \gamma 1) + \text{Sin } (h) \times \text{Cos}(i)) \quad (\text{II.17})$$

i : L'inclinaison du collecteur.

l. L'éclairement global sur un plan incliné ($G_{i,\gamma 1}$) est donné par :

$$G_{i,\gamma 1} = S_{i,\gamma 1} + D_i \quad (\text{II.18})$$

II.1.3. Estimation du numéro du jour de l'année

Liu et Jordan ont proposé de prendre le 16^{ème} jour de chaque mois, comme le plus représentatif du jour moyen du mois considéré. Quant à Klein il a montré qu'il était préférable de choisir ce jour à l'aide du tableau II.1 , [9]:

Mois	N° du jour dans le mois	N° du jour dans l'année
Janvier	17	17
Février	16	47
Mars	16	75
Avril	15	105
Mai	15	135
Juin	11	162
Juillet	17	198
Aout	16	228
Septembre	15	258
Octobre	15	288
Novembre	14	318
Décembre	10	344

Tableau II .1. Estimation du numéro du jour de l'année

II.2. Les concentrateurs cylindro paraboliques

II.2.1. Description

Un concentrateur cylindro-parabolique, illustré par la figure II.4 , est un long miroir incurvé, focalisant l'énergie solaire sur un absorbeur qui se trouve le long de la ligne focale, le tout muni d'une couverture transparente. Ce type de capteur solaire réfléchit et focalise le rayonnement solaire reçu directement sur l'absorbeur de manière à accroître l'intensité des rayons solaires. Par conséquent, son usage permet d'obtenir des températures supérieures à celles que peut réaliser un capteur plan [10].

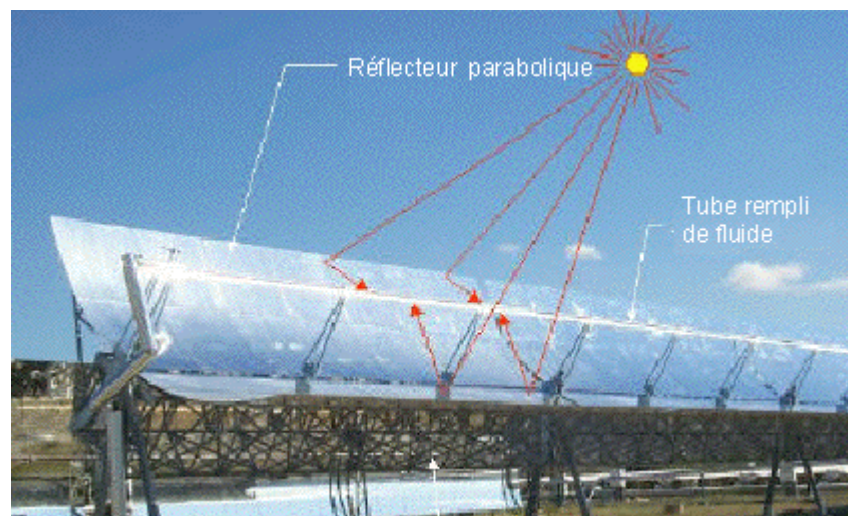


Figure II.4. Vue général d'un concentrateur cylindro parabolique

II.2.2. Les composants

Les collecteurs à concentration, sont composés d'un réflecteur asservi qui suit le trajet du soleil, d'un tube contenant le fluide caloporteur, et d'une couverture transparente.

II.2.2.1. les réflecteurs

Il existe plusieurs types de concentrateurs :

- Des collecteurs à miroirs cylindro paraboliques. Le réflecteur a une forme cylindro parabolique. Selon la taille de la surface réfléchissante et sa composition (généralement en aluminium), les températures atteignent 200 à 450 °C.

- Des collecteurs à miroirs de Fresnel. Ce concentrateur est composé de plusieurs miroirs plats. Le principe est comparable à celui des collecteurs cylindro paraboliques mais cette technologie permet de réduire les coûts, grâce à une structure simplifiée et à l'utilisation de miroirs plans.

II.2.2.2. Le récepteur (absorbeur)

Le récepteur doit absorber autant de flux solaire concentré que possible, et le convertir en énergie thermique, cette chaleur est transférée à un fluide (généralement de l'huile).

Il est important que le récepteur soit métallique, car seuls les métaux ont de bons coefficients de conduction (cuivre : 389W/m.k, aluminium : 200 W/m.k, acier : 60 W/m.k) [6].

La surface du récepteur doit avoir les caractéristiques suivantes :

- Une bonne conductivité et diffusion thermique.
- Un facteur d'absorption aussi voisin que possible de l'unité.
- Une bonne résistance chimique vis à vis du fluide utilisé.

Plus le coefficient de conduction est faible et plus l'absorbeur doit être épais, ce qui augmente le prix et l'inertie de l'absorbeur.

II.2.2.3 La couverture transparente (le verre)

Une couverture transparente est utilisée dans ce type de collecteurs solaire, du fait de sa transparence au rayonnement solaire visible et afin de réaliser le phénomène de l'effet de serre. Le type de verre utilisé est à faible teneur en oxyde de fer.

II.2.2.4 Le fluide caloporteur

Un fluide caloporteur est chargé de transporter la chaleur entre deux ou plusieurs sources de température. Il accumule l'énergie captée au niveau du tube.

Une variété d'huile est généralement utilisée et permet d'atteindre une température de l'ordre de 400 °C.

II.2.3. Facteurs géométriques

La définition des facteurs géométriques, est nécessaire pour le calcul des concentrateurs cylindro paraboliques. Plusieurs ont été présentées au début de ce chapitre, le lecteur trouvera un petit complément dans ce qui suit.

II.2.3.1. Angle d'incidence (θ)

C'est l'angle entre le rayon solaire direct et la normale extérieure de la surface du plan, il est donné par [11]:

$$\cos(\theta) = (\cos^2(\theta_z) + \cos^2(\delta) \times \sin^2(w))^{1/2} \quad (\text{II.19})$$

Ces trois angles θ_z , δ , w décrivent la position du soleil pour différents jours :

θ_z : angle au zénith.

δ : déclinaison.

w : angle horaire.

La figure II.5, représente l'angle d'incidence relatif à un concentrateur cylindro- parabolique.

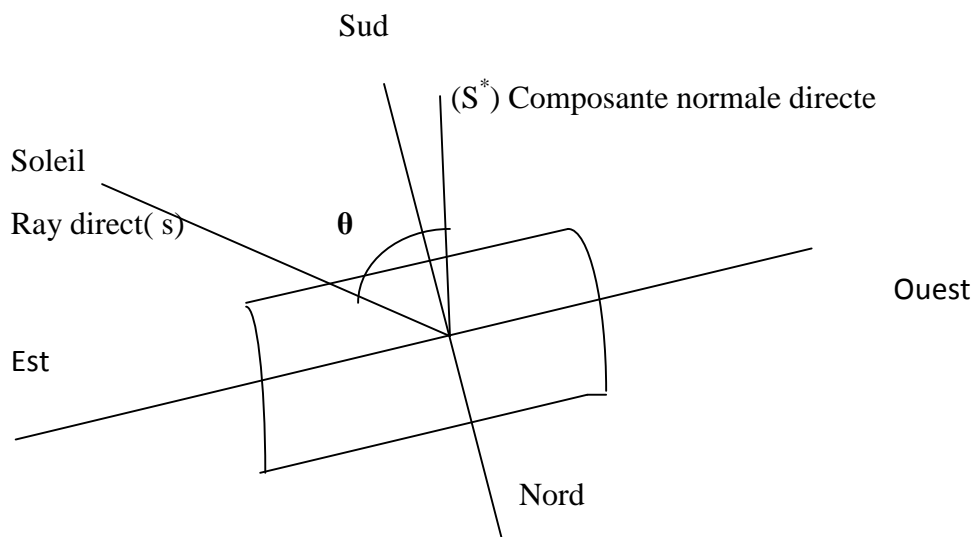


Figure II.5. Angle d'incidence relatif à un concentrateur cylindro-parabolique

Le tableau II.2 , donne l'estimation de l'angle d'incidence suivant le mode de poursuite [12] :

Mode de poursuite	Angle d'incidence
Poursuite total	$\text{Cos } \theta = 1$
Collecteur N-S (axe polaire) axe de rotation E-W	$\text{Cos } \theta = \text{Cos } (\delta)$
Collecteur N-S (axe horizontal) axe de rotation E-W	$\text{Cos } \theta = \sqrt{\text{Sin}^2 (\alpha) + \text{Cos}^2(\delta) \times \text{Sin}^2(h)}$ $\text{Cos } \theta = \text{Cos } (\varnothing) \times \text{Cos}(h) + \text{Cos } (\delta) \times \text{Sin}^2(h)$
Collecteur E-W (axe horizontal) axe de rotation N-S	$\text{Cos } \theta = \sqrt{1 - \text{Cos}^2(\delta) \times \text{Sin}^2(h)}$ $\text{Cos } \theta = \sqrt{\text{sin}^2(\delta) + \text{Cos}^2(\delta) \times \text{Sin}^2(h)}$

Tableau II .2. Estimation de l'angle d'incidence suivant le mode de poursuite

α : absorptivité

II.2.3.2. Angle au Zénith (θ_z)

C'est l'angle entre la verticale d'une surface et un rayon solaire, il varie entre ($0^\circ < \theta_z < 90^\circ$). Il est donné par la relation, [6] :

$$\text{Cos } (\theta_z) = \text{Cos}(\varphi) \times \text{Cos}(\delta) \times \text{Cos}(w) + \text{Sin}(\varphi) \times \text{Sin}(\delta) \quad (\text{II.20})$$

Où :

δ : déclinaison solaire.

φ : latitude du lieu.

W : angle horaire.

L'angle au Zénith égale l'angle d'incidence seulement à midi-solaire.

II.2.3.3. La concentration

Les systèmes thermiques utilisent la concentration géométrique définie comme le rapport entre la surface d'ouverture du collecteur et la surface de l'absorbeur [5].

$$C = A_c / A_{ab} \quad (\text{II.21})$$

A_c : l'aire d'ouverture

A_{ab} : l'aire de l'absorbeur

II.2.3.4. Calcul du facteur d'interception

Il représente le rapport entre l'énergie interceptée par l'absorbeur et celle réfléchiée par les surfaces réfléchissantes. Il est fonction de plusieurs paramètres (dimensions de l'absorbeur, les erreurs angulaires des surfaces réfléchissantes) [13].

Une formule est donnée pour le calcul de ce facteur :

$$\gamma = (S^*/G) + 1/C(1 - S^*/G) \quad (\text{II.22})$$

Où :

$$G = S + D \quad (\text{II.23})$$

G : rayonnement global.

S : rayonnement direct.

D : rayonnement diffus.

S^* : composante directe normale.

II.2.4. Les facteurs des pertes

II.2.4.a Le facteur d'ombre

Il représente le rapport entre la surface du collecteur qui est mise à l'ombre et la surface totale du collecteur.

II.2.4.b Le facteur des pertes par les extrémités

- **Effets d'extrémités du tube absorbeur**

Avec la variation de l'angle d'incidence, une fraction de l'aire du collecteur réfléchit les rayons en dehors du tube absorbeur [14], (figure II.6).

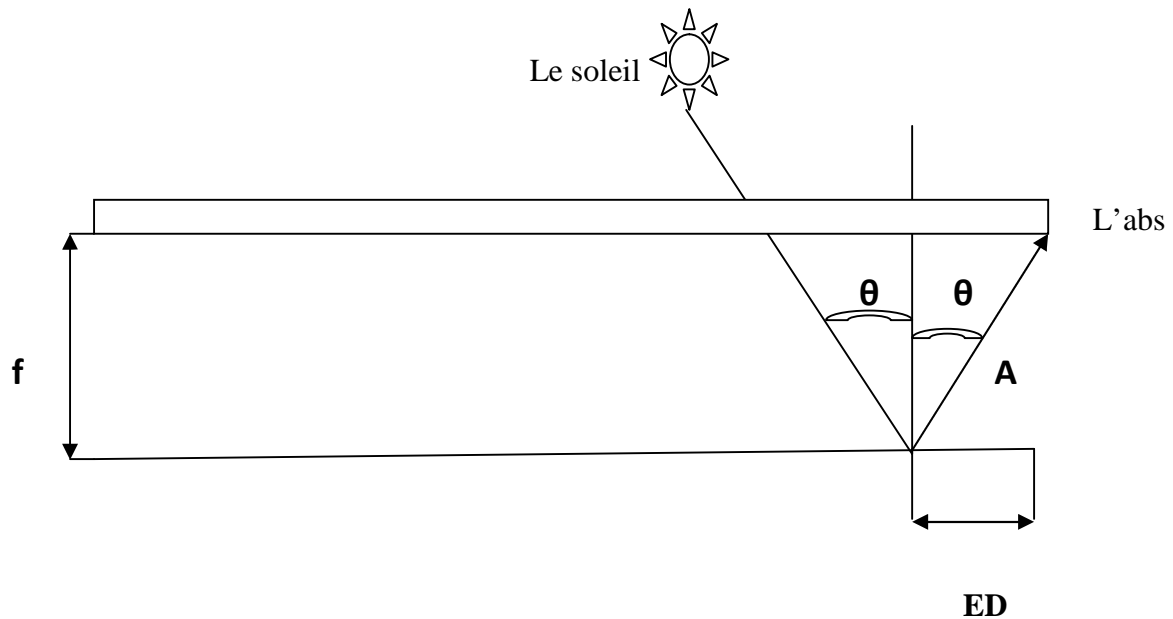


Figure II.6. Effet des extrémités du tube absorbeur

ED : longueur non efficace

$$ED = A \times \sin \theta$$

$$A = f / \cos \theta$$

θ : angle d' incidence

f : distance focale

$$ED = f \times \tan \theta \quad (II.24)$$

- **Effets d'extrémités du collecteur**

Elles sont dues aux extrémités du collecteur qui renvoient le rayonnement vers le récepteur dans la matinée. Comme le montre les figures II.7 et II.8 , ces pertes se produiront dans le sens opposé de l'absorbeur, [14].

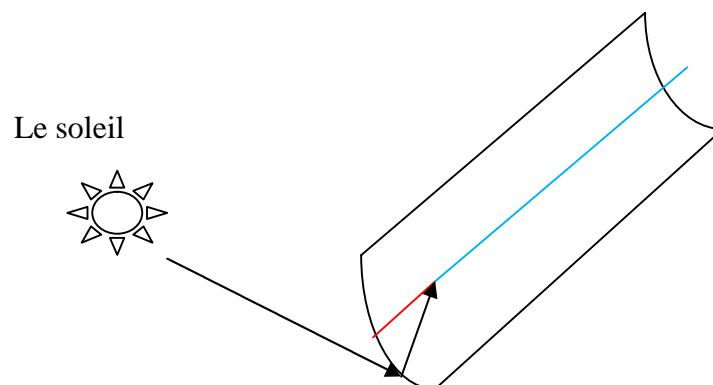


Figure II.7. Effet des extrémités du collecteur

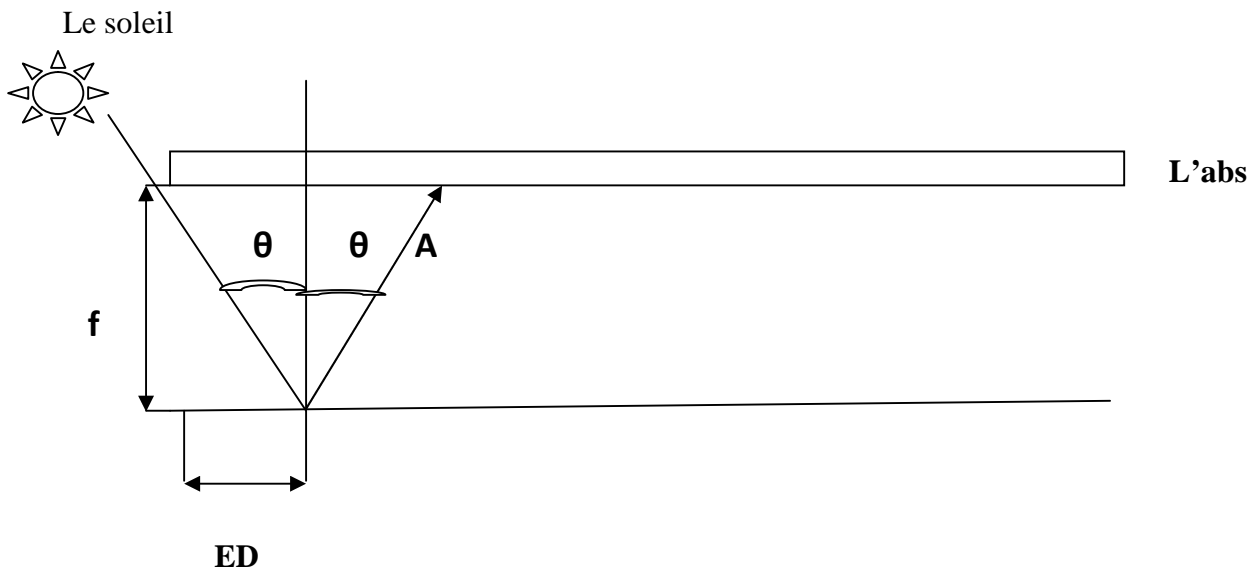


Figure II.8. Effet des extrémités du collecteur

Les pertes totales [13] sont :

$$TEL = 2 \times W \times f \times \operatorname{tg} \theta \quad (\text{II.25})$$

W : hauteur totale du collecteur

Le facteur de pertes est donné par [14]:

$$EF = (L \times W - TEL) / (L \times W) = (L \times W - 2 \times W \times f \times \operatorname{tg} \theta) / (L \times W)$$

$$EF = 1 - (2 \times f / L) \times \operatorname{tg} \theta \quad (\text{II.26})$$

II.2.5. Dimensionnement d'un concentrateur cylindro-parabolique

II.2.5.1. Le Verre

Dans ce type de collecteur, le tube en verre est en pyrex [15, 16], avec une épaisseur de 3 mm, et un coefficient de transmission de 0,90.

Le verre pyrex est un verre en borosilicate, formé de très nombreux microcristaux de borate de sodium très fins dans une matrice de silice pure, son coefficient de dilatation est pratiquement nul [15].

II.2.5.2. Le réflecteur

Une tôle réfléchissante en Al polie, collée sur une surface à tôle galvanisée de 2 mm d'épaisseur par une colle forte, dont le coefficient ρ_c est de l'ordre de 0,76 à 0,80 est utilisée.

Pour le miroir réfléchissant, le matériau le mieux recommandé est l'Aluminium pur qui possède un pouvoir réflecteur plus élevée que celui de l'argent, et un coût moindre.

II. 2.5.3. L'absorbeur

Généralement c'est un tube en cuivre recouvert d'une couche mince de peinture noir mate dont l'absorptivité α_{ab} est comprise entre 0.92 et 0.95 et l'émissivité ϵ_{ab} est égale à 0.12 dans l'infrarouge .

Afin d'augmenter la température du fluide caloporteur, il faut utiliser des capteurs isolés avec vitrage.

II.2.5.4. Le fluide caloporteur

Chaque fluide caloporteur est choisi en fonction de ses propriétés physico-chimiques, telles que la viscosité, la capacité thermique volumique, la chaleur latente de vaporisation (ou de liquéfaction), en cas de changement de phase, la conductivité thermique, les propriétés anticorrosives, et de son coût.

Ce choix dépend de l'application, du niveau de température voulue. Il tiendra compte également des problèmes dus au changement de phase.

Une recherche bibliographique a permis de noter qu'une huile diathermique "santotherme 55" (huile minérale pure, thermiquement stable) permet un fonctionnement jusqu'au 290°C, L'huile diathermique "Torada T.C" [15] peut être également utilisée.

les fluides caloporteurs généralement utilisés, sont l'air, l'eau, la vapeur, les huiles thermique, l'eau plus l'éthylène glycol, [17]. Mais récemment les fluides caloporteurs utilisées sont : Thermal Todd, Therminol vp-1.

II.2.6. Le système de poursuite

L'installation de ces concentrateurs ne se fera pas d'une façon aléatoire. Pour mieux exploiter le rayonnement solaire le choix de l'orientation, l'inclinaison et l'équipement du système d'un mécanisme de poursuite demeure nécessaire.

II.2.6.1. Choix de l'orientation

Le champ nord-sud collecte beaucoup plus d'énergie en été qu'en hiver, à l'opposé de l'orientation est-ouest qui collecte plus d'énergie en hiver que le nord-sud et moins en été, [12].

L'orientation nord-sud horizontale collecte, légèrement plus d'énergie que l'orientation est-ouest horizontale, [12]. Aussi le choix de l'orientation dépendra de l'application et des besoins selon la période [12].

II.2.6.2. Effet de l'inclinaison d'une surface sur l'énergie incidente

Selon la méthode de calcul de Liu et Jordan, on remarque que l'énergie incidente est favorable pour tous les mois de l'année lorsque l'inclinaison égale la latitude du lieu, [10], mais son exploitation sera meilleure avec un système de poursuite solaire.

II.2.6.3. Mécanisme de poursuite

La nécessité de la poursuite solaire s'avère utile, car très peu de collecteurs pendant la journée gardent leur surface face au soleil. L'utilité du système de poursuite est de maintenir l'ouverture du collecteur pointé dans la direction optimale pour minimiser l'angle d'incidence.

D'après le tableau II.3 , qui désigne le mode de poursuite de chaque collecteur, le système de poursuite qui convient au concentrateur cylindro parabolique est la poursuite suivant un seul axe [12] :

- Nord-sud horizontal.
- Est-ouest horizontal.
- Parallèle à l'axe du monde (taux de rotation est de 15°/h).

Avec un ratio de concentration entre 15 et 45, et une température entre 60°C et 300°C.

Mode de poursuite	Energie solaire (KWh/m ²)			% à la poursuite total		
	E	SS	WS	E	SS	WS
Poursuite totale	8.43	10.60	5.70	100.0	100.0	100.0
E-W polaire	8.43	9.73	5.23	100.0	91.7	91.7
N-S horizontal	6.22	6.22	4.91	73.8	74.0	86.2
E-W horizontal	7.51	10.36	4.47	89.1	97.7	60.9

Tableau II .3. Comparaison de l'énergie absorbée pour différents modes de poursuite.

E : équinoxes

SS : solstice d'été

WS : solstice d'hiver

D'après la quantité d'énergie absorbée et les pourcentages, on peut choisir les deux cas suivants :

- E-W polaire
- E-W horizontal

Un mécanisme de suivi doit être fiable, capable de suivre le soleil avec un certain degré de précision, et rendre le collecteur à sa position initiale en fin de journée ou pendant la nuit.

Divers mécanismes de suivi, des complexes aux très simples, ont été proposés. Ils peuvent être divisés en deux grandes catégories, mécaniques et électriques/électroniques [12].

Les derniers présentent en général une meilleure fiabilité et précision de suivi. Ils peuvent être subdivisés en :

- Mécanismes moteurs utilisant un contrôle électronique grâce à des capteurs qui détectent l'ampleur de l'énergie solaire.
- Mécanismes utilisant des moteurs commandés par ordinateur avec asservissement fourni par des capteurs mesurant le flux solaire sur le récepteur.

CHAPITRE III



MODÉLISATION MATHÉMATIQUE

Introduction

Dans cette partie nous nous proposons dans un premier temps de déterminer les températures au niveau de tous les composants du collecteur afin de prévoir la température de sortie du fluide caloporteur. Puis dans un second temps notre attention portera sur la puissance utile récupérée par le fluide et sur l'efficacité (rendement instantané) du système.

III.1 Description et principe de fonctionnement du concentrateur

Le concentrateur étudié, (figure III.1), est un long miroir en aluminium incurvé focalisant l'énergie solaire sur un absorbeur en cuivre, qui se trouve le long de la ligne focale, au dessus duquel est placée une couverture transparente.

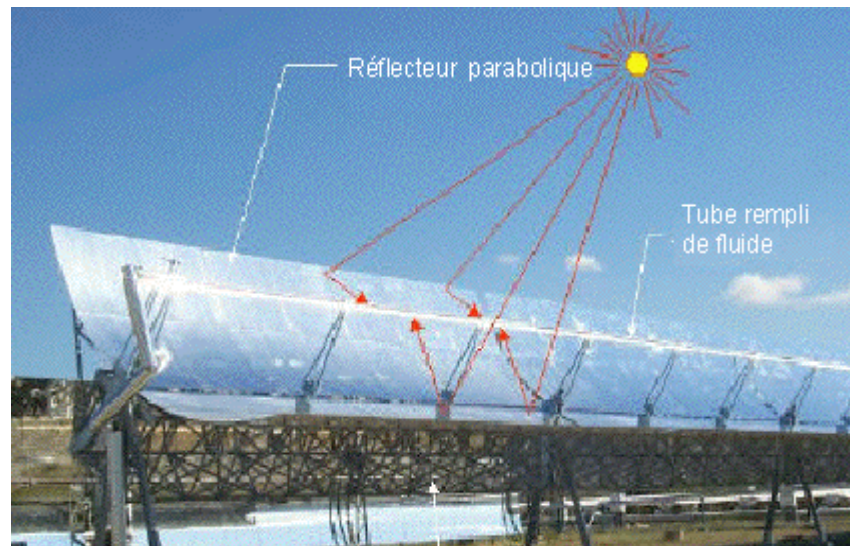


Figure III.1. Vue générale d'un concentrateur cylindro parabolique

L'énergie solaire réfléchié par les miroirs traverse la couverture transparente et se concentre sur le tube absorbant. Il est à noter que l'énergie absorbée n'est pas intégralement transmise au fluide caloporteur, puisqu'une partie est cédée par rayonnement et par convection par l'absorbant à l'enveloppe en verre, qui à son tour échange de la chaleur par convection avec l'environnement et par rayonnement vers le ciel. Ces pertes seront examinées par la suite.

Les principales caractéristiques du prototype réalisé par les chercheurs de l'unité de recherche de Ghardaïa qui servira à valider nos résultats numériques sont consignés dans le tableau III. 1

Les propriétés optiques des matériaux des différents composants (vitre, miroir et absorbeur) du concentrateur sont regroupés dans le tableau III. 2

Les coordonnées géographiques du site de Ghardaïa sont données dans le tableau III. 3

Les paramètres	Les valeurs
Longueur du collecteur	2 m
Diamètre d'ouverture du collecteur	2 m
Orientation	Est-ouest
Surface d'ouverture	4 m ²
Distance focale	50 cm
Diamètre extérieur du Tube Absorbeur	20 mm
Epaisseur Tube Absorbeur	2 mm
Diamètre extérieur de la couverture transparente	45 mm
Epaisseur couverture transparente	3 mm

Tableau III.1. Paramètres du système[3]

Coefficients	Valeur
ϵ_v : émissivité vitre	0,94
α_v : absorptivité vitre	0,066
λ_v : conductivité vitre	1,26 (verre pyrex)
τ_v : facteur de transmission vitre	0,90
ρ_c : réflectivité du miroir	Al :0.76
α_{ab} : absorptivité absorbeur	Cu : 0,75

Tableau III.2. Propriétés optiques des différents composants du système

La latitude	32,48°
La longitude	+ 3,66°
L'altitude	500 m

Tableau III.3. Les coordonnées géographiques du site de Ghardaïa [18]

III.2 Bilan thermique

En pratique, Le flux solaire ainsi que toutes les variables climatiques sont en évolution permanente, aussi l'étude sera menée en régime transitoire.

Avant de dresser le bilan thermique au niveau de tous les composants du concentrateur cylindro parabolique nous rappellerons que l'inertie thermique est le stockage d'énergie dans un volume. Elle correspond à l'augmentation de son énergie interne et a pour expression [5] :

$$m_i \times C_{p_i} \times dT_i/dt$$

Cette énergie stockée est donnée par la relation :

$$m_i \times C_{p_i} \times dT_i/dt = \sum q_i + p_i \quad (\text{III.1})$$

avec q_i et p_i respectivement les différents échanges thermiques et le terme de source.

Le bilan thermique d'un collecteur a généralement pour expression [5] :

$$q^* = q_u + q_a + q_t$$

Où :

q^* : énergie absorbée par le capteur (énergie incidente)

q_u : puissance utile qui permet de réchauffer le fluide caloporteur

q_a : énergie perdue vers l'environnement

q_t : énergie qui dépend de l'inertie thermique de l'installation

En régime permanent

$$q_t = 0$$

En régime transitoire

$$q_t = \sum m_i \times C_{p_i} \times dT_i/dt \quad / \quad i : \text{différents éléments du capteur}$$

Avec :

q_t : puissance provenant du réchauffement du capteur. Au démarrage l'installation est froide, et les premiers rayons servent à mettre l'installation en température, par la suite l'énergie solaire sera transférée au fluide caloporteur [5].

Pour l'étude du comportement thermique du système, on considère que chaque partie du collecteur constitue un nœud sur lequel on établit le bilan thermique.

Chaque élément est à une température différente et de plus variable dans le temps.

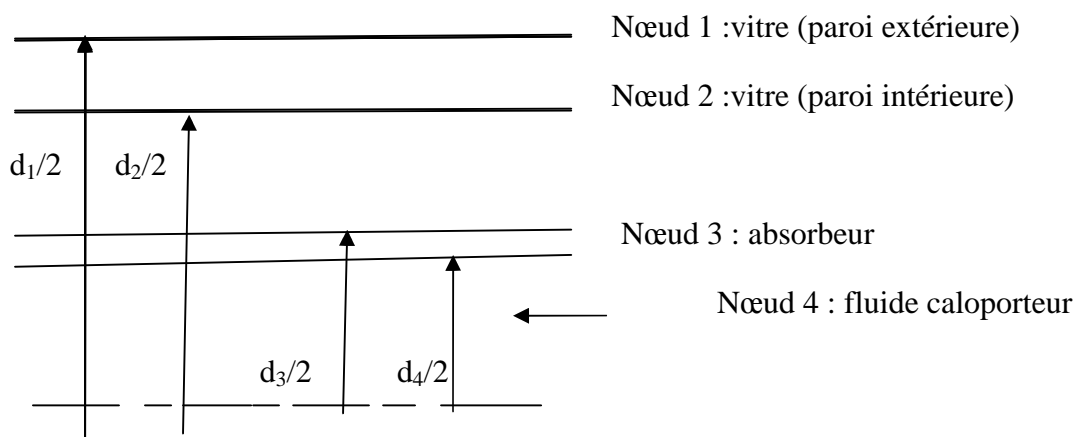


Figure III.2. Schématisation des différents nœuds du système

Pour avoir plus de précision, la méthode des tranches est adoptée, le système est alors divisé en plusieurs tranches, au niveau du nœud du fluide caloporteur, (figure III.3)

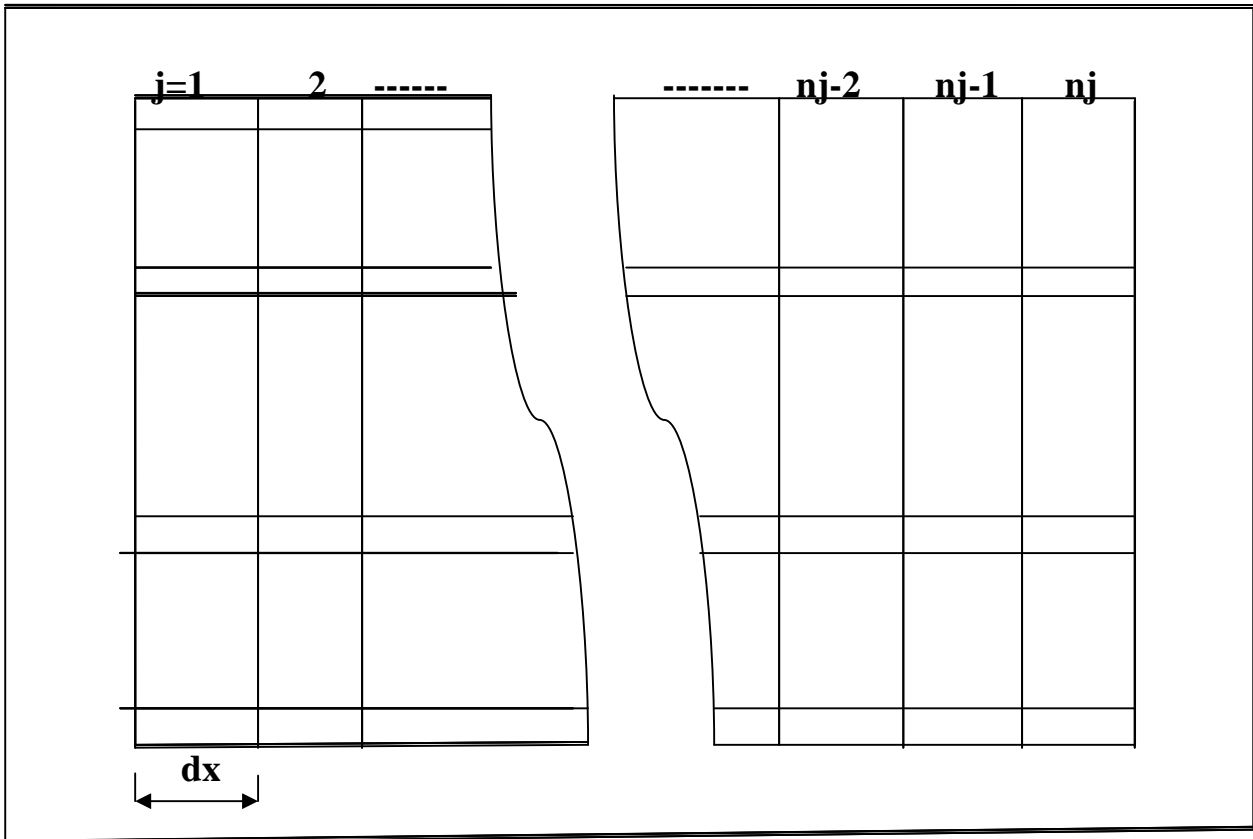


Figure III.3. Schématisation des différentes tranches le long du récepteur

Pour simplifier notre problème, des hypothèses sont adoptées :

- La température d'entrée du fluide est supposée supérieure à la température ambiante

$$T_{fe} > T_a$$
- Le ciel est considéré comme un corps noir avec une température qu'on peut calculer en fonction de la température ambiante T_a .
- Le régime est transitoire.
- Le conduit absorbeur est considéré comme un corps noir (application de la loi de Stephan-Boltzmann).
- Les propriétés thermo physiques des matériaux varient en fonction de la température.
- La température de chaque composant du collecteur est variable au cours de la journée, mais elle sera considérée uniforme à chaque instant (isotherme à un instant donné) sauf pour le fluide caloporteur.

- Si le débit n'est pas trop faible, on suppose une répartition linéaire de la température au niveau de l'absorbeur à un instant donné, c'est-à-dire, pas d'échange thermique par conduction (pertes) au niveau de l'absorbeur.

En utilisant l'équation III .1, le bilan thermique à chaque nœud du système, peut être formulé comme suit :

III.2.1 Bilan thermique (vitre paroi extérieure)

La paroi extérieure de la vitre échange de la chaleur avec :

- La paroi intérieure par conduction (gain)
- L'environnement par convection (perte)
- Le ciel par rayonnement (perte)

Ces échanges ont pour expression :

$$M_v \times C_{p_v} \times dT_{ve} / (2 \times dt) = q_{\text{cond.v}} - q_{\text{conv.v-e}} - q_{\text{ray.v-c}} + p_v/2 \quad (\text{III .2})$$

III.2.2 Bilan thermique (vitre paroi intérieure)

La paroi intérieure de la vitre échange de la chaleur avec :

- La paroi extérieure par conduction (perte)
- L'absorbeur par convection (gain), et par rayonnement (gain)

Ces échanges sont exprimés par :

$$M_v \times C_{p_v} \times dT_{vi} / (2 \times dt) = -q_{\text{cond.v}} + q_{\text{conv.v-ab}} + q_{\text{ray.v-ab}} + p_v/2 \quad (\text{III .3})$$

III.2.3 Bilan thermique (tube absorbeur)

L'absorbeur échange de la chaleur avec :

- La vitre paroi intérieure par convection et par rayonnement (perte)
- Le fluide caloporteur par convection (perte)

Ces échanges sont donnés par la relation :

$$M_{ab} \times C_{p_{ab}} \times dT_{ab} / dt = -q_{\text{conv.ab-v}} - q_{\text{conv.ab-f}} - q_{\text{ray.ab-v}} + p_{ab} \quad (\text{III .4})$$

III.2.4 Bilan thermique (fluide caloporteur)

Le fluide caloporteur échange de la chaleur avec l'absorbeur par convection (gain) [19] :

$$\square_f \times C_{p_f} \times (T_{fs} - T_{fe}) = q_{\text{conv.ab-f}} \quad (\text{III .5})$$

III.3 Echanges thermiques au niveau des composants du système

III.3.1 Transfert thermique entre l'absorbeur et le fluide caloporteur

Le transfert de chaleur entre le tube absorbeur et le fluide caloporteur, s'effectue par convection forcée avec un régime qui peut être laminaire ou turbulent.

III.3.1.1 Régime laminaire établi

Le régime est dit laminaire, lorsque le nombre de Reynolds est inférieur à 2600 ($Re < 2600$). Selon Haussen [20], le nombre de Nusselt est donné par la relation :

$$Nu_{d1} = 3,66 + (0,0668 \times (d_4/L) \times Pr_f \times Re_{d4}) / (1 + 0,04 \times ((d_4/L) \times Pr_f \times Re_{d4})^{2/3}) \quad (III.6)$$

Avec :

Nu : nombre de Nusselt

L : longueur du conduit

d_4 : diamètre intérieur de l'absorbeur

III.3.1.2 Régime turbulent complètement établi

Le régime turbulent satisfait la condition $Re > 5000$ [20]:

Selon Dittus et boelter [20] :

$$Nu_d = 0,023 \times (Re_{d-abs})^{0,8} \times (Pr_f)^n \quad (III.7)$$

Avec :

$$d_{abs} = d_4$$

$$n=0,3 \quad \text{refroidissement} \quad T_{abs} \square T_f$$

$$n=0,4 \quad \text{réchauffement} \quad T_{abs} \square T_f$$

$$0,6 \leq Pr_f \leq 100$$

Le nombre de Reynolds dans un tube circulaire est donné par [20] :

$$Re_{d-abs} = 4 \times \rho_f \times Q_f / (\pi \times d_4 \times \mu_f) \quad (III.8)$$

Avec :

$$\rho_f \times Q_f = \underline{q}_f$$

Le nombre de Prandtl est donné par [20] :

$$Pr_f = C_p \times \mu_f / \lambda_f \quad (\text{III .9})$$

Où :

λ_f : coefficient de conductivité thermique du fluide caloporteur.

μ_f : viscosité dynamique du fluide caloporteur.

Q_f : débit volumique du fluide caloporteur.

Le coefficient de transfert de chaleur est calculé par la formule suivante:

$$h_{ab-f} = Nu_{d-abs} \times \lambda_f / d_{abs} \quad (\text{III .10})$$

Où :

$d_{abs} = d_4$ diamètre intérieur du tube absorbeur

Les propriétés thermo physiques du fluide caloporteur (C_{p_f} , λ_f , μ_f , ρ_f) sont en fonction de la température du fluide.

Finalement le transfert de chaleur entre l'absorbeur et le fluide caloporteur est donné par :

$$q_{conv.ab-f} = h_{abs-f} \times A_{ab} \times (T_3 - T_4) \quad (\text{III .11})$$

Avec :

A_{ab} : surface latérale de l'absorbeur calculée par :

$$A_{ab} = \pi \times d_4 \times L$$

III.3.2 Transfert thermique entre l'absorbeur et la couverture transparente

Le transfert de chaleur entre l'absorbeur et la couverture transparente est une combinaison entre la convection et le rayonnement [11].

III.3.2.1 La convection

La surface de l'enveloppe du verre est toujours froide par rapport à la surface de l'absorbeur, l'air monte de l'absorbeur, se refroidit et descend de l'enveloppe du verre. La convection peut être exprimée par [11] :

$$q_{conv.abs-v} = 2 \times \pi \times K_{eff,air} \times (T_3 - T_2) / \ln(d_2/d_3) \quad (\text{III .12})$$

$K_{eff,air}$: conductivité effective de l'air .

$$K_{eff,air} / K_{air} = 0,386 \times [Pr_{air} / (0,861 + Pr_{air})]^{1/4} \times (Ra_c)^{1/4} \quad (\text{III .13})$$

Où :

$$Ra_c = [\ln(d_2/d_3)]^4 \times (Ra_L) / [(L')^3 \times [(d_3)^{-3/5} + (d_2)^{-3/5}]^5] \quad (\text{III .14})$$

L' , étant la longueur effective dans l'espace annulaire donnée par :

$$L' = 0,5 \times (d_2 - d_3) \quad (\text{III .15})$$

Ra_L , nombre de Rayleigh, défini comme suit :

$$Ra_L = (g \times \alpha_{air} \times (T_3 - T_2) \times (L')^3) / \alpha_{air} \times \nu_{air} \quad (III.16)$$

g : gravité.

α_{air} : coefficient de dilatation.

α_{air} : diffusivité thermique de l'air exprimée par :

$$\alpha_{air} = K_{air} / (\rho_{air} \times C_{p_{air}}) \quad (III.17)$$

Avec :

$$\nu_{air} = \mu_{air} / \rho_{air} \quad (III.18)$$

Et :

ρ_{air} , $C_{p_{air}}$, ν_{air} et μ_{air} respectivement, densité, chaleur spécifique, viscosités cinématique et dynamique de l'air.

ρ_{air} , α_{air} , $C_{p_{air}}$, K_{air} , μ_{air} , ν_{air} et Pr_{air} sont évaluées à la température moyenne dans l'espace annulaire :

$$T_{m23} = 0,5 \times (T_3 + T_2) \quad (III.19)$$

III.3.2.2 Le rayonnement

Le transfert de chaleur par rayonnement entre l'absorbeur et la couverture transparente est donné généralement par :

$$q = h_r \times A_3 \times (T_3 - T_2) \quad (III.20)$$

Une autre formule trouvée dans la référence [20] est:

$$q_{ray.abs-v} = \sigma \times [(T_3)^4 - (T_2)^4] / \left[\left(\frac{1 - \alpha_{ab}}{\alpha_{ab}} \right) \times A_3 + \left[\frac{1}{A_3} \times F_{32} \right] + \left[\frac{(1 - \alpha_v)}{\alpha_v} \times A_2 \right] \right] \quad (III.21)$$

Où :

$$\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ w/m}^2 \cdot \text{k}^4 \quad (\text{constante de Stephan-Boltzmann}).$$

Le facteur de forme :

$$F_{32} = 1$$

Nous pouvons linéariser l'expression :

$$\begin{aligned} [(T_3)^4 - (T_2)^4] &= (T_3 + T_2) \times ((T_3)^2 + (T_2)^2) \times (T_3 - T_2) \\ &= (T_{m23})^3 \times (T_3 - T_2) \end{aligned}$$

$$T_{m23} = (T_2 + T_3) / 2$$

En substituant les différents termes dans l'équation III. 21, on obtient :

$$q_{ray.abs-v} = \sigma \times A_3 \times (T_{m23})^3 \times (T_3 - T_2) / \left[\left(\frac{1 - \alpha_{ab}}{\alpha_{ab}} \right) + \left[\frac{1}{1} \right] + \left[\frac{(1 - \alpha_v)}{\alpha_v} \right] \times \frac{A_3}{A_2} \right] \quad (III.22)$$

Finalement :

$$q_{\text{ray.abs-v}} = \epsilon \times \pi \times d_3 \times L \times (T_{m23})^3 \times (T_3 - T_2) / ([1/\epsilon_{\text{ab}}] + [(1 - \epsilon_v)/\epsilon_v] \times A_3/A_2]) \quad (\text{III.23})$$

L'émissivité de l'absorbeur (ϵ_{ab}) augmente avec la température du tube absorbeur. SANDIA (labo) propose pour son calcul une fonction linéaire [11]:

$$\epsilon_{\text{ab}} = 0,000327 \times T_{\text{ab}} - 0,065971$$

(III .24)

Néanmoins si $\epsilon_{\text{ab}} \leq 0,05$, alors on adopte pour ϵ_{ab} la valeur de 0,05.

Selon les laboratoires SANDIA, l'émissivité de l'absorbeur est en fonction de la température, (figure III.4) [11].

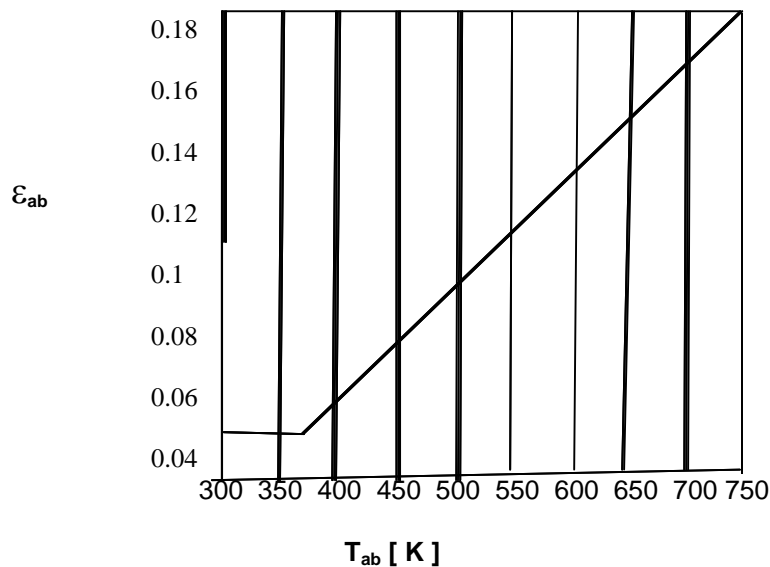


Figure III.4. Emissivité de l'absorbeur en fonction de la température

III.3.3 Transfert thermique entre la couverture transparente et l'extérieur

La paroi extérieure de la couverture transparente échange de l'énergie avec l'extérieur, par convection avec l'environnement et par rayonnement avec le ciel.

III.3.3.1 La convection

L'échange thermique entre l'air et la paroi extérieure de la couverture transparente se fait par convection forcée. Le flux échangé est donné par:

$$q_{\text{conv.v-e}} = \pi \times d_1 \times L \times h'_{\text{air}} \times (T_1 - T_a) \quad (\text{III .25})$$

La formule générale de la température ambiante T_a est donnée par [21] :

$$T_a = (T_{\max} + T_{\min})/2 + [(T_{\max} - T_{\min})/2] \times \sin(\pi \times (t-1)/12) \quad (\text{III.26})$$

T_{\max} , T_{\min} , sont les moyennes journalières mensuelles des températures maximale et minimale d'un site donné.

Le temps est compté à partir du lever du soleil.

Une formule empirique est utilisée pour le calcul du coefficient de transfert de chaleur du vent [22] :

$$h'_{\text{air}} = h_v = 4 \times (V_v)^{0,58} \times (d_1)^{-0,42} \quad (\text{III .27})$$

V_v : étant la vitesse du vent

$$0 \leq V_v \leq 10 \text{ m/s}$$

Une autre formule détermine le coefficient de transfert de chaleur de l'air extérieur [23] :

$$h'_{\text{air}} = 2,2 \times (T_{\text{ve}} - T_a)^{0,25} + 4 \times V_v \quad \text{si } V_v \leq 4 \text{ m/s} \quad (\text{III .28})$$

$$h'_{\text{air}} = 7,5 \times (V_v)^{0,8} \quad \text{si } V_v > 4 \text{ m/s} \quad (\text{III .29})$$

III.3.3.2 Le rayonnement

Le flux de chaleur par rayonnement avec le ciel est exprimé par :

$$q_{\text{ray.v-c}} = \sigma \times [(T_1)^4 - (T_c)^4] / \left(\frac{(1-\sigma_v)}{\sigma_v} \times A_1 + \frac{1}{A_1} \times F_{\text{vc}} + \frac{(1-\sigma_c)}{\sigma_c} \times A_c \right) \quad (\text{III.30})$$

Puisque A_c est très grand, alors $F_{\text{vc}} = 1$

Le flux de chaleur prend la forme suivante :

$$q_{\text{ray.v-c}} = \sigma \times [(T_1)^4 - (T_c)^4] / \left(\frac{(1-\sigma_v)}{\sigma_v} \times A_1 + \frac{1}{A_1} \right) \quad (\text{III .31})$$

$$q_{\text{ray.v-c}} = \sigma \times (T_{\text{m.vc}})^3 \times (T_1 - T_c) / \left(\frac{(1-\sigma_v)}{\sigma_v} \times A_1 + \frac{1}{A_1} \right) \quad (\text{III .32})$$

Finalement :

$$q_{\text{ray.v-c}} = \sigma \times \pi \times d_1 \times L \times \sigma_v \times (T_{\text{m.vc}})^3 \times (T_1 - T_c) \quad (\text{III .33})$$

Avec :

$$T_{\text{m.vc}} = 0.5 \times (T_1 + T_c) \quad (\text{III .34})$$

T_c : température du ciel calculée par la formule empirique suivante [4]

$$T_c = 0,0552 \times (T_a)^{1,5} \quad (\text{III .35})$$

Une autre formule [23] :

$$T_c = T_a - 12 \quad (\text{III .36})$$

Selon [24] :

Si l'humidité relative est élevée (ou proche de la mer) :

$$T_c = T_a \text{ (température ambiante)} \quad (\text{III .37})$$

Si l'humidité relative est basse (ou aux altitudes élevées) :

$$T_c = T_a - 6 \quad (\text{III .38})$$

III.3.4 Transfert de chaleur entre les parois intérieure et extérieure de la couverture transparente

Le transfert par conduction entre les deux parois de la couverture transparente est, selon la loi de fourrier donnée par :

$$q_{\text{cond.vi-ve}} = [2 \times \pi \times \lambda_v \times L / \ln(d_1/d_2)] \times (T_2 - T_1) \quad (\text{III .39})$$

λ_v : conductivité thermique du verre

III.4 Calcul des puissances

III.4.1 Puissance reçue à l'ouverture du collecteur

Les rayons incident sur l'ouverture sont réfléchés vers le foyer. En réalité une partie du collecteur reste inactive résultant des effets d'extrémités et/ou du fait de l'ombre [25].

La puissance reçue à l'ouverture du collecteur est donnée par :

$$P_c = S^* \times A_e \quad (\text{III.40})$$

A_e , étant la surface active donnée par [25] :

$$A_e = A_c - (A_i + A_b) \quad (\text{III .41})$$

Où :

$$A_c = D \times L \quad (\text{III .42})$$

A_i : surface inactive des extrémités du collecteur.

$$A_i = 4 \times f \times D \times \text{tg}(\theta/3) \quad (\text{III .43})$$

A_b : surface soumise à l'ombre.

$$A_b = 2 \times f \times D \times \text{tg}(\theta/3) \quad (\text{III .44})$$

D : l'ouverture du collecteur

S^* : composante normale directe du rayonnement solaire.

$$S^* = S \times \text{Cos}(\theta) \quad (\text{III .45})$$

III.4.2 Puissance absorbée par la vitre

La puissance reçue au niveau de l'ouverture du collecteur est exprimée par :

$$P_v = \alpha_v \times \rho_c \times P_c \quad (\text{III .46})$$

Où :

α_v : coefficient d'absorption de la vitre.

ρ_c : coefficient de réflexion du collecteur.

III.4.3 Puissance absorbée par le récepteur

La puissance reçue à l'ouverture du récepteur est réduite par les pertes thermiques. La puissance totale nette absorbée est donnée par [6] :

$$P_{ab} = \alpha_{ab} \times \rho_c \times \tau_v \times P_c \times A_a \quad (\text{III .47})$$

Où :

A_{ab} : coefficient d'absorption du récepteur.

τ_v : coefficient de transmission de la vitre.

A_a : l'aire du récepteur.

Une autre formule est utilisée [3] :

$$P_{ab} = S^* \times \rho_c \times (\gamma_c \times \tau_v) \times C \quad (\text{III .48})$$

Avec :

S^* : composante normale du rayonnement direct incident.

$$S^* = S \times \text{Cos}(\theta) \times EF \quad (\text{III .49})$$

Où :

θ : angle d'incidence.

EF : coefficient des pertes totales par les extrémités.

ρ_c : réflectivité du miroir.

τ_c : facteur de transmission du miroir.

γ_c : facteur optique du miroir.

C : concentration géométrique.

$$C = A_c / A_{ab} \quad (III .50)$$

Avec :

$$A_c = D \times L \quad \text{et} \quad A_{ab} = \pi \times d_3 \times L$$

Il en résulte que :

$$C = D / (\pi \times d_3) \quad (III .51)$$

La puissance absorbée par unité de surface est donnée par la relation [15] :

$$P_{ab} = \rho_c \times \tau_v \times \alpha_{ab} \times (q_{int} + q_{diffuse} - q_{ombre}) - q_{perd} \quad (III .52)$$

La radiation diffuse varie de 100 à 200 W/m². Avec un concentrateur à foyer linéaire une fraction de 1/C est collecté [15] :

$$q_{diffuse} = D_i / C \quad (III .53)$$

La quantité d'énergie empêchée d'atteindre l'absorbeur s'écrit comme suit [15] :

$$q_{ombre} = (x_s / C) \times S^* \quad (III .54)$$

x_s , dépend de la géométrie du collecteur :

$$x_s = (d_1 - d_3) / (\pi \times d_3) \quad (III.55)$$

Puisque une portion de l'irradiation directe est empêchée d'atteindre l'absorbeur, du fait de l'ombre, q_{ombre} peut s'écrire également de la façon suivante [15] :

$$q_{ombre} = S^* \times (1 - EF) \quad (III.56)$$

La quantité d'énergie interceptée au niveau du foyer est alors :

$$q_{int} = \gamma \times S^* \quad (III .57)$$

Les pertes de chaleur sont données par la relation [15] :

$$q_{perd} = q_L / C \quad (III .58)$$

Une expression analytique déterminant le coefficient global des pertes thermiques d'un absorbeur à été proposé par S.C Mullick et S.K Nanda [14].

$$q_L = 1 / \{ C_1 \times (T_{ab} - T_{mv})^{0.25} + \sigma \times ((T_{ab})^2 - (T_{mv})^2) \times (T_{ab} + T_{mv}) / (1/\epsilon_{ab} - (d_3/d_1) \times (1/\epsilon_2 - 1)) \} + (d_3/d_1) \times \{ 1/(h_v + \sigma \times \epsilon_v \times ((T_{mv})^2 - (T_a)^2) \times (T_{mv} + T_a)) \} + (d_3/d_1) \times e / \lambda_v \quad (III .59)$$

avec :

e : épaisseur de la vitre

d_1 : diamètre de la vitre

d_3 : diamètre de l'absorbeur

T_{ab} : température de l'absorbeur

T_{mv} : température moyenne de la vitre

ε_{ab} : émissivité de l'absorbeur

ε_v : émissivité de la vitre

h_v : coefficient d'échange thermique du vent

$$h_v = 4 \times (V_v)^{0.58} \times (d_1)^{-0.42}$$

λ_v : conductivité thermique du verre

$$C_1 = 17,74 / [(T_{ab} + T_{mv})^{0.4} \times d_3 \times ((d_3)^{-0.75} + (d_1)^{-0.75})] \quad (\text{III .60})$$

$$T_{mv} = T_a + 0.04075 \times (d_3/d_1)^{0.4} \times (h_v)^{-0.67} \times [2 - 3 \times \varepsilon_{ab} + (6 + 9 \varepsilon_{ab}) \times T_{ab}/100] \times (T_{ab} - T_a) \quad (\text{III .61})$$

Il en résulte que l'énergie totale nette absorbée par l'absorbeur est :

$$P_{net} = ((\rho_c \times \tau_v \times \alpha_{ab} \times (\gamma \times S^* + (I_d/C) - (x_s/C) \times S^*) - q_{perd}) \times A_3) \quad (\text{III .62})$$

A_3 : surface latérale de l'absorbeur.

III.4.4 La puissance utile

C'est la quantité de chaleur gagnée par le fluide caloporteur. En général elle est exprimée par la formule suivante :

$$q_u = \square_f \times C_{pf} \times (T_{fs} - T_{fe}) \quad (\text{III .63})$$

Où :

\square_f : débit du fluide caloporteur.

C_{pf} : chaleur spécifique du fluide caloporteur.

T_{fs} : température de sortie du fluide caloporteur.

T_{fe} : température d'entrée du fluide caloporteur.

Elle peut être donnée en fonction de la température du récepteur et de la température ambiante, par l'expression suivante [12] :

$$q_u = F_R \times [S^* \times \square_0 \times A_c - A_a \times U_L \times (T_{ab} - T_a)] \quad (\text{III .64})$$

Où, le facteur d'échange thermique est calculé par :

$$F_R = \square_f \times C_{pf} / A_c \times U_L [1 - \exp(-A_c \times U_L \times F' / (\square_f \times C_{pf}))] \quad (\text{III .65})$$

Le coefficient des pertes de chaleur donné par la relation :

$$U_L = [A_{ab} / (h_e + h_{r, a-v}) \times A_{ve} + 1 / h_{r, v-a}]^{-1} \quad (\text{III .66})$$

F' , représente le coefficient d'efficacité du collecteur exprimé par :

$$F' = (1 / U_L) / [(1 / U_L) + d_3 / (h_f \times d_4) + (d_3 \times \ln(d_3 / d_4) / (2 \times K))] \quad (\text{III .67})$$

K : conductivité de l'absorbeur.

$$h_{r, a-v} = \sigma / [(1 / \epsilon_{ab}) + ((1 - \epsilon_v) / \epsilon_v) \times (A_{ab} / A_v)] \quad (\text{III .68})$$

$$h_{r, v-a} = 4 \times \sigma \times \epsilon_{ab} \times T^3 \quad (\text{III .69})$$

$h_{r, a-v}$ et $h_{r, v-a}$ représentent respectivement les coefficients de transfert de chaleur par rayonnement (absorbeur-vitre) et (vitre-absorbeur).

III.5 Le rendement optique

Le rendement optique est défini comme le ratio de l'énergie absorbée par le récepteur à l'énergie incidente sur la surface d'ouverture du collecteur.

Il dépend des propriétés optiques des matériaux, de la géométrie du collecteur, et peut s'écrire [12] :

$$\rho_0 = \alpha_{ab} \times \rho_c \times \tau_v \times \gamma \times [(1 - A_f \times \text{tg}(\theta)) \times \text{Cos}(\theta)] \quad (\text{III .70})$$

.70)

Où :

A_f : coefficient géométrique.

$$A_f = (2/3) \times D \times h_p + f \times D \times [1 + D^2 / (48 \times f^2)] \quad (\text{III .71})$$

Ce terme est en fonction des propriétés optiques des composants du système.

En général le rendement optique prend la forme suivante [5] :

$$\rho_0 = \alpha_{ab} \times \rho_c \times \tau_v \quad (\text{III .72})$$

72)

III.6 Le rendement thermique

C'est le rapport entre l'énergie thermique gagnée par le fluide caloporteur et l'énergie solaire reçue par le capteur.

Le rendement varie en fonction de la température de fonctionnement, il diminue au fur et à mesure que cette température augmente. Les pertes thermiques sont d'autant plus importantes que la température est élevée [1].

Le rendement thermique est donnée par la relation :

$$\eta = q_u / (S^* \times A_c) \quad (\text{III. 73})$$

Le rendement global correspondant au rendement optique diminué de l'effet relatif aux pertes thermiques, peut être écrit comme suit [12] :

$$\eta = FR \times [\eta_0 - U_L \times (T_{fe} - T_a) / (S^* \times C)] \quad (\text{III. 74})$$

Deux autres formules sont également utilisées [12], [3] :

$$\eta = (\rho \times \tau \times \alpha) \times (\gamma - X / C) \quad (\text{III. 75})$$

Avec :

$$X = X_s + (q_l / \rho \times \tau \times \alpha - D_i) / S^* \quad (\text{III. 76})$$

Et :

$$\eta = q_u / S^* \times A_c \times \gamma_c \quad (\text{III. 77})$$

Où :

γ_c : facteur optique du collecteur.

S^* : rayonnement solaire normal incident.

L'établissement du bilan thermique, permet d'aboutir à un système d'équations non linéaires :

$$M_v \times C_{Pv} \times dT_1 / (2 \times dt) = [2 \times \pi \times \lambda_v \times L / \ln(d_1/d_2)] \times (T_2 - T_1) - \pi \times d_1 \times L \times h'_{air} \times (T_1 - T_a) - \square \times \pi \times d_1 \times L \times \square_v \times (T_{m,vc})^3 \times (T_1 - T_c) + (1/2) P_c \times \alpha_v \times A_1 \quad (\text{III. 78})$$

$$M_v \times C_{Pv} \times dT_2 / (2 \times dt) = -[2 \times \pi \times \lambda_v \times L / \ln(d_1/d_2)] \times (T_2 - T_1) + (2 \times \pi \times K_{eff,air}) \times (T_3 - T_2) / \ln(d_2/d_3) + (\square \times \pi \times d_3 \times L \times (T_{m23})^3 \times (T_3 - T_2) / ((1/\square_{ab}) + ((1 - \square_v) / \square_v) \times d_3/d_2)) + (1/2) P_c \times \alpha_v \times A_1 \quad (\text{III. 79})$$

$$M_{ab} \times C_{Pab} \times dT_3 / dt = -(2 \times \pi \times K_{eff,air}) \times (T_3 - T_2) / \ln(d_2/d_3) - h_{abs-f} \times \pi \times d_4 \times L \times (T_3 - T_4) - (\square \times \pi \times d_3 \times L \times (T_{m23})^3 \times (T_3 - T_2) / ((1/\square_{ab}) + ((1 - \square_v) / \square_v) \times d_3/d_2)) + ((\rho_c \times \tau_v \times \alpha_{ab} \times (\gamma \times S^* + (I_d/C) - (x_s/C) \times S^*) - q_{perd}) \times A_3) \quad (\text{III. 80})$$

$$\square_f \times C_{Pf} \times (T_{fs} - T_{fe}) = h_{abs-f} \times A_f \times (T_3 - T_4) \quad (\text{III. 81})$$

Avec :

$$(T_{fs} - T_{fe}) = dT_4$$

$$\square_f = \rho_f \times \pi \times (d_4)^2 \times dx / (4 \times dt)$$

$$T_{fs} = T_n(4,j)$$

$$T_4 = T(4,j)$$

$$A_3 = \pi \times d_3 \times L$$

$$A_1 = \pi \times d_1 \times L$$

$$A_f = \pi \times d_4 \times dx$$

Ce système d'équations, est résolu par une approche numérique basée sur la méthode itérative de Gauss-Seidel, (annexe B).

III.7 Structure du code de calcul

Nous avons développé un code de calcul en langage FORTRAN [26], qui permet la détermination des trois composantes de l'éclairement solaire (diffus, direct et global). Puis nous avons procédé au calcul des températures des différents constituants du système, et ensuite celui de la puissance utile récupérée par le fluide caloporteur et du rendement thermique instantané.

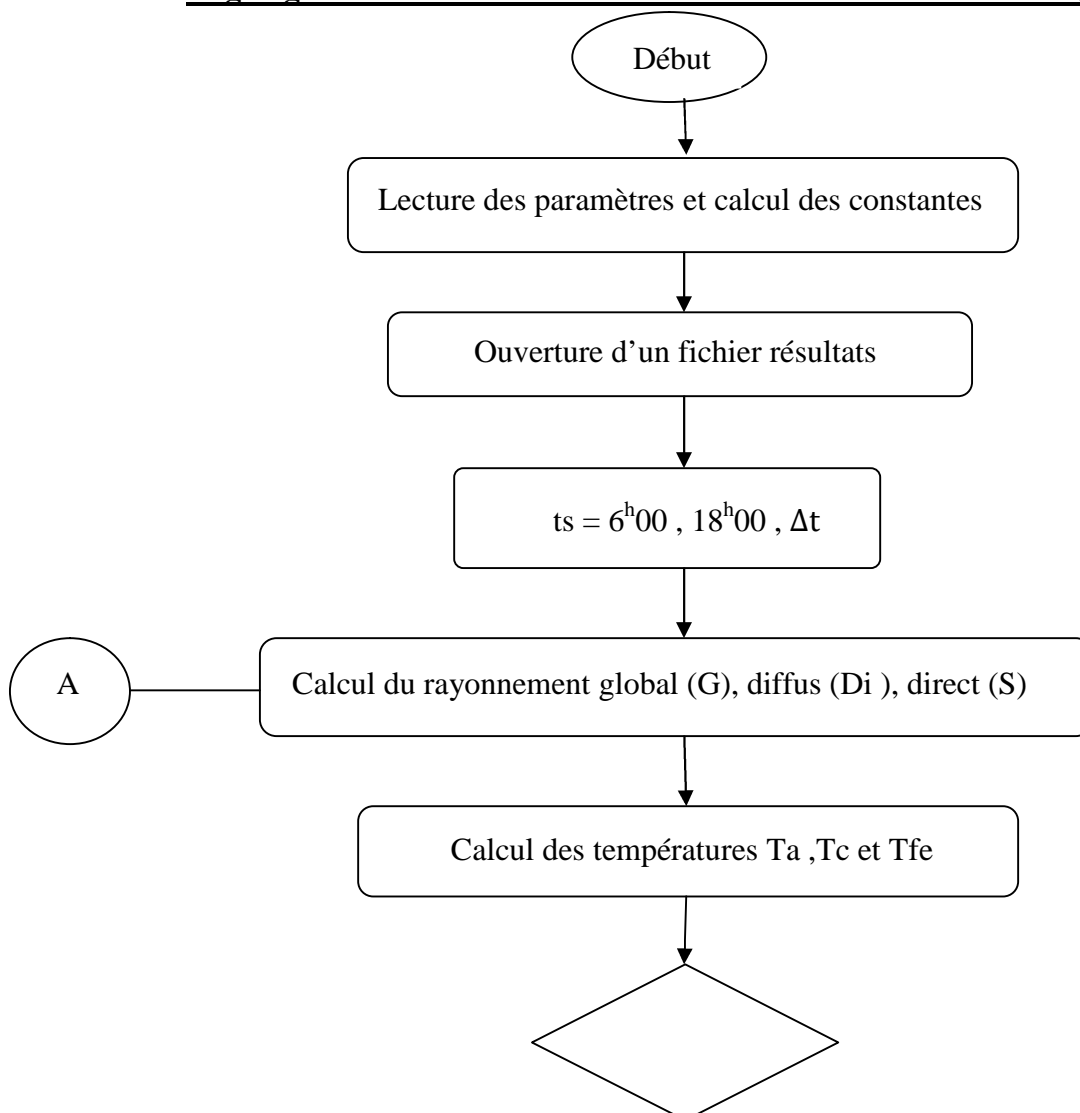
Ce code est constitué des étapes suivantes :

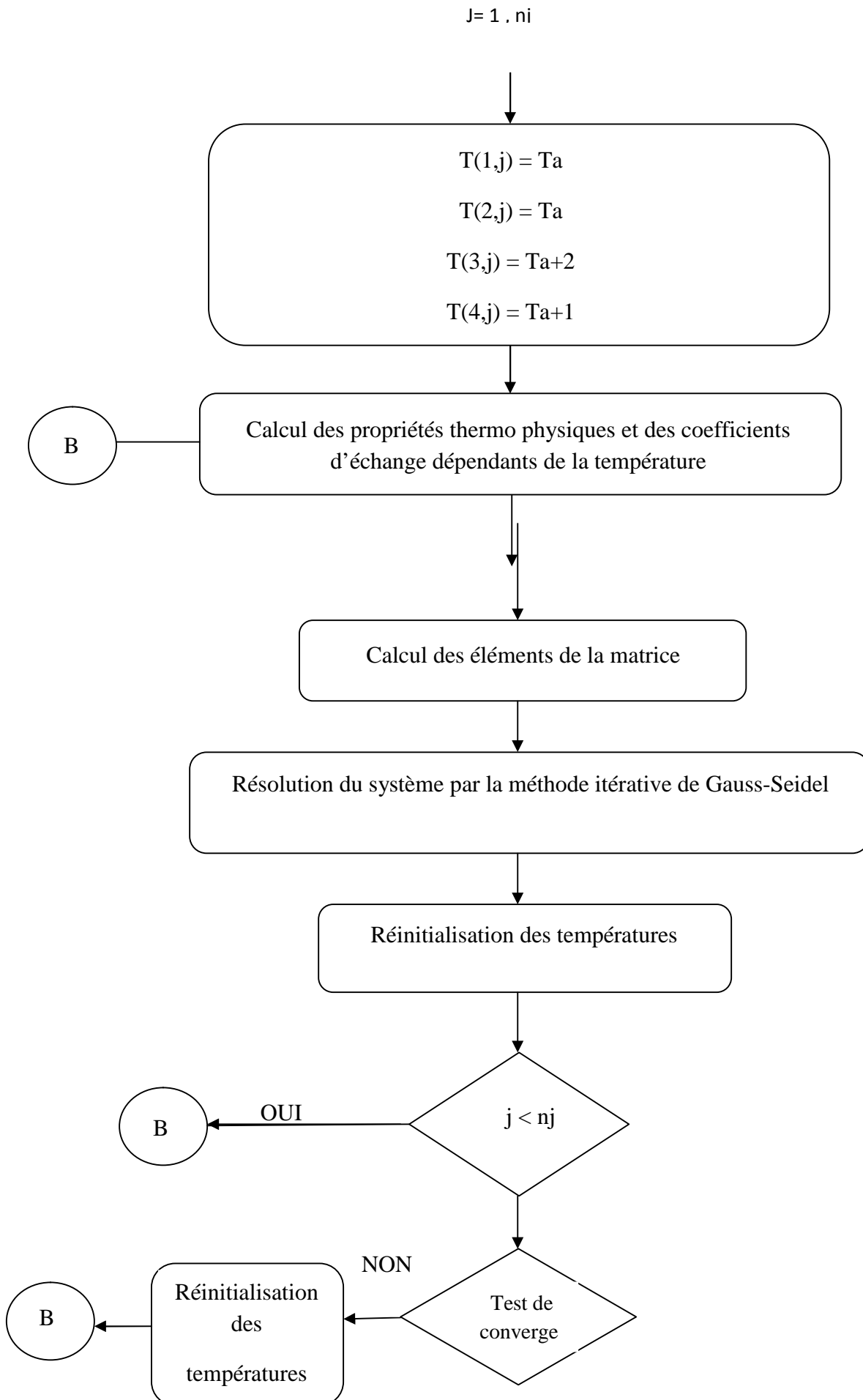
1. Déclaration des :
 - Constantes.
 - Paramètres caractéristiques du concentrateur.
 - Coordonnées géographiques du lieu.
 - Propriétés optiques et thermo physiques des constituants du système.
2. Ouverture des fichiers de résultats.
3. Calcul de la déclinaison, de l'angle horaire, de la hauteur et de l'azimut.
4. Calcul de l'éclairement solaire (diffus, direct et global).
5. Calcul des températures ambiante, du ciel et des températures moyennes des différents milieux de transfert de chaleur.
6. Initialisation des températures.
7. Calcul des propriétés thermo physiques et optiques (des matériaux et fluide dépendants de la température), et des coefficients d'échange thermique.
8. Détermination du $\cos(\theta)$, de la composante normale du rayonnement direct, du facteur total des pertes thermiques et du facteur d'interception.
9. Calcul des puissance et des éléments de la matrice.
10. Calcul des températures par la méthode de Gauss-Seidel.

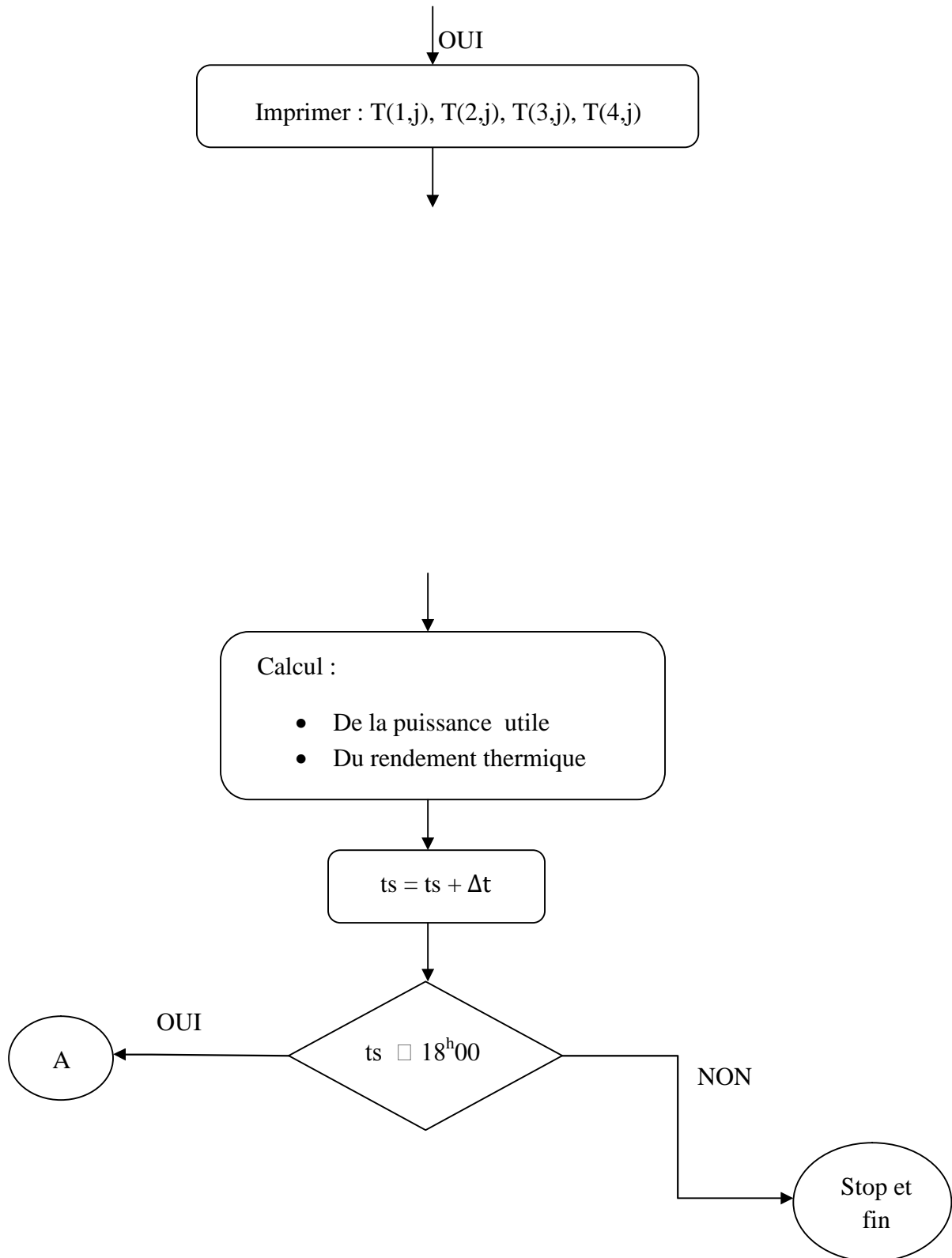
11. Réinitialisation des températures.
12. Test de convergence.
13. Réinitialisation des températures.
14. Calcul de la puissance utile et du rendement global instantané.

III.8 L'organigramme de calcul

Organigramme de calcul du rendement du concentrateur solaire (Gauss-Seidel)







CHAPITRE IV



RÉSULTATS ET DISCUSSIONS

Introduction

Il s'agira dans ce travail de déterminer les performances thermiques d'un concentrateur cylindro-parabolique, pendant trois journées types choisies. La température de sortie du fluide caloporteur, l'énergie gagnée par ce dernier et le rendement thermique instantané du système seront étudiés.

En outre l'effet de plusieurs facteurs (poursuite solaire, débit, taille de l'absorbeur, saison) sur les performances du concentrateur seront examinés.

La résolution du système d'équations par la méthode itérative de Gauss-Seidel, a permis d'obtenir un ensemble de résultats numériques que nous avons validé par un travail expérimental mené à Ghardaïa [3], les 14/05/2007 et 18/08/2007.

Les caractéristiques des trois journées types choisies, sont regroupées dans le tableau IV.1

Le mois	Le jour mensuel	Le quantième annuelle	Vitesse du vent [m/s]	T_{\max} [°C]	T_{\min} [°C]	Etat du ciel
Mars	23	82	6	25	18	dégradé
Mai	14	134	3	30	20	Bleu
Aout	18	230	0.5	40	36	bleu

Tableau IV.1 Caractéristiques des journées types choisies

IV.1. Etude de l'évolution instantanée des différents paramètres

IV.1.1. Evolution temporelle de l'irradiation solaire

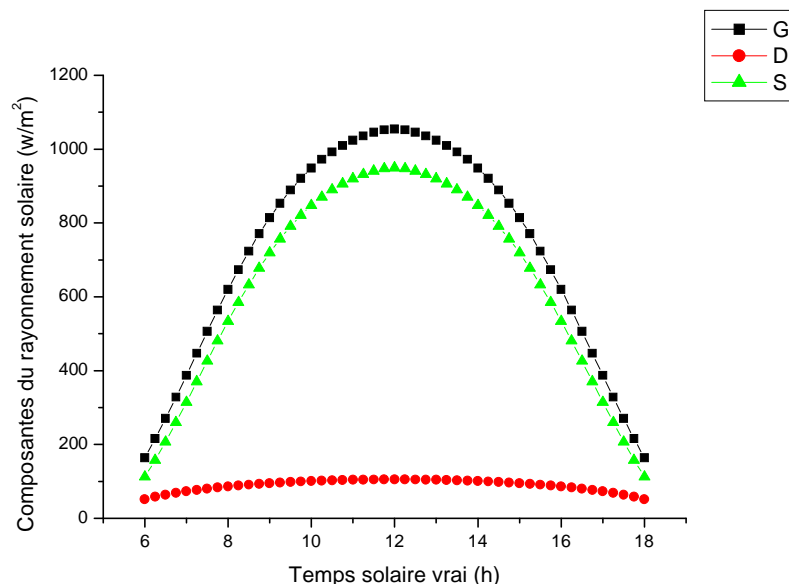


Figure IV. 1. Evolution temporelle des irradiations solaires globale, diffuse et directe pour $n=134$, et un ciel bleu

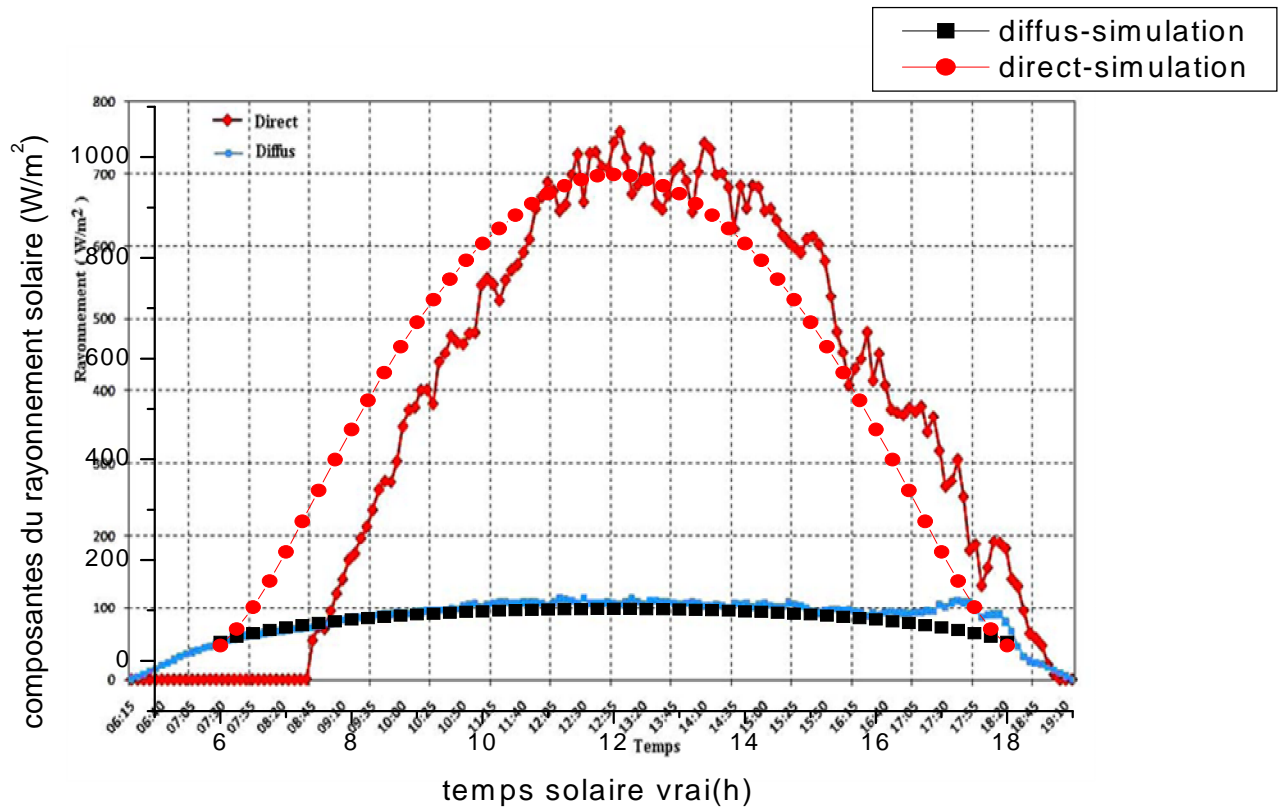


Figure IV.2. Rayonnement solaire incident sur un plan horizontal le 14/04/2007

L'observation de la figure IV.2, permet de remarquer que les courbes représentant l'évolution temporelle des rayonnements direct et diffus calculées par la formule de Kasten sont globalement proches des courbes issues de l'expérience [3], sauf pour le rayonnement direct dans la matinée, ce qui peut être dû aux facteurs et coefficients plus précis (albédo, hauteur d'eau condensable etc), qui ont été utilisés dans les calculs.

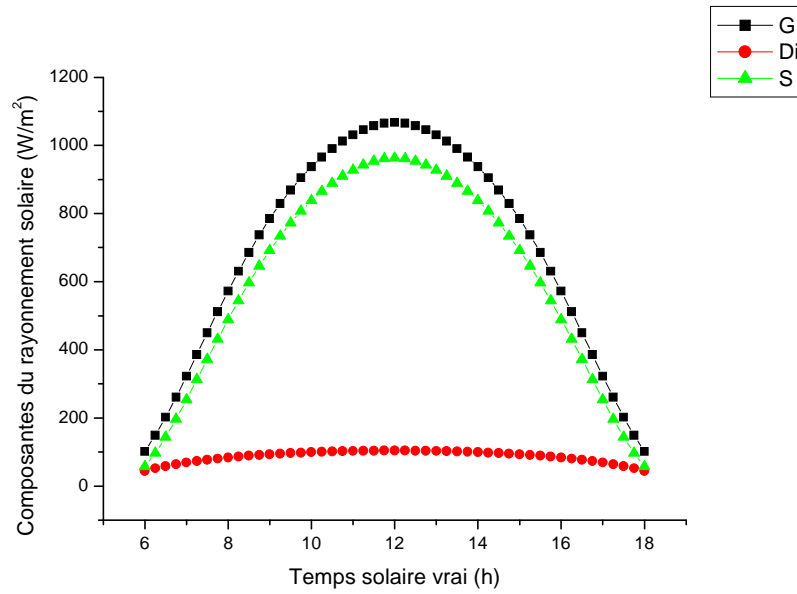


Figure IV.3. Evolution temporelle des irradiations solaires globale, diffuse et directe pour n=230 , et un ciel bleu

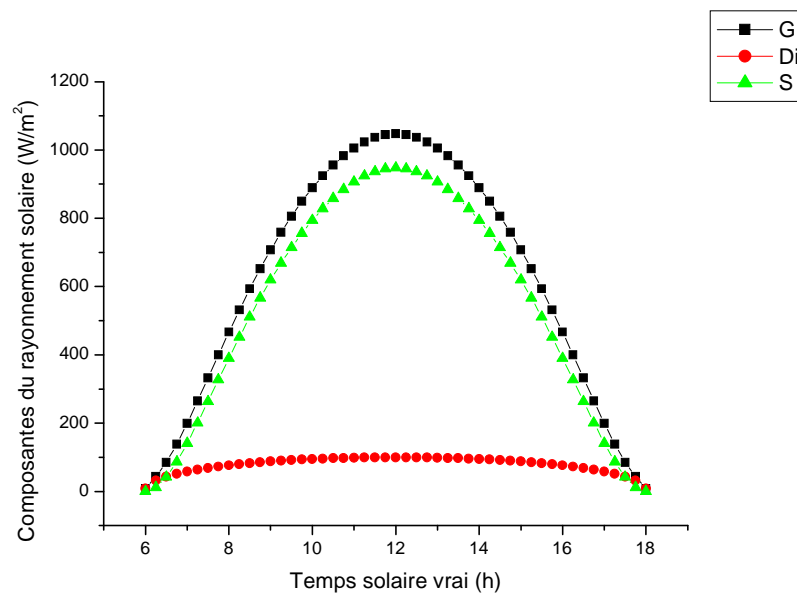


Figure IV.4. Evolution temporelles des irradiations solaires globale, diffuse et directe pour n=82 , et un ciel dégradé

Les figures IV.1, IV.3 et IV.4 représentent l'évolution des irradiances directe, diffuse et globale pour les trois journées types choisies, obtenue en utilisant la formule de Kasten, pour un ciel bleu ($n=134$ et 230) et un ciel dégradé ($n=82$) dans le site de Ghardaïa, (en régime stationnaire).

Il apparaît clairement que l'intensité du rayonnement solaire est importante au mois d' Août, résultant de la température ambiante élevée, et de l'état du ciel.

Les valeurs des composantes de l'irradiation solaire sont relativement proches des valeurs expérimentales [3],

Dans ce qui suit notre intérêt portera uniquement sur le rayonnement direct normal du fait que dans un concentrateur, seule cette composante est exploitée.

IV.1.2. Evolution temporelle des températures des composants du collecteur

Les courbes des figures IV.5, IV.6, et IV.7 représentant l'évolution temporelle des températures des composants du collecteur respectivement pour le 23 Mars 2007 ($n=82$), le 14 Mai 2007 ($n=134$) et le 18 Août de la même année ($n=230$), présentent une allure similaire. Il est aisé de constater que la température de l'absorbeur est la plus élevée résultant de son coefficient d'absorption plus grand que ceux des autres composants.

La température du fluide caloporteur (eau), qui échange de la chaleur par convection avec l'absorbeur est moins élevée que la température de ce dernier. La température de la vitre est la plus basse. Nous pouvons néanmoins noter que bien que les températures des parois intérieure et extérieure de la vitre sont quasiment superposées (figure IV.8), résultant de la conductivité thermique du verre pyrex de l'ordre de $1,26 \text{ W/m.k}$ [16], il n'en demeure pas moins que la paroi intérieure est légèrement plus chaude que celle de la paroi extérieure (effet de serre dans l'espace annulaire).

On retrouve les mêmes profils que les résultats expérimentaux de l'équipe de recherche de Ghardaïa[3]. Notons tout de même une légère différence due aux pertes incontournables en situation réelle. La température du fluide caloporteur obtenue au mois d' Août par simulation est de 147°C alors que celle mesurée expérimentalement est de 120°C , cette différence peut résulter également des températures min et max (36°C , 40°C) utilisées dans nos calculs, il est évident que le système présente des fuites surtout aux températures élevées, alors que dans la simulation il est considéré parfaitement fermé.

On remarque également que les températures de l'absorbeur et du fluide varient sensiblement plus au mois d'Août (rayonnement direct plus intense) qu'au mois de Mars.

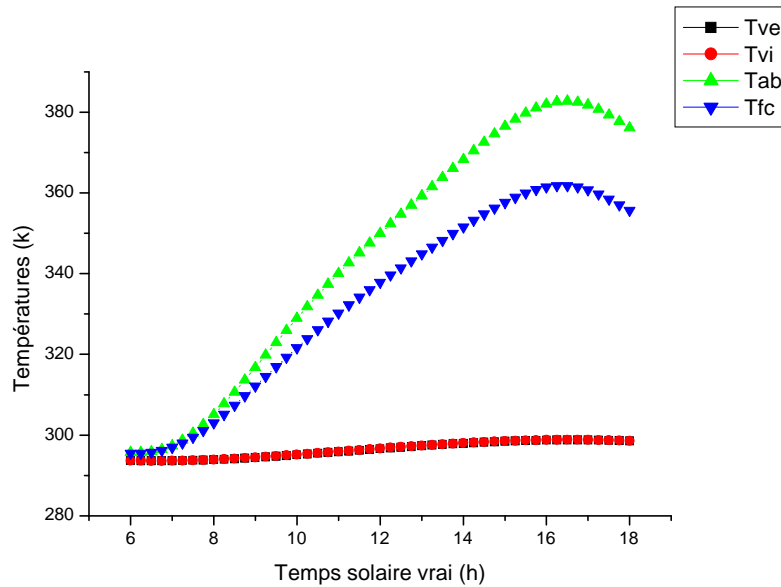


Figure IV.5. Evolution temporelle des températures des composants du collecteur pour $n=82$, un débit de 10kg/h et un ciel dégradé

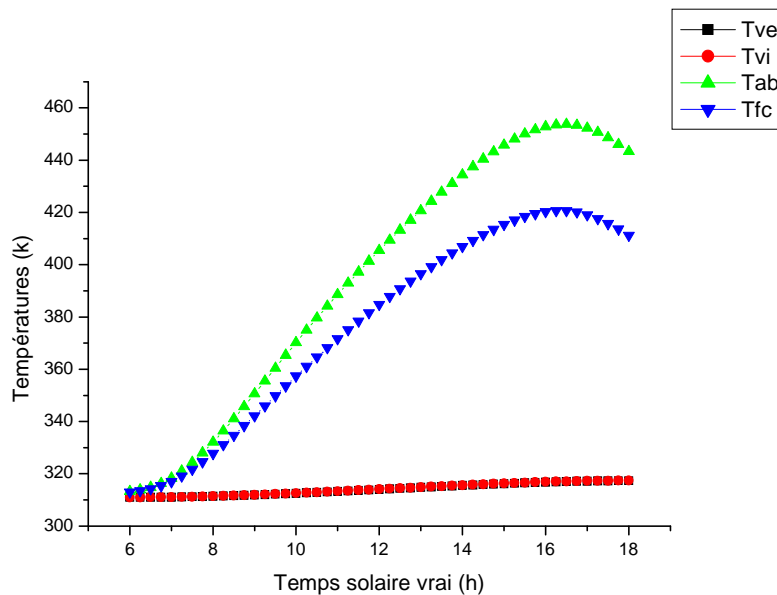


Figure IV.6. Evolution temporelle des températures des composants du collecteur pour $n=230$, un débit de 10kg/h et un ciel bleu

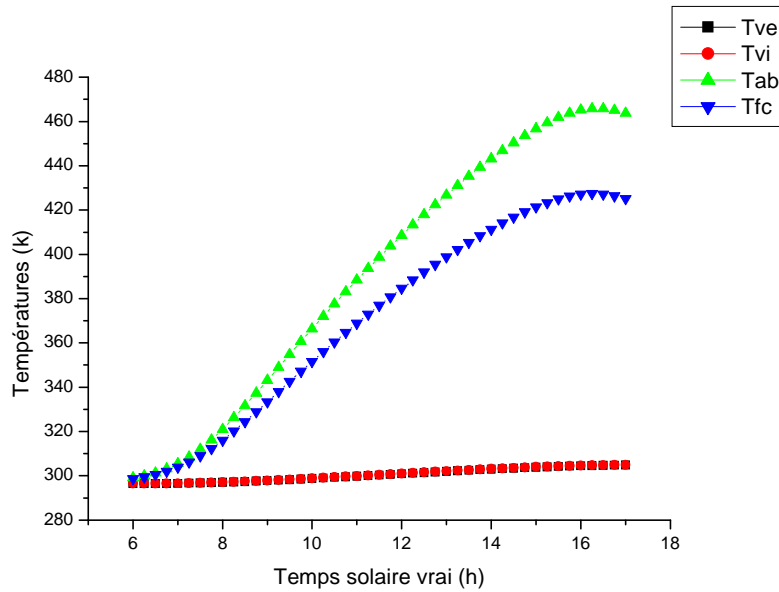


Figure IV.7. Evolution temporelle des températures des composants du collecteur pour $n=134$, un débit de 10 kg/h et un ciel bleu

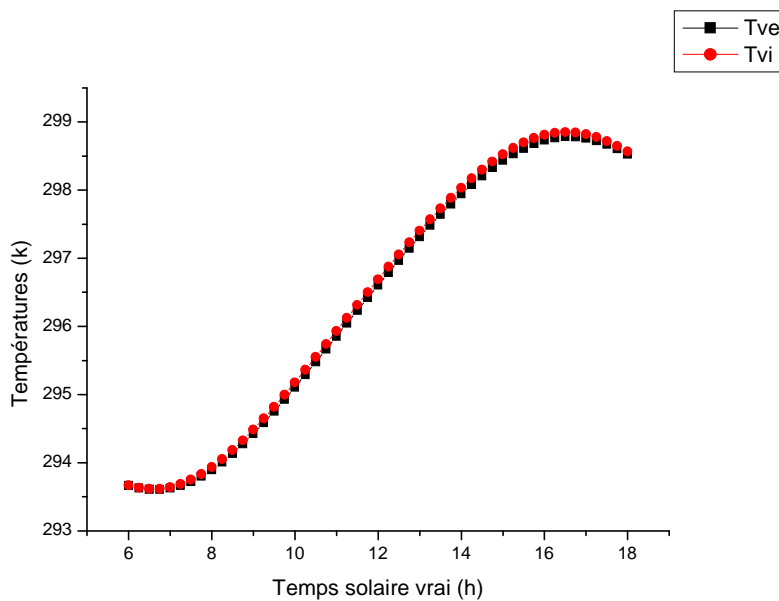


Figure IV.8. Evolution temporelle des températures des parois de la couverture transparente pour $n=82$, un débit de 10 kg/h et un ciel dégradé

IV.1.3. Validation des résultats

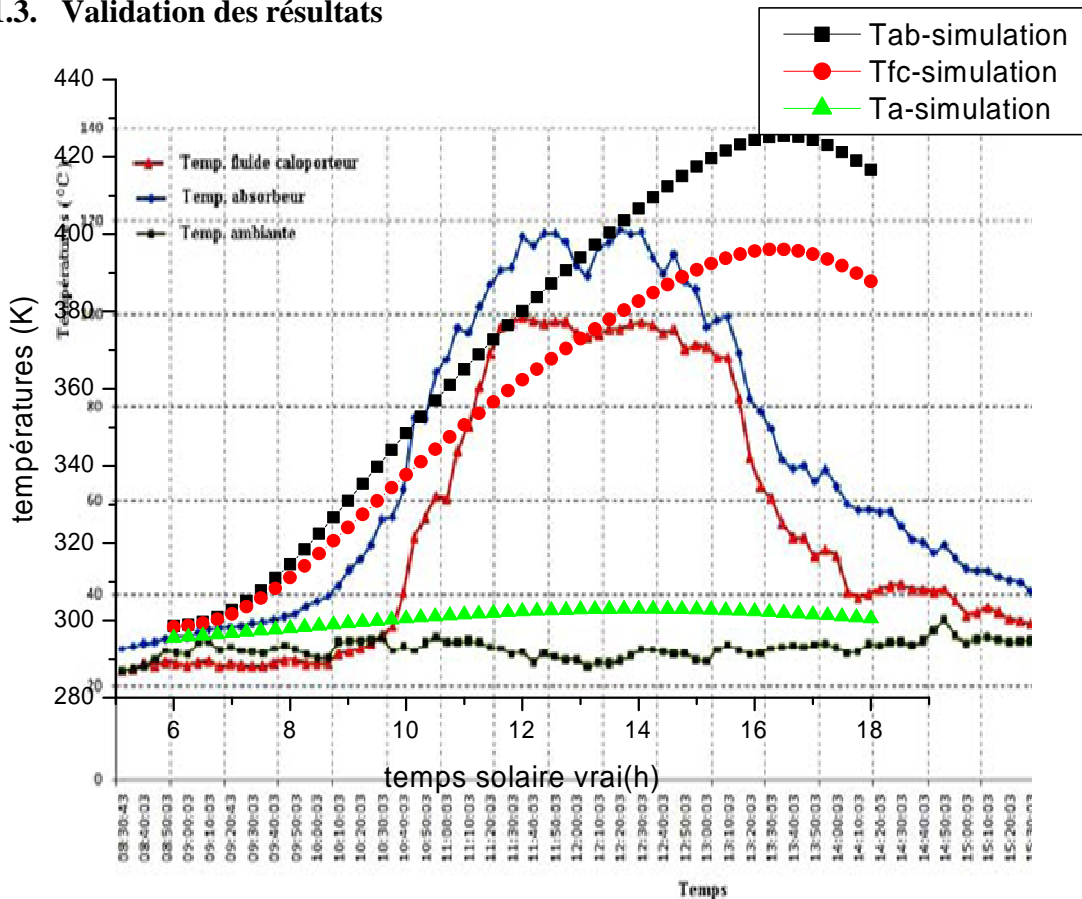


Figure IV.9. Evolution temporelle des températures de l'absorbeur et du fluide caloporteur le 14/04/2007

La figure IV.9 permet de remarquer que les courbes de simulation sont relativement proches de celles de l'expérience [3], la différence résulte du fait que dans la simulation, le circuit est considéré parfaitement fermé, alors que dans la réalité (expérience), le système présente des fuites aux températures élevées.

IV.1.4. Evolution temporelle des températures ambiante et du ciel

Les courbes de la figure IV.10 présentent la même allure du fait que la température du ciel est une fonction linéaire de la température ambiante.

L'effet de serre naturel réalisé par les gaz anthropogène dans l'atmosphère conduit à des températures ambiantes plus élevées que celles du ciel.

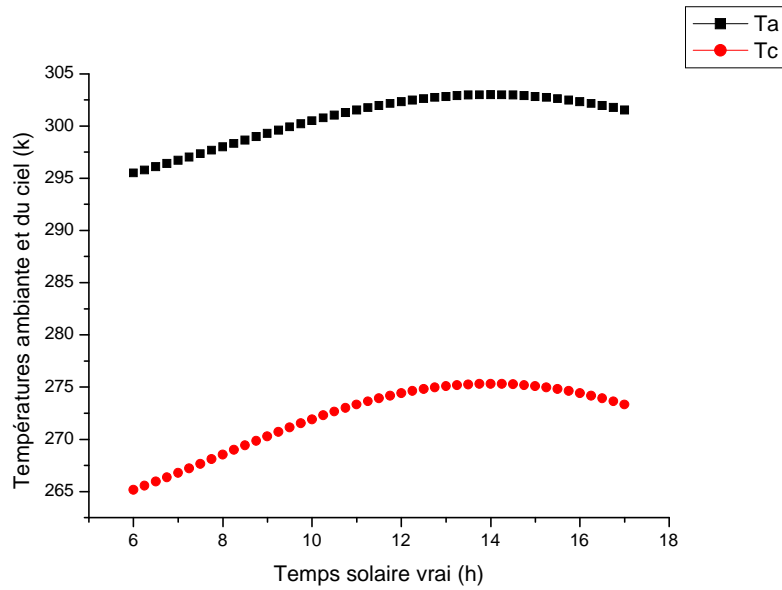


Figure IV.10 Evolution temporelle des températures ambiante et du ciel pour $n=134$, et un ciel bleu

IV.1.5. Evolution temporelle du facteur d'interception

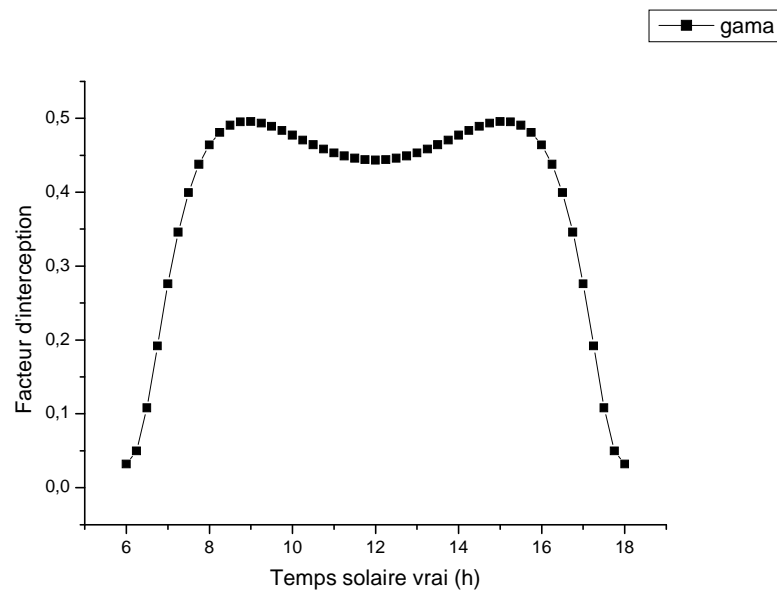


Figure IV.11. Evolution temporelle du facteur d'interception pour $n=82$, et un ciel dégradé

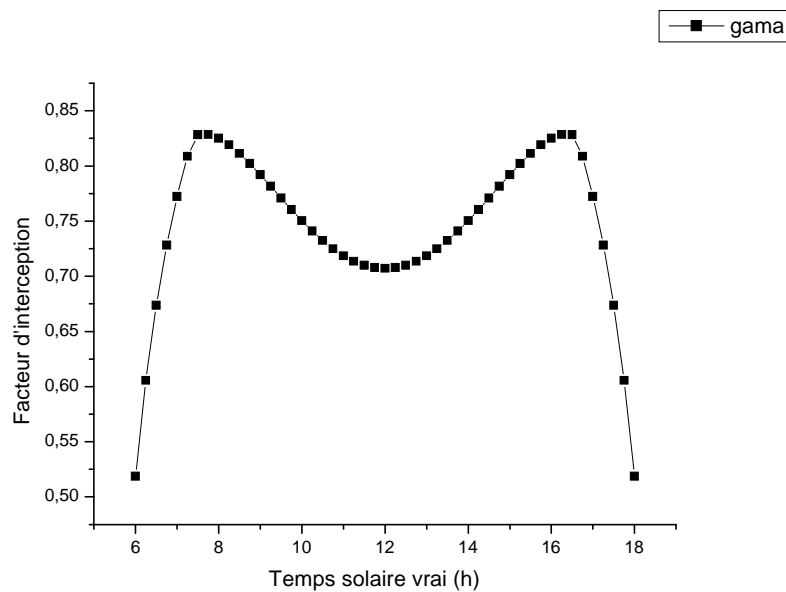


Figure IV.12. Evolution temporelle du facteur d'interception pour n=230 , et un ciel bleu

Le facteur d'interception est le facteur le plus compliqué dans le calcul du rendement optique, et de ce fait, des performances d'un collecteur cylindro-parabolique.

Il dépend de la concentration qui elle-même est étroitement liée à l'angle d'incidence du capteur, et aux dimensions du collecteur et de l'absorbeur.

Dans le cas stationnaire, le facteur d'interception à midi temps solaire vrai est approximativement égale à 44 % au mois de Mars (figure IV.11), et à 70% au mois d'Août (figure IV.12), qui représente une valeur élevée résultant de l'intensité importante de l'irradiation directe en ce mois.

IV.1.6. Evolution temporelle des puissances thermiques

IV.1.6.1. La puissance absorbée

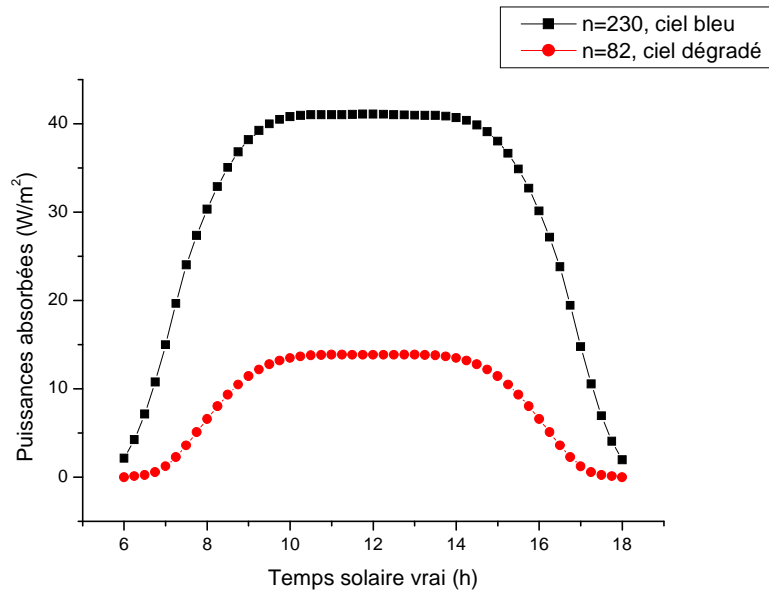


Figure IV.13. Evolution temporelle de la puissance absorbée pour deux journées types

Il apparaît clairement sur la figure IV.13, que la puissance absorbée au mois de Mars elle est moins importante que celle absorbée au mois d' Août, ce qui s'explique par l'intensité importante de l'irradiation solaire en ce dernier mois.

Les deux courbes présentent une période où la puissance absorbée reste constante (l'absorbeur atteint son maximum d'énergie interne). Pendant ce temps l'énergie captée sera transmise au fluide caloporteur, et selon les courbes des températures (figures IV.5, IV.6 et IV.7), la diminution de la température du fluide commence à diminuer au temps de la baisse de la puissance absorbée.

IV.1.6.2. La puissance utile

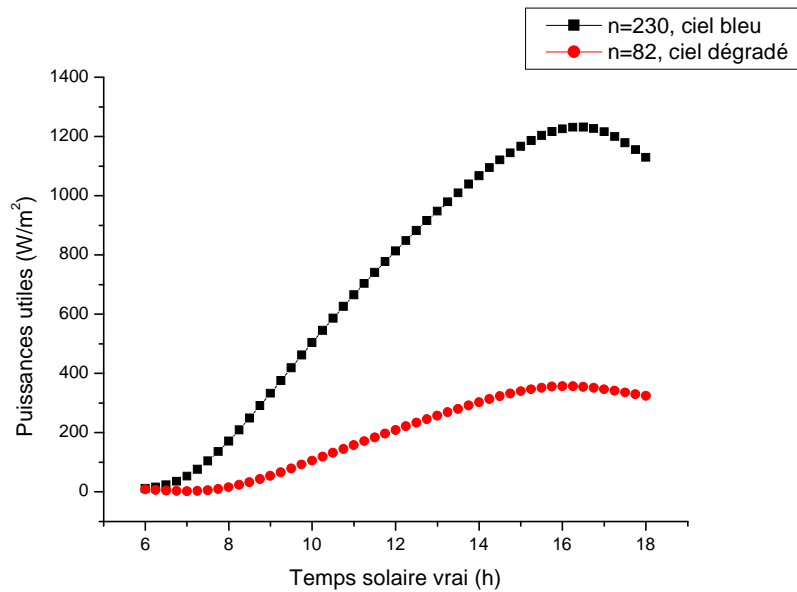


Figure IV.14. Evolution temporelle de la puissance utile pour deux journées types

Nous pouvons observer sur la figure IV.14 que la puissance gagnée par le fluide caloporteur est plus importante en été, bien que les pertes soient supérieures à celles qui se produisent en hiver.

L'allure des courbes de la puissance utile, est similaire à celle des températures (figures IV.5 , IV.6 et IV.7), ce qui peut être expliqué par le terme $(T_{fs} - T_{fe})$ utilisé dans la formule calculant la puissance utile.

IV.1.7. Evolution temporelle des pertes thermiques

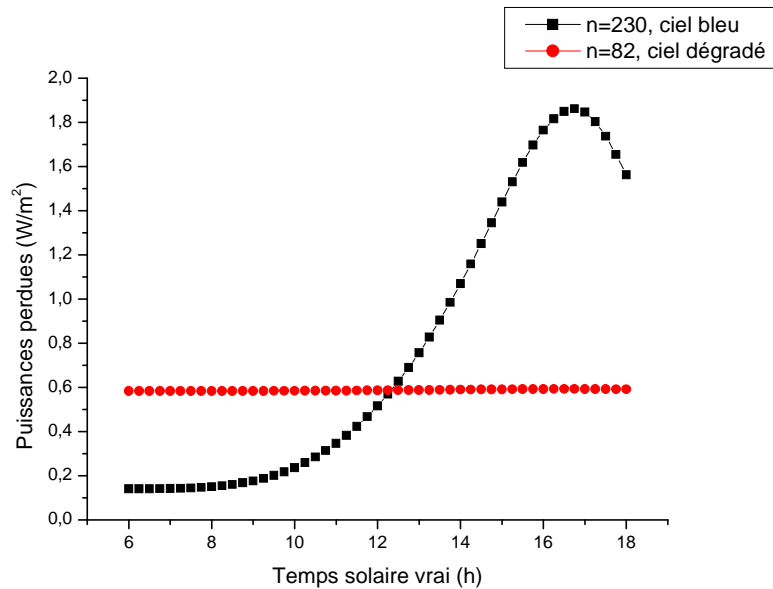


Figure IV.15. Evolution temporelle des pertes thermiques pour deux journées types

La figure IV.15 présente l'évolution temporelle des pertes thermiques. Il semble claire que l'évolution des pertes au mois d'août est plus rapide que celle du mois de Mars. Remarquons aussi que la courbe au mois d'août prend la même allure que celle représentant l'évolution de la température de l'absorbeur, ce qui permet de conclure que l'augmentation des pertes thermiques est fonction de l'accroissement de la différence de température entre l'absorbeur et l'environnement (température ambiante).

IV.1.8. Evolution temporelle du rendement thermique

La figure IV.16, montre une évolution croissante du rendement thermique instantané au cours de la journée, ceci s'explique par le fait que l'intensité du rayonnement solaire croît dans le temps, conduisant à l'augmentation de la température de l'absorbeur et par conséquent à celle du fluide caloporteur, d'où augmentation du rendement thermique instantané.

La confrontation des résultats obtenus par simulation (figure IV.16), avec ceux issus de l'expérience menée par les chercheurs de l'unité de Ghardaïa [3], a permis de noter que le rendement de 24% obtenu vers 11^h30mn dans le cadre de notre travail était proche de celui trouvé expérimentalement, qui est de l'ordre de 20% [3].

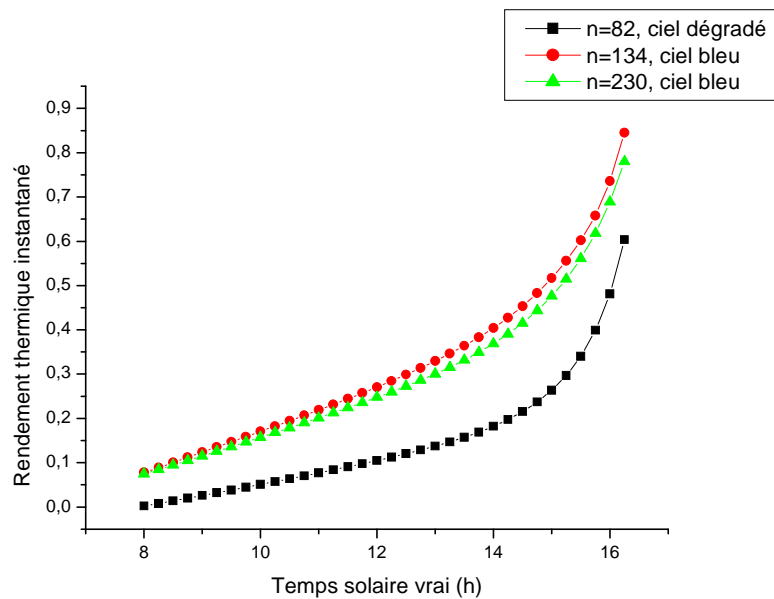


Figure IV.16. Evolution temporelle du rendement thermique instantané pour trois journées types

IV.2. Optimisation des performances du concentrateur

IV.2.1. Effet de la taille de l'absorbeur

IV.2.1.1. Le diamètre

Les valeurs des différents diamètres de l'absorbeur pour $n=134$, sont regroupées dans le tableau IV.2

Paramètres	Les valeurs			
	1° Cas	2° Cas	3° Cas	4° Cas
d_1 (mm)	45	46	47	48
d_2 (mm)	42	43	44	45
d_3 (mm)	20	21	22	23
d_4 (mm)	18	19	20	21

Tableau IV.2 Différentes valeurs du diamètre de l'absorbeur

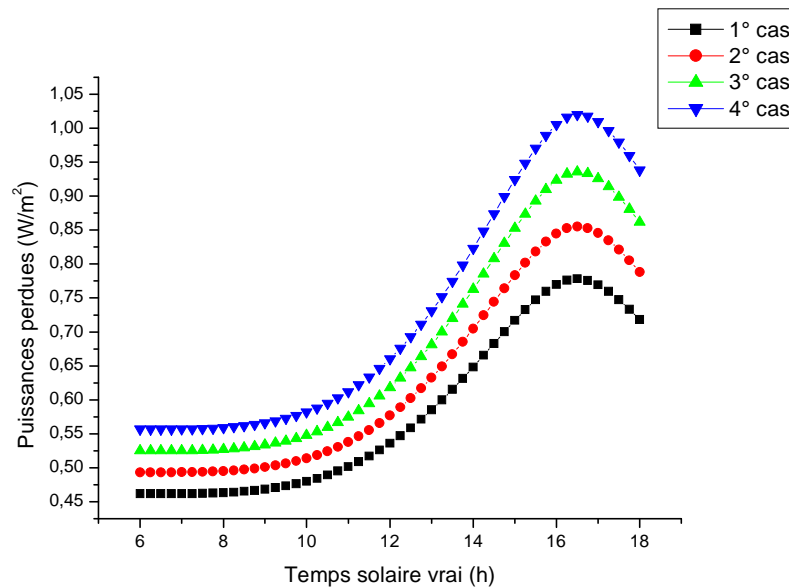


Figure IV.17. Evolution temporelle des pertes thermiques pour différents diamètres de l'absorbeur

L'analyse des courbes de la figure IV.17 permet de noter que l'augmentation du diamètre de l'absorbeur conduit à un accroissement sensible des pertes thermiques, il en résulte un effet très défavorable sur les performances du collecteur.

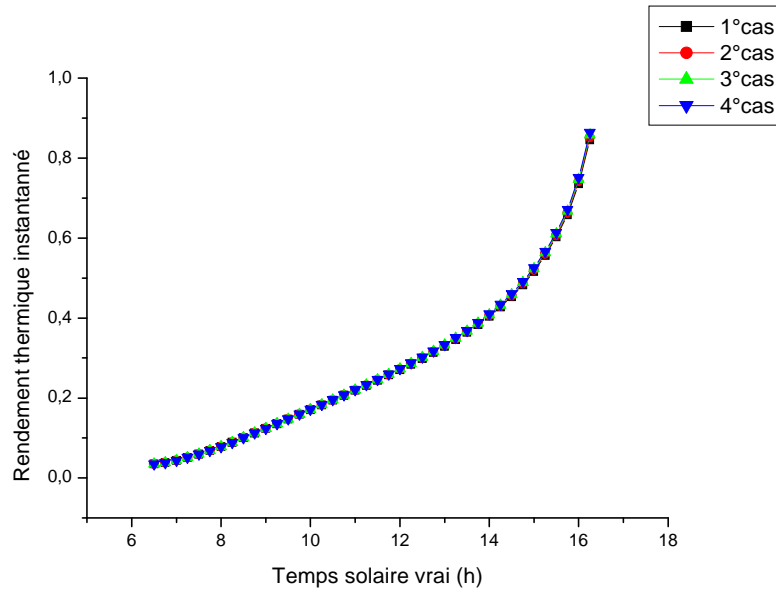


Figure IV.18. Evolution temporelle du rendement thermique pour différents diamètres de l'absorbeur

Nous remarquons sur la figure IV.18 que toutes les courbes représentant l'évolution temporelle du rendement thermique instantané du concentrateur pour différents diamètres de l'absorbeur sont superposées, ce qui indique que le diamètre n'a pas d'effet sur le rendement.

IV.2.1.2. La longueur

Il apparaît clairement sur la figure IV.19, que la température de sortie du fluide caloporteur est d'autant plus élevée que le tube absorbeur est long.

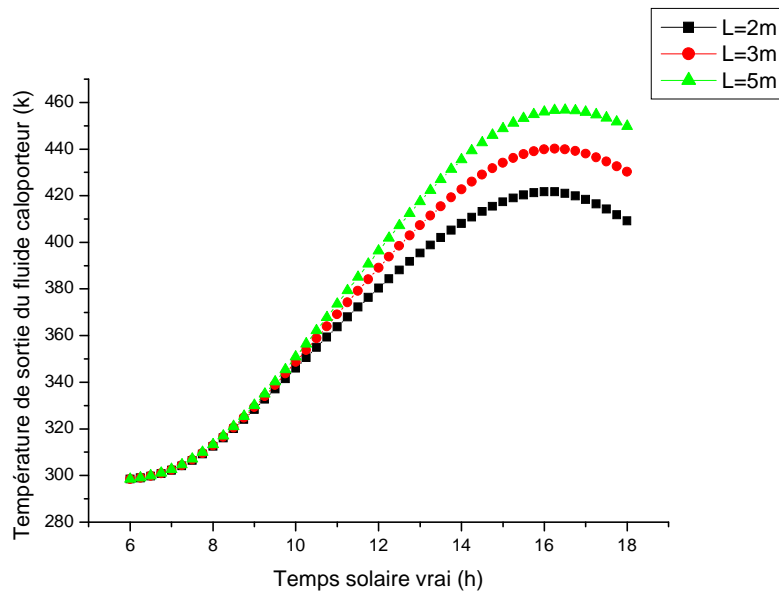


Figure IV.19. Evolution temporelle de la température de sortie du fluide pour différentes longueurs

IV.2.2. Effet de la nature du matériau de l'absorbeur

Les propriétés thermo physiques des matériaux constituant l'absorbeur utilisé dans notre travail sont présentées dans le tableau IV.3

Matériau	Absorptivité	Masse volumique [Kg/m ³]	Chaleur spécifique [J/kg.k]
Cuivre	0,92	8940	380
Aluminium	0,5	2700	86

Tableau IV.3 Propriétés thermo physiques des matériaux constituant l'absorbeur

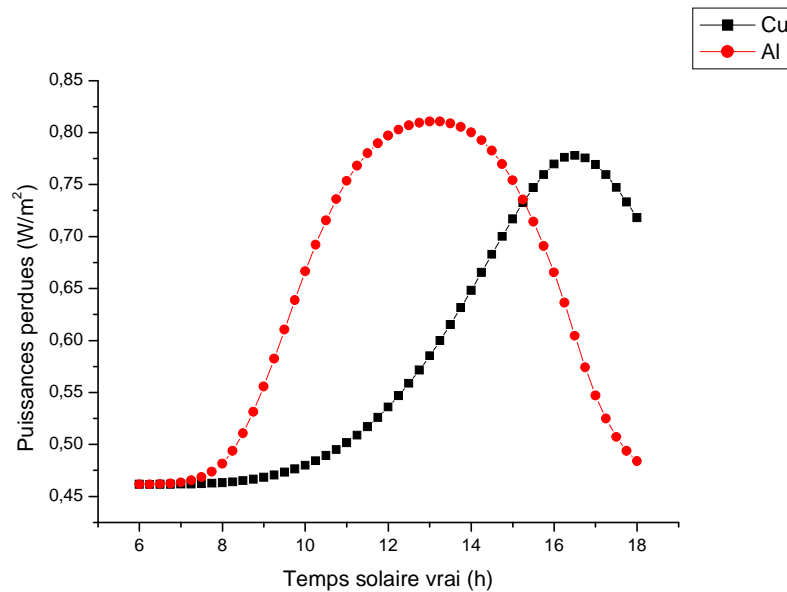


Figure IV.20. Evolution temporelle des pertes thermiques pour les deux matériaux

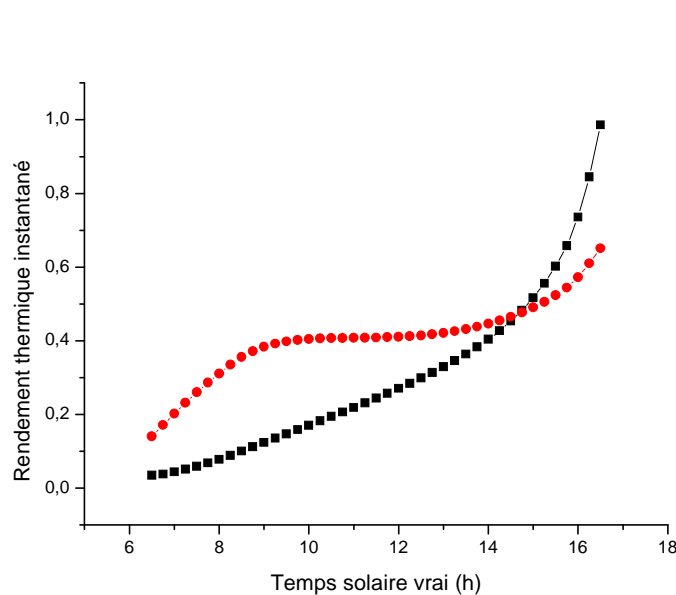


Figure IV.21. Evolution temporelle du rendement thermique instantané pour les deux matériaux

L'analyse des courbes des figures IV.20 , IV.21 montrent clairement que malgré le bon rendement atteint en utilisant de l'aluminium, les pertes thermiques sont très importantes, cela est due à la légèreté de l'aluminium et à son inertie thermique qui est faible par rapport à celle du cuivre.

IV.2.3. Effet de l'épaisseur de l'espace annulaire

En examinant la figure IV.22, on remarque la superposition des courbes du rendement thermique instantané, quand l'espace annulaire varie de 22 mm à 25 mm. Si on utilise des épaisseurs plus petites de l'ordre de 15 mm à 10 mm, il en résulte une légère diminution du rendement (figure IV.23).

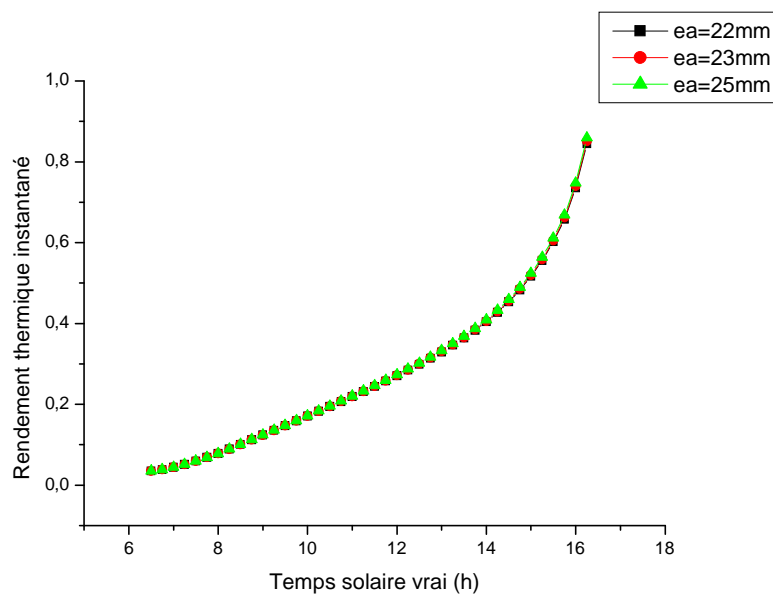


Figure IV.22. Evolution temporelle du rendement thermique instantané pour différentes épaisseurs de l'espace annulaire

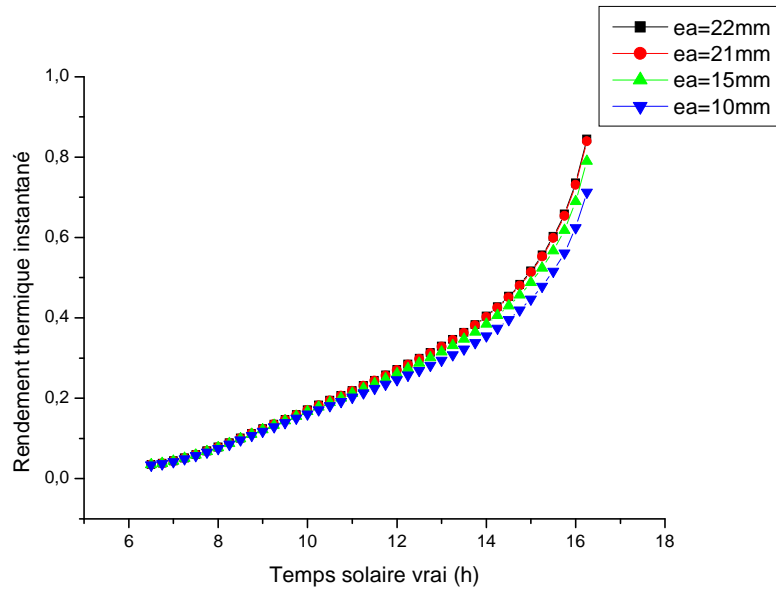


Figure IV.23. Evolution temporelle du rendement thermique instantané pour différentes épaisseurs de l'espace annulaire

IV.2.4. Effet de l'épaisseur de la couverture transparente

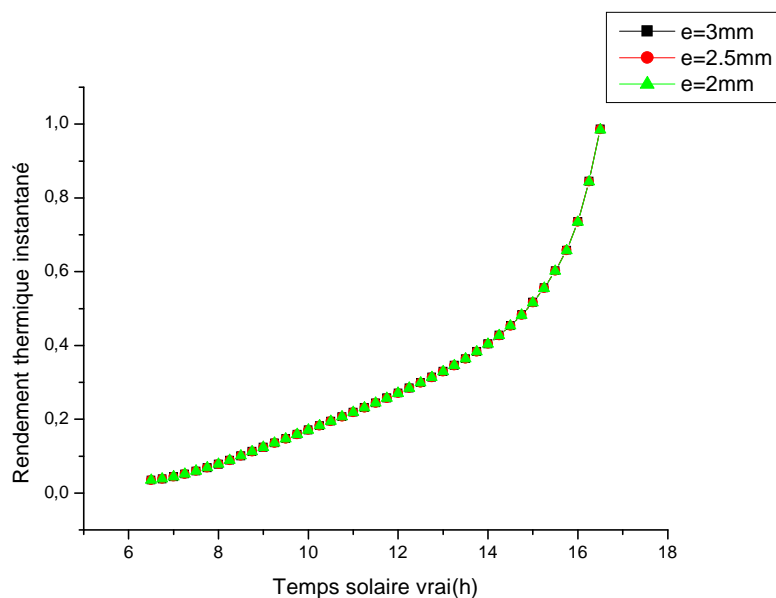


Figure IV.24. Evolution temporelle du rendement thermique instantané pour différentes épaisseurs de la couverture

L'examen de la figure IV.24 permet de remarquer que toutes les courbes sont confondues, ce qui permet d'avancer que l'épaisseur de la couverture transparente n'influe pas sur le rendement.

IV.2.5. Effet de la température d'entrée du fluide

La température de l'eau thermique de Guelma de coordonnées géographiques figurant sur le tableau IV.4 , atteint les 98° C.

La latitude	36°,467
La longitude	7,467°
L'altitude	2270 m

Tableau IV.4 Coordonnées géographiques du site de Guelma

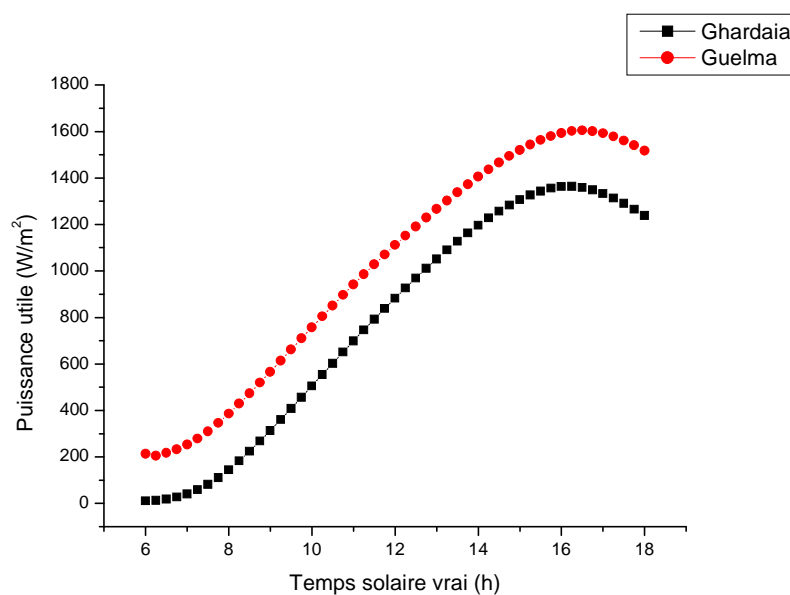


Figure IV.25. Evolution temporelle de la puissance utile pour les sites de Guelma et Ghardaïa

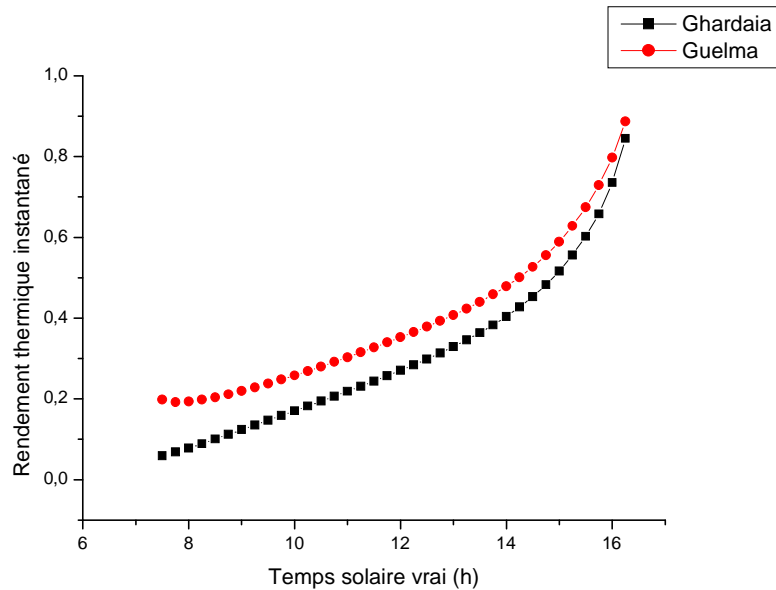


Figure IV.26. Evolution temporelle du rendement thermique pour les deux sites

L'effet de la température d'entrée du fluide caloporteur est mis en évidence sur les figures IV.25 et IV.26, qui permettent de noter qu'une augmentation de cette dernière a conduit à un accroissement de la puissance utile et par conséquent à celui du rendement instantané qui est quasi proportionnel à la température d'entrée du fluide, ce qui aura un effet bénéfique sur les performances du concentrateur.

IV.2.6. Effet du débit du fluide caloporteur

En examinant la figure IV.27, nous pouvons constater que l'augmentation du débit (qui engendre une certaine turbulence), conduit à l'accroissement des performances du concentrateur.

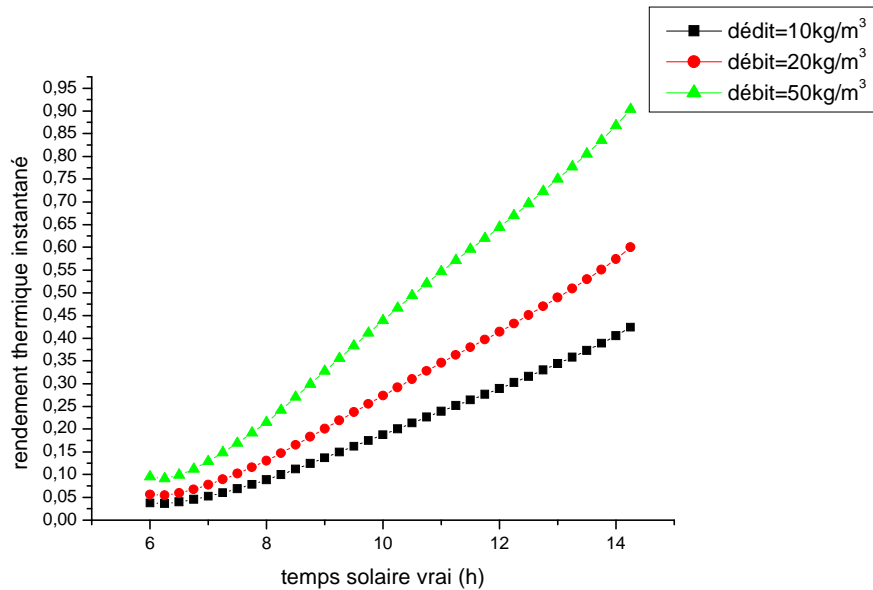


Figure IV.27. Evolution temporelle du rendement thermique pour différents débits

IV.2.7. Effet de la sélectivité de l'absorbeur

Deux types de matériaux ont été étudiés. Il apparaît sur la figure IV.28 que l'utilisation d'une surface cuivre/chrome noir pour l'absorbeur engendre plus de pertes thermiques qu'une surface acier/chrome noire (figure IV.28), ce qui peut être expliqué par le coefficient d'absorptivité de la première surface (0,95) plus élevé que celui de la seconde. De plus le coefficient d'émissivité de la surface acier/chrome noir (0,07) est faible, d'où des pertes thermiques moindres.

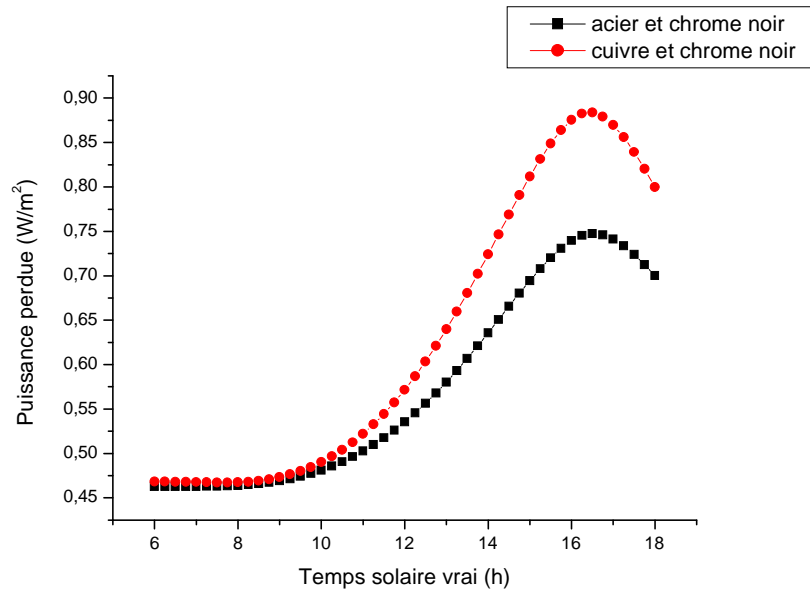


Figure IV.28. Evolution temporelle de la puissance perdue pour deux surfaces sélectives

Par ailleurs, l'effet de la surface sélective de l'absorbeur sur le rendement thermique du concentrateur a été examiné.

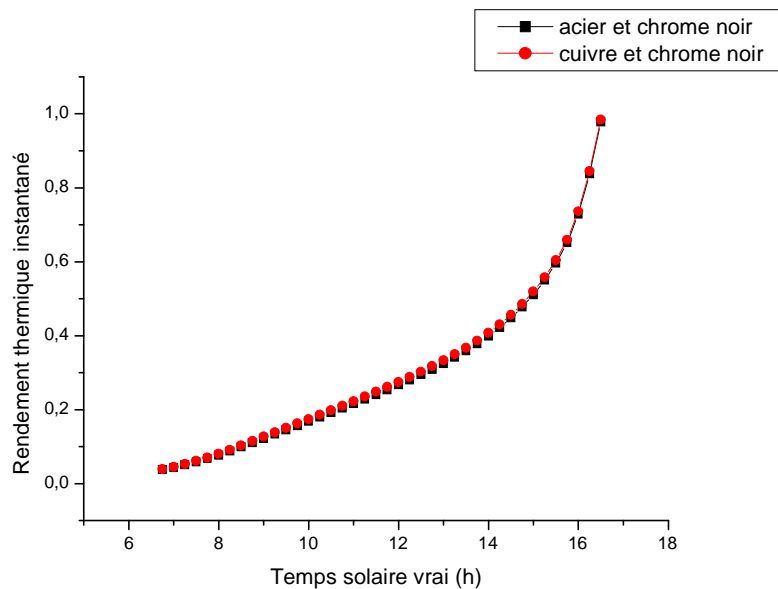


Figure IV.29 Evolution temporelle du rendement thermique instantané du concentrateur avec deux surfaces sélectives

L'observation de la figure IV.29 , permet de constater que les courbes représentant l'évolution temporelle du rendement thermique instantané du concentrateur, pour les deux types de surfaces sélectives utilisées, sont quasi confondues. Par conséquent, il est économiquement préférable d'utiliser la surface sélective acier/chrome noire de moindre coût, ce qui a été également recommandé par les laboratoires SANDIA [11].

IV.2.8. Effet de la nature du fluide caloporteur

L'effet de la nature du fluide caloporteur est mise en évidence sur la figure IV.30 qui montre que le therminol vp-1 dont les caractéristiques seront présentées en annexe permet d'atteindre une température maximale de l'ordre de 196°C pour un concentrateur de 2 m de long, nettement supérieure à celle de l'eau, ce qui aura évidemment un effet favorable sur les performances du concentrateur.

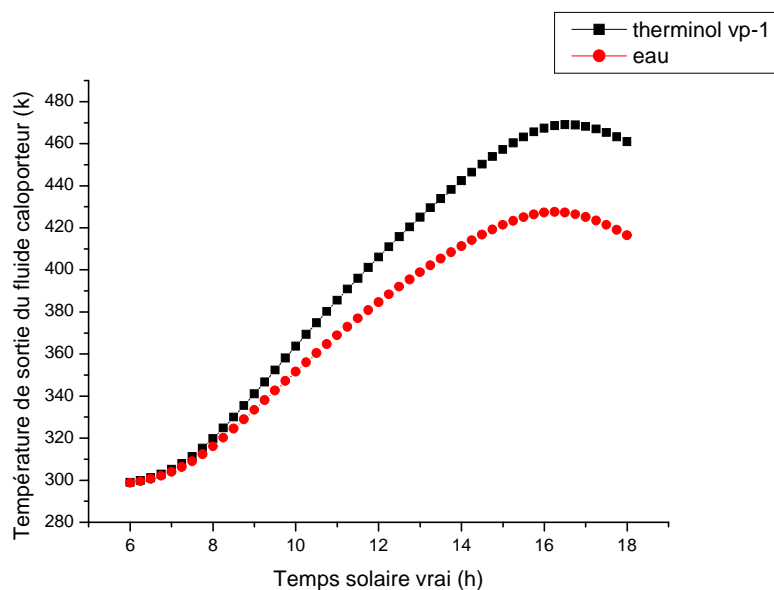


Figure IV.30 Evolution temporelle de la température de sortie des deux fluides caloporteurs (L=2 m)

L'augmentation de la longueur parcourue par le fluide caloporteur (L=6 m) conduit à des températures de sortie plus importantes pouvant atteindre 195°C et 255°C respectivement pour l'eau et le therminol vp-1 (figure IV.31).

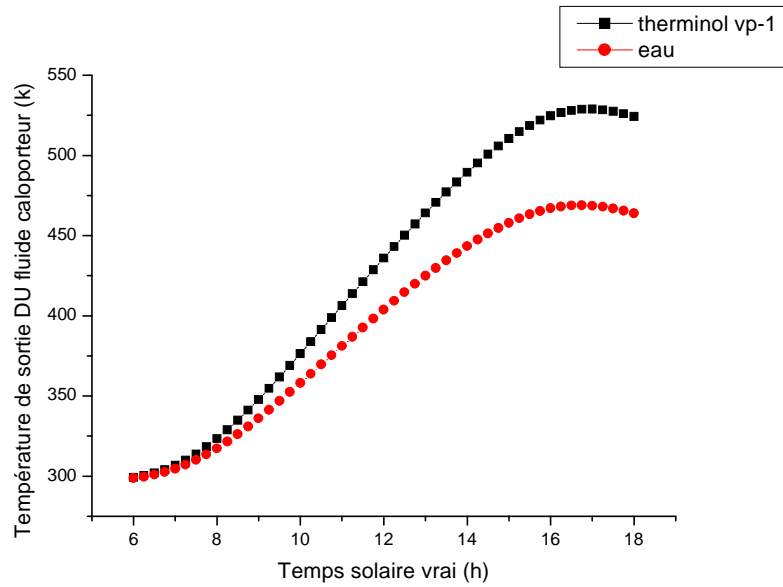


Figure IV.31 Evolution temporelle de la température de sortie des deux fluides caloporteurs (L=6 m)

IV.2.9. Effet de la poursuite solaire sur l'évolution du rayonnement direct normal

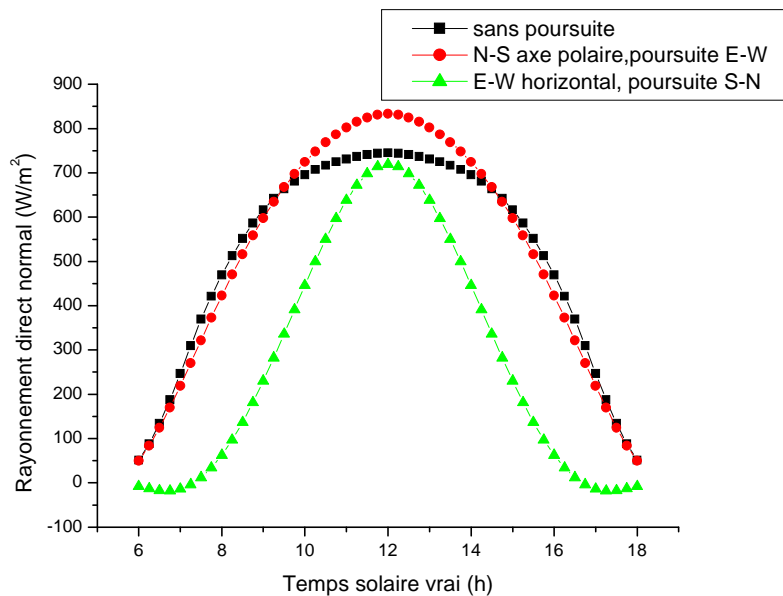


Figure IV.32. Evolution temporelle de l'irradiation solaire directe normale avec et sans poursuite

Il est aisé de constater sur la figure IV.32 , que dans le cas d'un collecteur N-S axe polaire avec poursuite E-W , le rayonnement direct normal est plus élevé, ce qui aura pour conséquence une amélioration des performances optiques du concentrateur cylindro parabolique.

Les maximums de l'irradiation directe normale à midi solaire et pour différents modes de fonctionnement du collecteur pour $n=230$, sont regroupés dans le tableau IV.5

Mode de poursuite	Le maximum de l'irradiation direct normal
Collecteur stationnaire	744 W/m^2
collecteur N-S axe polaire, poursuite E-W	833 W/m^2
collecteur E-W horizontal, poursuite S-N	719 W/m^2

Tableau IV.5 Irradiation normale directe pour différents modes de poursuite

Ainsi la poursuite solaire (figure IV.32) , participe à l'augmentation du rayonnement exploitable (direct normal). On remarque que la poursuite E-W, collecteur N-S axe polaire est la mieux adaptée pour favoriser les performances optiques des concentrateurs cylindro parabolique. La valeur paraît acceptable par rapport à la référence[3], puisque avec la simulation les erreurs de poursuite sont négligés.

IV.2.10. Effet de la poursuite solaire sur l'évolution du facteur d'interception

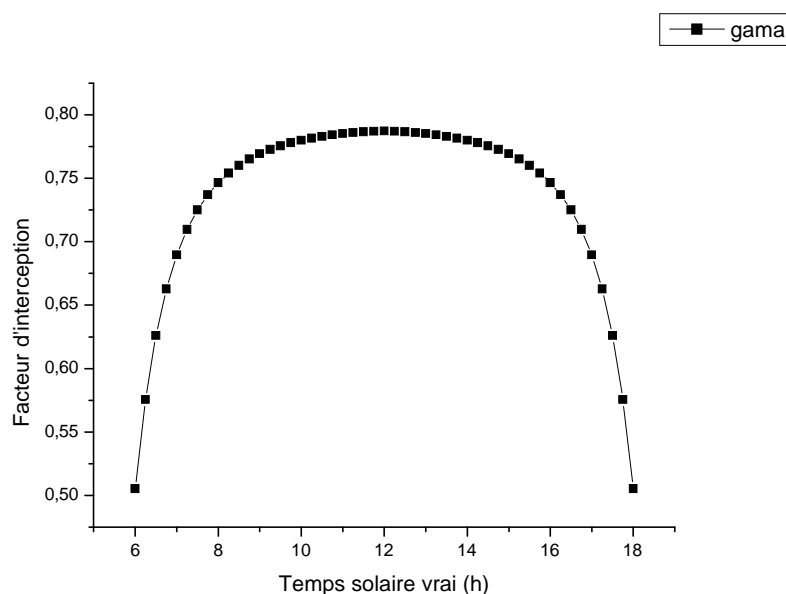


Figure IV. 33. Evolution temporelle du facteur d'interception avec poursuite pour (n=230), et un ciel bleu

L'effet de la poursuite solaire est clairement mis en évidence sur la figure IV.33 qui montre que le facteur d'interception peut atteindre jusqu'à 78% .



CONCLUSION

Conclusion

L'étude théorique et numérique d'un concentrateur cylindro parabolique menée dans le cadre de ce travail a permis de préciser l'effet de différents paramètres sur les performances du concentrateur. Pour cela nous avons établi un bilan thermique au niveau de tous les composants du système et les équations résultantes ont été résolues par une approche numérique basée sur la méthode itérative de Gauss-Seidel.

Les résultats obtenus ont été validés par les travaux expérimentaux de l'équipe de l'unité de recherche de Ghardaïa.

L'analyse de ces résultats a conduit aux observations suivantes :

- Le capteur cylindro parabolique permet effectivement d'accroître le flux optique incident ce qui conduit à des températures relativement élevées du fluide caloporteur de l'ordre de 147°C pour l'eau et de 196°C pour l'huile, pour une longueur de 2m.
- Le rendement optique est proportionnel au rayonnement solaire et dépend de l'état du ciel. En effet il est aisé de constater que le rendement optique passe de 35,5% pour un ciel bleu à 28,8% pour un ciel dégradé.

En outre, il apparaît clairement qu'une augmentation de l'écart de température entre l'absorbeur et l'ambiance conduit à une diminution du rendement.

Par ailleurs le rendement optique dépend du facteur d'interception (dont la valeur est de 95% pour un concentrateur parfait), qui lui-même est lié à l'angle d'incidence du capteur et aux dimensions du collecteur et de l'absorbeur . Ainsi aux équinoxes de printemps et d'automne, sa valeur est de l'ordre de 44 à 46 % alors qu'au mois de Aout elle atteint les 70% à midi temps solaire vrai, dans le cas stationnaire.

Pour le diamètre de l'absorbeur, il y a lieu d'observer que si une augmentation de celui-ci permet d'intercepter un maximum d'irradiation solaire, elle augmente par contre les pertes, il faut donc trouver un compromis.

Une suite intéressante de ce travail serait d'envisager d'autres fluides caloporteurs, l'utilisation des tubes sous vide, l'adoption d'un autre gaz que l'air comme l'argon au niveau de l'espace annulaire, ou encore fixer une pièce de céramique à l'intérieur de l'absorbeur.



ANNEXES

Les nombres adimensionnels

A.1. Le nombre de Reynolds (Re)

Grandeur relative des forces d'inertie par rapport aux forces de viscosité.

$$Re = u_m \cdot D / \nu = \rho \cdot v \cdot L / \mu \quad (\text{A.1})$$

ν : vitesse du fluide

ρ : densité du fluide

ν : viscosité cinématique

μ : viscosité dynamique

$Re \leq 2300$ régime laminaire

$Re \geq 5 \cdot 10^5$ régime turbulent

$2000 \leq Re \leq 4000$ région de transition (du laminaire au turbulent)

A.2. Le nombre de Grashof (Gr)

Ce nombre caractérise l'effet du poids sur celui de la force de viscosité appliquée à l'élément de volume.

$$Gr = \beta \cdot g \cdot \rho^2 \cdot L^3 (T - T_f) / \mu^2$$

(A.2)

Où :

$\beta = 1/T$

β : coefficient de dilatation

g : accélération

L : dimension caractéristique

A.3. Le nombre de Prandtl (Pr)

Ce nombre relie l'épaisseur de la couche limite hydrodynamique et la couche limite thermique.

$$Pr = \mu \cdot C_p / \lambda = \nu / a \quad (\text{A.3})$$

Avec :

C_p : chaleur spécifique à pression constante.

λ : conductivité thermique du fluide.

a : diffusivité thermique.

A.4. Le nombre de Nusselt (Nu)

Ce nombre caractérise l'intensité d'échange de chaleur, a la limite fluide-paroi solide.

$$\text{Nu} = h \times L / \lambda \quad (\text{A.4})$$

Où :

h : coefficient d'échange thermique.

L : longueur caractéristique.

λ : conductivité thermique.

A.5. Le nombre de Rayleigh(Ra)

Ce nombre peut fournir un critère de passage de la convection naturelle laminaire à la convection naturelle turbulente.

$$\text{Ra} = \text{Gr} \times \text{Pr} \quad (\text{A.5})$$

B.1. La méthode itérative de Gauss-Seidel

Le système linéaire est le suivant :

$$A \times T = B \quad (\text{B.1})$$

Avec :

A : matrice carrée d'ordre (n x n)

B : vecteur du 2^{ème} nombre d'ordre (n)

T : vecteur des inconnues = (T₁, T₂, T₃, T_n)

$$A = M - N \quad (\text{B.2})$$

Où :

$$M = D - L \quad (\text{B.3})$$

$$N = U \quad (\text{B.4})$$

D : matrice diagonale

L : matrice inférieur

U : matrice supérieur

Après la transformation, le système devient :

$$(M - N) \times T = B \quad (\text{B.5})$$

Dans la méthode de Gauss-Seidel, on réécrit (I) à partir d'un vecteur initial T⁽⁰⁾.

$$T^{(1)} = (D - L)^{-1} \times U \times T^{(0)} + (D - L)^{-1} \times B \quad (\text{B.6})$$

En général :

T⁽⁰⁾

$$T^{(k)} = (D - L)^{-1} \times U \times T^{(k-1)} + (D - L)^{-1} \times B \quad (\text{B.7})$$

$$(D - L) \times T^{(k)} = U \times T^{(k-1)} + B \quad (\text{B.8})$$

$$D \times T^{(k)} = L \times T^{(k)} + U \times T^{(k-1)} + B \quad (\text{B.9})$$

La solution finale prend alors la forme suivante :

$$T^{(k)} = D^{-1} \times L \times T^{(k)} + D^{-1} \times U \times T^{(k-1)} + D^{-1} \times B \quad (\text{B.10})$$

La solution du système est la suivante :

$$\begin{aligned} T_k^{(1)} &= (B^{(1)} - \sum_{j=2}^n a_{1j} \cdot T_{k-1}^{(j)}) / a_{11} \\ T_k^{(2)} &= (B^{(2)} - (a_{21} \cdot T_k^{(1)} + \sum_{j=3}^n a_{2j} \cdot T_{k-1}^{(j)})) / a_{22} \\ &\cdot \\ &\cdot \end{aligned} \quad (\text{B.11})$$

$$T_k^{(i)} = (B^{(i)} - (\sum_{j=1}^{i-1} a_{ij} \cdot T_k^{(j)} + \sum_{j=i+1}^n a_{ij} \cdot T_{k-1}^{(j)})) / a_{ii}$$

Où :

i : nombre de lignes de la matrice.

j : nombre de colonnes de la matrice.

k : numéro d'itération.

Critère de convergence :

Le système de ces équations converge si :

$$T_i^{j+1} - T_i^j \leq \text{eps} \quad (\text{B.12})$$

B.2. Résolution du système d'équations

Pour qu'on puisse résoudre notre système par la méthode itérative de Gauss-Seidel, il faut réécrire le système sous la forme linéaire suivante :

$$A \times T = B \quad (\text{B.13})$$

Et après avoir établi une discrétisation par les différences à droite sur le terme qui suit :

$$dT_i/dt \quad (\text{B.14})$$

Où :

i : représente les numéro des différents éléments du concentrateur qui devient :

$$T_i^{(t+dt)} - T_i^{(t)}/dt \quad (\text{B.15})$$

On va mentionner dans ce qui suit les symboles (Tn), (T) et (j) dont :

Tn : représente la température dans le temps (t + dt).

T : représente la température dans le temps (t).

j : indique le numéro de la tranche.

Après développement des équations le système d'équations devient :

$$a_{11} \times T_n(1, j) + a_{12} \times T_n(2, j) + a_{13} \times T_n(3, j) + a_{14} \times T_n(4, j) = b(1)$$

$$a_{21} \times T_n(1, j) + a_{22} \times T_n(2, j) + a_{23} \times T_n(3, j) + a_{24} \times T_n(4, j) = b(2)$$

$$a_{31} \times T_n(1, j) + a_{32} \times T_n(2, j) + a_{33} \times T_n(3, j) + a_{34} \times T_n(4, j) = b(3)$$

$$a_{41} \times T_n(1, j) + a_{42} \times T_n(2, j) + a_{43} \times T_n(3, j) + a_{44} \times T_n(4, j) = b(4)$$

- les éléments de la matrice 'A' sont :

$$a_{11} = [\rho_v \times \pi \times ((d_1)^2 - (d_2)^2) L \times c_{p,v} / (8 \times dt)] + [2 \times \pi \times \lambda_v \times L / \ln(d_1/d_2)] + \pi \times d_1 \times L \times h'_{air} + \square \times \pi \times d_1 \times L \times \square_v \times (T_{m,v,c})^3$$

$$a_{12} = -2 \times \pi \times \lambda_v \times L / \ln(d_1/d_2)$$

$$a_{13} = 0$$

$$a_{14} = 0$$

$$a_{21} = -2 \times \pi \times \lambda_v \times L / \ln(d_1/d_2)$$

$$a_{22} = \rho_v \times \pi \times ((d_1)^2 - (d_2)^2) L \times c_{p,v} / (8 \times dt) + 2 \times \pi \times \lambda_v \times L / \ln(d_1/d_2) + (2 \times \pi \times K_{eff,air}) / \ln(d_2/d_3) + \square \times \pi \times d_3 \times L \times (T_{m23})^3 / ([1/\square_{ab}] + ((1 - \square_v) / \square_v) \times d_3/d_2)$$

$$a_{23} = -\square \times \pi \times d_3 \times L \times (T_{m23})^3 / ([1/\square_{ab}] + ((1 - \square_v) / \square_v) \times d_3/d_2) - 2 \times \pi \times K_{eff,air} / \ln(d_2/d_3)$$

$$a_{24} = 0$$

$$a_{31} = 0$$

$$a_{32} = -(2 \times \pi \times K_{eff,air}) / \ln(d_2/d_3) - \square \times \pi \times d_3 \times L \times T_{m23}^3 / ([1/\square_{ab}] + ((1 - \square_v) / \square_v) \times d_3/d_2)$$

$$a_{33} = h_{abs-f} \times \pi \times d_4 \times dx + (2 \times \pi \times K_{eff,air}) / \ln(d_2/d_3) + (\rho_{ab} \times \pi \times ((d_3)^2 - (d_4)^2) \times L \times (C_P)_{ab}) / 4 \times dt + \square \times \pi \times d_3 \times L \times (T_{m23})^3 / ([1/\square_{ab}] + ((1 - \square_v) / \square_v) \times d_3/d_2)$$

$$a_{34} = -h_{abs-f} \times \pi \times d_4 \times dx$$

$$a_{41} = 0$$

$$a_{42} = 0$$

$$a_{43} = -h_{abs-f} \times \pi \times d_4 \times dx$$

$$a_{44} = h_{abs-f} \times \pi \times d_4 \times dx + \square_f \times (C_P)_f$$

- les éléments de la matrice 'B' sont :

$$b(1) = [\rho_v \times \pi \times ((d_1)^2 - (d_2)^2) \times L \times c_{p,v} / (8 \times dt)] T(1,j) + \pi \times d_1 \times L \times h'_{air} \times T_a + \square \times \pi \times d_1 \times L \times \square_v \times (T_{m,v,c})^3 \times T_c + (1/2) P_c \times \alpha_v \times \pi \times d_1 \times L$$

$$b(2) = +[\rho_v \times \pi \times ((d_1)^2 - (d_2)^2) \times L \times c_{p,v} / (8 \times dt)] \times T(2,j) + (1/2) P_c \times \alpha_v \times \pi \times d_1 \times L$$

$$b(3) = ((\rho_{ab} \times \pi \times ((d_3)^2 - (d_4)^2) \times L \times (C_P)_{ab}) / (4 \times dt)) \times T(3,j) + (\rho_c \times \tau_v \times \alpha_{ab} \times (\gamma \times S^* + (I_d/C) - (x_s/C) \times S^*) - q_{perd}) \times A_3$$

$$b(4) = \square_f \times (C_P)_f \times T_{fe}$$

Avec comme hypothèse à la tranche (j=1) :

$$T(4,1) = T_{fe}$$

$$dx = L/n_j$$

$$dt = 1 \text{ min}$$

Les propriétés thermo physiques

C.1. Corrélations entre 0 et 100 °C

C.1.1. Pour l'air T évaluées à $T = (T_{ab} + T_{vi})/2$

- **Masse volumique [Kg/m³]**

$$\rho = 353/(T + 273) \quad (C.1)$$

- **Chaleur spécifique [J/kg.°C]**

$$C_p = 1008 \quad (C.2)$$

- **Conductivité [W/m. °C]**

$$\lambda = 7,57 \times 10^{-5} T + 0,0242 \quad (C.3)$$

- **Viscosité dynamique [Pa.s]**

$$\mu = 10^{-5} \times (0,0046 \times T + 1,7176) \quad (C.4)$$

- **Diffusivité [m²/s]**

$$\alpha = 10^{-5} \times (0,0146 \times T + 1,8343) \quad (C.5)$$

- **Nombre de Prandtl**

$$Pr = - 2,54 \times 10^{-4} T + 0,7147 \quad (C.6)$$

- **Compressibilité [K⁻¹]**

$$\beta = 1/T \quad (C.7)$$

C.1.2. Pour l'eau évaluées à T_f

- **Masse volumique [Kg/m³]**

$$\rho = -0,0038 \times T^2 - 0,0505 \times T + 1002,6 \quad (C.8)$$

- **Chaleur spécifique [J/kg.°C]**

$$C_p = 4180 \quad (C.9)$$

- **Conductivité [W/m. °C]**

$$\lambda = -9,87 \times 10^{-6} \times T^2 + 2,238 \times 10^{-3} T + 0,5536 \quad (C.10)$$

- Viscosité dynamique [Pa.s]

$$\mu = 10^{-4} \times (0,002 \cdot T^2 - 0,3389 \times T + 17,199) \quad (C.11)$$

- Diffusivité [m^2/s]

$$\alpha = 10^{-7} (-0,0036 \times T + 1,34) \quad (C.12)$$

C.2. Propriétés thermo physiques pour le matériau constituant l'absorbeur

	Conductivité thermique (W/m.K)	Coefficient d'absorption	Coefficient d'émissivité	Chaleur massique (J/Kg.°C)	Masse volumique (Kg/m ³)
Cuivre	389	0.75	0.04	380	8940
Aluminium	200	0.5	0.04	86	2700

Tableau 2.C. Propriétés thermo physiques du matériau constituant l'absorbeur [27]

C.3- Propriétés optiques des surfaces sélectives

Support et traitement	Absorptivité de la surface	Emissivité de la surface	Effet de l'humidité
Acier et nickel noir sur nickel	0,95	0,07	Variable
Acier et chrome noir sur nickel	0,95	0,09	Sans effet
Acier et chrome noir	0,91	0,07	Oxydation rapide
Cuivre et chrome noir	0,95	0,14	Peu d'effet
Acier galvanisé et chrome noir	0,95	0,16	Couche sélective pèle rapidement
Cuivre et cuivre noir	0,88	0,15	
Acier et oxyde de fer	0,85	0,08	Peu d'effet
Alu et oxyde de manganèse	0,70	0,08	
Acier et couche organique sur oxyde de fer	0,90	0,16	Peu d'effet
Acier et couche organique sur Chrome noir	0,94	0,2	Peu d'effet

Tableau 3.C. Propriétés optiques des surfaces sélectives [28]

D.1. Le fluide Therminol vp-1

C'est un fluide de transfert de chaleur, désigné pour satisfaire la demande des systèmes travaillant avec la phase liquide (12 °C - 400 °C), ou la phase vapeur (257 °C – 400 °C).

Possède de superbes propriétés de transfert de chaleur, qui combine la stabilité thermique et la baisse viscosité.

D.2. Propriétés thermiques de Therminol vp-1

Le tableau 1.D, donne les différents propriétés du fluide Therminol vp-1.

Températures	Densités	Capacités thermiques	Conductivités	Viscosités
[°C]	[kg/m ³]	[kJ/kg.k]	[w/m.k]	[mPa.s]
12	1071	1.52	0.1370	5.48
16	1068	1.53	0.1367	4.89
27	1059	1.57	0.1357	3.57
38	1050	1.60	0.1346	2.73
49	1041	1.63	0.1334	2.16
60	1032	1.66	0.133	1.761
71	1023	1.69	0.1310	1.467
82	1014	1.73	0.1298	1.244
93	1004	1.76	0.1285	1.071
104	995	1.79	0.1271	0.934
116	986	1.82	0.1257	0.823
127	977	1.85	0.1243	0.731
138	967	1.88	0.1228	0.655
149	958	1.91	0.1213	0.591
160	948	1.94	0.1197	0.537
171	939	1.97	0.1181	0.490
182	929	2.00	0.1165	0.449
193	919	2.03	0.1148	0.414
204	909	2.06	0.1131	0.383
216	899	2.09	0.1113	0.355
227	889	2.12	0.1095	0.331
238	879	2.15	0.1076	0.309

249	868	2.18	0.1057	0.290
257	860	2.20	0.1043	0.276
260	857	2.21	0.1038	0.272
271	847	2.24	0.1018	0.256
282	835	2.27	0.0998	0.242
293	824	2.30	.0977	0.229
304	812	2.33	0.0956	0.217
316	800	2.36	0.0934	0.206
327	788	2.39	0.0912	0.1958
338	775	2.42	0.0890	0.1866
349	762	2.45	0.0867	0.1781
360	749	2.48	0.0844	0.1703
371	734	2.52	0.0820	0.1630
382	720	2.56	0.0796	0.1562
393	704	2.60	0.0771	0.1500
399	696	2.62	0.0759	0.1470
404	687	2.65	0.0746	0.1441
416	670	2.70	0.0721	0.1387
427	651	2.77	0.0695	0.1336

Tableau 1.D. Propriétés thermiques de Therminol vp-1



RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

Références bibliographiques

- [1] **L, Lacas.** Le guide des énergies douces. le soleil, la maison solaire, le vent, la biomasse, la géothermie, l'énergie hydraulique, Dargaud Editeur. (1980).
- [2] **R, Stobaugh ; D, Yergin.** L'énergie du futur. Rapport présenté par le groupe du « PROJET ENERGIE », à la Harvard Business School. (1983).
- [3] **A, Gama ; M, Hadadi et A, Malek.** Etude et réalisation d'un concentrateur cylindro parabolique avec poursuite solaire aveugle, Revue Des Energies Renouvelables. Vol.11, N° 3, pp 437- 451, (2008).
- [4] **A, Khedim.** L'énergie solaire et son utilisation sous forme thermique et Photovoltaïque, Centre de Publication Universitaire, (2003).
- [5] **J, Bernard.** Energie solaire, calculs et optimisation. Ellipse Edition Marketing. Paris. (2004).
- [6] **I, Zeghib.** Etude et réalisation d'un concentrateur solaire parabolique, thèse de magistère, Université de Constantine. (2005).
- [7] **P, H, Communay.** Héliothermique, Le gisement solaire, méthodes et calculs. Groupe de Recherche et d'Edition, France.(2002).
- [8] **R, Bernard ; G, Menguy ; M, Schwartz.** Le rayonnement solaire, conversion thermique et application. Technique et Documentation, Paris. (1979).
- [9] **M, Daguene.** Les séchoirs solaires. Théorie et Pratique. Unesco (1985).
- [10] **Z, Haddad.** Etude du couplage d'un distillateur solaire avec un capteur plan, thèse de magistère, Université de Constantine. (2006).
- [11] **T, A, Stuetzele.** Automatic Control of the 30 MWe SEGS VI parabolic trough plant, thesis of Master of Science, University of Wisconsin-Madison. (2002).
- [12] **S, A, Kalogirou.** Solar thermal collectors and applications, Progress in Energy and Combustion Science N° 30 , pp. 231-295 , (2004).
- [13] **F, Kreith ; J, F, Kreider.** Principales of solar engineering, Mc Graw-Hill Book Compagny, New York. (1978).
- [14] **S, C, Mullick ; S, K, Nanda.** An improved technique for computing the heat loss factor of a tubular absorber, Solar Energy. Vol.30, N° 1, pp 390- 444. (1989).
- [15] **A, Benderradji.** Etude et expérimentale des performances d'un concentrateur cylindro parabolique, thèse de magister Université de Constantine. (1996).

- [16] **H, Buchberg and K.D, Edwards.** Design considerations for solar collectors with cylindrical glass honeycombs, *Solar Energy*. Vol.8, N° 2, pp 489- 496, (1976).
- [17] **J, R, Vullant.** Utilisation et promesses de l'énergie solaire, ED. EYROLLES. (1978).
- [18] **M, Capderou.** Atlas solaire de l'Algérie, O.P.U, Alger. (1985).
- [19] **M, Ouagued.** Simulation and thermal study of a parabolic trough solar collector, 2nd International Conference on Energy Conversion and Conservation. (2010).
- [20] **A, A, Sfeir ; G, Guarracino.** Ingénierie des systèmes solaires, Technique et Documentation, Paris. (1980).
- [21] **N, Zarai ; M, Chaabane and S, Gabsi.** Planification de la production thermique des capteurs solaires. International Renewable Energy Congress, Sousse, Tunisia. (2010).
- [22] **N, C, Bhowmik and S, K, Nanda.** Heat loss factor for linear concentrators, *Applied Energy*. vol 27 N°1 , pp. 69-76 , (1982).
- [23] **A, Teyeb ; L, Dehmani ; C, Kerkeni and L, Kaabi.** Paramerical study of the influence of climatic data and the construction properties on the efficiency of a collector/storage solar water heater. *Revue des Energies Renouvelables*. vol 11 N°1 , pp. 87-94 , (2008).
- [24] **A, A, Sfeir ; G, Guarracino.** Ingénierie des systèmes solaires. applications à l'habitat. Technique et Documentation, Paris. (1981).
- [25] **S, M, Jeter ; D, I, Jarrar and S, A, Moustafa.** Geometrical effects on the performance of trough collectors. *Solar Energy*. vol 30 N° 2.pp.109-113.(1983).
- [26] **J, J, Hunsinger.** Le langage Fortran. (1993).
- [27] **J, F, Sacadura.** Initiation aux transferts thermiques. Centre d'Actualisation Scientifique et Technique INSA de Lyon. (1993).
- [28] **S, A, Hakem ; N, Kasbadji-Merzouk ; M, Merzouk.** Performances journalières d'un chauffe -eau solaire, 1^{ère} Conférence Internationale sur la Conversion et la Maitrise de L'Energie, Sousse, Tunisie. pp 153-162. (2008).



RÉSUMÉ

تحسين الأداء لمجمع الطاقة الشمسية

ملخص

نفاد الوقود الأحفوري عدم وجود حلول مرضية لإدارة النفايات النووية و الحد من انبعاث الغازات الدفيئة أثارت شغف الطاقة المتجددة و خاصة الطاقة الشمسية. و لقد قررت الجزائر التي لديها إمكانيات استثنائية للطاقة الشمسية تنفيذ إستراتيجية لتطوير مختلف تطبيقات الطاقة الشمسية و نظم في تطوير خاص لإنتاج الكهرباء بالطاقة الشمسية. و الهدف من عملنا هو دراسة عددية للمكثف مكافئ اسطواني . أقمنا على التوازن الحراري في جميع مكونات المكثف و كان حل نظام من المعادلات الناتجة عن طريق نهج العددية القائمة على التكرار غوص – سيدل. لنتائج التي حصل عليها تسمح لتقدير درجة حرارة مخرج السائل و تسليط الضوء على تأثير المعايير بما في ذلك الإشعاع الشمسي أبعاد و انتقائية الامتصاص و درجة حرارة مدخل السائل و طبيعة هذا الأخير على أداء المكثف. ثم التحقق من صحة النتائج التي حصل عليها في هذا العمل عن طريق العمل التجريبي الذي اجري في وحدة البحوث بغرداية.

الكلمات الأساسية : ملقط حراري، مركز اسطواني مكافئ، إشعاع شمسي، نموذج تحليلي.

Improvement of performances of a solar collector

Abstract

The depletion of fossil fuels, lack of satisfactory solutions to nuclear waste management and the limitation of emissions of greenhouse have aroused a passion for renewable energy and particularly solar energy. Algeria, which has an exceptional solar potential has decided to implement a strategy for developing various applications of solar energy and in particular he concentration systems for the production of solar electricity.

The objective of our work is the numerical study of a cylindrical parabolic concentrator. We have established the thermal balance at all components of the concentrator, and resulting system of equations was solved by a numerical approach based on the iterative Gauss-Seidel.

The obtained results allow to estimate the outlet temperature of the coolant, and highlight the effect of various parameters, including solar irradiance, the dimensions and the selectivity of the absorber, the fluid inlet temperature and the nature of the latter on the performance of the concentrateur.

The result obtained in this work were validated by experimental work conducted at the research unit of Ghardaïa.

Keywords: Collector solar, parabolic trough collector, solar radiation, mathematical model.

Amélioration des performances d'un collecteur solaire

Résumé

L'épuisement des énergies fossiles, le manque de solutions satisfaisantes à la gestion des déchets nucléaires ainsi que la limitation des émissions à effet de serre ont suscités un engouement aux énergies renouvelables et en particulier à l'énergie solaire. L'Algérie qui dispose d'un potentiel solaire exceptionnel a décidé de mettre en place une stratégie pour développer différentes applications de l'énergie solaire et notamment les systèmes à concentration solaire pour la production de l'électricité.

L'objectif de notre travail est l'étude numérique d'un concentrateur cylindro parabolique. Nous avons établi le bilan thermique au niveau de tous les composants du concentrateur, et le système d'équations résultant a été résolu par une approche numérique basée sur la méthode itérative de Gauss-Seidel.

Les résultats obtenus permettent d'estimer la température de sortie du fluide caloporteur et mettent en évidence l'effet de divers paramètres, notamment l'irradiation solaire, les dimensions et la sélectivité de l'absorbeur, la température d'entrée du fluide et la nature de ce dernier sur les performances du concentrateur.

Les résultats obtenus dans le cadre de ce travail ont été validés par un travail expérimental mené à l'unité de recherche de Ghardaïa.

Mots clés: Capteur solaire, collecteur cylindro-parabolique, rayonnement solaire, modélisation mathématique.