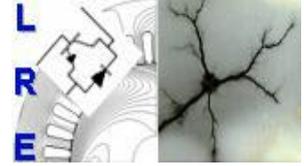


Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Ecole Nationale Polytechnique  
Département d'Electrotechnique  
Laboratoire de Recherche en Electrotechnique



## Thèse de Doctorat LMD

Présentée par **DJENANE Mohamed Salim**  
Master en Electrotechnique de l'Ecole Nationale Polytechnique

### Thème

# Etude par simulation d'un système de production d'énergie électrique à concentrateurs de rayons solaires

Composition du Jury :

Pr. IBTIOUEN Rachid	Professeur (ENP, Alger)	Président
Pr. HADJI Seddik	Professeur (ENSTA et LRE-ENP)	Directeur
Pr. TOUHAMI Omar	Professeur (ENP, Alger)	Co-Directeur
Pr. SMAILI Arezki	Professeur (ENP, Alger)	Examineur
Dr. OUADAH M'hamed	MCA (ENSTA)	Examineur
Dr. KOUSSA Mustapha	Directeur de recherche, UDES-CDER	Examineur
Dr. ZITOUNI Abdel Halim	MRA (CRTI)	Invité

ENP 2024

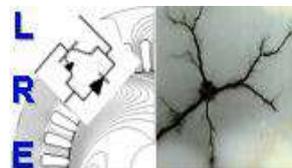


Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Ecole Nationale Polytechnique  
Département d'Electrotechnique  
Laboratoire de Recherche en Electrotechnique



## Thèse de Doctorat LMD

Présentée par **DJENANE Mohamed Salim**  
Master en Electrotechnique de l'Ecole Nationale Polytechnique

### Thème

# Etude par simulation d'un système de production d'énergie électrique à concentrateurs de rayons solaires

Composition du Jury :

Pr. IBTIOUEN Rachid	Professeur (ENP, Alger)	Président
Pr. HADJI Seddik	Professeur (ENSTA et LRE-ENP)	Directeur
Pr. TOUHAMI Omar	Professeur (ENP, Alger)	Co-Directeur
Pr. SMAILI Arezki	Professeur (ENP, Alger)	Examinateur
Dr. OUADAH M'hamed	MCA (ENSTA)	Examinateur
Dr. KOUSSA Mustapha	Directeur de recherche, UDES-CDER	Examinateur
Dr. ZITOUNI Abdel Halim	MRA (CRTI)	Invité

ENP 2024

# *Dédicaces*

*A mon père, qui m'a soutenu tout au long de mes études.*

*A mon frère Oualid*

*A ma femme*

*A tous les membres de ma famille.*



*Remerciements*

## REMERCIEMENTS

*On sait tous que, Grâce à une parfaite collaboration, et un suivi sérieux et permanent qu'on arrive à concrétiser un travail de recherche d'une thèse de doctorat.*

*Dans ce contexte, je tiens à remercier vivement et à exprimer ma reconnaissance à tous ceux qui ont contribué de loin ou de près à la réalisation de ce modeste travail entre autres mes encadreurs : le Pr. Seddik HADJI, Professeur à l'ENSTA et membre du LRE-ENP, le Pr. Omar TOUHAMI, Professeur à l'Ecole Nationale Polytechnique (ENP, Alger), pour avoir proposé et dirigé ce travail et pour leurs supports, conseils, et motivation qu'ils m'ont apporté tout au long de ce projet et tant d'autres.*

*Je remercie aussi Pr. Rachid IBTIOUEN, Pr. Omar TOUHAMI, Pr. Seddik HADJI, Pr. Mohand MAHMOUDI, Pr. Kamel BOUGHRARA, Pr. NESSEBA pour leurs cours, conférences, formation durant ma première année doctorat.*

*Je remercie, Pr. Rachid IBTIOUEN, Professeur à l'Ecole Nationale Polytechnique (ENP, Alger), qui m'a fait l'honneur de présider le jury. Mes remerciements vont également au : Pr. SMAILI Arzeki, Professeur à l'Ecole Nationale Polytechnique (ENP, Alger), Dr. OUADAH M'hamed, Maitre de conférence A à ENSTA, Dr. KOUSSA Mustapha, Directeur de recherche au CDER, pour avoir accepté d'examiner ce travail.*

*Je tiens à remercier également : Dr. ZITOUNI Abdel Halim, Maitre de recherche au centre de Recherche en Technologies Industriel -CRTI- surtout pour son aide, ses conseils, et pour avoir accepté l'invitation à ma soutenance.*

*Je tiens à remercier vivement mon père Mr. DJENANE Boualem, qui m'a encouragé à poursuivre les études de doctorat, je le remercie également pour sa présence à côté de moi et surtout pour sa patience.*

*Un grand merci à toute ma famille et à tous ceux qui me sont chers.*



# ***Résumé***

**ملخص** يتعلق العمل المنجز في هذه الأطروحة بدراسة، نمذجة، ومحاكاة نظام مكثف الأشعة الشمسية الأسطواناني المكافئ، في الأجزاء المكونة له، مع التركيز على تحسين كفاءة النظام، وذلك من خلال اقتراح تصميم جديد لأنبوب الامتصاص بهدف التقاط جزء من الأشعة الشمسية الضائعة (المنعكسة) بسبب المؤثرات المتعلقة بزوايا الانحراف، والتقليل من ضياع الطاقة. أنبوب الامتصاص المقترح هو ذو شكل دائري شبه منحرف، ويتم تحديد شكله الأمثل وفقا للحد الأقصى لزوايا الانحراف، التي تسمح بالتقاط أكبر عدد من الأشعة الشمسية. تم تصميم هذا النموذج من خلال اعتباره مشكلة ثنائية الأبعاد. ويتم مقارنة معامل زاوية الانحراف المشتق بالذي تم الحصول عليه بالنسبة للأنبوب التقليدي الدائري الشكل. بالإضافة إلى ذلك تم تكييف نموذج توازن الطاقة من أجل محاكاة الكفاءة الحرارية للأنابيب، باعتبارها دالة تتعلق بزوايا الانحراف مع بعض الافتراضات. وأخيرا، تم استخدام برنامج COMSOL MULTIPHYSICS لتحديد توزيعات انخفاض الضغط ودرجة الحرارة ومجال السرعة، مع الأخذ بعين الاعتبار قيمة زاوية الانحراف البالغة 0.2 درجة. النتائج التي تم الحصول عليها مرضية للغاية، قد أظهرنا أنه من قيمة زاوية انحراف قدرها 0.1 درجة، يصبح الكسب في الكفاءة أكثر أهمية؛ يمكن أن تصل إلى 5% وحتى أعلى من ذلك عندما يكون فرق قيمة الزاوية 0.5 درجة.

**كلمات البحث:** المكثف الأسطواناني المكافئ، تحسين الكفاءة، زاوية الانحراف، ضياع الطاقة، الطاقات المتجددة، التصميم، المحاكاة.

**Abstract-** The work carried out in this thesis consists of the study, modeling, and simulation of the parabolic trough solar collector system, in its constituent parts, focusing on the performance enhancement of the system. A novel design of the absorber tube is proposed, in order to catch a part of the lost solar rays (reflected) due to the effects related to the deviation angle, and reducing the optical losses. The proposed absorber tube is circular-trapezoidal in shape, its optimal shape is determined according to the maximum limit of the angle of deviation which allows catching the maximum amount of solar rays. The corresponding model is established by considering it as a two-dimensional problem and the derived deviation angle coefficient is compared with that obtained for a traditional circular-shaped tube. In addition, the energy balance model is adapted to simulate the thermal efficiency of the tubes considered as a function of the deviation angle with some assumptions. Finally, COMSOL MULTIPHYSICS software was used to determine the distributions of pressure drops, temperature and velocity field, considering a deviation angle value of 0.2 degrees. The obtained results are very satisfactory, we have shown that from a deviation angle value of 0.1 degrees, the gain in efficiency becomes more significant; it can reach 5% and even be higher for a deviation angle value of 0.5 degrees.

**Keywords:** Parabolic trough collector, efficiency enhancement, deviation angle, optical losses, renewable source, design, energy, simulation.

**Résumé-** Les travaux effectués dans le cadre de cette thèse consistent en l'étude, la modélisation et simulation du système à concentrateurs cylindro-paraboliques des rayons solaires, de ses parties constituantes, tout en se focalisant sur l'amélioration du rendement du système. Pour cela nous proposons une nouvelle conception du tube absorbeur dans le but de capter une partie des rayons solaires perdus (réfléchis) en raison des effets liés à l'angle de déviation pour réduire les pertes optiques. Le tube absorbeur proposé est de forme circulaire-trapézoïdale, sa forme optimale est déterminée en fonction de la limite maximale de l'angle de déviation qui permet de capter le maximum de rayons solaires. Le modèle correspondant est établi en le considérant comme un problème bidimensionnel et le coefficient d'angle de déviation dérivé est comparé à celui obtenu pour un tube traditionnel de forme circulaire. De plus, le modèle de bilan énergétique est adapté pour simuler le rendement thermique des tubes considérés en fonction de l'angle de déviation sous quelques hypothèses considérées. Pour déterminer les distributions de chutes de pression, de température et de champ de vitesse, en considérant une valeur d'angle de déviation de 0,2 degré nous avons utilisé le logiciel COMSOL MULTIPHYSICS. Les résultats obtenus sont très satisfaisants et nous avons montré qu'à partir d'une valeur d'angle de déviation de 0,1 degré, le gain en efficacité devient plus significatif ; il peut atteindre 5% et même plus pour un écart d'angle de 0,5 degré.

**Mots clés :** Concentrateur cylindro-parabolique, Amélioration du rendement, angle de déviation, pertes optiques, source renouvelable, conception, énergie, simulation.



# *Sommaire*

## Sommaire

Résumé	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
Nomenclatures	
Introduction générale.....	18

### Chapitre I : Les Concentrateurs Solaires

1. Introduction.....	22
2. L'énergie solaire.....	22
3. Les Rayonnements solaires.....	22
3.1. Modélisation du rayonnement solaire direct.....	23
3.1.1. Les coordonnées géographiques.....	23
3.1.2. La trajectoire apparente du soleil.....	24
3.1.3. Angle d'incidence sur les systèmes cylindro-paraboliques.....	27
3.1.4. Modèle de CAPDEROU.....	27
4. Les systèmes à concentration solaires.....	28
4.1. Pourquoi les concentrateurs solaires ?.....	29
4.2. Evaluation de la capacité des concentrateurs solaires.....	29
4.3. Les différents systèmes de concentration solaire.....	31
4.3.1. Le concentrateur cylindro-parabolique.....	31
4.3.2. Le concentrateur à miroir de Fresnel.....	32
4.3.3. Le concentrateur parabolique.....	33
4.3.4. Les centrales à tour.....	33
4.4. Comparaison entre les différents concentrateurs solaires.....	34
5. Les Paramètres principaux requis pour construire une centrale thermo-solaire.....	35
6. Les concentrateurs solaires en Algérie.....	36
7. Conclusion.....	38

### Chapitre II : Le système à concentration cylindro-parabolique

1. Introduction.....	40
2. Le champ solaire (solar field).....	41
2.1. Le concentrateur cylindro-parabolique (PTC).....	42
2.2. Matériels physiques du concentrateur cylindro-parabolique.....	46
2.2-1. Le réflecteur (miroir).....	46
2.2.2. Le tube absorbeur.....	48
2.2.3. Le support.....	49
2.2.4. Le fluide caloporteur.....	49
2-3- Le système de poursuite du concentrateur cylindro-parabolique.....	50
3. Bloc de génération.....	50
4. Stockage thermique.....	51
5. Topologies des centrales électriques thermo-solaires à concentration cylindro-parabolique.....	53
6. Types des concentrateurs cylindro-paraboliques.....	54
7. Conclusion.....	54

### Chapitre III : Modélisation du concentrateur cylindro-parabolique

1. Introduction.....	56
2. Analyse optique .....	57
2.1. Les pertes optiques.....	58
2.1.1. L'angle d'incidence modifié.....	58
2.1.2. L'effet de l'ombre.....	59
2.1.3. Le facteur d'extrémité.....	62
2.1.4. Le facteur de réflexion.....	63
2.1.5. Le facteur de couverture.....	63
3. Analyse thermique.....	64
3.1. Model Analytique thermique du concentrateur cylindro-parabolique.....	68
3.2. Analyse numérique.....	70
4. Conclusion.....	72

### Chapitre IV : L'effet de l'angle de déviation

1. Introduction.....	74
2. L'angle de déviation.....	74
2.1. Déviation transversale.....	74
2.2. Déviation longitudinale.....	76
3. Paramètre engendrant l'angle de déviation.....	77
4. L'effet de l'angle de déviation.....	77
5. Conclusion.....	81

### Chapitre V : Optimisation du rendement du concentrateur Cylindro-parabolique

1. Introduction.....	83
2. Techniques d'optimisation du concentrateur cylindro-parabolique.....	83
2.1. L'utilisation des nanofluides.....	83
2.2. Modification de la conception du tube absorbeur.....	85
2.2.1. Tube absorbeur divergent convergent.....	85
2.2.2. Tube absorbeur sinusoidal.....	86
2.2.3. Tube absorbeur à cavité linéaire.....	86
2.2.4. Insertion de ruban ondulé dans le tube absorbeur.....	87
2.2.5. Tube absorbeur hélicoïdal.....	87
2.2.6. Tube absorbeur ondulé.....	88
2.2.7. Tube absorbeur avec intérieur hélicoïdal axial.....	88
2.2.8. Tube absorbeur avec insertion de réseaux d'ailettes à broches.....	89
2.2.9. Tube absorbeur nervuré en spirale unilatéral.....	90
2.2.10. Tubes ondulés transversaux asymétriques convexes vers l'extérieur.....	91
3. Conception de notre tube Circulaire-Trapézoïdal.....	92
4. Détermination de la forme optimale de tube circulaire-trapézoïdal.....	92
5. Analyse thermique du tube circulaire-trapézoïdal.....	97
5.1. Modèle physique examiné.....	98
5.2. Hypothèse de la modélisation.....	99
5.3. Equations gouvernantes.....	99
5.4. Les conditions aux limites.....	99
5.5. Résultats et discussions.....	100
6. Conclusions.....	105
Conclusions générales.....	107
Bibliographie.....	110



*Liste des nomenclatures*

## LISTE DES NOMENCLATURES

Symbole	Unité	Designation
$b$	m	Courte base du trapèze
$d$	m	Distance de coupure de tube
$f$	m	Distance focale
$h$	$Wm^{-2} K^{-1}$	Coefficient de transfert de chaleur entre le fluide et le tube absorbeur
$m$	$kg s^{-1}$	Débit massique
$n$	m	La normale à la surface extérieure du tube
$B$	m	Longue de la base du trapèze
$L$	m	Longueur du collecteur
$R$	m	Rayon de tube
$T$	K	Température
$W$	m	Largeur du collecteur
$h_{out}$		Coefficient de transfert de chaleur entre la couverture en verre et le milieu extérieur,
$A_a$	$m^2$	Surface d'ouverture du collecteur
$A_{co}$	$m^2$	Surface extérieure de la couverture en verre
$A_{ri}$	$m^2$	Surface interne de l'absorbeur
$A_{ro}$	$m^2$	Surface externe de l'absorbeur
$A_T$	$m^2$	Surface totale
$A_u$	$m^2$	Surface utile
$C_p$	$J kg^{-1} K^{-1}$	Capacité spécifique
$D_{ci}$	m	Diamètre interne de la couverture en verre
$D_{co}$	m	Diamètre externe de la couverture en verre
$D_{ri}$	m	Diamètre interne de l'absorbeur
$D_{ro}$	m	Diamètre externe de l'absorbeur
$D_{eq}$	m	Diamètre équivalent
$G_b$	$m^{-2}$	Rayonnement solaire direct
$Q_{loss}$	W	Flux de perte de chaleur
$Q_s$	W	Flux de chaleur solaire
$Q_u$	W	Flux de chaleur utile
$R_{eq}$	m	Rayon équivalent
$S_{tr}$	$m^2$	Surface de trapèze
$T_{am}$	K	Température ambiante
$T_{in}$	K	Température d'entrée
$T_{out}$	K	Température de sortie
$T_r$	K	Température de l'absorbeur

$V_r$  m Volume de tube

**Lettre grec**

$\alpha$  deg Gain en angle  
 $\alpha_r$  Coefficient d'absorption

$\beta$  deg L'angle de déviation lié au nouveau tube  
 $\beta_{min}$  deg L'angle de déviation minimale lié au nouveau tube  
 $\beta_{max}$  deg L'angle de déviation maximale lié au nouveau tube  
 $\gamma$  deg L'angle de déviation lié au tube LS-2  
 $\gamma_{min}$  deg L'angle de déviation minimale lié au tube LS-2  
 $\gamma_{max}$  deg L'angle de déviation maximale lié au tube LS-2

$\varepsilon_c$  Emittance de la couverture en verre  
 $\varepsilon_r$  Emittance de l'absorbeur  
 $\varepsilon_r^*$  Emittance équivalente

$\eta_{op}$  Rendement optique  
 $\eta_{th}$  Rendement thermique  
 $\eta_\beta$  Coefficient de l'angle de déviation lié au tube proposé  
 $\eta_\gamma$  Coefficient de l'angle de déviation lié au tube circulaire

$\lambda$   $W m^{-1} K^{-1}$  Conductivité thermique  
 $\mu$   $kg m^{-1} s^{-1}$  Viscosité dynamique  
 $\zeta$  Facteur d'interception

$\rho$   $kg m^{-3}$  Densité  
 $\rho_c$  Réflectance du concentrateur  
 $\sigma$  Constante de Boltzmann  
 $\tau$  Transmittance du verre



*Liste des figures et des  
tableaux*

**LISTE DES FIGURES**

Figure I-1	Les différents types des rayonnements.....	23
Figure I-2	Coordonnées terrestres.....	24
Figure I-3	Déclinaison.....	25
Figure I-4	Angle horaire du soleil .....	25
Figure I-5	Cordonnées horizontales .....	26
Figure I-6	Variation du rayonnement solaire direct durant les journées 178 et 235.....	28
Figure I-7	Un des miroirs d’Archimède .....	29
Figure I-8	Croissance mondiale de la capacité des concentrateurs solaires .....	30
Figure I-9	Croissance de la capacité des concentrateurs solaires (région du MENA).....	30
Figure I-10	Les différents systèmes de concentration solaire.....	31
Figure I-11	Le concentrateur Cylindro Parabolique.....	32
Figure I-12	Le concentrateur à miroirs de Fresnel.....	32
Figure I-13	Le concentrateur parabolique.....	33
Figure I-14	Centrale à Tour (Solar Tower, California (Daggett)).....	33
Figure I-15	La puissance opérationnelle des CSP installés.....	35
Figure I-16	Central de Hassi R’mel.....	37
Figure I-17	Le champ solaire de la centrale de Hassi R’mel.....	37
Figure II-1	Schéma représentant les trois parties principales d’une centrale électrique thermo-solaire à concentration cylindro-parabolique.....	40
Figure II-2	Champ solaire.....	41
Figure II-3	Boucle de collecteurs (source : Mohr et al. 1999, Google).....	42
Figure II-4	Les éléments de base d’un concentrateur solaire.....	42
Figure II-5	Caractéristique de la forme parabolique.....	43
Figure II-6	Variation de la forme parabolique en fonction de la distance focale.....	44
Figure II-7	Diffusion de faisceau solaire.....	45
Figure II-8	Variation du coefficient de concentration géométrique en fonction de l’angle de la jante.....	45
Figure II-9	Température de l’absorbeur en fonction de coefficient de concentration.....	46
Figure II-10	Composition du miroir.....	47
Figure II-11	Miroir d’un concentrateur cylindro-parabolique.....	47
Figure II-12	Robot « Paris » de nettoyage automatique de SENER.....	48
Figure II-13	Tube absorbeur.....	48
Figure II-14	Structure de support et collecteur.....	49
Figure II-15	Configurations de poursuite suivant un seul axe de rotation.....	50
Figure II-16	Les différents éléments d’un bloc de génération.....	51
Figure II-17	System de stockage à deux réservoirs de la centrale Andasol-1.....	52
Figure II-18	Génération indirect de la vapeur (Centrale standard).....	53

Figure II-19	Génération directe de vapeur.....	53
Figure II-20	Evolution entre Eurotrough, Helio trough, et Ultimate trough.....	54
Figure III-1	Méthodologie pour la modélisation et la simulation d'un PTC.....	56
Figure III-2	Poursuite à un seul axe nord-sud.....	57
Figure III-3	Poursuite à un seul axe est-ouest.....	57
Figure III-4	Poursuite à deux axes.....	57
Figure III-5	Les paramètres affectant le rendement optique du PTC.....	58
Figure III-6	Variations du coefficient modificateur de l'angle d'incidence ( <i>IAM</i> ) en fonction de l'angle d'incidence.....	59
Figure III-7	Alignement des rangées de PTC minimum en fonction de l'altitude solaire (Méthode standard 1).....	60
Figure III-8	Alignement des rangées de PTC minimum en fonction de l'altitude solaire (Méthode standard 2).....	61
Figure III-9	La distance de l'ombre en fonction de la latitude.....	61
Figure III-10	Illustration de l'effet d'extrémité.....	62
Figure III-11	Le facteur d'extrémité en fonction de l'angle d'incidence dans le cas du modèle LS-2.....	62
Figure III-12	Schéma de l'équilibre de l'écoulement de l'énergie autour du tube absorbeur.....	63
Figure III-13	Evolution du rendement thermique et des pertes thermiques en fonction de la température d'entrée.....	67
Figure III-14	Evolution de la température de l'absorbeur et celle de la couverture en verre en fonction de la température d'entrée.....	67
Figure III-15	Comparaison des résultats du modèle analytique avec ceux du modèle de Dudley..	68
Figure III-16	Comparaison des résultats du modèle analytique utilisé avec les modèles des références.....	68
Figure III-17	Le Maillage du tube cylindrique.....	69
Figure III-18	La distribution de température dans le cas du tube cylindrique.....	71
Figure III-19	Coupe transversale du tube.....	71
Figure III-20	La différence de température entre la partie en haut et la partie en bas du tube cylindrique.....	72
Figure IV-1	La distance <i>L</i> représentant l'effet cosinus (Hassi R'mel).....	75
Figure IV-2	La longueur de l'effet cosinus en fonction du temps dans la région de Ghardaïa....	76
Figure IV-3	L'effet de l'angle de déviation.....	76
Figure IV-4	Représentation mathématique du problème.....	78
Figure IV-5	Variation du coefficient de l'angle de déviation en fonction de l'angle de déviation (pour les deux types de collecteurs LS2 et ET 150).....	80
Figure IV-6	Le rendement thermique en fonction de l'angle de déviation.....	80
Figure V-1	Les différentes nanoparticules utilisées dans les recherches concernant l'amélioration du rendement du PTC.....	84
Figure V-2	Tube absorbeur divergent convergent.....	85
Figure V-3	Tube absorbeur sinusoïdal.....	86
Figure V-4	Tube absorbeur à cavité linéaire.....	86
Figure V-5	Insertion de ruban ondulé dans le tube absorbeur.....	87
Figure V-6	Tube absorbeur hélicoïdal.....	87
Figure V-7	Tube absorbeur ondulé.....	88
Figure V-8	Tube absorbeur avec axial hélicoïdal intérieur.....	89

## Liste des figures et des tableaux

Figure V-9	Tube absorbeur avec insertion de réseaux d'ailettes à broches.....	90
Figure V-10	Tube absorbeur nervuré en spirale unilatéral.....	91
Figure V-11	Tubes ondulés transversaux asymétriques convexes vers l'extérieur.....	91
Figure V-12	Le tube circulaire-trapézoïdal avec le tube traditionnel.....	92
Figure V-13	Le gain en angle de tube circulaire-trapézoïdal par rapport au tube traditionnel.....	93
Figure V-14	Section Transversale montrant les différents paramètres liés à la forme circulaire-trapézoïdale.....	93
Figure V-15	L'angle de déviation maximale en fonction du paramètre $d$ .....	95
Figure V-16	La direction des rayons solaires dans le cas des deux systèmes.....	95
Figure V-17	Coefficient de l'angle de déviation, cas des deux tubes.....	96
Figure V-18	La variation du rendement thermique des deux tubes absorbeurs en fonction de l'angle déviation.....	97
Figure V-19	La surface utile pour un angle de déviation de $0.2^\circ$ .....	98
Figure V-20	La distribution de température pour un angle de déviation de $0.2^\circ$ ( $u=0.0$ m/s).....	101
Figure V-21	La distribution de température pour un angle de déviation de $0.2^\circ$ ( $u=0.05$ m/s)...	102
Figure V-22	La variation de la température dans les parties inférieure et supérieure des tubes...	103
Figure V-23	La variation de la température dans les parties inférieure et supérieure des tubes (ZOOM).....	103
Figure V-24	Amplitude de vitesse pour une valeur d'angle de déviation de $0,2^\circ$ ( $u=0,05$ m/s)....	104
Figure V-25	La chute de pression pour les deux tubes absorbeurs.....	105

## LISTE DES TABLEAUX

Tableau I-1 :	Comparaison entre les quatre systèmes à concentration solaires .....	34
Tableau I-2 :	Le potentiel solaire en Algérie .....	36
Tableau I-3 :	caractéristiques de la centrale de Hassi R'mel .....	37
Tableau III-1 :	Paramètres de simulation .....	66
Tableau III-2 :	Statistiques du maillage .....	69
Tableau V-1 :	Les paramètres de la forme optimale du tube circulaire-trapézoïdal .....	96
Tableau V-2 :	Les paramètres de LS-2.....	98



***Introduction générale***

### Introduction générale

Aujourd'hui, les principales sources primaires utilisées dans les centrales électriques sont bien les énergies fossiles. Malheureusement, ces dernières posent un grand problème sur le plan écologique. Elles représentent des sources d'énergie épuisables et constituent des réservoirs de déchets toxiques. De plus, elles sont à l'origine des gaz à effet de serre qui sont responsables du réchauffement climatique qui menace notre planète et donc l'avenir des générations futures. On trouve également le risque de la radioactivité dans les centrales nucléaires, et à titre d'exemple on peut citer l'accident de Fukushima au Japon en Mars 2011 qui est classé au niveau sept à l'échelle internationale des événements nucléaires. Suite à cet accident plusieurs centrales ont été démantelées dans le monde. Elles sont estimées actuellement à Cent Quarante (140) centrales dont la majorité est en Europe qui en détient 60% [1]. Le monde s'oriente alors vers la solution d'exploitation des énergies renouvelables pour remédier à ces problèmes.

L'énergie solaire est une source inépuisable qu'on exploite pour la production d'énergie électrique [2]. On distingue deux technologies qui assurent la production d'électricité à base des rayonnements solaires ; les générateurs photovoltaïques (GPV) qui peuvent convertir directement les rayons solaires en électricité, et les systèmes à concentration des rayonnements solaires (CSP ou Concentrated Solar Power) qui concentrent les rayons solaires pour produire de la chaleur afin d'exciter un moteur [3].

Les systèmes CSP présentent plusieurs avantages. On peut citer l'avantage vis-à-vis de l'environnement car ces systèmes évitent l'utilisation des produits combustibles qui produisent des gaz nocifs. Il a été montré que 200-300 kg de gaz nocifs émis sont évités par l'utilisation d'un mètre carré de concentrateur solaire [4]. Ils permettent aussi de produire une chaleur très élevée, offrent la possibilité de stockage de chaleur et assurent la continuité de production de l'électricité. Les matériaux permettant de concevoir ces systèmes sont bien disponibles, faciles à recycler et réutiliser, ...etc. Ces caractéristiques rendent cette technologie flexible et plus importante pour l'économie et la rentabilité de production de l'énergie électrique.

Parmi les systèmes à concentration solaire (CSP), on trouve le concentrateur cylindro-parabolique (PTC - Parabolic Trough Collector) qui est le système le plus dominant dans le

monde [5, 6] ; on peut citer la plus grande installation d'énergie solaire au monde (SEGS-Solar Energy Generation System). Elle se compose de neuf centrales de différente capacité électrique dans le désert de Mojave, où l'ensoleillement est l'un des meilleurs disponibles aux États-Unis. Le PTC s'est développé de manière exponentielle depuis la mise en service réussie de la centrale électrique commerciale en 2007 (68 MW) dans le Nevada aux États-Unis [7]. Plusieurs entreprises de fabrication se sont concentrées sur cette technologie. En fait, il existe une centrale électrique thermique à concentration cylindro-parabolique d'une capacité de 280 MW situé en Arizona [8]. En Algérie, il existe une centrale hybride solaire-gaz à Hassi R'mel avec une capacité de 150 MW (70% gaz et 30% solaire). D'autres futurs investissements sont prévus dans l'objectif d'avancer progressivement cette filière, car l'Algérie est un pays doté de ressources en énergie solaire pouvant assurer la production de grandes quantités d'électricité, notamment le Sahara qui est vaste et riche en DNI (Le rayonnement solaire direct).

Plusieurs études ont été menées [9-11] dans le but d'améliorer les performances du concentrateur cylindro-parabolique (PTC). Deux techniques principales ont été utilisées ces dernières années, et sont liés à l'utilisation de nanofluides [12-14], et des changements introduits dans la géométrie du tube absorbeur, ou les deux à la fois, en vue d'augmenter le coefficient de transfert de chaleur entre le fluide caloporteur et le tube absorbeur. La technique la plus aboutie fait appel aux turbulateurs [15-18] dont l'objectif principal est l'amélioration ainsi que le taux de transfert de chaleur entre le récepteur et le fluide caloporteur.

Le système à concentration cylindro-parabolique est caractérisé par un angle de déviation qui est défini entre la direction (angle d'incidence) des rayons solaires et la normale à la section longitudinale du collecteur cylindro-parabolique. Cet angle de déviation est toujours présent dans les systèmes d'énergie à concentration solaire, à cause de plusieurs facteurs tels que les imperfections du système de poursuite du soleil, les imperfections de fabrication et d'assemblage. A cause de cela, ce n'est pas tous les rayons réfléchis qui atteindront le tube absorbeur et, si la valeur de l'angle de déviation dépasse une certaine limite, les rayons ne l'atteindront pas du tout et seront perdus. Cela se traduira par une diminution du rendement thermique [19, 20]. Le présent travail porte sur l'étude, la modélisation et la simulation du système à concentrateur cylindro-parabolique des rayons solaires, dans ses parties constituantes tout en focalisant sur l'amélioration du rendement du système. Pour cela nous

proposons une nouvelle conception du tube absorbeur dans le but de capter une partie des rayons solaires perdus (réfléchis) en raison des effets liés à l'angle de déviation afin de réduire les pertes optiques. Le tube absorbeur circulaire-trapézoïdal proposé est constitué d'un assemblage comportant deux formes géométriques : la partie supérieure est trapézoïdale et la partie inférieure est maintenue circulaire. La variation de la hauteur de la partie trapézoïdale génère de nombreuses formes de choix de sections du tube circulaire-trapézoïdal, la section optimale est déterminée en fonction de la limite maximale de l'angle de déviation. Un modèle thermique analytique est adapté et utilisé afin d'évaluer l'efficacité thermique en fonction de l'angle de déviation pour cette forme optimale, puis la comparer à celle relative à la forme circulaire traditionnelle. De plus, les systèmes avec les deux tubes considérés sont simulés à l'aide du logiciel COMSOL MULTIPHYSICS pour une valeur d'angle de déviation de 0,2 degrés. Les résultats montrent que le tube absorbeur de forme circulaire-trapézoïdale absorbe plus de chaleur que le tube de forme circulaire.

Cette thèse est organisée en cinq chapitres :

Tout d'abord, le chapitre I est consacré à la mise en évidence de l'importance de l'exploitation de l'énergie solaire, ainsi que la modélisation du rayonnement solaire direct qui est la source primaire des systèmes à concentration solaire. De plus, nous avons entamé la description des différents systèmes de concentration solaire, en effectuant une comparaison entre eux, et nous avons fait ressortir que le système à concentration cylindro-parabolique est le système le plus réussit dans le monde par rapport aux autres, grâce à ses avantages technico-économiques. Ensuite, dans le chapitre II, nous avons procédé à la description de la centrale électrique thermo-solaire à concentration cylindro-parabolique et les composants correspondants en détail, passant par le champ solaire, le stockage, et le bloc de génération. Suite à cela, nous avons passé à la modélisation de notre système (Chapitre III) en se basant sur l'analyse optique et thermique du concentrateur cylindro-parabolique. Le chapitre IV est, quant à lui, dédié à notre problématique et à la mise en évidence de l'angle de déviation et son effet sur la détérioration du rendement thermique du concentrateur solaire. Finalement, chapitre V est consacré aux différents tubes absorbeurs proposés dans la littérature, ainsi que notre nouveau système le comparant avec le système traditionnel. Enfin, une conclusion générale résume les résultats dérivés, les perspectives et suggestions de travaux futurs liés à cette-thèse.

*Chapitre I*  
*Les concentrateurs solaires*  
*(CSP)*

### **1- Introduction**

Les concentrateurs solaires sont des dispositifs physiques permettant de concentrer les rayons solaires et les focaliser sur un récepteur. L'énergie thermique reçue par ce récepteur est ensuite convertie en énergie électrique. La géométrie du concentrateur et la façon de convertir l'énergie thermique en énergie électrique nous permet de distinguer les quatre systèmes à concentration solaire, autrement dit, les quatre centrales thermo-solaires à concentration solaire. Ce chapitre est consacré aux systèmes à concentrateurs solaires. En premier lieu nous mettons en évidence l'importance de l'exploitation de l'énergie solaire. Ainsi, modélisons le rayonnement solaire direct qui est la source primaire des systèmes à concentration solaire. Ensuite, nous entamons la description des différents systèmes de concentration solaire (Concentrated Solar Power « CSP »), effectuant une comparaison entre eux. Finalement, nous décrivons les paramètres principaux requis pour construire une centrale thermo solaire en mettant l'accent sur les ressources de notre pays (Algérie).

### **2- L'énergie solaire**

Le soleil est la source d'énergie la plus abondante par rapport aux autres sources d'énergie [1]. Pour cela, plusieurs chercheurs ont orienté leurs efforts sur la mise en évidence de l'exploitation de l'énergie solaire [2]. Cette dernière est exploitée directement pour produire de l'énergie électrique en utilisant le système photovoltaïque, ou bien, elle est utilisée pour produire de l'énergie thermique, qui sera ensuite transformée en énergie électrique. Bien entendu, on parle des systèmes à concentration solaire [3].

### **3- Les Rayonnements solaires**

Les rayonnements solaires sont des ondes électromagnétiques émis par le soleil. Ces derniers n'atteignent pas tous la surface de la terre ; il y a toujours des extinctions qui modifient le spectre du rayonnement lorsqu'ils traversent l'atmosphère (l'absorption atmosphérique, la diffusion, les nuages, ...etc.). Pour cela, on distingue trois types de rayonnement solaire : les rayonnements réfléchis, des rayonnements qui n'ont pas une direction bien précise appelés rayonnements diffus, les rayonnements directs qui atteignent la surface de la terre d'une façon régulière avec une direction bien précise, et ceux sont les rayonnements exploités par les systèmes à concentration solaire. Les trois types de rayonnement sont illustrés en figure I-1.

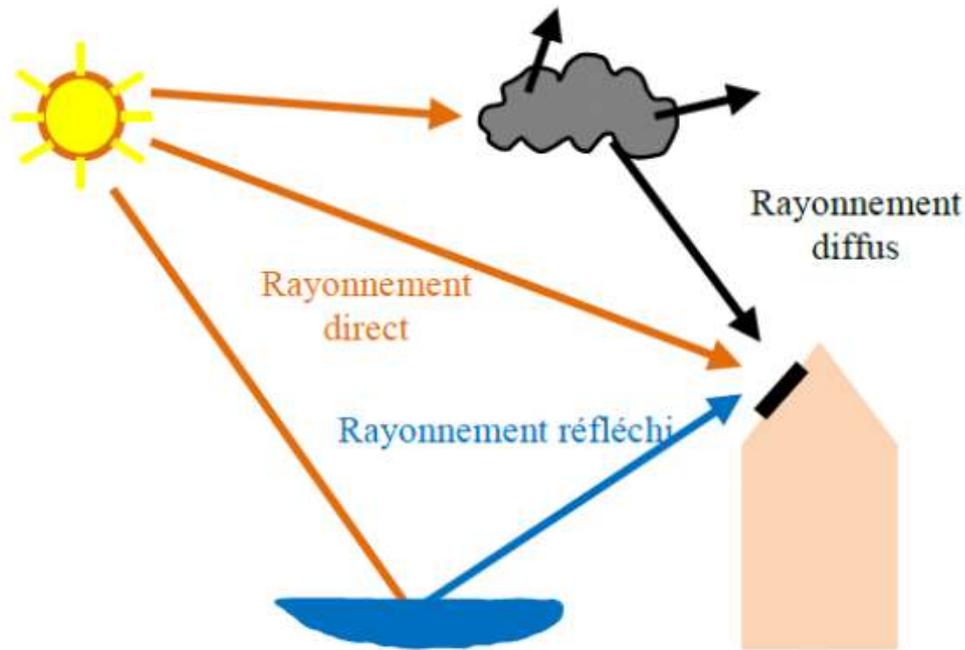


Figure I-1 : Les différents types des rayonnements [6]

### 3.1. Modélisation du rayonnement solaire direct

Avant d'entamer la présentation du modèle, on doit définir la position du soleil par rapport à la terre ou bien par rapport à un lieu donné sur terre (coordonnées géographiques, trajectoire apparente).

#### 3.1.1. Coordonnées géographiques

Un site donné est repéré par rapport à la surface terrestre par son altitude, longitude, et latitude.

- a) **Altitude  $h$**  : C'est l'élévation du lieu par rapport au niveau de la mer (niveau 0) qui est la surface de référence par convention, cette distance est exprimée en mètre.
- b) **Longitude  $\varphi$**  : C'est l'angle qui détermine la position est-ouest du site. Le méridien de Greenwich représente la longitude de référence (l'origine) sur terre. La longitude est définie par l'angle entre le méridien de Greenwich et le méridien du lieu en question.
- c) **Latitude  $\theta$**  : C'est l'angle entre le plan équatorial et la verticale du lieu. Cet angle définit la position d'un site ; au nord ou au sud de l'équateur (plan de référence). Si l'angle est positif, on se trouve dans l'hémisphère nord, sinon on est dans l'hémisphère sud.

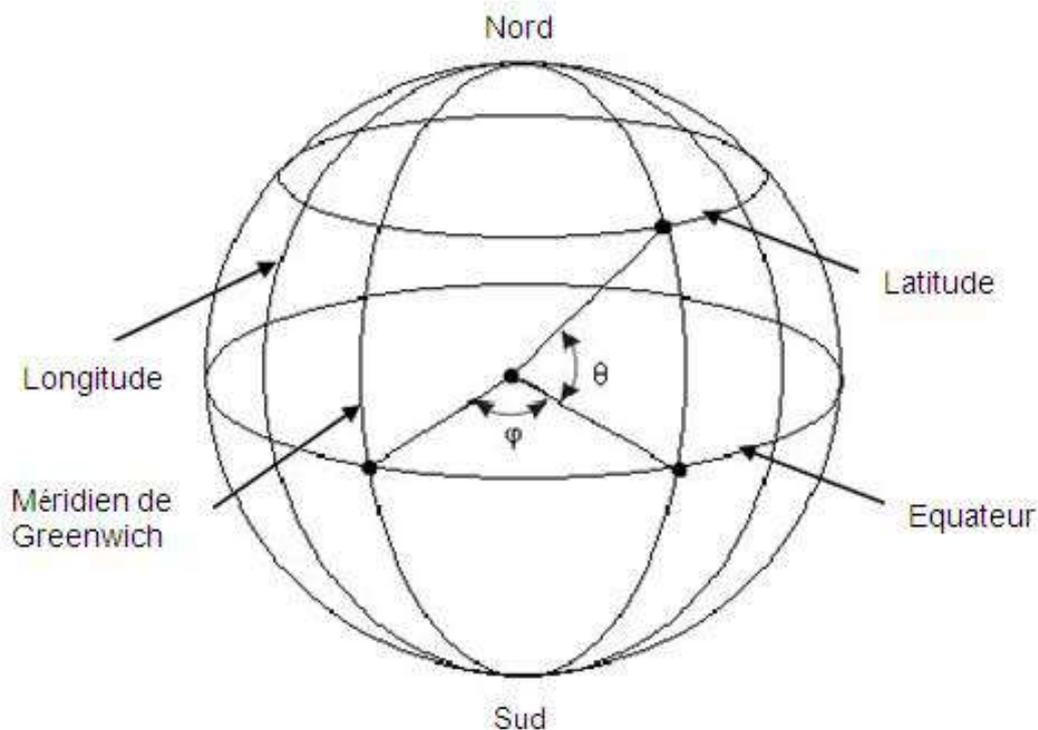


Figure I-2 : Coordonnées terrestres [7], [8]

### 3.1.2. La trajectoire apparente du soleil

Pour déterminer la position du soleil à tout instant de la journée, on a besoin de deux systèmes de coordonnées :

#### a) Le système de coordonnées équatoriales

Les coordonnées équatoriales sont liées à l'heure de l'observation et ne dépendent pas de la position de l'observateur sur terre. Deux angles sont utilisés pour repérer le soleil par rapport au plan de référence (Plan équatorial) ; la déclinaison  $\delta$  et l'angle horaire  $\omega$  :

- **La déclinaison  $\delta$**  : C'est une fonction du temps, elle représente l'angle entre la direction du soleil et le plan équatorial. Elle peut être estimée par l'expression utilisée par Copper [9] :

$$\delta = 23.45^\circ \cdot \sin\left(360^\circ \frac{284+DOY}{365}\right) \quad (I.1)$$

Où :

$DOY$  : représente le numéro de jour de l'année

La variation de la déclinaison au cours de l'année est représentée par à la figure I-3 :

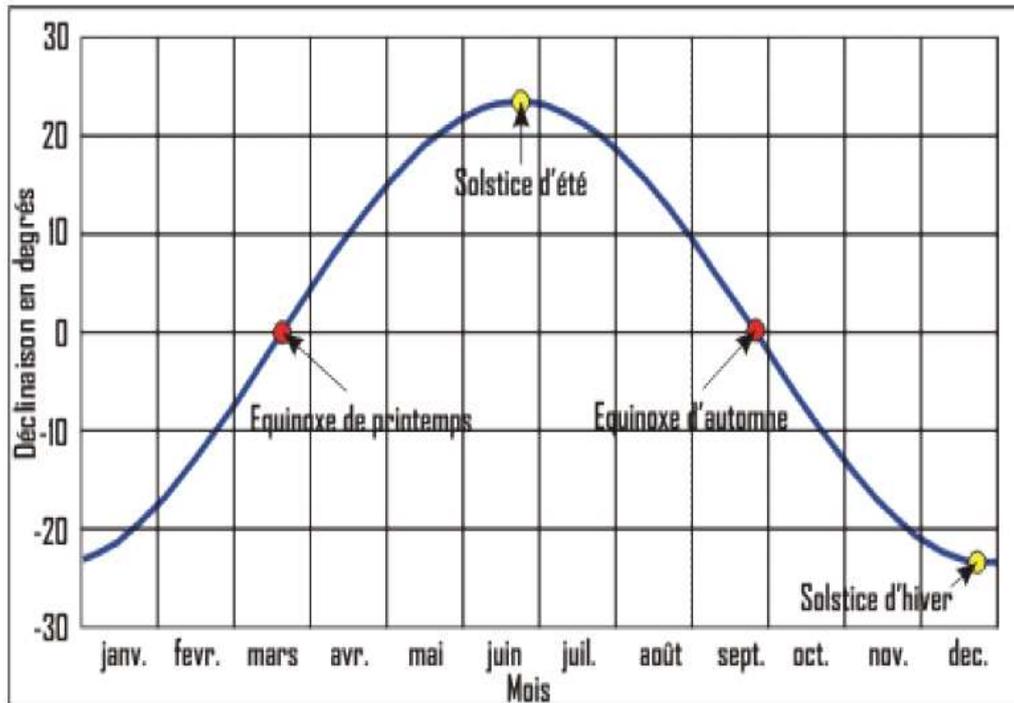


Figure I-3 : Déclinaison [10], [11]

- L'angle horaire  $\omega$**  : C'est la deuxième coordonnée équatoriale du soleil. Il est défini comme l'angle entre la projection du soleil sur le plan équatorial à un moment donné et la projection du soleil sur le même plan au midi vrai. On peut l'estimer par la relation suivante [10] :

$$\omega = 15(TSV - 12) \tag{I.2}$$

TSV : étant le temps solaire vrai.

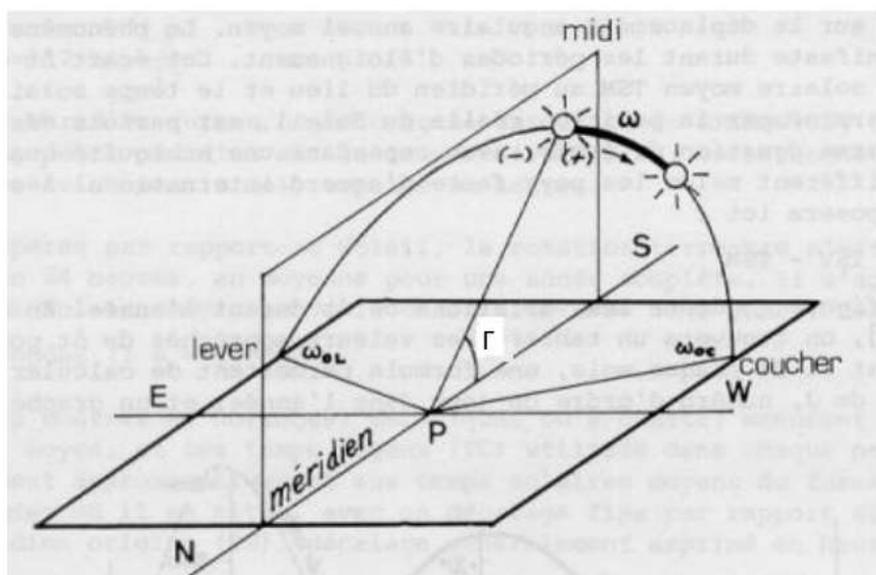


Figure I-4 : Angle horaire du soleil [10]

## b) Les coordonnées horizontales

Le soleil est repéré par les coordonnées horizontales suivantes :

- **L'angle de la hauteur solaire  $\Gamma$**  : C'est l'angle que fait la direction du soleil et le plan horizontal. Il est représenté par l'expression mathématique suivante [10], [12] :

$$\sin(\Gamma) = \sin(\theta)\sin(\delta) + \cos(\theta)\cos(\delta)\cos(\omega) \quad (\text{I.3})$$

- **L'azimut  $\Psi$**  : C'est l'angle entre la direction du rayon solaire est la direction Sud. Il est représenté par l'expression suivante [10], [12] :

$$\cos(\Psi) = (\sin(\Gamma)\sin(\theta) - \sin(\delta))/(\cos(\Gamma)\cos(\theta)) \quad (\text{I.4})$$

- **La distance zénithale  $z$**  : C'est le complément de la hauteur solaire. Il représente l'angle entre la verticale (lieu) et la direction du rayon solaire, et est exprimée par [10], [12] :

$$\cos(z) = \sin(\delta)\sin(\theta) + \cos(\delta)\cos(\theta)\cos(\omega) \quad (\text{I.5})$$

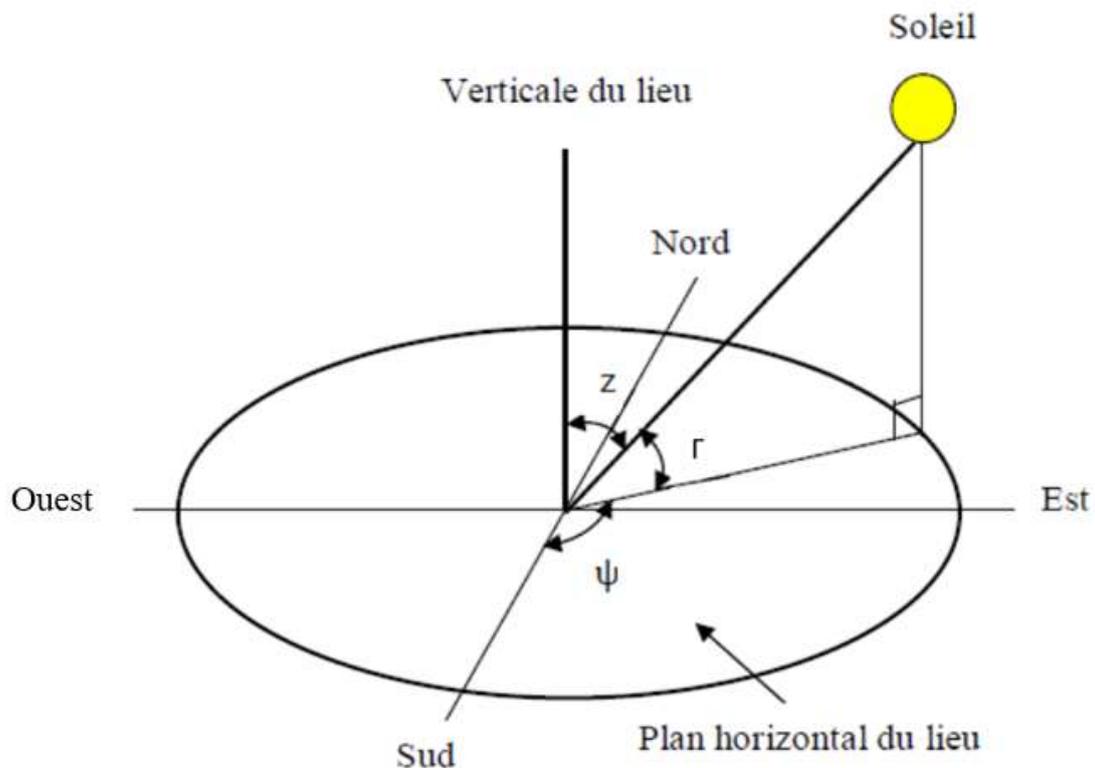


Figure I-5 : Cordonnées horizontales.

### 3.1.3. Angle d'incidence sur les systèmes cylindro-paraboliques

L'angle d'incidence est déterminé en fonction de l'angle d'azimut ( $\Psi$ ), l'angle de déclinaison ( $\delta$ ) et l'angle horaire ( $\omega$ ) [13]. Cet angle dépend de l'alignement.

### 3.1.4. Model de CAPDEROU

Ce modèle considère l'état d'opacité/transparence atmosphérique (existence de particules en suspension dans l'air) de Link pour calculer le rayonnement solaire direct et diffus. L'extinction causée par l'atmosphère peut être exprimée par des facteurs d'opacité. Le facteur d'opacité de Link  $T_L$  par ciel clair est exprimé par [14] :

$$T_L = T_w + T_m + T_a \quad (\text{I.6})$$

$T_w$  : Caractérise l'absorption par la vapeur d'eau. Elle est exprimée par la relation mathématique suivante [14] :

$$T_w = 2.4 - 0.9 \sin(\theta) + 0.1(2 + \sin(\theta))A_h - 0.2z - (1.22 + 0.14A_h)(1 - \sin(\Gamma)) \quad (\text{I.7})$$

Avec :

$$A_h = \sin\left(\left(\frac{360}{365}\right) * (n_j - 121)\right) \quad (\text{I.8})$$

$T_m$  : Caractérise l'absorption par les gaz et diffusion de Rayleigh (dispersion du rayonnement électromagnétique). Elle est exprimée par :

$$T_m = 0.89^{(z)} \quad (\text{I.9})$$

$T_a$  : Caractérise la diffusion par les aérosols. Elle est exprimée par :

$$T_a = (0.9 + 0.4A_h)(0.63)^z \quad (\text{I.10})$$

On peut ensuite définir l'irradiation direct sur un plan incliné par :

$$I = C_{sc} \cdot \exp\left(-T_L \cdot \left(0.9 + \frac{9.4}{T_m} \sin(\Gamma)\right)^{-1}\right) \cdot \cos(i) \quad (\text{I.11})$$

$i$ : L'angle d'incidence.

$C_{sc}$  : Constante solaire corrigée.

$$C_{sc} = cs * C_{tc} \quad (\text{I.12})$$

$cs$  : La constante solaire moyenne,  $cs = 1367 \text{ W/m}^2$ .

$C_{tc}$ : Facteur de correction de la variation de la distance terre soleil.

$$C_{tc} = 1 + 0.034 * \cos\left(\left(\frac{360}{365}\right) * n_j\right) \quad (I.13)$$

$n_j$  : Nombre de jour.

On utilise la fonction qui transforme la composante directe horizontale en directe normale. On obtient le rayonnement direct représenté par la figure I-6, la région d'El Oued est prise comme un lieu d'observation.

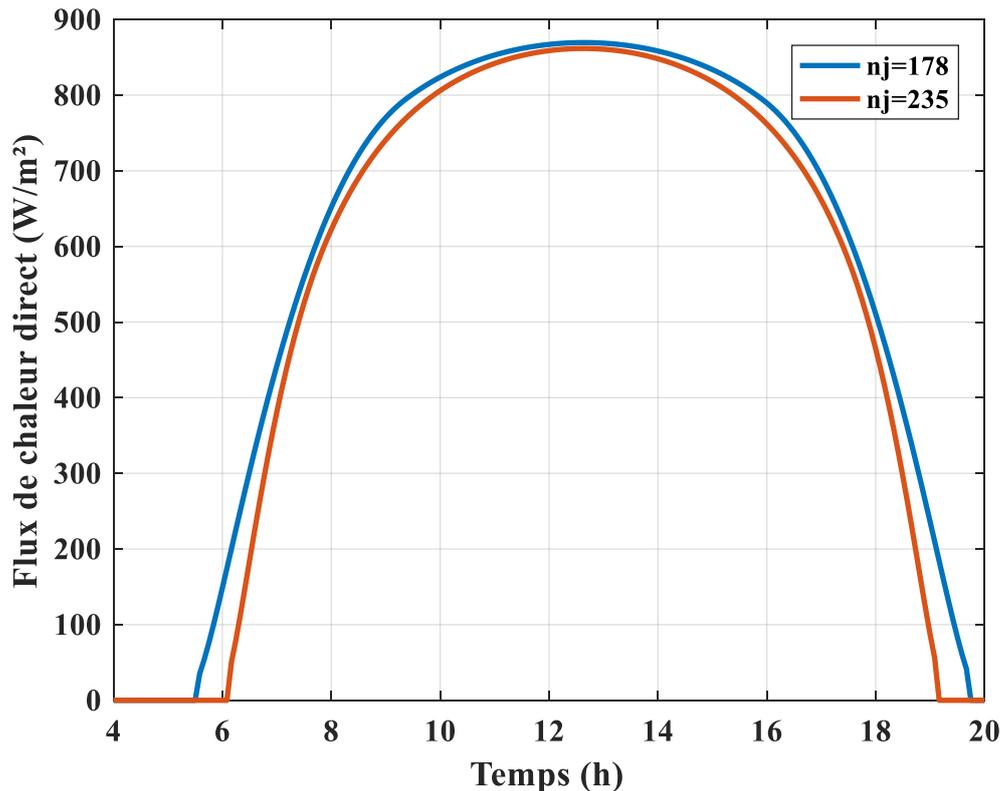


Figure I-6 : Variation du rayonnement solaire direct durant les journées 178 et 235.

#### 4- Les systèmes à concentration solaires

L'idée de concentrer l'énergie solaire provient en un premier temps de la Grèce antique, où Archimède avait utilisé des miroirs géants (ex : Figure. I-7) en bronze pour concentrer les rayons solaires sur les navires romains [15], [16]. Une première utilisation documentée de cette technologie a eu lieu en 1866, des concentrateurs paraboliques ont été utilisés par Mouchout pour faire fonctionner une machine à vapeur solaire. La première centrale opérationnelle basée sur la technologie des concentrateurs solaires a été conçue en 1968 à Sant'Ilario (Italie). En 1986, la plus grande installation thermique au monde a été mise en service en Californie. Elle fonctionne encore aujourd'hui, ce qui prouve que la durée de vie minimale de ces systèmes est plus de 30 ans [17]. La technologie CSP a été développée et améliorée avec le temps. En juin 2010, 34 centrales CSP ont été installées dans le monde. Actuellement, l'Espagne et les Etats Unis sont les pays les plus actifs dans le domaine des CSP. D'autres pays ont construit des centrales CSP, et rejoignent les pays employant les

énergies renouvelables, comme l'Algérie, l'Australie, l'Égypte, la France, l'Inde, l'Italie, le Mexique et le Maroc [15].



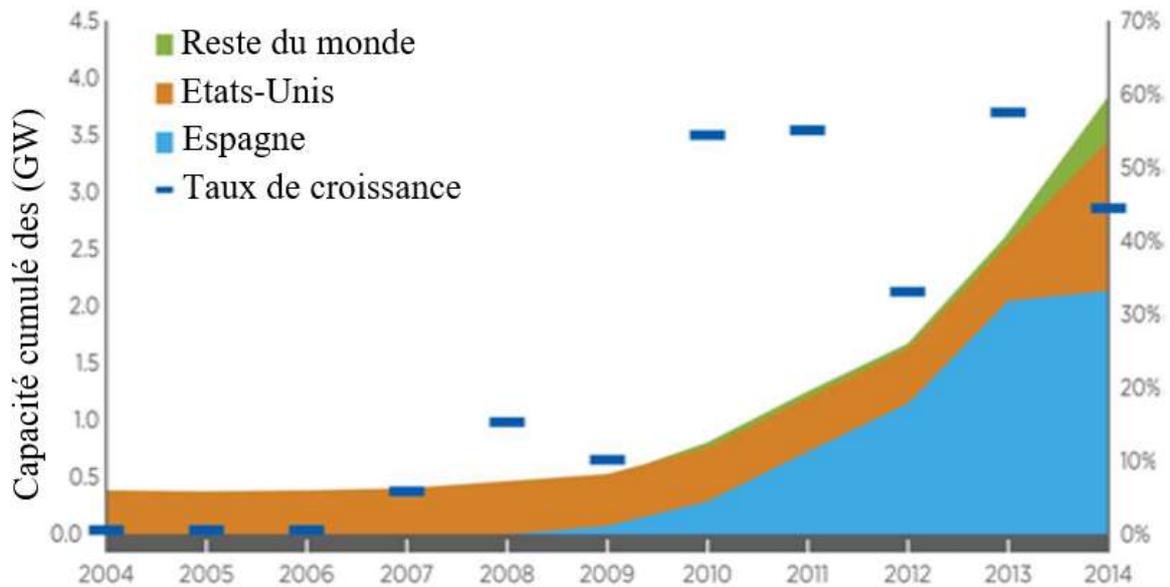
**Figure I-7** : Un des miroirs d'Archimède [7]

#### **4.1. Pourquoi les concentrateurs solaires ?**

Les systèmes CSP présentent plusieurs avantages. On peut citer l'avantage vis-à-vis de l'environnement car ces systèmes évitent l'utilisation des produits combustibles qui induisent des gaz nocifs. Ils permettent aussi de produire une chaleur très élevée, offrent la possibilité de stockage de chaleur et assurent la continuité de production de l'électricité. Les matériaux permettant de concevoir ces systèmes sont bien disponibles, faciles à recycler et réutiliser... etc. Ces caractéristiques rendent cette technologie flexible et plus importante pour l'économie et la rentabilité de production de l'énergie électrique.

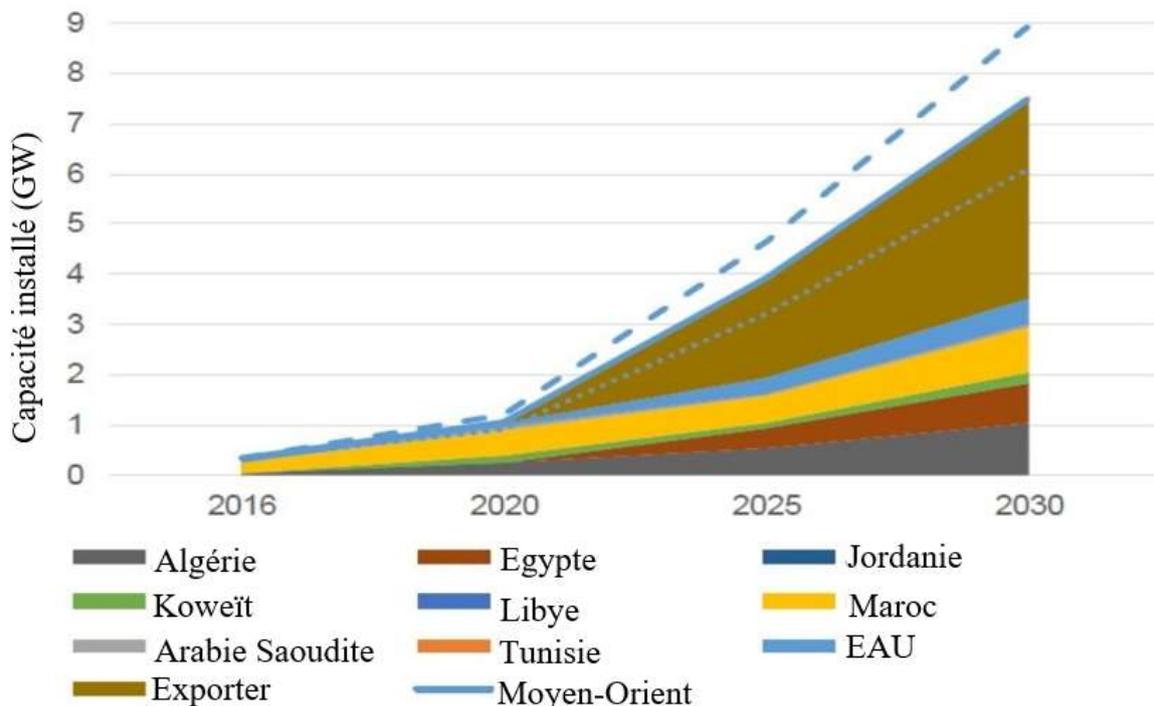
#### **4.2. Evaluation de la capacité des concentrateurs solaires**

La capacité des concentrateurs solaires a connu une augmentation notable depuis 2009. Cette augmentation était beaucoup plus localisée aux États-Unis et en Espagne, bien qu'elle ait commencé à devenir significative dans d'autres pays en 2013, comme le montre la figure I-8 [19]. Les marchés des concentrateurs solaires en Afrique du Sud sont également actifs avec 100 MW de capacité en fonctionnement, et 300 MW en 2015. En Afrique du Nord, l'Algérie et l'Égypte, ont tous deux installé environ 20 MW de systèmes cylindro-paraboliques dans le cadre des centrales ISCCS (Integrated Solar Combined Cycle System), qui sont l'un des nombreux concepts possibles pour hybrider les concentrateurs solaires avec la technologie des centrales électriques conventionnelles [18].



**Figure I-8 :** Croissance mondiale de la capacité des concentrateurs solaires, Source : IEA, [18]

La capacité installée des CSP dans la région du MENA sera entre 6 et 9 GW d’ici 2030, cette évaluation est représentée par la figure I-9 [19] :



**Figure I-9 :** Croissance de la capacité des concentrateurs solaires (région du MENA).

Actuellement, la capacité électrique des centrales CSP en service dans le monde est 5.7 GW [20, 21]. 84 % de cette puissance est produite par les centrales à concentration cylindro-parabolique [22].

### 4.3. Les différents systèmes de concentration solaire.

Les systèmes CSP (Concentrated Solar Power) sont basés sur le principe conventionnel de production de l'énergie électrique, c'est-à-dire exciter une turbine pour entraîner un générateur. La seule différence réside dans la façon de produire de la vapeur, ici, on utilise des matériaux réfléchissants (miroirs) permettant de concentrer les rayons solaires vers un récepteur afin de produire de la chaleur. Ce dernier est utilisé pour produire de la vapeur.

Aujourd'hui, on peut distinguer quatre principaux systèmes de concentration solaire, qui sont représentés à la figure I-10.

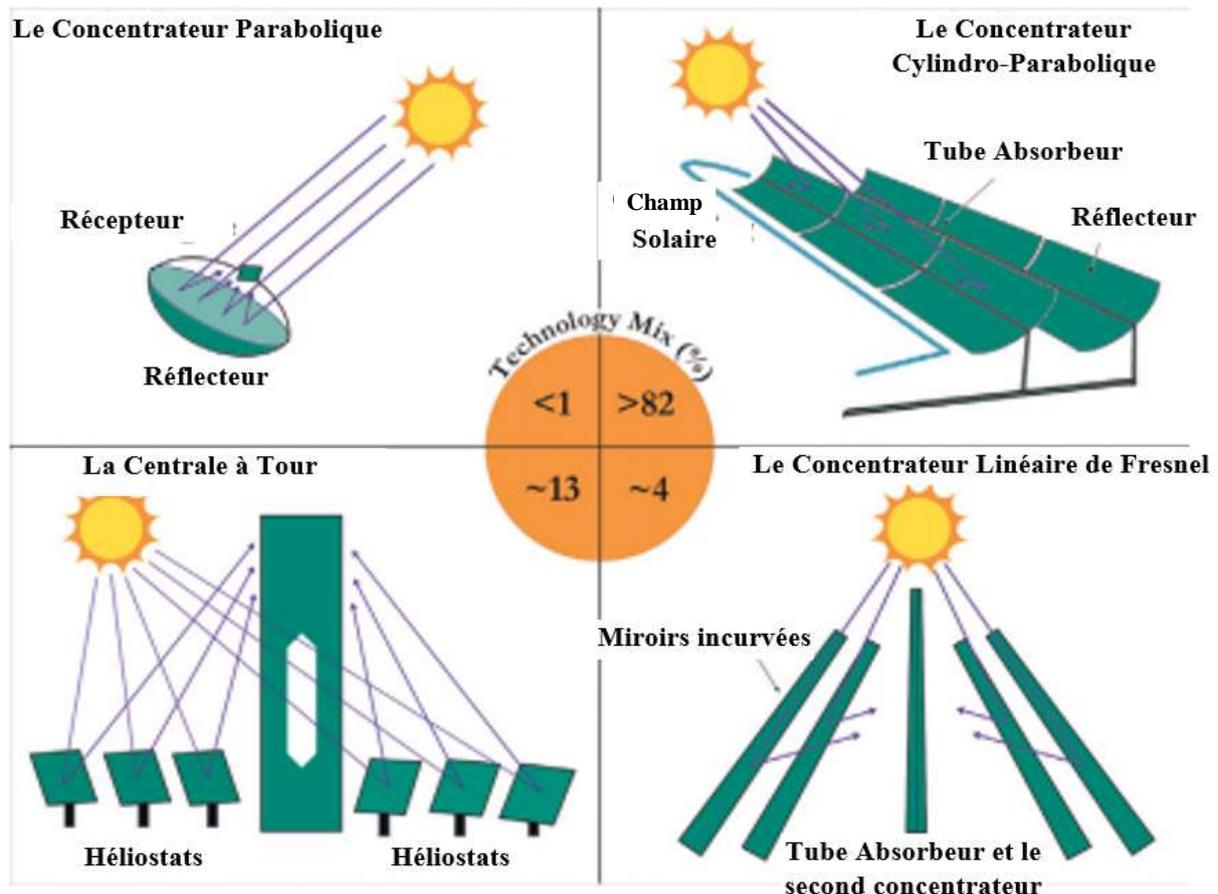


Figure I-10 : Les différents systèmes de concentration solaire [23].

#### 4.3.1. Le concentrateur cylindro-parabolique

Le concentrateur cylindro-parabolique est constitué d'un collecteur sous forme cylindro-parabolique fabriqué à base de miroirs permettant de réfléchir les rayons solaires vers un tube absorbant, situé sur sa ligne focale, dans lequel s'écoule un fluide caloporteur. Ce fluide absorbe la chaleur issue des rayons solaires concentrés pour la transmettre par la suite à l'eau afin de produire de la vapeur. Le concentrateur cylindro-parabolique est attaché à un système de poursuite solaire permettant l'orientation perpendiculaire permanente du rayon solaire sur le collecteur [24]. Le concentrateur cylindro-parabolique est représenté par la figure I-11.



Figure I-11 : Le concentrateur Cylindro-Parabolique

#### 4.3.2. Le concentrateur linéaire de Fresnel

Le concentrateur linéaire de Fresnel est constitué d'une succession de miroirs de Fresnel. Ces derniers sont assemblés afin d'avoir la forme cylindro-parabolique du collecteur, chaque miroir pouvant pivoter pour suivre le soleil. Un tube récepteur, placé en dessus du collecteur permet d'absorber les rayons solaires réfléchis par l'ensemble des miroirs [25]. Un autre réflecteur, souvent placé en dessus du tube absorbant, concentre encore le rayonnement solaire et permet d'améliorer encore plus les performances thermiques [16]. Le concentrateur à miroirs de Fresnel est représenté par la figure I-12.

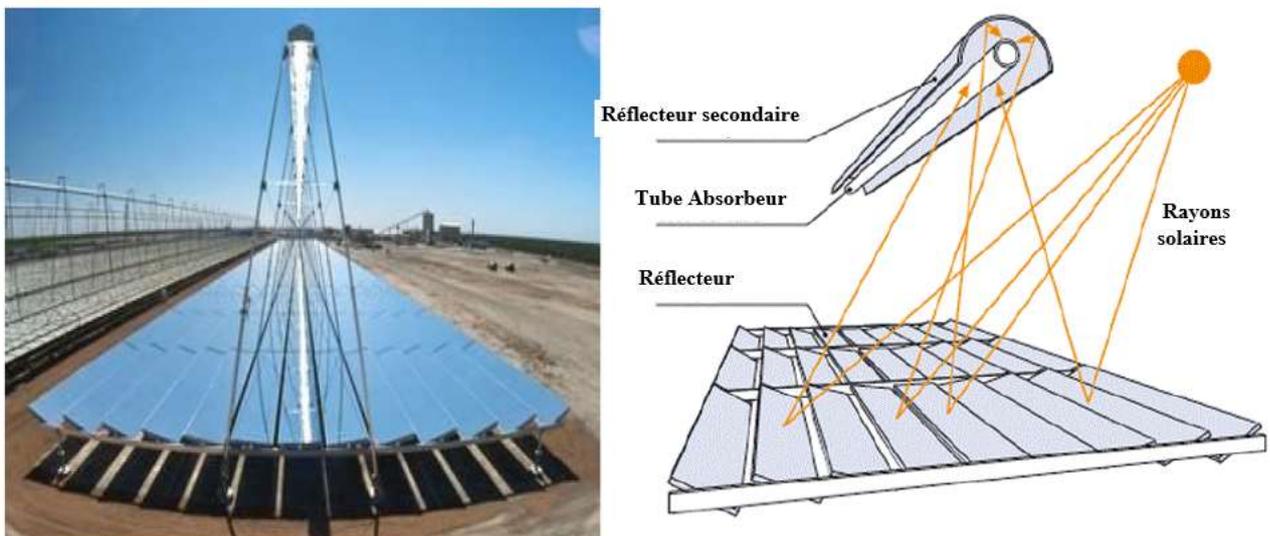


Figure I-12 : Le concentrateur à miroirs de Fresnel [25]

### 4.3.3. Le concentrateur parabolique

Le concentrateur parabolique a la même forme qu'une parabole de réception satellite (Figure I-13). Il est orienté automatiquement suivant le soleil, permet de concentrer les rayons solaires vers un point focal appelé foyer, là où circule un fluide qui s'échauffe et puis après entraîne un moteur Stirling. Ce dernier convertit l'énergie thermique en énergie mécanique et par la suite en énergie électrique.



**Figure I-13** : Le concentrateur parabolique.

### 4.3.4. Les centrales à tour

Une centrale à tour est constituée de plusieurs concentrateurs appelés héliostats permettant de concentrer les rayons solaires vers une chaudière située au sommet d'une tour. La vapeur produite entraîne par la suite une turbine qui, à son tour, entraîne un alternateur. L'héliostat est situé sous un support. Les tours solaires sont généralement de 75 à 150 m de hauteur [26].



**Figure I-14** : Centrale à Tour (Solar Two, California (Daggett)) [25]

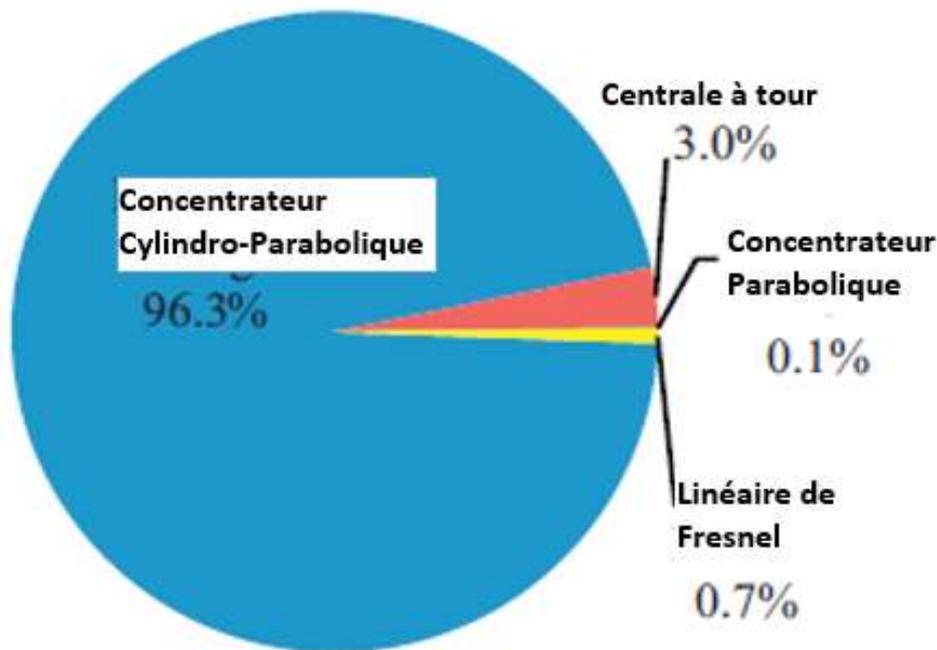
#### 4.4. Comparaison entre les différents concentrateurs solaires

On peut classer les différents types de concentrateurs en deux catégories. Les systèmes à concentration linéaire (caractérisés par une ligne focale) et ceux à concentration ponctuelle (caractérisés par un point focal). Ces derniers sont plus chers par rapport aux autres. Chaque système a ses avantages et ses inconvénients, la différence importante entre ces systèmes réside dans le coût, la température du fonctionnement et la maintenance [16]. Le tableau I-1 présente une comparaison entre les quatre types de concentrateurs solaires.

**Tableau I-1** : Comparaison entre les quatre systèmes à concentration solaire [16, 23].

Paramètres à comparer	Types de concentrateurs solaires			
	Le concentrateur cylindro-parabolique	Le concentrateur linéaire de Fresnel	Le concentrateur parabolique	Centrale à Tour
Les capacités (MW)	10-250	5-250	0.01-1	10-100
Température de fonctionnement (°C)	150-400	150-400	300-1500	300-1200
Le rapport de concentration	50-90	35-170	<3000	600-1000
Efficacité solaire-électrique	10-16	8-12	16-29	10-22
Le coût relatif	Faible	Faible	Trop élevé	élevé
Cycle de puissance	Rankine	Rankine	Moteur Stirling, Rankine	Rankine
Fiabilité	Elevée	Inconnue	Moyenne	Moyenne
Avantages	-Fiable et durable. -Longue durée de vie.	-Structure simple à construire.	-Rendement élevé.	-Rendement élevé.
Inconvénients	-structure complexe. -température de fonctionnement limitée.	-Faible rendement. -température de fonctionnement limitée.	-Le stockage thermique n'est pas disponible.	-le coût de maintenance élevé.

Le concentrateur cylindro-parabolique est le système le plus réussi dans le monde et le plus avancé grâce à ses avantages par rapport aux autres (voir figure I-15). Il est fiable et durable, et a une longue durée de vie et, en outre, de nombreuses pièces du système peuvent être fabriquées par des fabricants locaux. Le système à concentration cylindro-parabolique sera bien détaillé dans le deuxième chapitre, et bien évidemment notre étude portera sur ce concentrateur.



**Figure I-15** : La puissance opérationnelle des CSP installés [27]

### 5- Les Paramètres principaux requis pour construire une centrale thermo solaire.

En général, avant d'entamer la construction d'une centrale thermique à concentration solaire, il faut tout d'abord considérer les paramètres primordiaux suivants [28] :

- **Les ressources Solaires :**

La surface de champ solaire est directement proportionnelle par rapport au niveau de DNI (Rayonnement solaire direct). Le champ solaire représente environ 50% de projet total. Il est généralement assumé que les systèmes à concentration solaire sont économiques seulement pour des rayonnements directs supérieurs à 1800 kWh/m<sup>2</sup>/year [30, 31]. En Algérie, la valeur du rayonnement solaire varie entre 4.66 kWh/m<sup>2</sup> et 7.26 kWh/m<sup>2</sup>. Et cela correspond à 1700 kWh/m<sup>2</sup>/year au nord et 2650 kWh/m<sup>2</sup>/year au sud. Le temps d'ensoleillement dépasse 3000h annuellement et peut atteindre 3500h au Sahara [31].

En Algérie, le potentiel économique pour la génération de l'énergie solaire a été évalué par la DLR (German Aerospace Agency) et le CDER. Il a été estimé à 169.44 TWh/Year pour les systèmes solaires thermiques [30].

**Tableau. I-2** : Le potentiel solaire en Algérie [30]

	Zone côtière	Hautes plaines	Sahara	Total
Surface (%).	4	10	86	100
Surface (Km <sup>2</sup> ).	95.270	238.174	2.048.297	2.381.741
Durée moyenne d'ensoleillement quotidien (h).	7.26	8.22	9.59	
Durée moyenne d'ensoleillement (h/Year).	2650	3000	3500	
Énergie moyenne reçue (KWh/m <sup>2</sup> /year).	1700	1900	2650	
Densité énergétique quotidienne solaire (kWh/m <sup>2</sup> ).	4.66	5.21	7.26	
Energie quotidienne potentielle (TWh).	443.96	1240.69	14.870.63	16.555.48

- **La surface requise :**

Approximativement 20.234 m<sup>2</sup>/ MW d'électricité, et plus pour une centrale avec stockage. Presque 86% de la surface totale de l'Algérie est située au Sahara (2.048.297 km<sup>2</sup>), cela indique la disponibilité future de l'espace d'implémentation. Mais il faut noter que c'est tout le désert devra être adapté. Il faut tenir compte aussi de : la topographie et la géologie du sol, l'histoire sismique, la stabilité du sol, la poussière et tous les paramètres qui influent sur l'efficacité du système de concentration [28].

- **L'évaluation d'eau :**

L'eau est utilisée pour le cycle de puissance et pour la maintenance des collecteurs et bien sûr dans le champ solaire [32]. Notons que pour 1kWh on a besoin de 3 à 3.5 m<sup>3</sup> d'eau [32, 33].

- **L'évaluation du vent :**

Il faut prendre en considération les conditions du vent au niveau du site d'implémentation car l'intensité du vent détermine la conception des collecteurs, et bien évidemment la structure du collecteur représente 40% du coût de champ solaire, ce qui rend nécessaire la considération du vent pour optimiser cette décision. Les plants SEGS (Solar Energy Generation System) sont conçus pour fonctionner sous une vitesse de vent de 15.64 m/s, et sous 35.76 m/s en mode de protection [34].

## 6- Les concentrateurs solaires en Algérie

En 2011, l'Algérie a développé un programme national pour la période 2011-2030 afin de promouvoir des actions dans le domaine des énergies renouvelables et le rendement énergétique [28].

En 2011 le ministère de l'énergie et des mines a lancé un programme de la technologie de concentration solaire en Algérie tel que [36] :

{
   
 -2011-2013 : 300 MW.
   
 -2016-2020 : 1200 MW.
   
 -2021-2030 : 600 MW/Year.

Actuellement, une centrale de 150 MW est en service, elle est implémentée à Hassi R'mel (Figures I-16 et I-17), avec les caractéristiques représentées dans le tableau 3.



Figure I-16 : Central de Hassi R'mel.

Tableau. I-3 : Caractéristiques de la centrale de Hassi R'mel [28].

Turbine à gaz (02)	25 MW
Collecteurs paraboliques	224
Boucles	56
Surface du champ	180.000 m <sup>2</sup>
$T_{in}$	290 °C
$T_{out}$	390°C
Turbine à vapeur (01)	80 MW

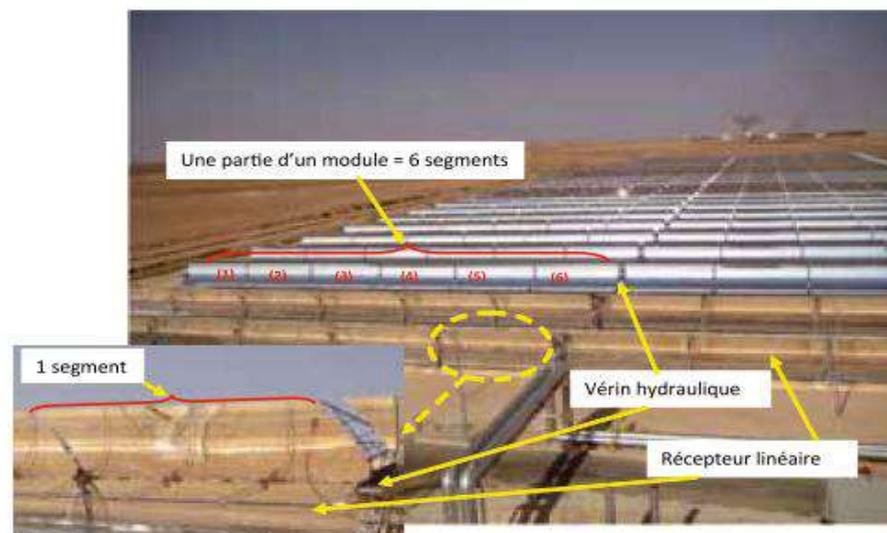


Figure I-17 : Le champ solaire de la centrale de Hassi R'mel.

## **7- Conclusion**

Dans ce chapitre nous avons vu les concentrateurs solaires, nous avons commencé par la source d'énergie principale de ces systèmes qui est les rayonnements solaires directs. Le model de CAPDEROU a été utilisé pour modéliser le rayonnement direct. Une description des quatre systèmes à concentration solaire est faite. Les paramètres principaux requis pour construire une centrale thermo solaire ont été décrits en montrant les ressources de l'Algérie.

L'Algérie représente un potentiel énorme d'énergie solaire, ainsi qu'elle représente un large espace d'implantation de ces systèmes de concentration solaire. Suite à cela on peut dire que l'Algérie est un pays qui peut réussir à implémenter ce type de système est produire une capacité énorme d'énergie électrique.

Le système à concentration cylindro-parabolique est le système le plus réussit dans le monde par rapport aux autres, grâce à ses avantages technico-économiques, c'est le système qui concerne notre thèse, pour cela nous allons consacrer le deuxième chapitre pour bien détaillé cette technologie.

## *Chapitre II*

### *Le système à concentration cylindro-parabolique*

## 1- Introduction

Pour produire de l'énergie électrique par le système à concentration solaire cylindro-parabolique, on passe par une chaîne de conversion d'énergie. L'énergie primaire est bien les rayonnements solaires directs. Ces derniers seront captés par le champ solaire et concentrés vers des tubes récepteurs dans lesquels un fluide caloporteur s'écoule. Ce fluide va porter de l'énergie thermique qui sera transformée en énergie sous forme de vapeur sous pression qui va exciter une turbine (énergie cinétique). L'énergie cinétique est ensuite transformée en énergie électrique par l'intermédiaire de l'alternateur. Dans ce chapitre, nous allons voir la centrale électrique thermo-solaire à concentration cylindro-parabolique et les composants correspondants en détail, passant par le champ solaire, le système de stockage, et le bloc de génération.



**Figure II-1** : Schéma représentant les trois parties principales d'une centrale électrique thermo-solaire à concentration cylindro-parabolique

Les différentes parties d'une centrale thermo-solaire à concentration cylindro-parabolique sont représentées par la Figure II-1.

Chaque partie sera détaillée par la suite avec les composants principaux correspondants.

2- Le champ solaire (solar field)

Le champ solaire est le champ de captage des rayonnements solaires directs pour les concentrer afin de produire de l'énergie thermique. Le champ solaire est constitué de plusieurs rangées de concentrateurs, chaque groupe de deux rangées en parallèle forme une boucle. Une extrémité de la boucle est liée à l'entrée froide et l'autre à l'entrée chaude (Figure II-2). Chaque rangée est composée de plusieurs éléments (concentrateur cylindro-parabolique) assemblés en série. Le champ solaire a une forme rectangulaire presque carrée. Il est conçu en fonction de la position du bloc de génération de telle sorte à minimiser au maximum la longueur des conduites pour réduire les pertes thermiques. La figure II-3 montre un exemple d'un champ solaire.

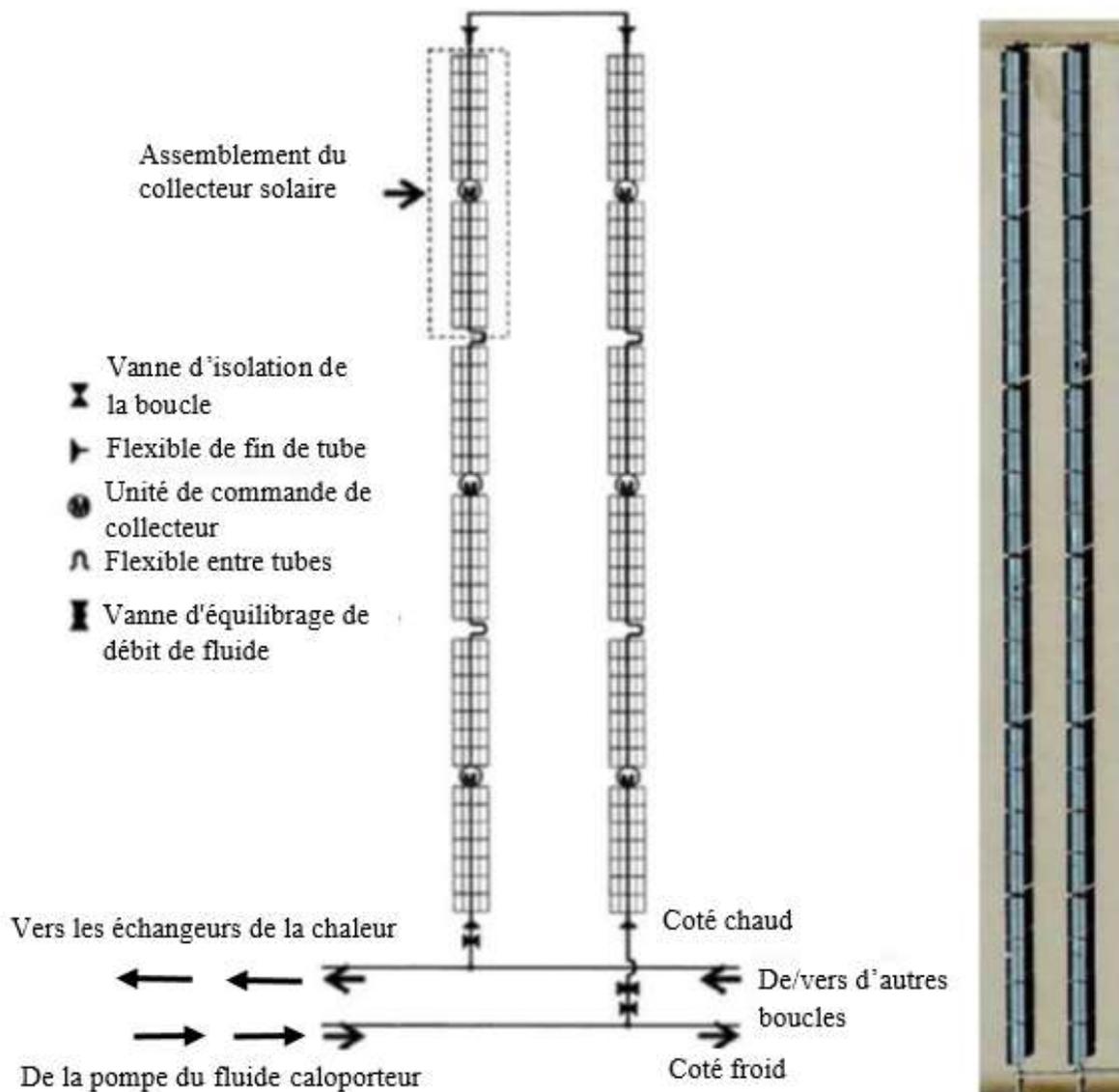


Figure II-2 : Boucle de collecteurs



Figure II-3 : Champ solaire

### 2-1-Le concentrateur cylindro-parabolique (PTC)

Le concentrateur cylindro-parabolique est conçu comme un long miroir parabolique, qui permet de réfléchir les rayons solaires vers un absorbeur placé exactement à la ligne focale du collecteur, comme indiqué en figure II-4. Le collecteur est fixé sur un support qui peut assurer la poursuite continue du soleil (le system de poursuite est décrit par la suite).

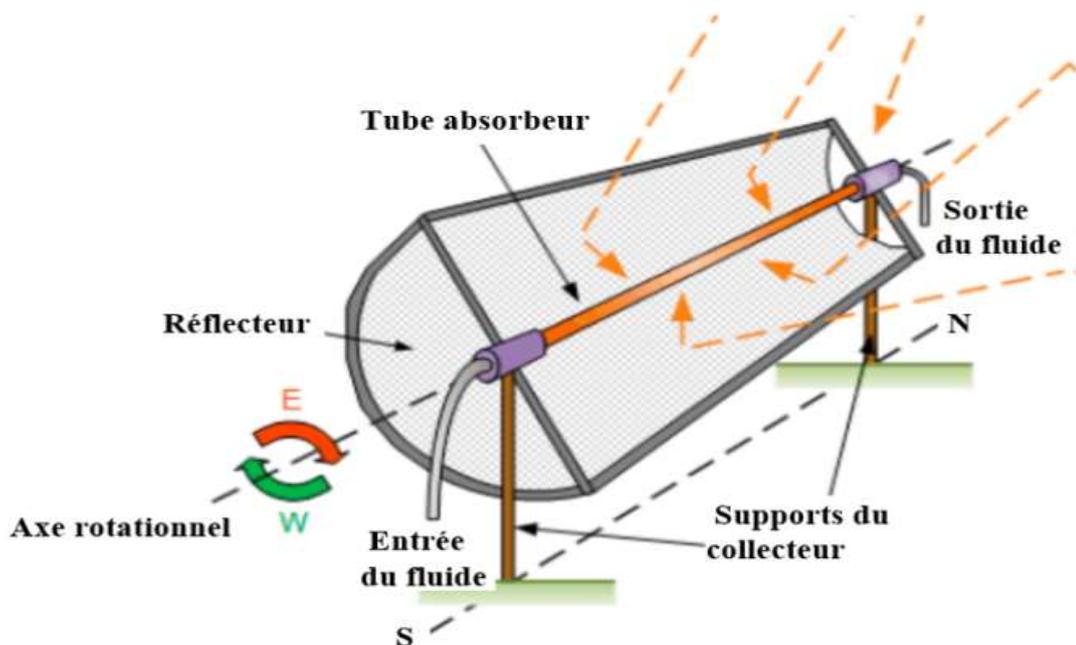


Figure II-4 : Les éléments de base d'un concentrateur solaire [37].

Une coupe transversale du concentrateur cylindro-parabolique donne des informations supplémentaires sur la forme parabolique (voir figure II-5).

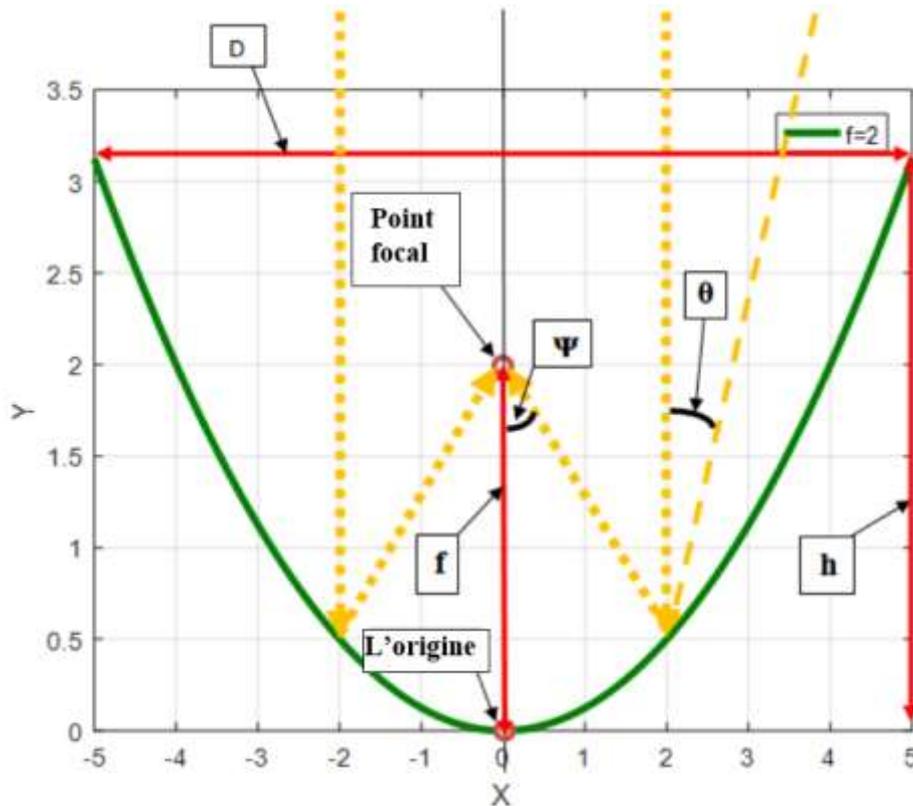


Figure II-5 : Caractéristique de la forme parabolique

Où :

$D$ : l'ouverture de la parabole.

$h$ : hauteur de la courbe.

$f$ : distance focale.

$\Psi$ : angle de la jante.

L'équation de la parabole est donnée comme suite :

$$Y(x) = \frac{x^2}{4f} \tag{II-1}$$

La tangente de l'angle  $\Psi$  (Rim angle) est donnée par [2] :

$$\tan(\Psi) = \frac{1}{\frac{f}{2D} - \frac{2D}{f}} \tag{II-2}$$

Si on fixe l'ouverture  $D$  et on fait varier la distance focale  $f$ , on remarque que la forme de la parabole change (Figure II-6). Par conséquent, la concavité du collecteur désigne la ligne focale du concentrateur. Un compromis entre les paramètres de la parabole doit être bien choisi pour obtenir une meilleure forme du point de vue technico-économique.

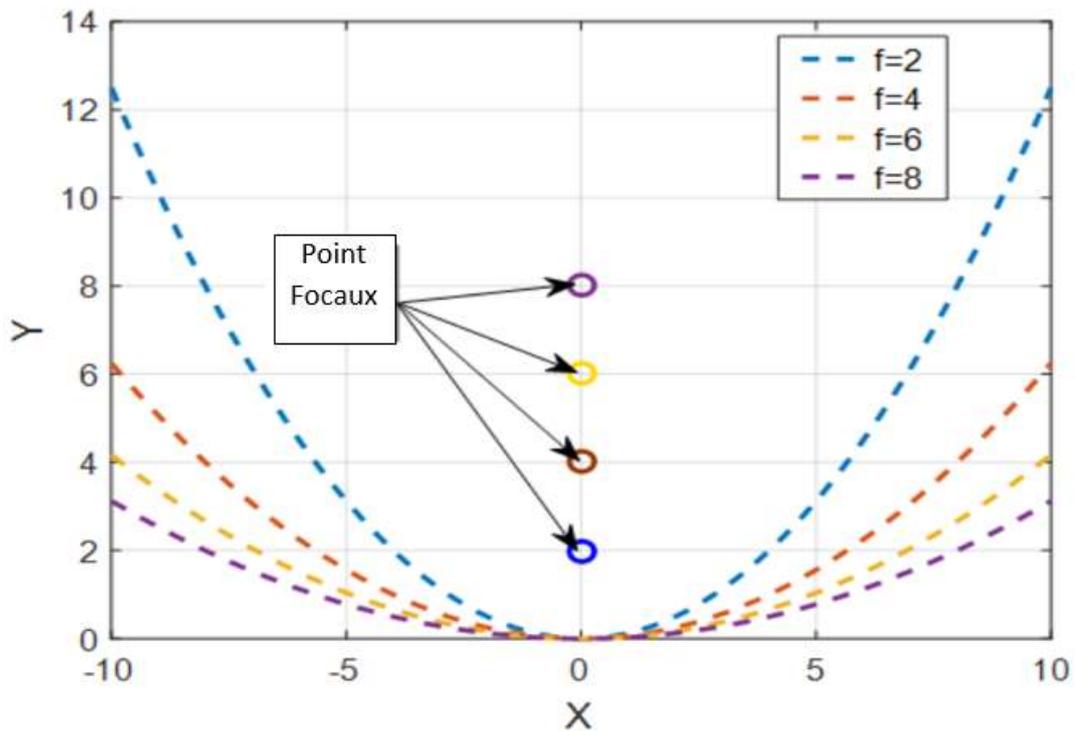


Figure II-6 : Variation de la forme parabolique en fonction de la distance focale.

Il est important de déterminer la surface de la forme parabolique pour déterminer le matériau nécessaire à la fabrication du collecteur. Cette surface est évaluée comme suit [39] (équation (II-3)) :

$$A_a = L\left(\frac{1}{8}D \sqrt{16 + \frac{D^2}{f^2}} + 2f \ln\left(\frac{Df}{4} + \frac{1}{4} \sqrt{16 + \frac{D^2}{f^2}}\right)\right) \tag{II-3}$$

Le concentrateur solaire devient très intéressant si la température souhaitée peut être augmentée ; cela dépend des pertes de chaleur autour du récepteur ou de la zone de l'absorbeur. Le coefficient de concentration géométrique peut être défini comme [40], [41] :

$$C = \frac{A_a}{A_r} \tag{II-4}$$

$A_a$  : Surface d'ouverture ;  $A_r$  : Surface de réception.

L'influence de l'angle de la jante sur le coefficient de concentration  $C$  est exprimée par :

$$C = \frac{2\sin(\Psi)\cos(\Psi)}{\alpha_d} = 215\sin(2\Psi) \tag{II-5}$$

Avec :

$$A_a = 2Lr\sin(\Psi) \tag{II-6}$$

$$A_r = \frac{Lr\alpha_d}{\cos(\psi)} \tag{II-7}$$

Il est clair que le coefficient de concentration prend la valeur maximale  $C = \frac{1}{\alpha_d}$  quand  $\psi = \frac{\pi}{4}$ .

Le  $\alpha_d$  représente l'angle du faisceau solaire, comme représenté dans la figure II-7.  $r_s$  est le rayon du soleil et  $R$  est la distance entre le soleil et la terre et  $L$  la longueur du miroir cylindro-parabolique.

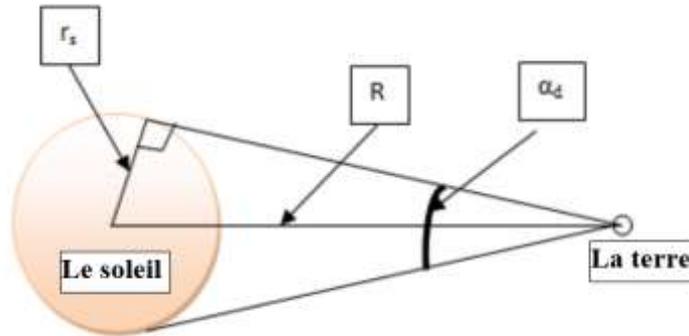


Figure II-7 : Diffusion de faisceau solaire

La variation du coefficient de concentration en fonction de l'angle de la jante est représentée par la figure II-8, le graphe à une forme convexe dont le sommet représente une concentration maximum :

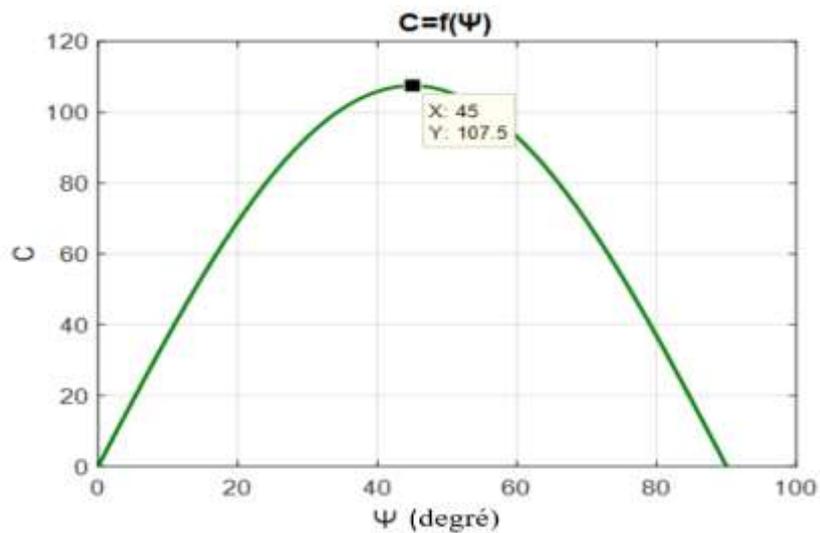


Figure II-8 : Variation du coefficient de concentration géométrique en fonction de l'angle de la jante

La puissance reçue du soleil par la forme cylindro-parabolique peut être exprimée par [40] :

$$Q = A_a \sigma T_s^4 \left(\frac{r_s}{R}\right)^2 \tag{II-8}$$

Et la puissance reçue par le tube absorbeur est exprimée par :

$$P = A_r \sigma T_{ab}^4 \quad (\text{II-9})$$

Où

$T_s$  : Température du soleil.

$T_{ab}$  : Température de l'absorbeur.

$\sigma$  : Constante de Stefan-Boltzmann.

La température maximale est atteinte quand toute la puissance réfléchiée par le réflecteur est absorbée par l'absorbeur, c.-à-d.  $P=Q$ . On peut écrire :

$$C = \left( \frac{RT_{ab}^2}{r_s T_s^2} \right)^2 \quad (\text{II-10})$$

On sait que  $\tan\left(\frac{\alpha_d}{2}\right) = \frac{r_s}{R}$ , et  $\alpha_d$  est très petit, donc on peut écrire  $\frac{\alpha_d}{2} = \frac{r_s}{R}$ . L'équation (II-10) devient alors :

$$T_{ab} = T_s \left( \frac{C}{4C_{max}} \right)^{1/4} \quad (\text{II-11})$$

La figure II-9 représente la variation de la température de l'absorbeur en fonction du coefficient de concentration. Donc, plus le coefficient de concentration est élevé plus la température de l'absorbeur est élevée.

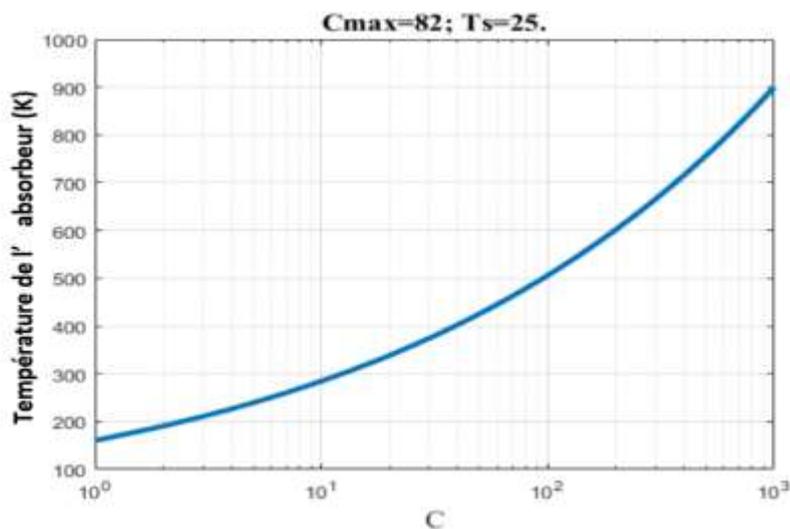


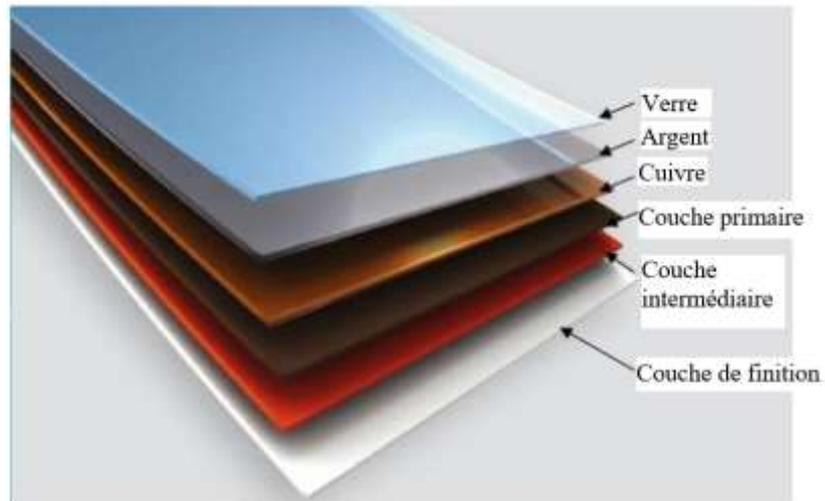
Figure II-9 : Température de l'absorbeur en fonction de coefficient de concentration.

## 2-2-Matériels physiques du concentrateur cylindro-parabolique

Dans ce paragraphe, on va décrire les matériaux des différents composants du concentrateur cylindro-parabolique : le réflecteur, le tube absorbeur, le support et le fluide caloporteur.

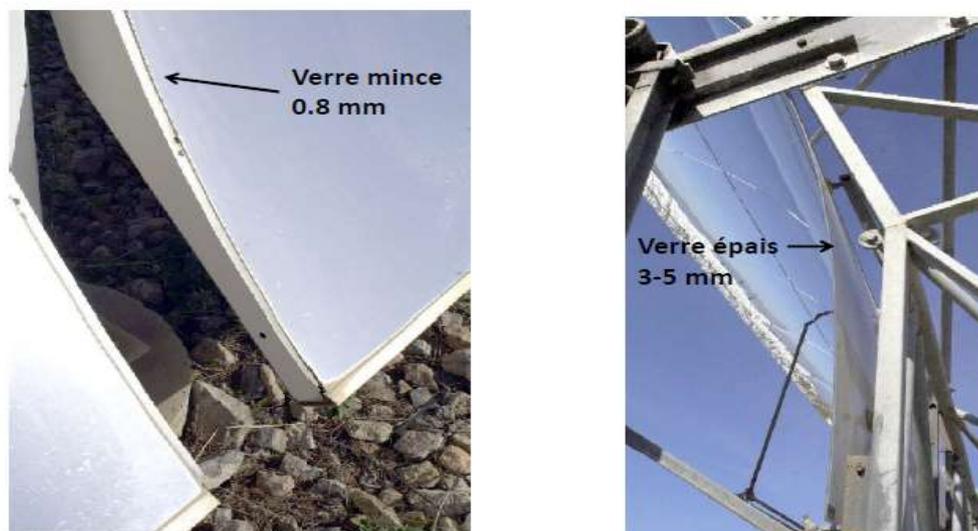
### 2-2-1-Le réflecteur (miroir)

Le réflecteur est constitué de plusieurs facettes de miroir, ce dernier est choisi en fonction de la réflectivité qui doit être élevée afin de réfléchir le maximum de rayonnement. Les facettes doivent être aussi bien assemblées pour minimiser l'effet de l'angle de déviation (objet du quatrième chapitre). Les miroirs sont constitués des composants illustrés dans la figure II-10. La réflectivité solaire de ce miroir (2 m<sup>2</sup>) est de 93.5%.



**Figure II-10** : Composition du miroir

Pour le verre, il y a le verre mince et le verre épais comme le représente la figure II-11.



**Figure II-11** : Miroir d'un concentrateur cylindro-parabolique.

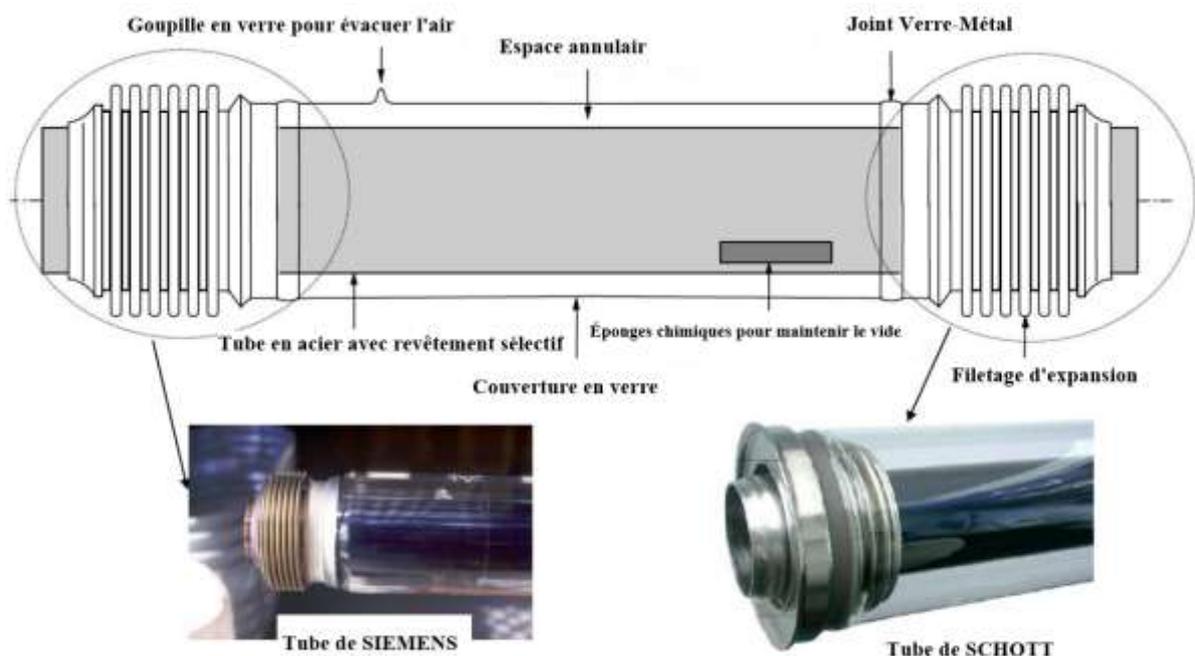
Les miroirs doivent être entretenus par le nettoyage pour assurer la réflexion optimale, Cette opération se fait par le nettoyage traditionnel (eau sous pression). Actuellement, il existe un robot de nettoyage automatique avec brosse comme il est montré dans la figure II-12, [41].



**Figure II-12 :** Robot « Paris » de nettoyage automatique de SENER [41]

### 2-2-2-Le tube absorbeur

Il est conçu pour absorber le maximum d'énergie solaire, les pertes thermiques (par convection, par conduction) doivent être minimisées au maximum. Pour cela, le tube absorbeur est fabriqué en acier inoxydable recouvert d'une couche sélective. Cette couche est constituée d'un composite céramique-métal (cermet). Il est aussi enveloppé par une couverture en verre pour minimiser les pertes par convection (voir Figure II-13). La composition réelle du tube est tel que montré à la Figure II-13.



**Figure II-13 :** Tube absorbeur [41]

### 2-2-3-Le support

Le support doit être conçu pour supporter le poids du collecteur et la force du vent, et doit être stable et moins coûteux, bien sûr. Il doit aussi permettre la rotation du collecteur. Une fondation bien étudiée est prévue pour le montage des pylônes (voir Figure II-14).



**Figure II-14 :** Structure de support et collecteur

La structure du collecteur est fabriquée en acier. On peut citer les équipements qui doivent être attachés à cette structure pour assurer le bon fonctionnement du concentrateur :

- **Vérin hydraulique** : il sert à positionner le collecteur en suivant le soleil, chaque ligne de collecteur contient un vérin placé au milieu.
- **Capteur solaire** : il sert aussi au suivi du soleil et permet de surveiller la température du fluide.
- **Codeur de position angulaire de l'axe** : il donne l'information sur la position angulaire qui sert à la régulation du système de poursuite.

On peut citer aussi les interconnexions entre le tube absorbeur et le tuyau qui sont assurées par des tubes flexibles ou bien des joints à rotule, sachant que ces derniers sont les plus fiables.

### 2-2-4-Le fluide caloporteur

Le fluide caloporteur est choisi pour accumuler le maximum d'énergie thermique. Il est sélectionné de telle manière à fonctionner normalement pour des températures élevées. Il doit avoir une capacité calorifique importante, une forte conductivité thermique, une faible viscosité, un faible coût et être disponible bien sûr.

Actuellement, l'**huile synthétique** thermique est le fluide caloporteur utilisé dans les centrales électriques thermo-solaires.

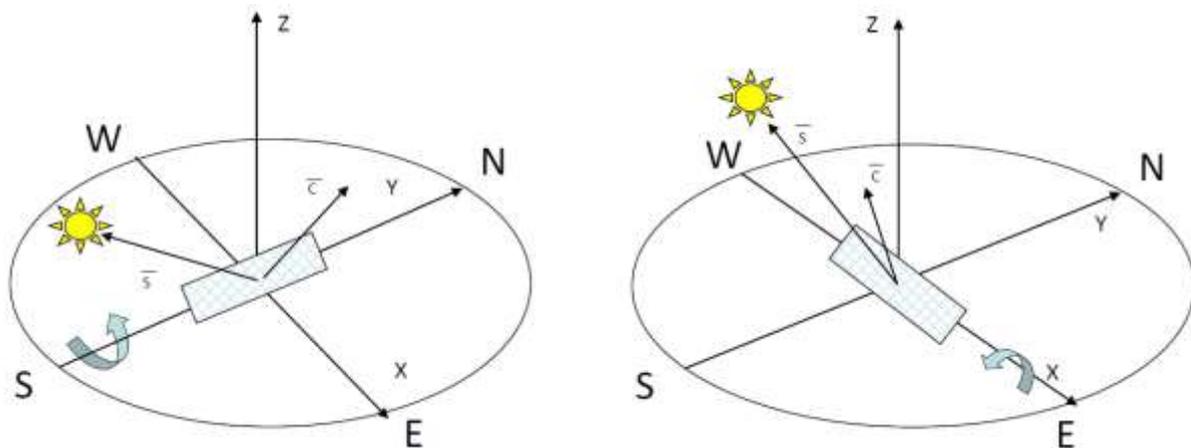
Pour l'huile thermique, on trouve :

- Caloria, utilisé dans SEGS I et II, sa température de fonctionnement est de 290 °C.
- Therminol VP-1, sa température de fonctionnement est de 393°C.
- Syltherm, qui fonctionne normalement à une température de 400 °C.

### 2-3- Le système de poursuite du concentrateur cylindro-parabolique

Le système de poursuite fait partie du système de contrôle global de la centrale thermo-solaire. Il permet de maintenir l'orientation du champ solaire (les collecteurs cylindro-paraboliques) suivant le mouvement du soleil pour capter le maximum des rayonnements. Ces derniers doivent être toujours perpendiculaires aux collecteurs (le cas idéal). La poursuite est assurée par les composants cités auparavant. Ils sont attachés au collecteur ; la position du soleil est captée par un capteur solaire et le collecteur va s'orienter vers le soleil généralement à l'aide d'un moteur hydraulique. La rotation du collecteur est suivant un seul axe.

Deux configurations de poursuite existent : la poursuite Nord-Sud et la poursuite Est-Ouest. Si le champ solaire est orienté Est-Ouest, le suivi sera Nord-sud et vice versa (Figure II-15). L'orientation préférée est l'orientation Nord-Sud avec une poursuite Est-Ouest.



**Figure II-15** : Configurations de poursuite suivant un seul axe de rotation

### 3- Bloc de génération

La conversion de l'énergie thermique en énergie électrique est assurée par le bloc de génération. Ce dernier est constitué généralement par une turbine, un alternateur, les échangeurs de chaleur, le condenseur, et une pompe. Le cycle de Rankine est le cycle thermodynamique souvent utilisé dans les centrales thermo-solaires à concentration cylindro-parabolique. La Figure II-16 montre un schéma standard des différents éléments constituant le bloc de génération.



**Figure II-16 :** Bloc de génération

- **La turbine :** Est excitée par la vapeur surchauffée, c'est la source de l'énergie cinétique (rotation d'arbre).
- **Le générateur (Alternateur) :** C'est l'élément principal du bloc de génération. Il permet de convertir l'énergie cinétique en énergie électrique (l'arbre de la turbine est attaché à l'arbre de l'alternateur).
- **Les échangeurs de chaleur :** les échangeurs de chaleur sont le préchauffeur, le réchauffeur, le générateur de vapeur et le surchauffeur. Au niveau de ces échangeurs la chaleur accumulée par l'huile synthétique issue du champ solaire est transmise à l'eau pour produire de la vapeur surchauffée qui fait tourner la turbine.
- **Le condenseur :** La vapeur détendue à la sortie de la turbine est condensée, compressée et puis renvoyée à l'évaporateur.
- **La pompe :** permet de pomper l'eau issue du condenseur vers les échangeurs de chaleur.

#### 4- Stockage thermique

Le système de stockage sert à stocker l'énergie thermique en excès pour l'utiliser durant l'absence du rayonnement solaire, et assurer la continuité de service. Par conséquent, il permet d'augmenter le facteur de capacité de la centrale de 25% à 70% [42]. Le stockage thermique est basé sur les phénomènes induits dans le matériau de stockage. Pour cela, on distingue trois méthodes de stockage [43] :

- **Stockage par chaleur sensible :** C'est la méthode de stockage la plus simple. Elle consiste en l'utilisation de la capacité calorifique du matériau, et donc, la quantité d'énergie stockée dépend de la chaleur spécifique du corps. « Dans le domaine du

*solaire à concentration, le stockage par chaleur sensible est réalisé à l'aide d'un milieu solide ou liquide » [43, 44].*

- **Stockage par chaleur latente :** Dans cette méthode, le matériau de stockage utilisé est appelé « Phase Change Matériau » (PCM). C'est un matériau qui change de la phase solide à celle liquide et vis-versa. Durant le changement d'état physique du PCM de l'état liquide à l'état solide, une grande quantité d'énergie sera emmagasinée à une température avoisinant la température de changement d'état [43, 44].
- **Stockage par chaleur thermochimique :** Il consiste en une réaction thermochimique entre le matériau de stockage et un fluide. Ce dernier est un gaz qui facilite le stockage pour une longue durée. Cette méthode de stockage permet l'ajustement de la température contrairement aux deux autres méthodes et sa densité de stockage est aussi supérieure par rapport à celle des autres.

On distingue deux catégories de stockages appliqués au CSP. Ils diffèrent par le mode de fonctionnement et la nature physique du medium de stockage [44, 45] :

- **Stockage actif :** le stockage actif est un système dans lequel le medium de stockage est un fluide qui peut circuler dans les échangeurs de chaleur. On dit qu'il est direct si le fluide de stockage est le même fluide utilisé dans le reste de la centrale et indirect s'il n'est pas le même fluide.
- **Stockage passif :** Le stockage passif est celui dans lequel le medium est un solide, le fluide de transfert circule donc pour être en contact avec le solide et permettre la charge est la décharge.

Dans les centrales CSP on trouve un system de stockage à un seul réservoir ou bien à deux réservoirs. Pour le premier, le fluide chaud est accumulé en haut et le froid est stratifié en bas dans le réservoir. La stabilité de la stratification de ces deux fluides est maintenue à cause des forces de flottabilité [46]. Pour la configuration à deux réservoirs, les HTF froid et chaud sont stockés séparément, le fluide froid issu du générateur de vapeur dans un réservoir et le fluide chaud issu du champ solaire dans un autre [47]. Le système de stockage pour les PTC utilise des sels fondus pour une conception à deux réservoirs [48].



**Figure II-17 :** Système de stockage à deux réservoirs

### 5- Topologies des centrales électriques thermo-solaires à concentration cylindro-parabolique

Il existe deux configurations pour la génération de la vapeur, la génération directe et la génération indirecte.

- **La génération indirecte :** C'est cette topologie que l'on trouve dans les centrales électriques thermo-solaires qui sont en service actuellement. Elles utilisent des échangeurs entre le fluide caloporteur et le fluide de fonctionnement des turbines. Cette topologie est réalisée par deux cycles thermodynamiques ; le cycle HTF (heat transfert fluide) et le cycle de Rankine.

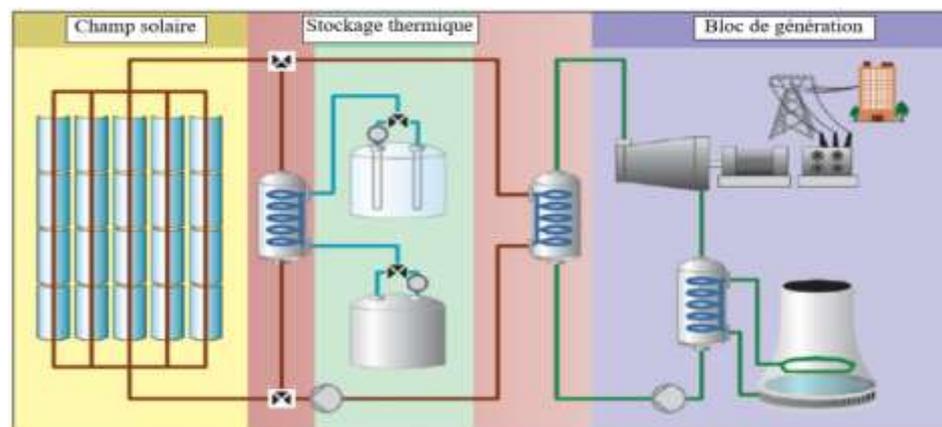


Figure II-18 : Génération indirecte de la vapeur (Centrale standard)

- **La génération directe :** Elle ne contient qu'un seul cycle vapeur et n'utilise pas d'échangeur entre le fluide caloporteur et le fluide de travail, la vapeur étant générée dans le champ solaire. Cette topologie est encore au stade de développement. Elle a des avantages sur le plan technico-économique, comme moins de pertes thermiques et de faibles coûts.

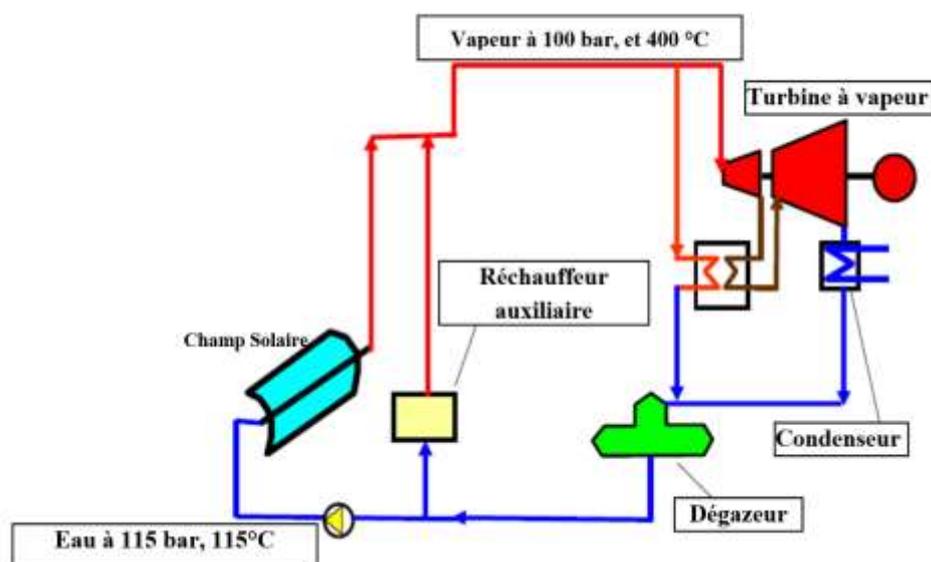


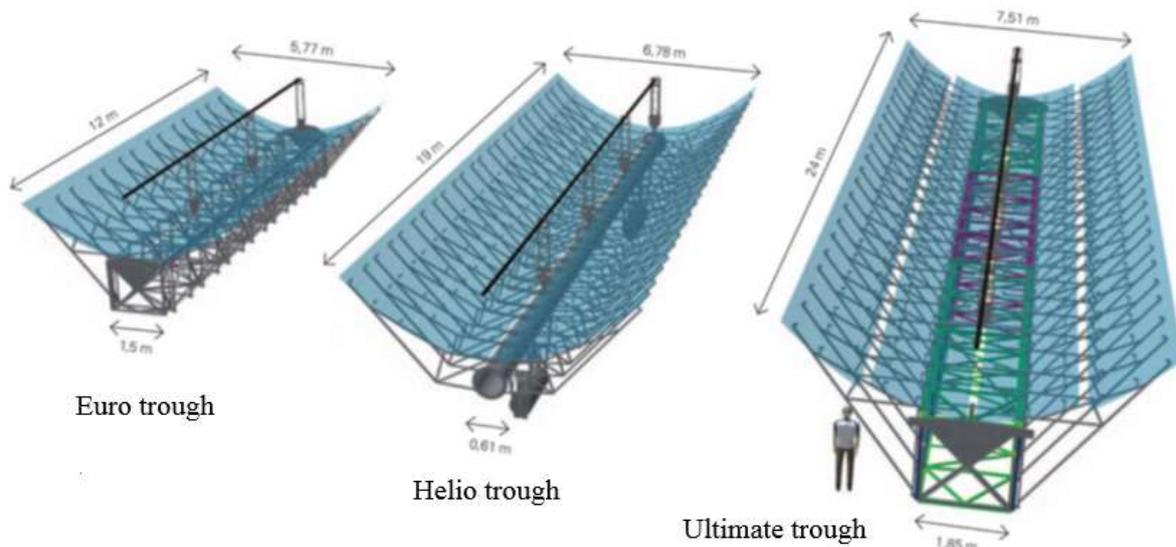
Figure II-19 : Génération directe de vapeur [41]

## 6- Type des concentrateurs cylindro-paraboliques

Les concentrateurs cylindro-paraboliques diffèrent de par leurs structures et géométrie. L'augmentation de la taille du collecteur offre l'avantage de diminution du nombre d'unités à assembler. Ce qui induit une réduction des moteurs, capteurs, joints de connexion, fondation, contrôleur, pylônes..., etc. On peut économiser de 20 à 25 % du coût pour les centrales de 100 à 400 MW [42].

Plusieurs types existent actuellement : LS2 ; LS3 ; Euro trough ; ENEA ; SGX-2 ; Sener trough ; Helio trough ; Skytrough ; Sener trough2 ; Ultimate trough.

La Fig.II-20 montre l'évolution entre l'Euro trough, l'Helio trough, et l'Ultimate Trough.



**Figure II-20** : Evolution entre Eurotrough, Helio trough, et Ultimate trough

## 7- Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons décrit le system à concentration cylindro-parabolique en détail : le champ solaire, le bloc de génération et le system de stockage. Le concentrateur cylindro-parabolique est le concentrateur solaire le plus réussi dans le monde. La contribution de notre thèse vise l'amélioration du rendement de ce dernier. Le prochain chapitre concernera sur la modélisation du concentrateur cylindro-parabolique.

***Chapitre III***  
***Modélisation du***  
***concentrateur cylindro-***  
***parabolique***

1. Introduction

La modélisation est un outil primordial qui contribue à l'amélioration des performances du concentrateur solaire, ce qui a poussé les chercheurs à développer diverses techniques (voir figure III-1). L'analyse optique et thermique du concentrateur cylindro-parabolique est présentée dans ce chapitre. Pour la modélisation thermique du concentrateur, nous avons utilisé un modèle analytique ainsi que la simulation numérique basée sur le logiciel COMSOL MULTYPHISICS.

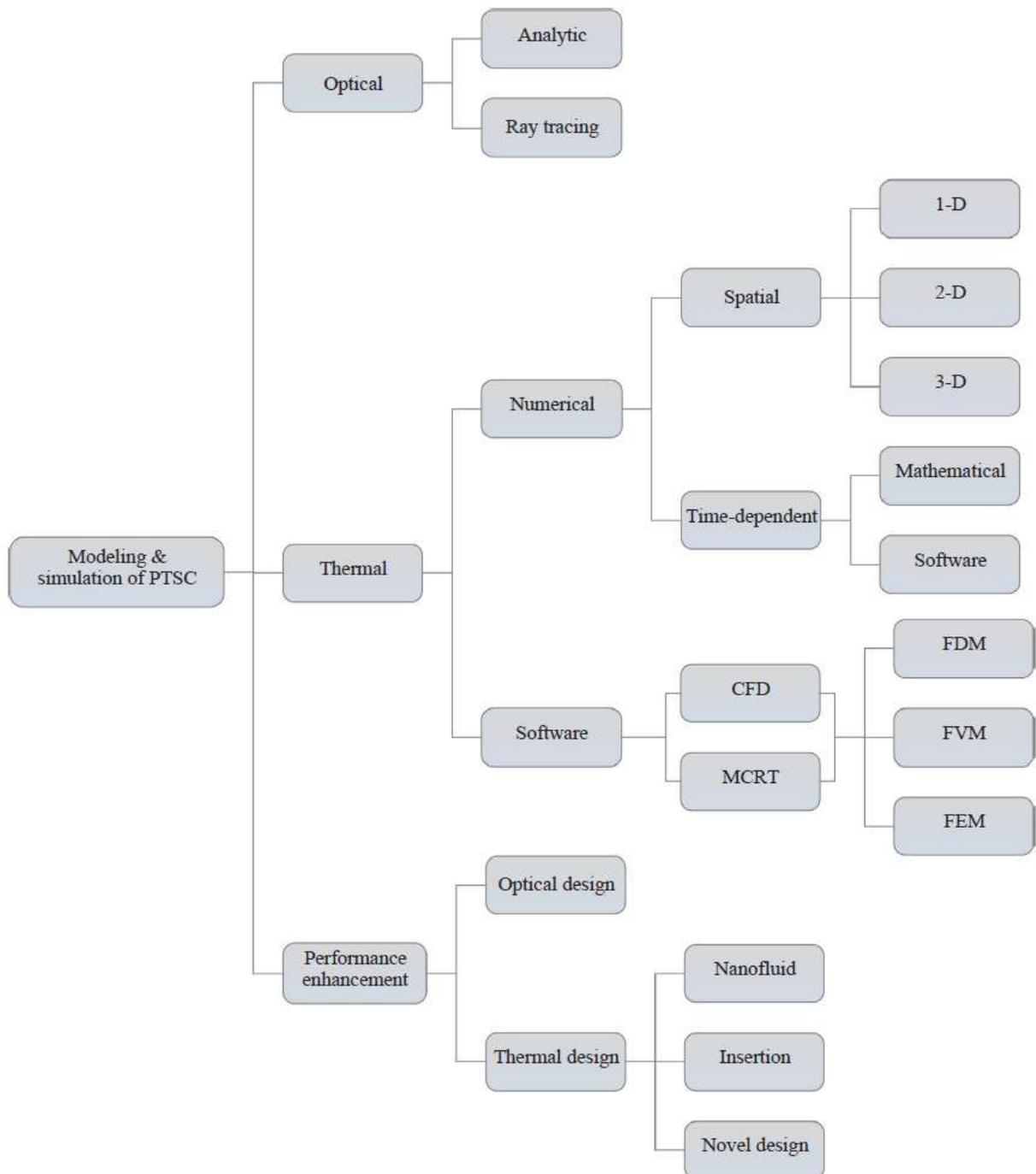


Figure III-1 : Méthodologie pour la modélisation et la simulation d'un PTC [47]

2. Analyse optique

Le rendement optique est lié au processus de conversion photo-thermique. Il peut être défini par le rapport entre l'énergie absorbée par l'absorbeur et l'énergie incidente sur l'ouverture de collecteur. Il est représenté en fonction de la réflectivité du miroir ( $\rho$ ), la transmittance de l'enveloppe en verre ( $\tau$ ), l'absorption du revêtement sur la surface de l'absorbeur ( $\alpha$ ), et le facteur d'interception du miroir et de l'interaction du collecteur ( $\gamma'$ ). On peut le définir comme suit :

$$\eta_o = \rho\tau\alpha\gamma'\cos(\theta) \tag{III-1}$$

Avec  $\theta$  : l'angle d'incidence.

L'angle d'incidence change en fonction du mode de system de poursuite appliqué. Pour la poursuite à un seul axe nord-sud, l'angle d'incidence vaut [49] :



Figure III-2 : Poursuite à un seul axe nord-sud

$$\cos(\theta) = \sqrt{\sin\Gamma\sin\delta + \cos\gamma\cos\delta\cos\omega + \cos^2\delta\sin^2\omega} \tag{III-2}$$

Et pour la poursuite est-ouest :



Figure III-3 : Poursuite à un seul axe est-ouest

$$\cos(\theta) = \sqrt{1 - \cos^2\delta\sin^2\omega} \tag{III-3}$$

Pour la poursuite à deux axes :



Figure III-4 : Poursuite à deux axes

$$\cos(\theta) = 1 \tag{III-4}$$

Dans la pratique, la conception optique du concentrateur solaire est affectée par plusieurs paramètres [50] ; l'imperfection du system de poursuite, les propriétés physiques des matériaux (support, miroir), l'angle d'incidence...etc.

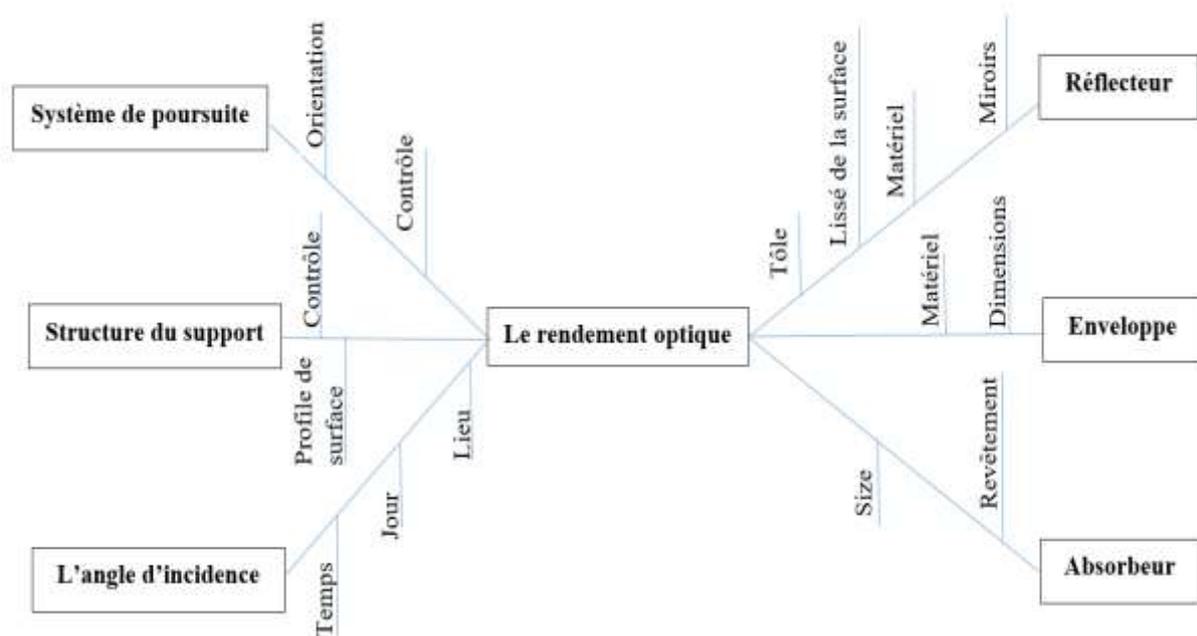


Figure III-5 : Les paramètres affectant le rendement optique du PTC

2.1. Les pertes optiques :

L'irradiation absorbée par le tube absorbeur est représentée par l'équation suivante [53] :

$$\phi_{absorbed} = DNI \cdot IAM \cdot \epsilon_{sh} \cdot \rho_{gl} \cdot \tau_{gl} \cdot \alpha_{ab} \cdot \cos(\theta) \tag{III-5}$$

$\theta$  étant l'angle d'incidence.

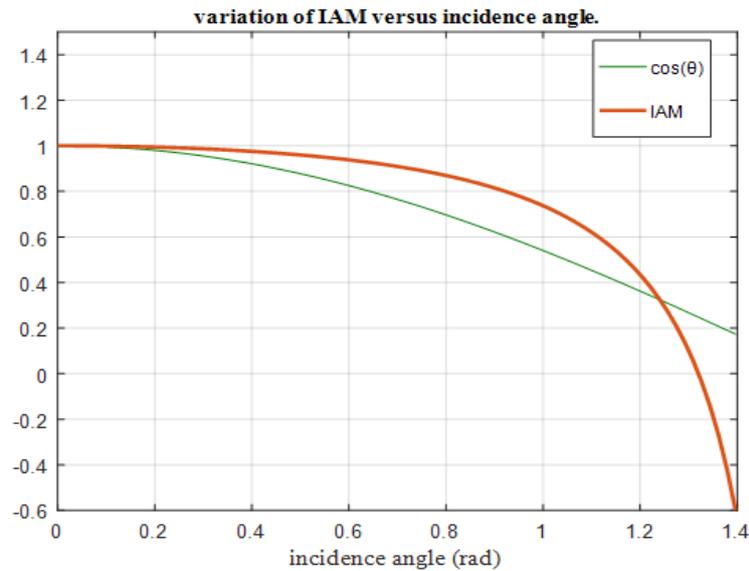
2.1.1. L'angle d'incidence modifié

Le coefficient modificateur de l'angle d'incidence *IAM* (Incidence angle modifier), tient compte de la variation des caractéristiques optiques de la couverture, du réflecteur et de l'absorbeur en fonction de l'angle d'incidence [53].

$$IAM = 1 + 0.000884 \frac{\theta}{\cos(\theta)} - 0.00005369 \frac{\theta^2}{\cos(\theta)} \tag{III-6}$$

La figure suivante montre la variation du  $\cos(\theta)$  et *IAM* en fonction de l'angle d'incidence ( $\theta$  varie entre 0° et 80°).

On peut observer qu'IAM diminue si  $\theta$  diminue, donc l'influence de ce dernier est importante.



**Figure III-6 :** Variations du coefficient modificateur de l'angle d'incidence (IAM) en fonction de l'angle d'incidence

### 2.1.2. L'effet de l'ombre

$\epsilon_{sh}$ : C'est un facteur qui prend en considération l'effet de l'ombre causée par les rangées des concentrateurs cylindro-paraboliques.

Le facteur d'ombre est défini par le rapport de la largeur efficace du miroir à la largeur réelle du miroir. Ce rapport est en fonction de l'angle zénithal, l'angle d'incidence et la disposition des collecteurs dans le champ solaire ( $D$ ) [16].

La largeur de l'ouverture qui n'est pas ombrée est définie comme la « largeur efficace du miroir »

$$\epsilon_{sh} = \frac{W_{eff}}{W} = \frac{D \cos(\theta)}{W \cos(\theta_z)} \quad (\text{III-7})$$

Plusieurs méthodes ont été proposées pour déterminer l'espacement entre les collecteurs.

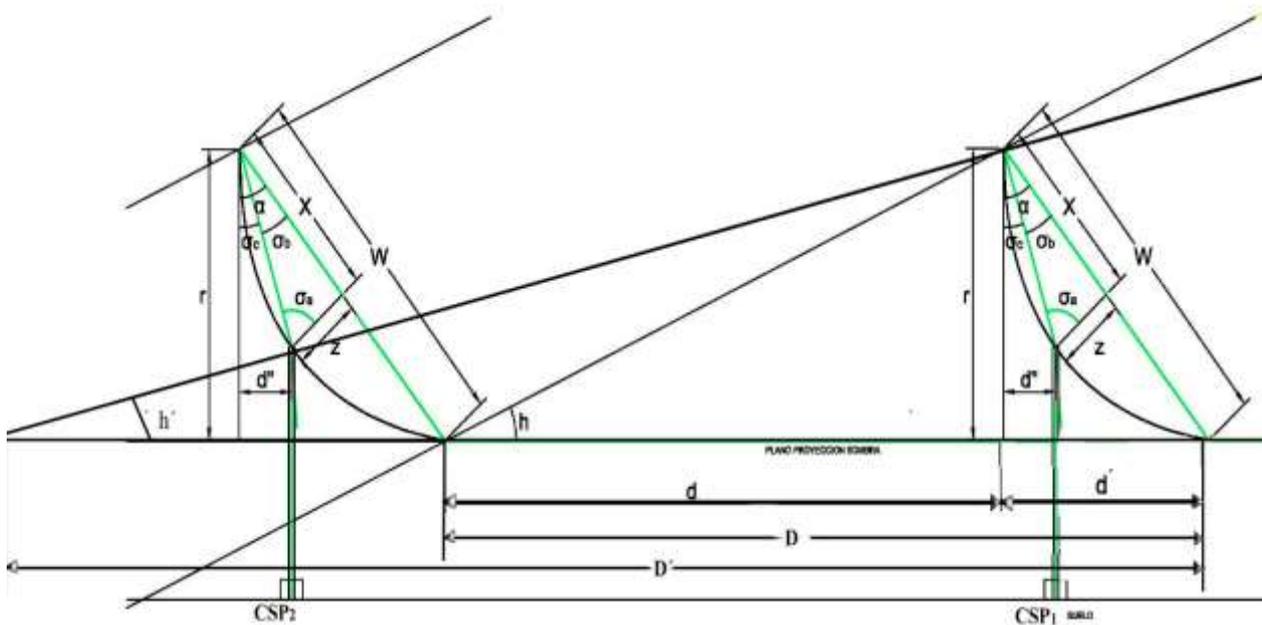
#### a) Méthode standard 1

Cette méthode est basée sur le calcul de la distance entre collecteurs ( $D$ ) en fonction de la hauteur solaire ( $h$ ) [54]

$$D = W \cdot \left( \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} + \sin \alpha \right) \quad (\text{III-8})$$

L'angle  $\alpha$  est calculé pour que le collecteur soit perpendiculaire aux rayons solaires, il représente le paramètre de poursuite et varie en fonction du temps.

Dans cette méthode, l'ombre obtient un espacement horizontal  $D$  puisque la première rangée du PTC correspond à  $h > h'$ , voir Figure III-7. Donc la deuxième rangée doit être placée à une distance au moins égale à  $D$ . Dans le cas où le soleil atteint une hauteur de  $h'$ , l'ombrage aurait un espacement horizontal  $D'$ , et la deuxième rangée de PTC serait positionnée à une distance au moins égale à  $D'$  par rapport à la première rangée.



**Figure III-7 :** Alignement des rangées de PTC minimum en fonction de l'altitude solaire (Méthode standard 1) [55]

**a) Méthode standard 2**

Cette méthode est utilisée principalement en Espagne [54], elle est basée sur l'altitude du lieu. La distance  $d$  est définie par :

$$d \leq kw' \tag{III-9}$$

$W'$  : la hauteur du PTC.

$k$  : est un coefficient qui varie en fonction de la latitude et est défini par :

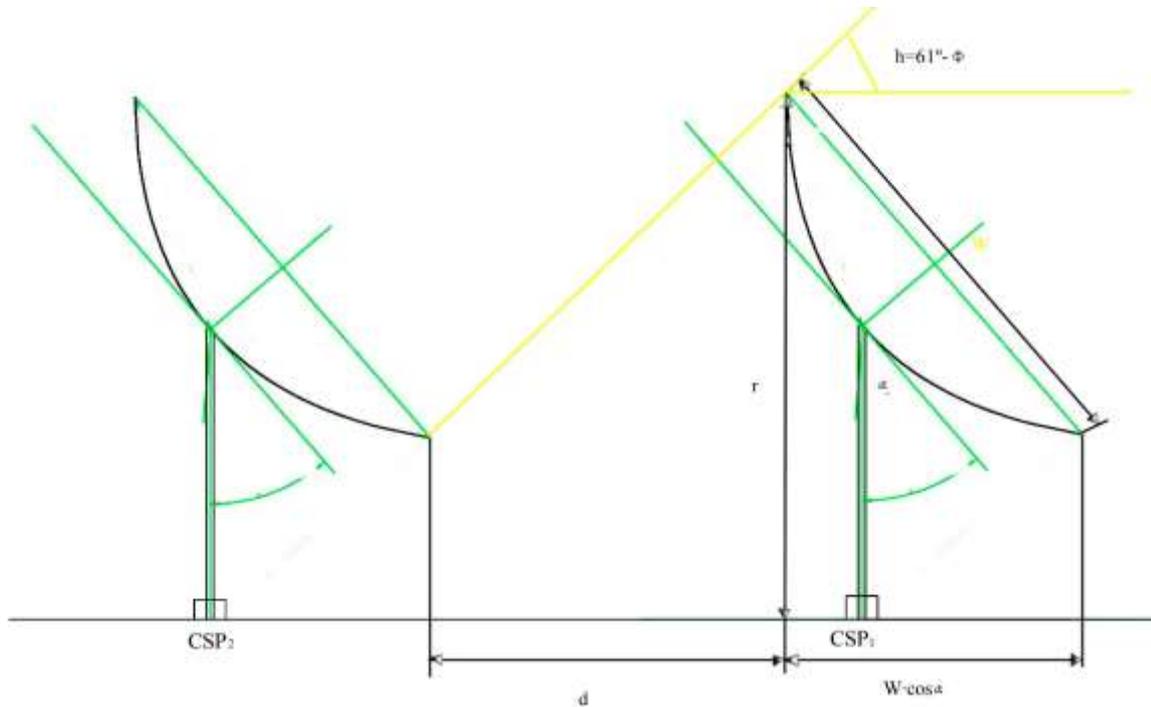
$$k = \frac{1}{\text{tg}(61^\circ - \phi)} \tag{III-10}$$

$\phi$  : Latitude en ( $^\circ$ ).

La distance  $D$  sera donc donnée par :

$$D = d + W \cdot \cos\alpha \tag{III-11}$$

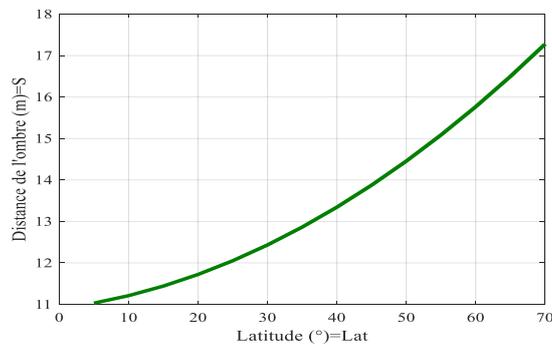
$$D = W \left( \frac{\cos\alpha}{\operatorname{tg}(61^\circ - \phi)} + \sin\alpha \right) \tag{III-12}$$



**Figure III-8 :** Alignement des rangées de PTC minimum en fonction de l'altitude solaire (Méthode standard 2) [54]

- On peut aussi estimer l'étalement de l'ombre causée par un polynôme en fonction de la latitude comme suit, avec une erreur de 1 % [54] :

$$S = 0.001Lat^2 + 0.0121Lat + 10.9 \tag{III-13}$$



**Figure III-9 :** La distance de l'ombre en fonction de la latitude

A travers cette représentation on peut facilement estimer l'écartement approprié entre collecteurs lors de la conception du champ solaire.

2.1.3. Le facteur d'extrémité

Le facteur d'extrémité  $\epsilon_{ex}$  est le coefficient qui prend en compte les pertes d'extrémité. Il est défini par [55] :

$$\epsilon_{ex} = 1 - f \frac{\tan(\theta)}{L_{sc}} \tag{III-14}$$

$L_{sc}$  : La longueur du collecteur solaire.

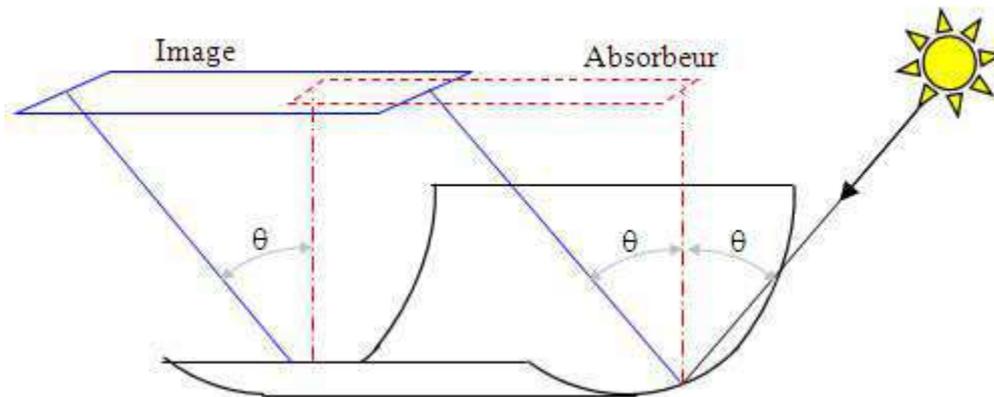


Figure III-10 : Illustration de l'effet d'extrémité

La figure III-10 montre bien l'effet d'extrémité. Cet effet est présent dans le cas où les rayonnements solaires directs atteignent le collecteur avec un angle  $\theta$ .

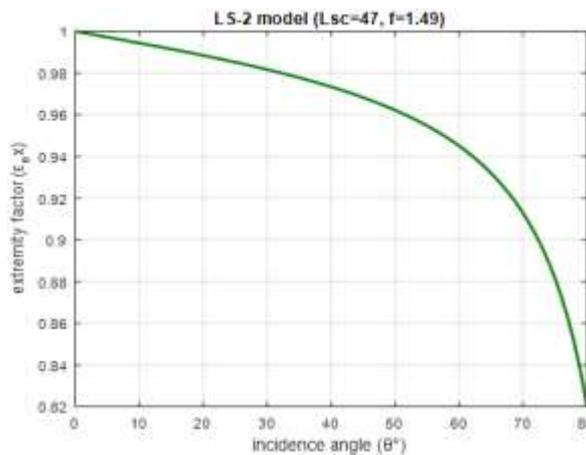


Figure III-11 : Le facteur d'extrémité en fonction de l'angle d'incidence dans le cas du modèle LS-2

La figure III-11 montre que l'augmentation de l'angle  $\theta$  engendre une diminution du facteur d'extrémité et par conséquent la diminution du rendement optique.

### 2.1.4. Le facteur de réflexion

Le facteur de réflexion  $\rho_{gl}$  est le facteur qui prend en compte les pertes dues aux imperfections et les caractéristiques des miroirs. Il est défini par :

$$\rho_{gl} = \rho_{mirror} \cdot \rho_{dirt} \cdot \rho_{geometric} \quad (III-15)$$

$\rho_{mirror}$  : Coefficient de réflexion du miroir.

$\rho_{dirt}$  : Coefficient prenant en compte la présence de la poussière.

$\rho_{geometric}$  : Le rendement géométrique du collecteur.

### 2.1.5. Le facteur de couverture

Il prend en compte les caractéristiques optiques et les imperfections de la couverture en verre. Il est défini par :

$$\tau_{gl} = \tau_{glass} \cdot \tau_{dust} \cdot \tau_{assembly} \quad (III-16)$$

$\tau_{glass}$  : Coefficient de transmission.

$\tau_{dust}$  : Coefficient de pertes par accumulation de poussière.

$\tau_{assembly}$  : Coefficient prend en compte l'ombre.

### 3. Analyse thermique :

L'équilibre de l'écoulement de l'énergie autour du tube absorbeur (suivant une direction radiale) est représenté par le schéma de la Fig. III-12 dans lequel on peut voir les trois modes de transfert de chaleur, à savoir les modes de conduction, de convection et de rayonnement.

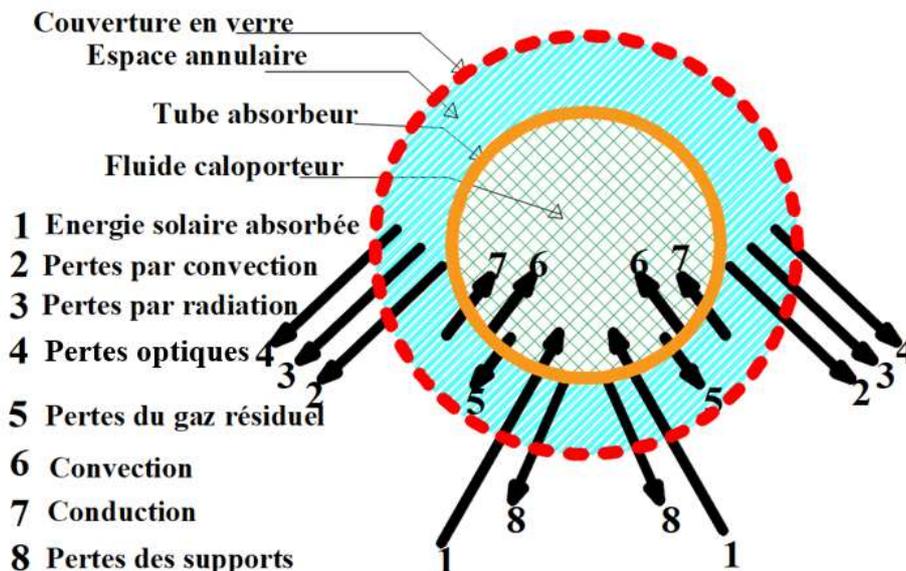


Figure III-12 : Schéma de l'équilibre de l'écoulement de l'énergie autour du tube absorbeur

L'énergie solaire arrivant sur le tube est transférée à l'espace annulaire par conduction à travers la couverture en verre, et au fluide caloporteur par conduction et convection à travers le tube absorbeur.

Les pertes considérées ici sont celles par convection et conduction au niveau de la couverture en verre et le tube absorbeur, les pertes optiques, les pertes du support et du soufflet, et les pertes gazeuses résiduelles.

Pour estimer les performances thermiques théoriquement, soit on utilise la technique CFD (résoudre les équations de Navier Stocks) (Computational Fluid Dynamic), soit un modèle thermique développé [50]. Dans notre travail, nous avons opté pour le modèle analytique qui sera présenté par la suite, ainsi que la simulation numérique par logiciel COMSOL MULTYPHISICS.

Dans la littérature, on trouve de nombreuses études expérimentales examinant les performances (Optique et thermique) du concentrateur solaire. Parmi les plus significatives, se trouvent celles de Dudley [51] et Forristall [52] qui représentent les références de base pour plusieurs études théoriques.

### 3.1. Model Analytique thermique du concentrateur cylindro-parabolique

Ce modèle [50], a été adapté pour insister sur l'angle de déviation. Il est basé sur la simplification des séries de Taylor avec certaines hypothèses. Les principales hypothèses de cette analyse considèrent le régime permanent. Seuls les effets optiques sont considérés pour mettre en évidence l'objectif de notre thèse (L'effet de l'angle de déviation). On suppose un flux de chaleur uniforme sur le tube absorbeur. La température du récepteur n'a pas une grande variation le long du tube, l'écoulement est pleinement développé et il peut être caractérisé par un coefficient de transfert de chaleur constant le long du tube. Toutes les propriétés thermiques, ainsi que l'émissance du récepteur, peuvent être estimées pour le niveau de température d'entrée.

Le rendement thermique, les pertes thermiques, la température de l'absorbeur et la température de la couverture en verre sont exprimés par les équations suivantes en fonction des constantes  $K_1, K_2, K_3, K_4, K_5$  qui dépendent des grandeurs thermique et géométrique du concentrateur.

\*La chaleur solaire :

$$Q_s = A_a \cdot G_b \quad (\text{III-17})$$

\*La chaleur utile :

$$Q_u = [\eta_{op} \cdot Q_s - K_2 \cdot (T_{in}^4 - T_{am}^4)] \cdot \left[1 + \frac{4T_{in}^4 \cdot K_2}{K_3}\right]^{-1} \quad (\text{III-18})$$

\*Les pertes thermiques :

$$Q_{loss} = Q_s(\eta_{op} - K_4) + K_5(T_{in}^4 - T_{am}^4) \quad (\text{III-19})$$

\*Le rendement thermique :

$$\eta_{th} = \frac{Q_u}{Q_s} = K_4 - K_5 \left( \frac{T_{in}^4 - T_{am}^4}{A_a \cdot G_b} \right) \quad (\text{III-20})$$

\*La température de l'absorbeur :

$$T_r = T_{in} + Q_s \cdot \frac{K_4}{K_3} - \frac{K_5}{K_3} (T_{in}^4 - T_{am}^4) \quad (\text{III-21})$$

\*La température de la couverture en verre :

$$T_c = T_{am} + Q_s \cdot \frac{K_4}{K_3} - \frac{K_5}{K_3} (T_{in}^4 - T_{am}^4) \quad (\text{III-22})$$

Avec :

$$K_1 = A_{co} \cdot \varepsilon_c \cdot \sigma \cdot 4T_{am}^3 + A_{co} \cdot h_{out} \quad (\text{III-23})$$

$$K_2 = A_{ro} \cdot \varepsilon_r^* \cdot \sigma \left[ 1 + \frac{4 \cdot T_{am}^3 \cdot A_{ro} \cdot \varepsilon_r^* \cdot \sigma}{K_1} \right]^{-1} \quad (\text{III-24})$$

$$K_3 = \left[ \frac{1}{hA_{ri}} + \frac{1}{2mC_p} \right]^{-1} \quad (\text{III-25})$$

$$K_4 = \frac{1}{1 + \left( \frac{4K_2 \cdot T_{in}^3}{K_3} \right)} \quad (\text{III-26})$$

$$K_5 = \frac{K_2}{1 + \left( \frac{4K_2 \cdot T_{in}^3}{K_3} \right)} \quad (\text{III-27})$$

$$\varepsilon_r^* = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_r} + \frac{A_{ro} \cdot (1 - \varepsilon_c)}{A_{ci} \cdot \varepsilon_c}} \quad (\text{III-28})$$

Le model a été simulé pour le tube traditionnel (circulaire) avec le logiciel MATLAB/SIMULINK, et les données de simulation sont comme suit :

\*Paramètres du fluide

Le fluide utilisé dans notre cas est le **Syltherm 800**, ses caractéristiques thermiques sont représentées par les équations suivantes :

-La capacité spécifique (J.kg<sup>-1</sup>K<sup>-1</sup>) :

Pour 233.15 ≤ T ≤ 673

$$C_p = 1.10787 + 1.70736 \cdot 10^{-3} T \quad (\text{III-29})$$

-La densité (kg/m<sup>3</sup>)

Pour 233.15 ≤ T ≤ 673

$$\rho = 1.2691 \cdot 10^3 - 1.52115 T + 1.79133 \cdot 10^{-3} T^2 - 1.67145 \cdot 10^{-6} T^3 \quad (\text{III-30})$$

-La conductivité thermique (W.m<sup>-1</sup>K<sup>-1</sup>)

Pour 233.15 ≤ T ≤ 673

$$\lambda = 1.90134 \cdot 10^{-1} - 1.88053 \cdot 10^{-4} T \quad (\text{III-31})$$

-La viscosité dynamique

Pour  $233.15 \leq T \leq 343$

$$\mu = 5.14887 \cdot 10^4 - 9.61656 \cdot 10^2 T + 7.50207 \cdot T^2 - 3.12468 \cdot 10^{-2} T^3 + 7.32194 \cdot 10^{-5} T^4 - 9.14636 \cdot 10^{-8} T^5 + 4.75624 \cdot 10^{-11} T^6 \quad (\text{III-32})$$

Pour  $233.15 \leq T \leq 673.15$

$$\mu = 9.88562 \cdot 10^{-1} - 7.30924 \cdot 10^{-1} T + 2.21917 \cdot 10^{-3} T^2 - 3.42377 \cdot 10^{-6} T^3 + 2.66836 \cdot 10^{-9} T^4 - 8.37194 \cdot 10^{-13} T^5 \quad (\text{III-33})$$

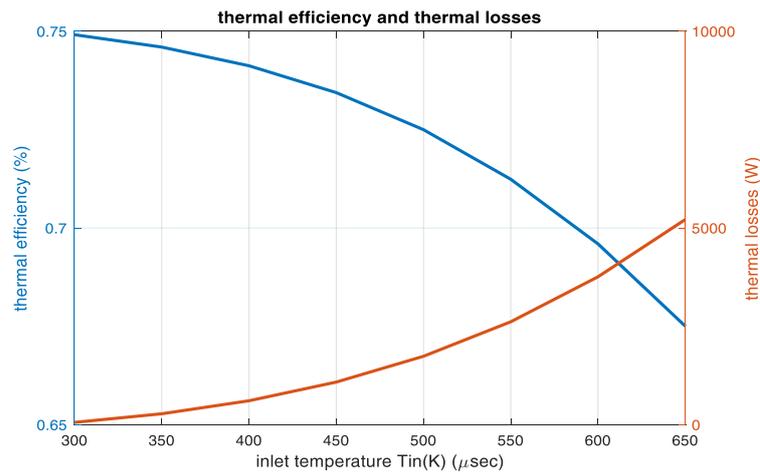
\*Paramètres du collecteur :

**Tableau III-1** : Paramètres de simulation

Paramètres	Valeurs
$w$	5.8 m
$f$	1.71 m
$L$	12 m
$Aa$	69.6 m <sup>2</sup>
$C$	26.37
$D_{ri}$	66*10 <sup>-3</sup> m
$D_{ro}$	70*10 <sup>-3</sup> m
$D_{ci}$	120*10 <sup>-3</sup>
$D_{co}$	125*10 <sup>-3</sup>
$\varepsilon_r$	0.2
$\varepsilon_c$	0.9
$\alpha$	0.96
$\tau$	0.95
$\rho_c$	0.83
$\gamma$	0.99
$\eta_{op}$	0.75
$G_b$	1000 w/m <sup>2</sup>
$V$	0.025
$T_{am}$	293 K
$\sigma$	5.67*10 <sup>-8</sup>

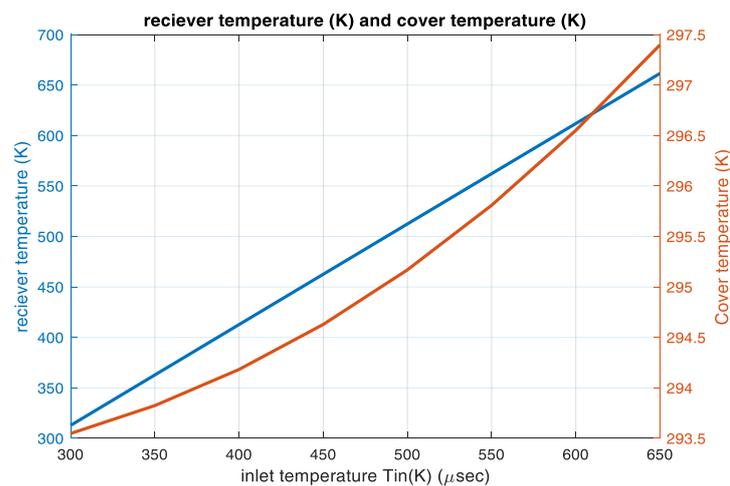
### Résultats de simulation :

La figure III-13 montre les résultats de simulation relatifs aux rendement et pertes thermiques, à la température au niveau de l'absorbeur et à la couverture en verre.



**Figure III-13 :** Evolution du rendement thermique et des pertes thermiques en fonction de la température d'entrée [56].

Lorsque la température d'entrée augmente, les pertes thermiques augmentent en raison des matériaux, qui génèrent la diminution du rendement thermique (Fig III-13).



**Figure III-14 :** Evolution de la température de l'absorbeur et celle de la couverture en verre en fonction de la température d'entrée [56]

La température du récepteur (température de l'absorbeur) et la température de la couverture en verre augmentent en fonction de la température d'entrée, la température de l'absorbeur est supérieure à la température de la couverture en verre car ce dernier est en contact direct avec l'environnement extérieur, ce qui engendre plus de pertes par convection.

Les résultats obtenus avec ce modèle ont été comparés à ceux d'autres modèles, parmi lesquels le modèle de Dudley [51], ainsi que d'autres modèles. L'erreur observée se situe entre 0.2% et 0.5% (Voir figure III-15 et III-16).

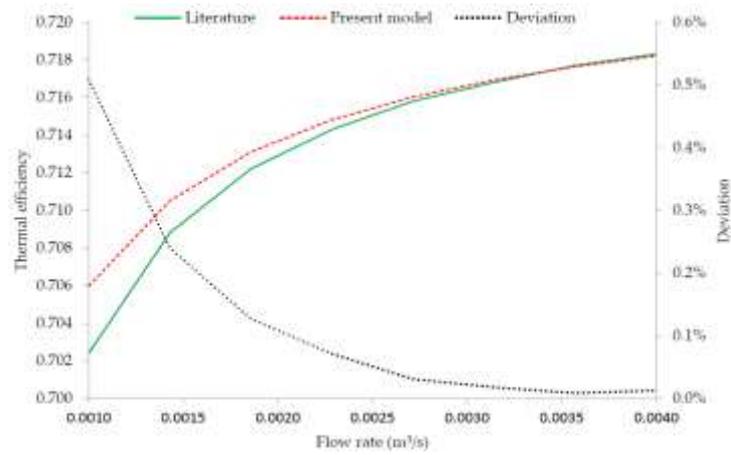


Figure III-15 : Comparaison des résultats du modèle analytique avec ceux du modèle de Dudley [51]

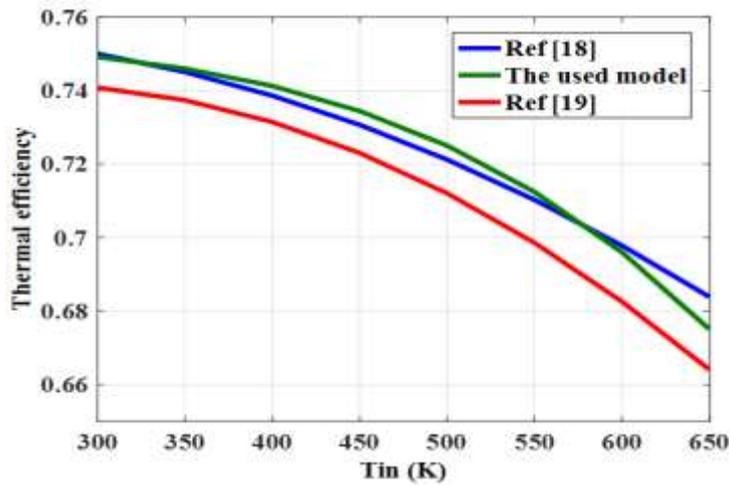


Figure III-16 : Comparaison des résultats du modèle analytique utilisé avec les modèles des références [24]

### 3.2. Analyse numérique (Etude thermique)

COMSOL MULTIPHYSICS a été utilisé pour simuler le transfert de chaleur au niveau du tube absorbeur (On cas considéré le régime stationnaire en premier lieu). Le maillage est représenté dans la figure III-17.

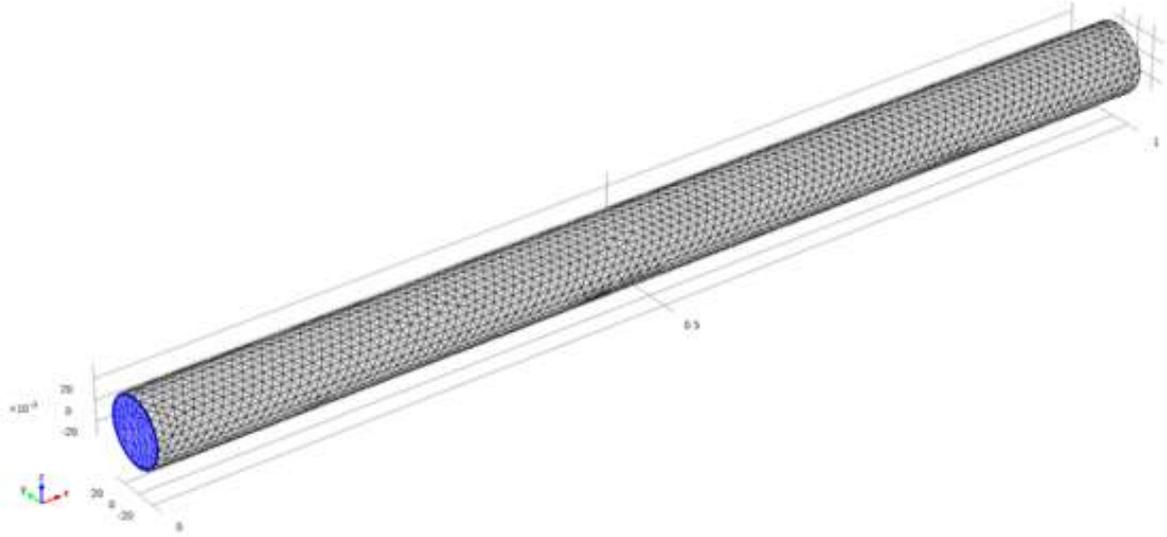


Figure III-17 : Le Maillage du tube cylindrique.

Les données du maillage sont indiquées dans le tableau III-2.

Tableau III-2 : Statistiques du maillage

Maillage	
élément tétraédrique	141239
Elément pyramidal	482
Élément de prisme	17550
élément triangulaire	32228
élément quadrilatère	382
élément de bord	1621
élément sommet	24
Statistiques sur les éléments de domaine	
Nombre d'éléments	159271
qualité minimale des éléments	0.003646
rapport de volume d'élément	2.63E-4
qualité moyenne des éléments	0.6047
Volume de la maille	0.004196 m <sup>3</sup>

- Equation d'énergie

$$\rho C_p \left( \frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) - \frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) = S \quad (\text{III-34})$$

- **Conditions aux limites**

La source de chaleur est divisée en deux parties :

- la source de chaleur volumique, c.-à-d.  $S=S_T$  Avec:

$$S_T = \frac{\sigma A_o \cdot (T_o^4 - T_g^4)}{\frac{1}{\varepsilon_r} + \frac{(1-\varepsilon_g)(D_o)}{\varepsilon_g (D_g)}} \left( \frac{1}{V_r} \right) \quad (\text{III-35})$$

Où

$$V_r = \frac{\pi}{4} (D_o^2 - D_i^2) \cdot z_r \quad (\text{III-36})$$

- la source de chaleur surfacique, dans notre cas  $k=\lambda$ ,

$$\lambda_r \cdot \frac{\partial T}{\partial n} = \alpha_r \cdot q \quad (\text{III-37})$$

- La vitesse est nul,  $u=0$ ,  $v=0$ ,  $w=0$ .
- Adhérence à la paroi ( $u=0$ )

### 3.3. Résultats

#### \*Pour $u=0$ (Régime stationnaire)

La distribution de température est présentée dans la figure III-18. On peut remarquer que la partie en bas est plus chaude que celle du haut. Ceci étant évident parce que les rayons sont concentrés par les collecteurs vers la partie en bas. Et puis après un transfert de chaleur aura lieu entre la partie en bas et celle du haut le tout évoluant vers la température d'équilibre.

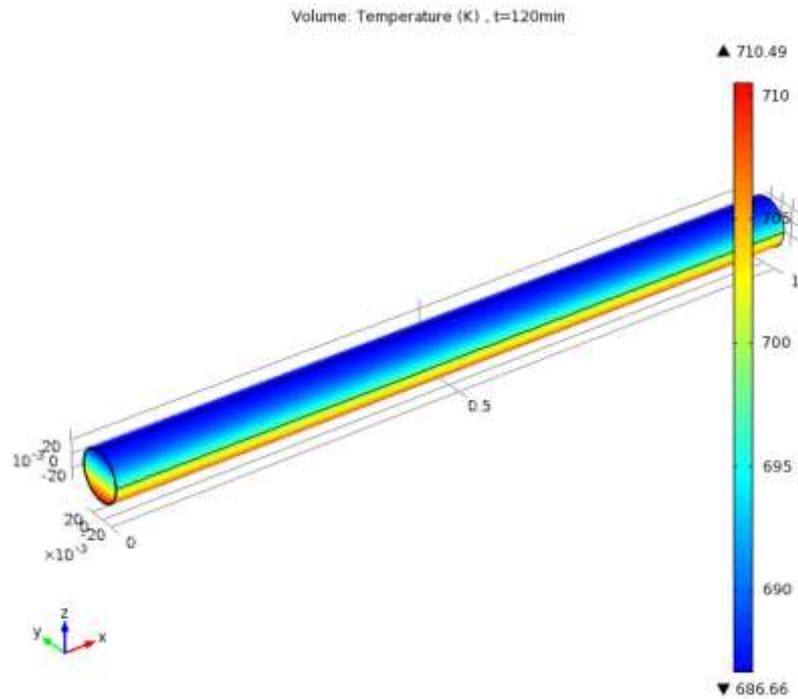


Figure III-18 : La distribution de température dans le cas du tube cylindrique

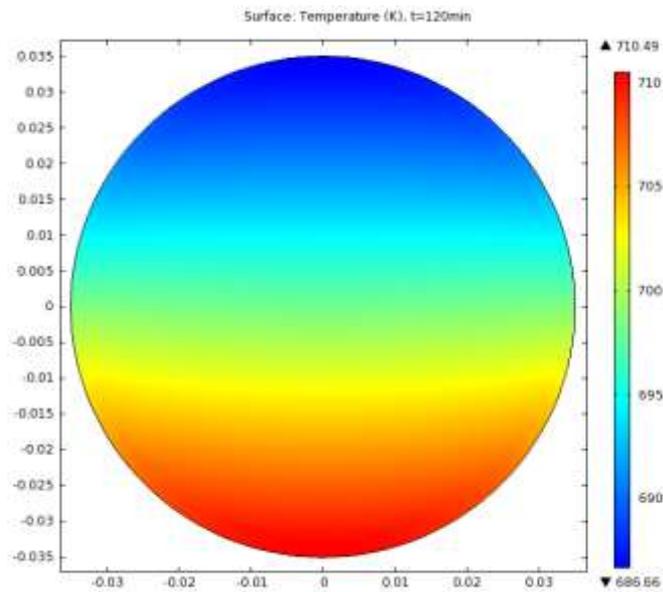
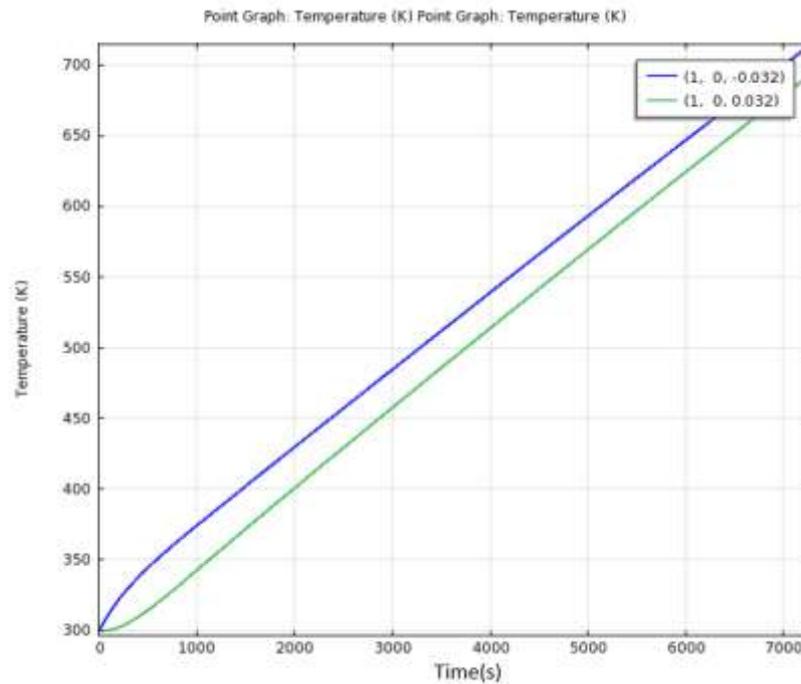


Figure III-19 : Coupe transversale du tube

Pour évaluer la différence de température du fluide entre la partie haute et celle du bas, nous avons pris un point en haut et un point en bas, et on a mesuré la température en ces deux points. Les résultats sont représentés en fonction du temps dans la figure III-20.



**Figure III-20** : La différence de température entre la partie haute et la partie en bas du tube cylindrique

#### 4. Conclusion

Nous avons consacré ce chapitre à la modélisation du concentrateur cylindro-parabolique qui permet la simulation de notre problématique par la suite. L'analyse optique est présentée avec tous les paramètres optiques et leurs influences. L'analyse thermique est assurée par un modèle analytique ainsi que la méthode numérique basée sur le logiciel **COMSOL MULTYPHISICS**. Le prochain chapitre est consacré à notre problématique qui est l'effet de l'angle de déviation.

***Chapitre IV***  
***L'effet de l'angle de  
déviation***

## 1. Introduction

Le concentrateur solaire cylindro-parabolique est le système le plus réussi dans le monde. De nombreuses études sont menées pour analyser ses performances, mais qui ne considèrent généralement pas d'angle de déviation, bien que ce dernier affecte beaucoup les performances. Nous avons dans ce chapitre mis en évidence l'angle de déviation et son effet sur le rendement optique et thermique du système.

## 2. L'angle de déviation

Les rayons solaires qui sont perpendiculaires à la section transversale du concentrateur atteindront parfaitement le tube absorbeur tandis que ceux venant avec un angle de déviation ne peuvent pas l'atteindre dans leur totalité ou bien le manquent carrément. On distingue deux effets de l'angle de déviation possible : l'effet de l'angle de déviation transversal, et l'effet de l'angle de déviation longitudinal qui fait l'objet de notre étude.

### 2.1. Déviation transversale

Cette déviation est présente quand le soleil n'est pas normal à la surface du concentrateur, et qui engendre une image de déplacement, comme il est montré dans la figure IV-1.

Dans ce cas, l'angle de déviation, défini par l'angle  $\theta$  et le rayonnement au niveau de l'absorbeur, est tel que :

$$E_c = E_d C \cos \theta \quad (\text{IV-1})$$

Avec :

$E_c$  : Le rayonnement au niveau de l'absorbeur.

$E_d$  : Le rayonnement direct.

C : Taux de concentration.

L'effet de l'angle de déviation transversal peut être représenté par la longueur ( $L'$ ) de la partie du tube absorbeur qui n'est pas touchée par les rayonnements réfléchis.



**Figure IV-1.** La distance  $L'$  représentant l'effet cosinus (Hassi R'mel)

La longueur  $L'$  peut être écrite en fonction de la distance focale comme suit :

$$L' = F \cdot \cos(\theta) \quad (\text{IV-2})$$

La distance  $L'$  de l'effet de l'angle de déviation transversale a été calculée pour différentes distances focales en fonction du temps dans la région de Ghardaïa, les résultats correspondants sont représentés dans la figure IV-2 [25].

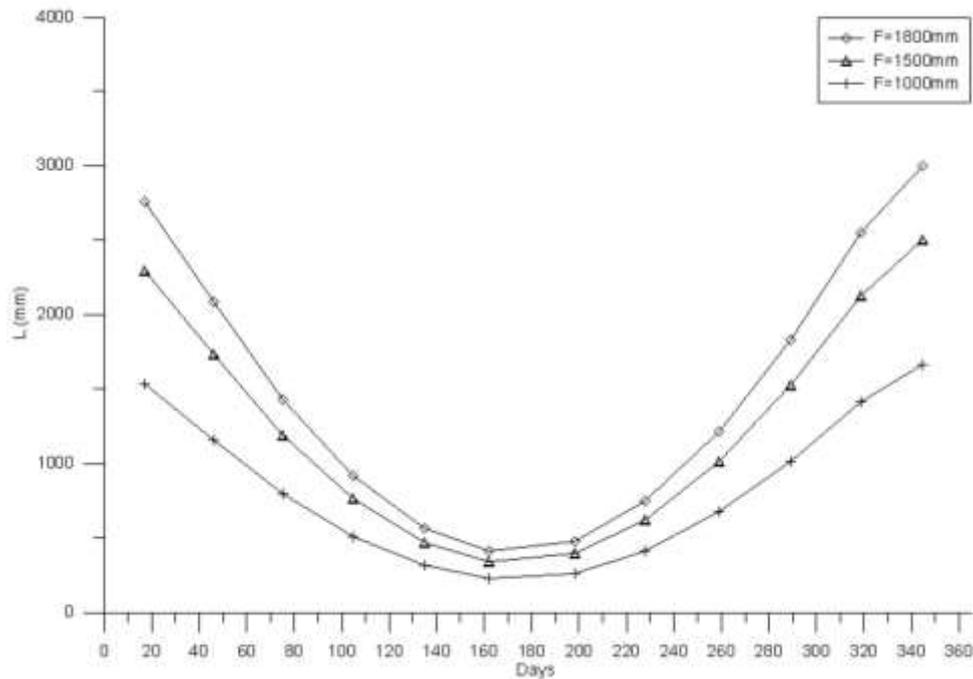


Figure. IV-2 La longueur (L') de l'effet cosinus en fonction du temps dans la région de Ghardaïa [25]

### 2.2. Déviation longitudinale

Dans notre étude, cet angle de déviation est défini par l'angle formé entre la direction des rayons solaires et la normale sur le collecteur cylindro-parabolique (Fig. IV-3). L'angle de déviation est représenté par l'angle ( $\beta$ ). On peut constater que le rayon incident au point A atteint le tube absorbeur dans son extrémité, tandis que le rayon incident au point B manque carrément le tube absorbeur.

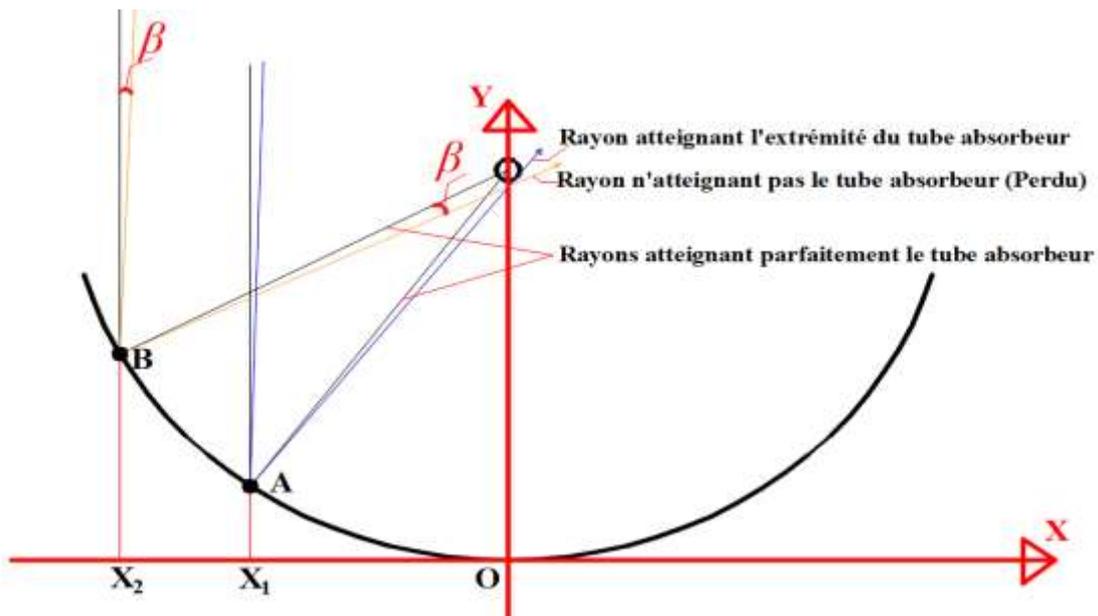


Figure IV-3 : L'effet de l'angle de déviation

### 3. Paramètre engendrant l'angle de déviation

En réalité, l'angle de déviation est toujours présent dans les systèmes à concentration solaire. Les rayons solaires directs n'atteignent généralement pas le collecteur d'une manière perpendiculaire. Cela à cause de plusieurs paramètres, parmi, lesquels on cite :

\*Les imperfections dans le system de poursuite

\*Les imperfections de fabrication et de montage

\*La force du vent

\*La pollution des collecteurs

\*Les erreurs d'assemblage et de montage.

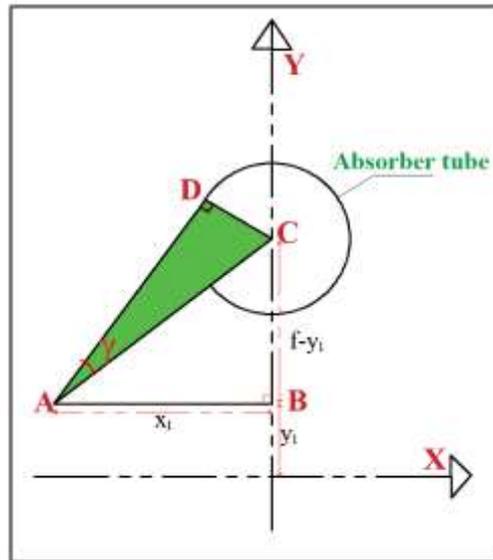
### 4. L'effet de l'angle de déviation (notre cas)

Les rayons solaires qui sont perpendiculaires à la section transversale du concentrateur atteindront parfaitement le tube absorbeur tandis que ceux venant avec un angle de déviation ne peuvent pas atteindre entièrement l'absorbeur (par exemple le rayon incident au point A, Fig. IV-3). Certains rayons manquent carrément le tube absorbeur (par exemple le rayon incident au point B, Fig. IV-3). Cela dépend de l'angle et des points d'arrivée des rayons. Ceci sans considérer l'ombre engendrée par le tube absorbeur lui-même.

Afin d'analyser cet effet, on a considéré le concentrateur solaire en deux dimensions, comme il est montré dans la figure IV-3, et un modèle a été élaboré pour mettre en évidence l'effet de l'angle de déviation, et évaluer l'influence de cet effet sur le rendement du concentrateur.

Ainsi, on considère le point A avec ses coordonnées  $A(x_1, y_1)$  qui peut être n'importe quel point sur le collecteur (miroir) sauf l'origine.

Se basant sur la figure IV-4, on déduit l'équation mathématique ( $\gamma$  étant l'angle de déviation et  $D$  le point de tangence) :



**Figure IV-4** : Représentation mathématique du problème

Si on prend le triangle ABC, On peut écrire :

$$\sin(\gamma) = \frac{DC}{AC} \tag{IV-3}$$

Avec  $DC=R$ , le rayon du tube absorbteur.

D'un autre côté, on applique le théorème de Pythagore pour le triangle ACB :

$$AC^2 = AB^2 + BC^2 \tag{IV-4}$$

Donc,

$$AC = \sqrt{x_1^2 + (f - y_1)^2} \tag{IV-5}$$

Remplaçant AC et DC dans l'équation IV.1, on obtient :

$$\sin(\gamma) = \frac{R}{\sqrt{x_1^2 + (f - y_1)^2}} \tag{IV-6}$$

Le coefficient de l'angle de déviation est le coefficient qui tient compte de l'évolution de l'effet de l'angle de déviation. On peut le définir comme suit :

$$\eta_\gamma = \frac{A_u}{A_T} \tag{IV-7}$$

Avec :

$A_u$  : la surface utile.

$A_T$  : la surface totale.

$A_u$  et  $A_T$  étant évalués comme suit :

$$A_u = 2x_1 L \sin(\gamma) \quad (IV-8)$$

$$A_T = W L \sin(\gamma) \quad (IV-9)$$

Utilisant l'équation IV.4, et considérant que :

$$y_1 = \frac{x_1^2}{4f} \quad (IV-10)$$

On peut faire ressortir que :

$$\sin(\gamma) = \frac{R}{\sqrt{x_1^2 + (f - \frac{x_1^2}{4f})^2}} \quad (IV-11)$$

et l'on obtient :

$$\gamma = \sin^{-1}\left(\frac{R}{\sqrt{x_1^2 + (f - \frac{x_1^2}{4f})^2}}\right) \quad (IV-12)$$

A partir des Eqs. IV.7-IV.11 on peut définir le coefficient de l'angle de déviation comme suit :

$$\eta_\gamma(\gamma) = \frac{4f}{W} \sqrt{\frac{R}{f \sin(\gamma)} - 1} \quad \text{Avec } \gamma_{min} \leq \gamma \leq \gamma_{max} \quad (IV-13)$$

et remplaçant successivement  $x_1$  dans l'équation IV.12 par zéro puis par  $\frac{W}{2}$ , on obtient :

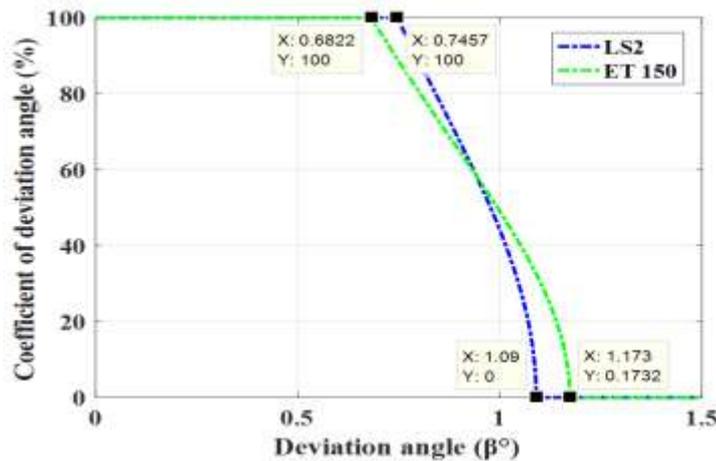
$$\gamma_{max} = \sin^{-1}\left(\frac{R}{f}\right) \quad (IV-14)$$

et :

$$\gamma_{min} = \sin^{-1}\left(\frac{16Rf}{16f^2 + W^2}\right) \quad (IV-15)$$

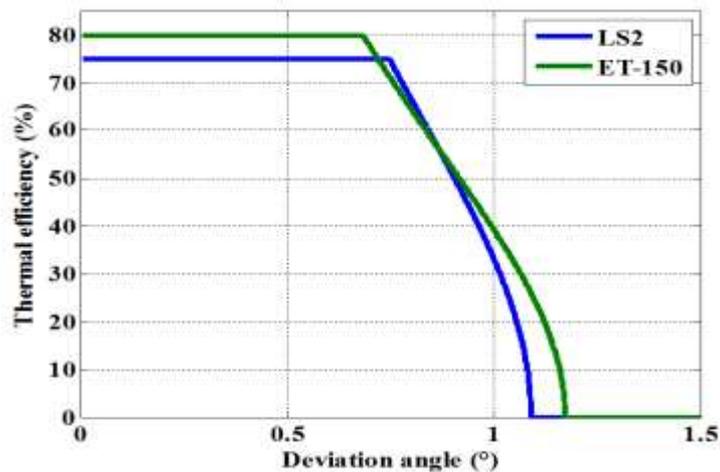
Finalement, l'angle de déviation est défini par le système suivant :

$$\eta_\gamma(\gamma) = \begin{cases} 1, & \beta \leq \beta_{min} \\ \frac{4f}{W} \sqrt{\frac{R}{f \sin(\gamma)} - 1}, & \gamma_{min} \leq \gamma \leq \gamma_{max} \\ 0, & \beta \leq \beta_{max} \end{cases} \quad (IV-16)$$



**Figure IV-5 :** Variation du coefficient de l'angle de déviation en fonction de l'angle de déviation (pour les deux types de collecteurs LS-2 et ET 150) [24]

L'angle de déviation influence les performances du PTC. Plus l'angle de déviation augmente plus le rendement du concentrateur diminue. On tend vers l'idéal lorsque l'angle de déviation appartient à l'intervalle  $[0, \beta_{min}]$ , mais en réalité le concentrateur fonctionne dans l'intervalle  $[\beta_{min}, \beta_{max}]$ . Le rendement sera meilleur lorsque cet intervalle est large, comme dans le cas de l'Et-150 par rapport au LS-2. Si l'angle de déviation est supérieur à  $\beta_{max}$ , le rendement est nul.



**Figure IV-6 :** Le rendement thermique en fonction de l'angle de déviation [24]

La figure IV-6 montre l'effet de l'angle de déviation sur l'efficacité thermique pour les deux types de collecteurs, LS-2 et ET-150. La simulation est effectuée pour une température ambiante fixe et l'influence optique prise en compte. On voit que l'écart en angle affecte de manière significative l'efficacité thermique, comme l'efficacité thermique est maximale

lorsque l'angle de déviation est égal à 0 ( $\beta < \beta_{min}$ ) et est nulle lorsque  $\beta > \beta_{max}$ . Aussi un écart d'un degré entraîne une diminution de 40 % de l'efficacité thermique [24].

La variation du rendement thermique en fonction de l'angle d'incidence est indiquée pour la plage  $[\beta_{min}, \beta_{max}]$ . Cet intervalle n'est pas vraiment large et donc le système de suivi doit être parfaitement réglé afin d'éviter le non-fonctionnement du système.

## 5. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons mis en évidence l'angle de déviation (notre problématique) et son effet sur le rendement thermique du concentrateur. L'efficacité optique est analysée uniquement en fonction du coefficient d'angle de déviation afin de mettre en évidence les influences de ce dernier.

L'angle de déviation a un effet significatif sur le rendement thermique du PTC. On constate qu'un angle de déviation d'un degré peut entraîner une diminution de rendement thermique de 40%. En revanche, les limites de cet angle définissent la plage dans laquelle le PTC fonctionne normalement ( $[\beta_{min}, \beta_{max}]$ ). Plus cette plage est large, plus l'efficacité du PTC est élevée.

Dans le chapitre suivant, une solution est proposée pour solliciter à cette problématique.

*Chapitre V*

*Optimisation du rendement  
du concentrateur Cylindro-  
parabolique*

## 1. Introduction

Dans ce chapitre, on procède à l'optimisation du rendement du concentrateur solaire et les techniques d'optimisations, tout en présentant notre méthode et notre conception du nouveau tube dans le but d'élargir la surface utile du tube absorbeur et récupérer un nombre appréciable de rayons solaires qui seraient autrement perdus dans le cas du tube traditionnel. Alors, dans ce chapitre, on prend en considération l'angle de déviation et la section transversale du tube qui sera étudiée et une comparaison entre le tube proposé et le tube circulaire effectuée.

## 2. Techniques d'optimisations du concentrateur cylindro-parabolique

En général, deux techniques principales sont utilisées ces dernières années pour améliorer les performances du concentrateur cylindro-parabolique : l'utilisation des nanofluides et la modification géométrique du tube absorbeur. Et cela a pour but d'améliorer le coefficient de transfert de chaleur entre le fluide caloporteur et le tube absorbeur.

On va décrire les deux techniques dans les sous paragraphes suivants.

### 2.1. L'utilisation des nanofluides

Le fluide caloporteur est une partie primordiale dans les systèmes à concentration cylindro-parabolique. Il joue un rôle important vis-à-vis du transfert de l'énergie au niveau de ces systèmes. Plusieurs études ont été consacrées dans le but d'améliorer le rendement du PTC en se basant sur l'amélioration de la conductivité thermique du fluide caloporteur [58-60].

Il existe plusieurs façons de classer les études qui concernent l'application des nanofluides. La première classification est basée sur les nanoparticules utilisées dans l'étude. Ces derniers sont classés en deux catégories, comme suit :

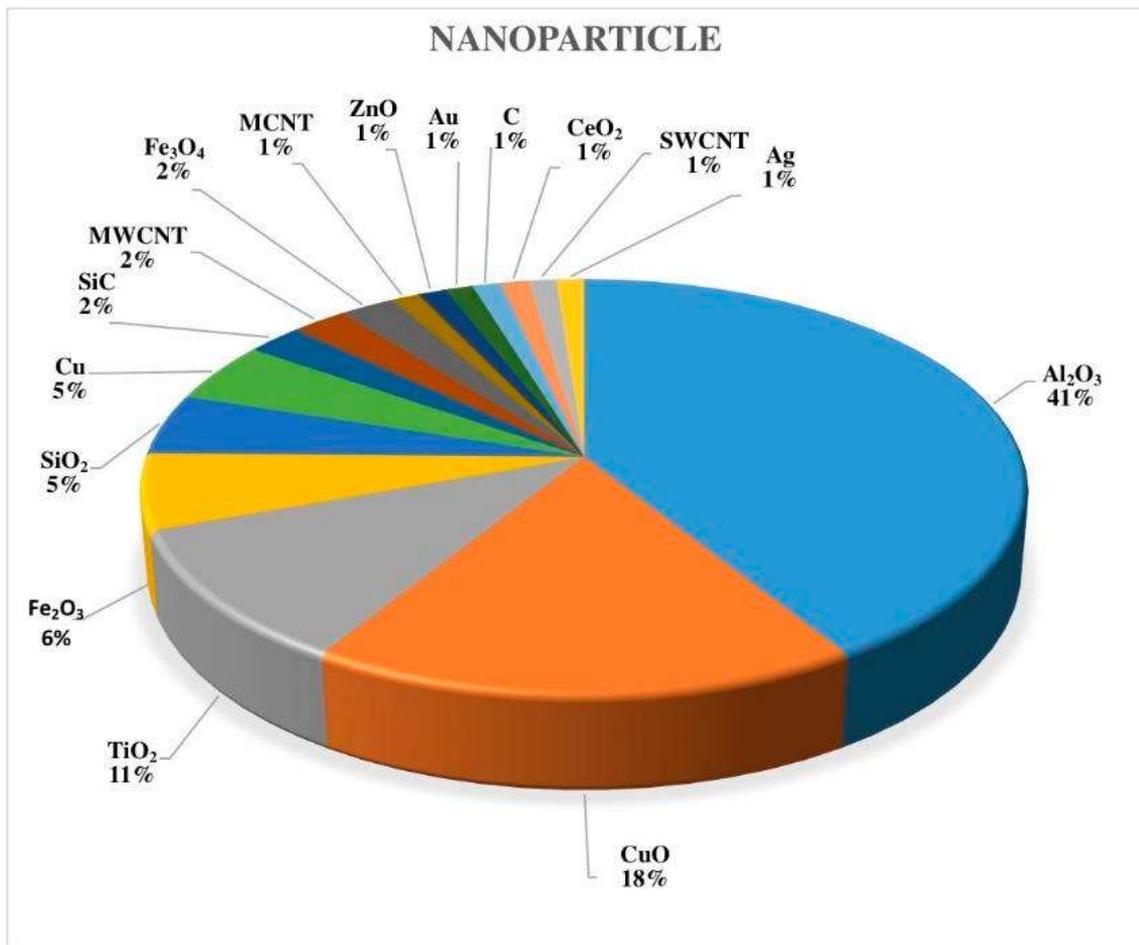
- Les nanoparticules métalliques comme les éléments : Fe, Cu, Zn, Al et Au.
- Les nanoparticules non-métalliques comme les éléments : SiO<sub>2</sub>, TiO<sub>2</sub>, Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, ZnO et CeO<sub>2</sub>.

Ces nanoparticules sont dispersées dans le fluide de base avec un pourcentage de 0.01-6% [59-62], ou pourcentage en poids compris entre 0,1 et 20 %.

La figure V-1 montre les différentes nanoparticules utilisées dans les études du concentrateur cylindro-parabolique. On peut voir que le Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> est la nanoparticule la plus appliquée. Il est utilisé dans 41 % des études, suivi par le CuO et le TiO<sub>2</sub>.

Les fluides de base dans lesquels les nanoparticules sont dispersées sont :

- L'eau
- Les huiles (Synthetic oils, thermal oils, Therminol-VP-1, Dowtherm-A, etc.)
- Ethylène glycol (EG)
- Sels dissous (dans les proportions de 60% NaNO<sub>3</sub>-40% KNO<sub>3</sub>).



**Fig. V-1.** Les différentes nanoparticules utilisées dans les recherches concernant l'amélioration du rendement du PTC

Une deuxième classification des études est basée sur le type d'étude :

- Etude expérimentale.
- Etude numérique.

Les nanoparticules utilisées pour l'amélioration du rendement du PTC sont de diamètre de 4-100 nm [63, 64]. Les propriétés thermiques des nano-fluides sont améliorées, ce qui a poussé les chercheurs à consacrer une partie appréciable de leur temps à ce domaine. Les nano-fluides ont une meilleure conductivité, viscosité, densité et une faible capacité thermique spécifique par rapport aux fluides de base. Il faut noter que la viscosité élevée représente un inconvénient majeur dans l'application des nano-fluides car elle augmente le facteur de frottement, et le travail de la pompe.

- **Les propriétés thermo-physiques des nano-fluides**

Les nanofluides sont caractérisés par les paramètres suivants, qui varient en fonction de la température, les conditions ambiantes et le fluide de base utilisé [58, 65, 66]. Alors, en se basant sur ces paramètres, on peut choisir le nano-fluide optimum.

- La conductivité thermique

- La chaleur spécifique
- La viscosité
- Le coefficient de transfert de chaleur

## 2.2. Modification de la conception du tube absorbeur

Cette technique est souvent adoptée par les chercheurs, car elle donne des meilleurs résultats concernant l'amélioration du transfert de chaleur au niveau de l'absorbeur, et par conséquent l'amélioration du rendement du concentrateur cylindro-parabolique. On trouve alors ceux qui ont modifié carrément la géométrie du tube, et ceux qui ont gardé la géométrie circulaire et apporté des modifications à l'intérieur du tube pour agir sur l'écoulement du fluide caloporteur.

Ainsi, plusieurs formes de tubes ont été proposées ces dernières années. On peut les résumer comme suit :

### 2.2.1. Tube absorbeur divergent convergent

Le tube est représenté par la Fig. V-2. La surface intérieure du tube a été conçue ondulée pour être un tube divergent convergent. La variation du diamètre intérieur du tube rend l'écoulement plus turbulent et les conditions de transfert de chaleur sont améliorées. De plus, la surface intérieure, étant ainsi plus grande, permet de délivrer plus d'énergie utile au fluide et simultanément de réduire la température moyenne du récepteur. Il a été constaté que cette géométrie permet d'augmenter le rendement thermique de 4.55% [67].

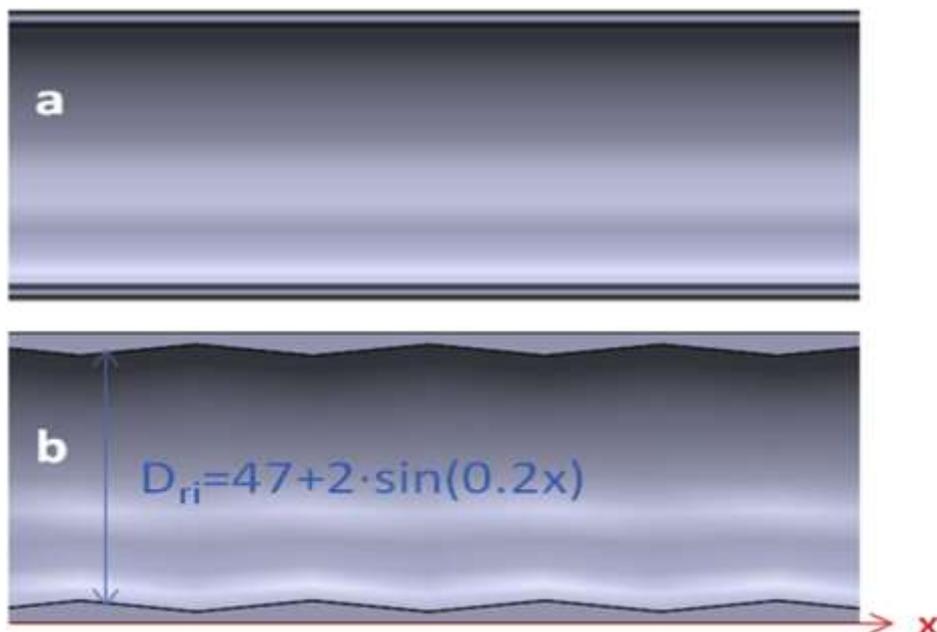


Fig. V-2. Tube Absorbeur Convergent-Divergent [67]

### 2.2.2. Tube absorbeur sinusoidal

C'est un tube ondulé suivant une forme sinusoidale, comme il est représenté dans la Fig. V-3. L'objectif de cette conception est d'améliorer les performances thermiques du collecteur, ce qui contribuera à réduire le coût du champ solaire. Il a été trouvé que la différence de température circumférentielle maximale du nouveau tube diminue de 35 K pour presque toute la gamme des débits massiques et devrait entraîner la réduction des contraintes thermiques et des pertes de chaleur.

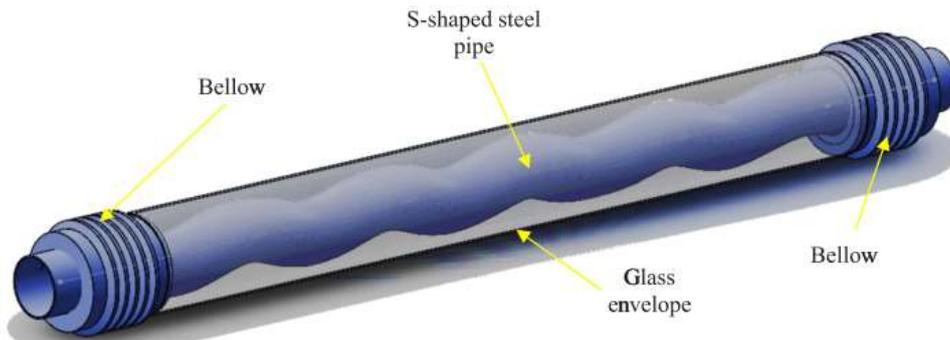


Fig. V-3. Tube Absorbeur Sinusoidal [68]

### 2.2.3. Tube absorbeur à cavité linéaire

Cet absorbeur est constitué d'un alliage d'aluminium avec une bonne conductivité thermique, faible densité et une résistance élevée. La surface absorbante est de forme V avec des ailettes rectangulaires à l'intérieur permettant d'améliorer l'efficacité thermique de l'absorbeur.

Pour réduire les pertes de chaleur, une couverture en verre est placée comme indiqué dans la Fig. V-4.

Il a été prouvé que la température du fluide caloporteur peut atteindre 570 °C dans l'absorbeur à cavité.

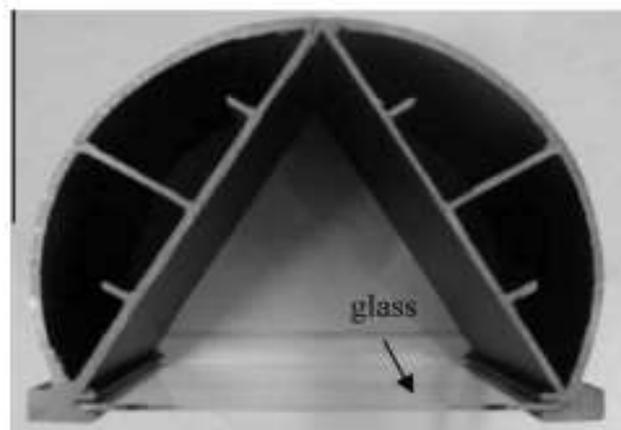


Fig. V-4. Tube absorbeur à cavité linéaire [60]

### 2.2.4. Insertion de ruban ondulé dans le tube absorbeur

Un ruban ondulé est placé à l'intérieur du tube absorbeur pour améliorer les performances thermique et mécanique. Le ruban est supposé être rigide sans déformation ni vibration pendant le fonctionnement. L'épaisseur du ruban ondulé est négligée pour la commodité de la production de grille. Il a été constaté que le nombre de Nusselt est amélioré de 26.1–31%, les pertes thermiques ont été réduites de 17.5–33.1% et le facteur de friction a été augmenté de 38.2–40.5%. De plus, une diminution de 30,2 à 81,8 % du taux de génération d'entropie totale a été obtenu.

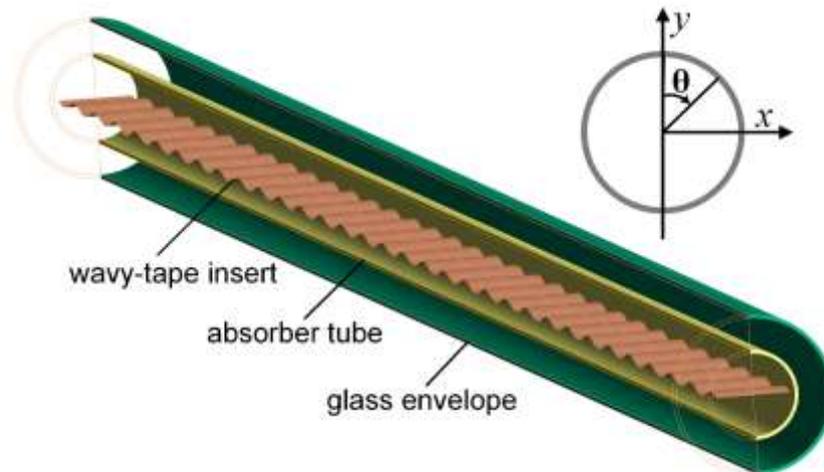


Fig. V.5. Insertion de ruban ondulé dans le tube absorbeur [70]

### 2.2.5. Tube absorbeur hélicoïdal

Dans cette étude [71], quatre cas différents sont analysés avec 0, 75, 85 et 95 (nombre de) tours du tube absorbant hélicoïdal de PTC ayant un diamètre extérieur et intérieur de 70 mm et 66 mm, respectivement. La présence d'un tube absorbant hélicoïdal augmente la surface nette de l'absorbeur et donc le taux de transfert de chaleur utile est amélioré de près de 71 % pour la même longueur de PTC que celle du PTC traditionnel. L'efficacité globale de ce système est de 3.5% supérieure à celle du système traditionnel.

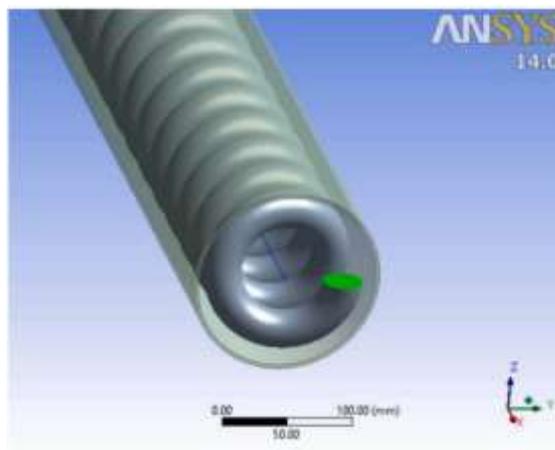


Fig. V-6. Tube Absorbeur hélicoïdal [71]

### 2.2.6. Tube absorbeur ondulé

Ce tube [72] est représenté par la Fig. V-7. Il a été examiné avec double fluide caloporteur. Il a été constaté que l'utilisation d'un tube absorbeur ondulé a un effet significatif sur l'efficacité énergétique du concentrateur cylindro-parabolique à fluide simple ou double. En outre, il est attendu que l'utilisation d'un système à double fluide pour un collecteur à canal lisse peut également augmenter l'efficacité énergétique, mais pas plus que l'utilisation d'un canal ondulé pour un collecteur à fluide unique.

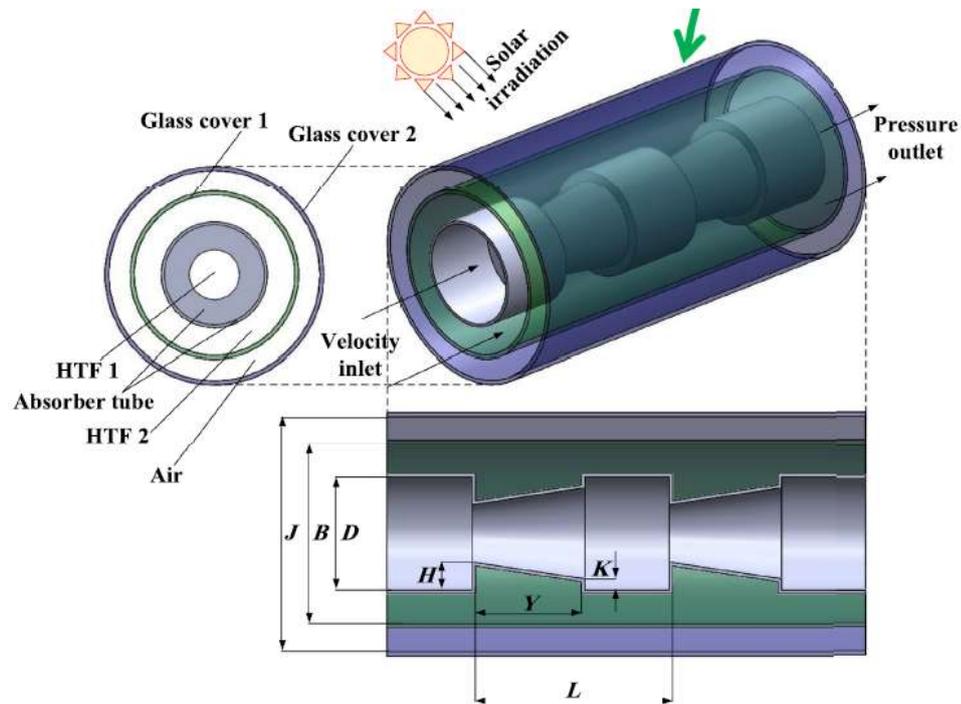
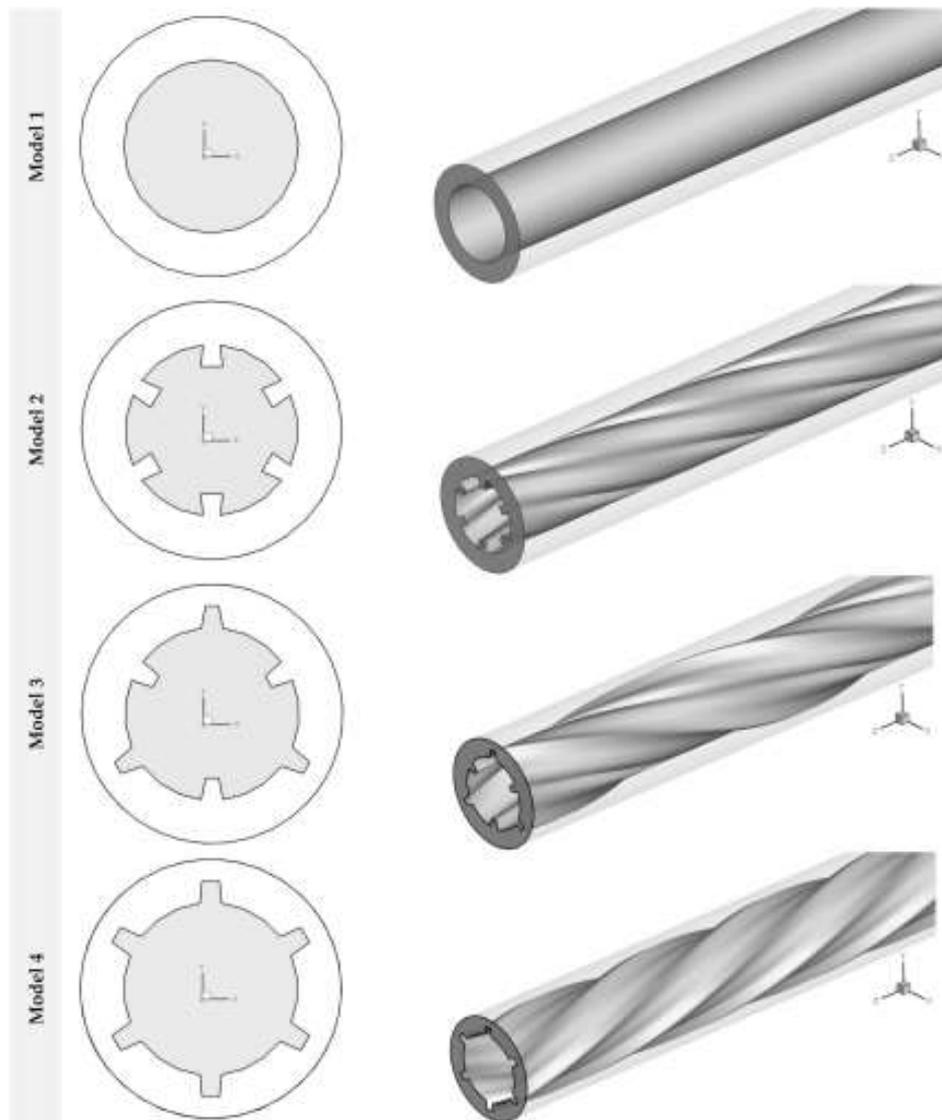


Fig. V-7. Tube absorbeur ondulé [72]

### 2.2.7. Tube absorbeur avec intérieur axial hélicoïdal

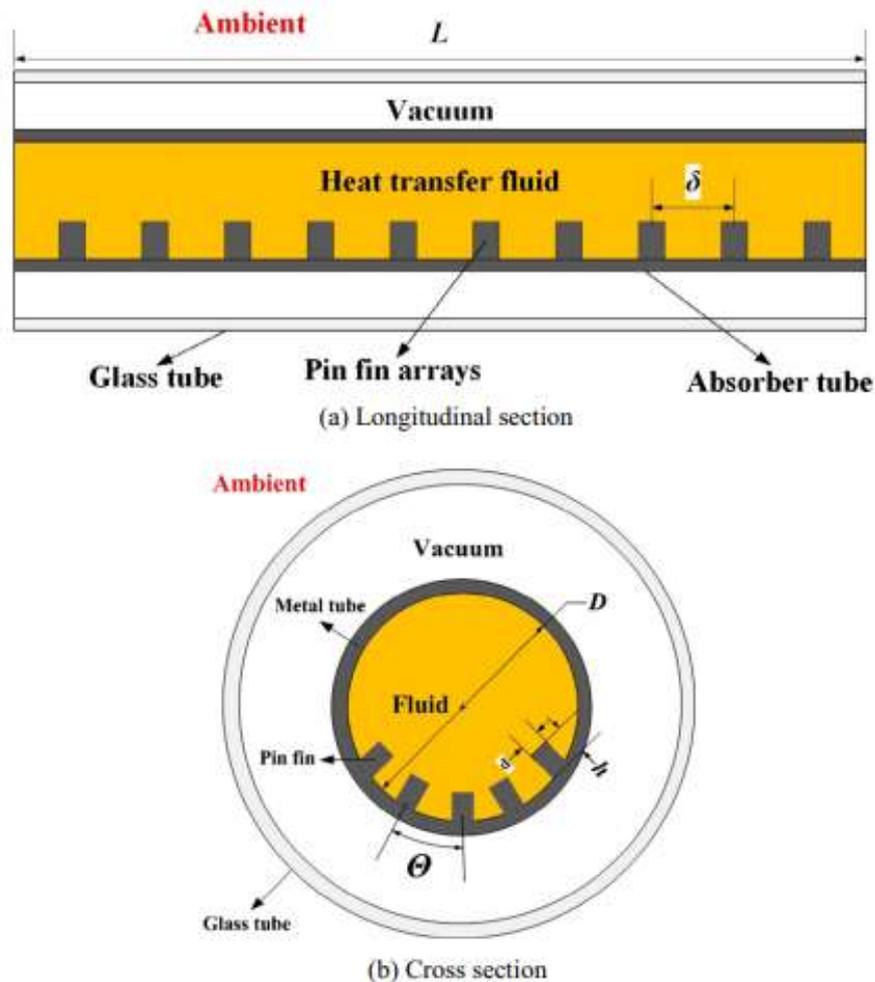
Plusieurs modèles de tube ont été examinés dans la référence [73], comme représenté dans la figure V-8, le modèle 2 a été retenu comme le plus performant par rapport aux autres. De plus, quatre pas d'ailettes hélicoïdales internes différents dont 250, 500, 750 et 1000 mm ont été étudiés. Les résultats ont montré que l'amélioration des performances thermiques la plus grande et la plus faible (par rapport au cas sans ailettes) correspondent respectivement au cas avec  $P = 1000$  mm de 21,53 % (à  $V_{inlet} = 0,314$  m/s) et au cas avec  $P = 250$  mm de 14,1 % (à  $V_{inlet} = 0,314$  m/s), respectivement.



**Fig. V-8.** Tube absorbeur avec intérieur axial hélicoidal [73]

### 2.2.8. Tube absorbeur avec insertion de réseaux d'ailettes à broches

Ce tube [74] est représenté par ses sections transversale et longitudinale dans la figure V-9. Il a été conçu ainsi aussi dans le but d'améliorer le transfert de chaleur au niveau du fluide caloporteur. Les résultats indiquent que l'utilisation de ce tube peut améliorer efficacement les performances de transfert de chaleur. Le nombre de Nusselt moyen peut être augmenté jusqu'à 9,0 % et le facteur de performance global de transfert de chaleur peut être augmenté jusqu'à 12,0 %.



**Fig. V-9.** Tube Absorbeur avec insertion de réseaux d'ailettes à broches [74]

### 2.2.9. Tube absorbeur nervuré en spirale unilatéral

Ce tube [75] est représenté dans la figure V-10. C'est un tube unilatéral à nervures en spirale (USR-PTR) pour améliorer le transfert de chaleur à l'intérieur de l'absorbeur. La différence de température circumférentielle de tube proposé peut être réduite jusqu'à 25 % par rapport au tube traditionnel. La modification des paramètres structurels des nervures, y compris l'intervalle de pas, la hauteur des nervures, le rayon d'angle et l'angle de spirale, peut améliorer aussi les performances thermiques du concentrateur solaire.

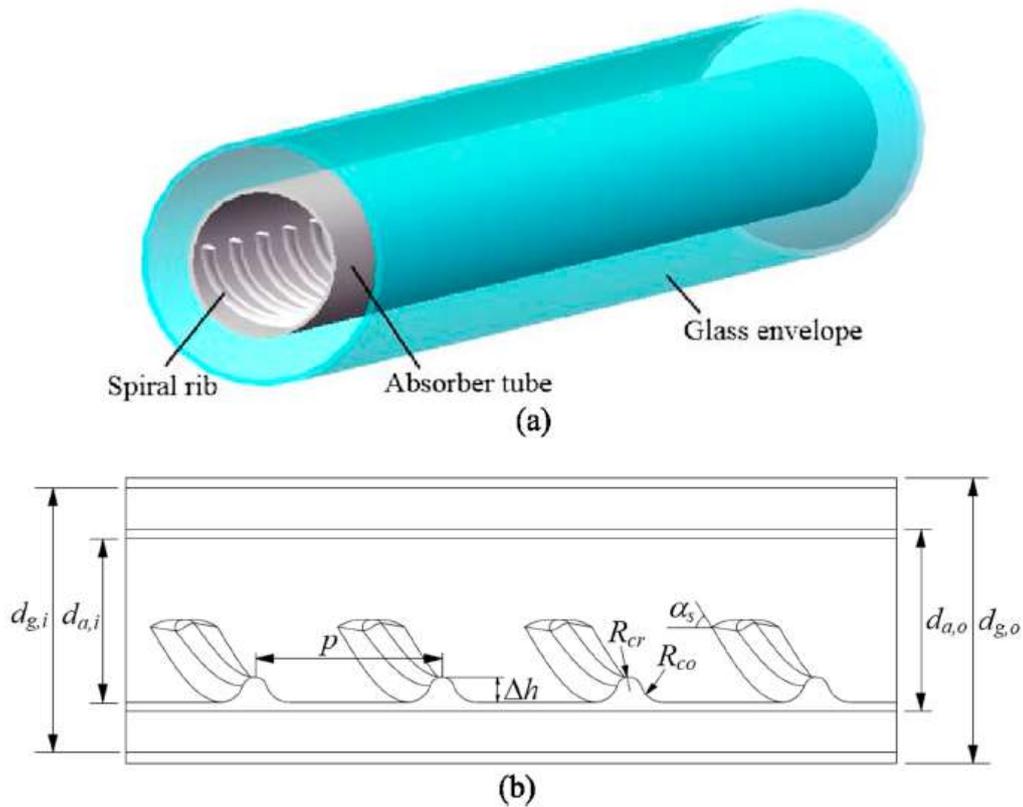


Fig. V-10. Tube absorbeur nervuré en spirale unilatéral [75]

### 2.2.10. Tubes ondulés transversaux asymétriques convexes vers l'extérieur

Ce tube est ondulé comme représenté dans la figure V-11. Les recherches ont indiqué que l'utilisation d'un tube ondulé asymétrique convexe vers l'extérieur comme récepteur peut améliorer les performances de transfert de chaleur et réduire efficacement la contrainte thermique. L'amélioration maximale du facteur de performance global de transfert de chaleur est de 14,8 % et la contrainte maximale de déformation thermique est de 26,8 %.



Fig. V-11. Tube ondulé asymétrique convexe vers l'extérieur [76]

### 3. Conception de notre tube Circulaire-Trapézoïdal

Le tube absorbeur circulaire-trapézoïdal est conçu dans le but d'élargir la surface utile afin de récupérer les rayons solaires perdus à cause de l'angle de déviation (voir le gain en angle dans la Fig.V-13), et par conséquent d'améliorer les performances du PTC. Cet angle de déviation est toujours présent dans les systèmes à concentration solaire, mais, il est souvent négligé dans la littérature. Il est considéré ici pour la conception d'une nouvelle géométrie qui prend en compte cet effet.

Notre tube est conçu par l'assemblage de deux géométries standards : la partie basse de tube est maintenue circulaire, et celle en haut prend une forme trapézoïdale, comme il est montré dans la figure V-12 [77].

Le tube proposé est considéré conçu avec les mêmes matériaux du tube du concentrateur LS-2. La géométrie optimale est déterminée par la suite tout en gardant la même surface transversale. De plus, les rayons solaires réfléchis seront presque perpendiculaires à la face supérieure de la forme trapézoïdale, ce qui leur permet d'atteindre le fluide caloporteur, et ainsi diminuer les pertes par réflexion.

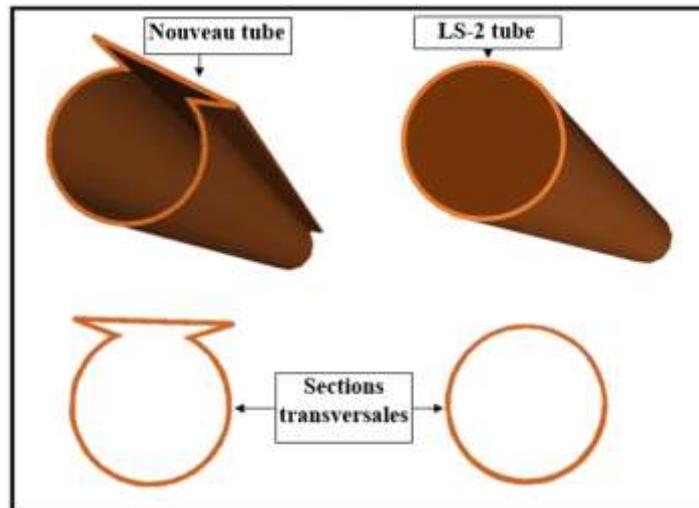


Fig. V-12. Le tube circulaire-trapézoïdale avec le tube traditionnel [77]

### 4. Détermination de la forme optimale de tube circulaire-trapézoïdal

La variation de la hauteur du trapèze génère plusieurs formes. Une forme sera optimale, celle qui permet d'acquérir le maximum de rayons solaires perdus. On la détermine suivant l'angle maximal de déviation en se basant sur la procédure décrite ci-dessous.

A titre de comparaison, et en première approximation, le tube de forme circulaire-trapézoïdale peut être représenté par un tube de forme circulaire ayant une surface de section équivalente (de diamètre équivalent  $D_{eq}$ ). Il faut donc chercher les dimensions optimales du tube proposé en fonction du diamètre équivalent  $D_{eq}$  du tube de forme circulaire. Les variables sélectionnées sont représentées dans la figure V-13. Ainsi,  $d$  est varié jusqu'à ce que la situation optimale soit détectée, en veillant à ce que la surface de la section transversale soit

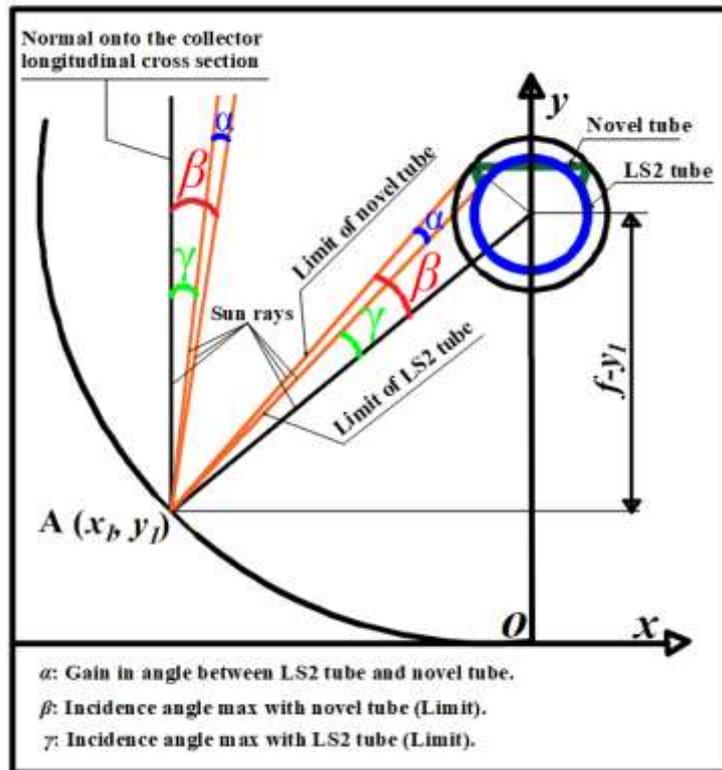


Fig. V-13. Le gain en angle du tube circulaire trapézoïdal par rapport au tube traditionnel [77] maintenue à la même valeur que celle équivalente du tube traditionnel LS-2. Ensuite, tous les autres paramètres ( $h$ ,  $b$ ,  $D_{eq}$ ) sont trouvés sur la base de la valeur optimale dérivée du paramètre ( $d$ ). Ainsi, les équations suivantes sont établies sur la base de la Fig.V-6, et tous les paramètres sont évalués en fonction du paramètre ( $d$ ).

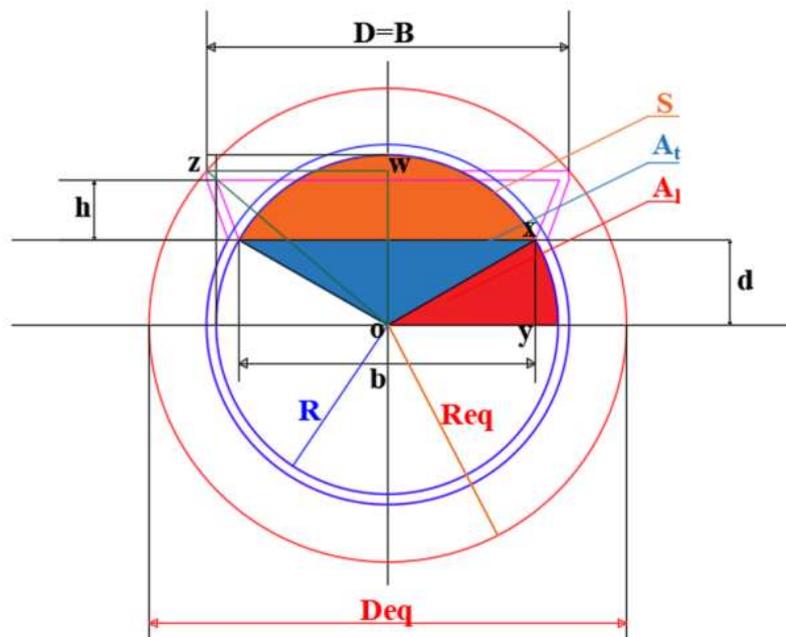


Fig. V-14. Section Transversale montrant les différents paramètres liés à la forme circulaire-trapézoïdale

La surface du trapèze est donnée par :

$$S = \frac{(B+b)h}{2} \quad (V-1)$$

On applique le théorème de Pythagore au triangle xoy, on trouve :

$$b = 2\sqrt{R^2 + d^2} \quad (V-2)$$

$S$  représente aussi la surface orange représentée dans la Fig.V-13, on peut la déterminer comme suit :

$$S = \frac{\pi R^2}{2} - A_t - 2A_l \quad (V-3)$$

Avec:

$$A_t = \frac{db}{2} = d\sqrt{R^2 - d^2} \quad (V-4)$$

et:

$$A_l = \frac{R^2}{2} \arcsin\left(\frac{d}{R}\right) \quad (V-5)$$

$h$  représente la hauteur du trapèze, il est calculé par l'équation Eq. (V.6) en fonction de  $d$  :

$$h = \frac{2S}{2\sqrt{R^2 - d^2} + B} \quad (V-6)$$

L'angle de déviation maximale lié au tube circulaire-trapézoïdal est évalué avec l'équation Eq. (V.7), c'est la même que celle élaboré pour le tube circulaire dans le chapitre IV, sauf que dans le cas de tube circulaire-trapézoïdal, l'angle de déviation maximale est déterminé en supposant un cercle de rayon  $R_{eq}$  (voir Figure V-13), qui passe par les deux extrémités de la grande base du trapèze.

$$\beta_{max} = \arcsin\left(\frac{R_{eq}}{f}\right) \quad (V-7)$$

$R_{eq}$ : est dérivé par l'équation Eq. (V.8) en se basant sur le triangle zow (voir figure V-13)

$$R_{eq} = \sqrt{\left(\frac{D+0.002}{2}\right)^2 + (h + d + 0.002)^2} \quad (V-8)$$

On trace le graph de  $\beta_{max}$  en fonction du paramètre  $d$ . Le graph est représenté par la figure V-14.

La figure V-14 montre la variation de  $\beta_{max}$  en fonction de  $d$ . La valeur maximale de  $\beta_{max}$  obtenue pour la forme optimale du tube circulaire- trapézoïdal est de 1,647 degré. Lorsque  $d$  augmente,  $\beta_{max}$  augmente. Ainsi, pour conserver la forme trapézoïdale (ce qui est le but de notre étude) et que les rayons solaires réfléchis atteignent directement la partie inclinée du trapèze, il faut déterminer  $\beta_{max}$  avant que  $d$  n'atteigne la valeur de  $R$  pour s'assurer que les

rayons solaires atteignent le tube absorbeur et transférer ainsi directement la chaleur au fluide caloporteur à travers l'épaisseur du nouveau tube.

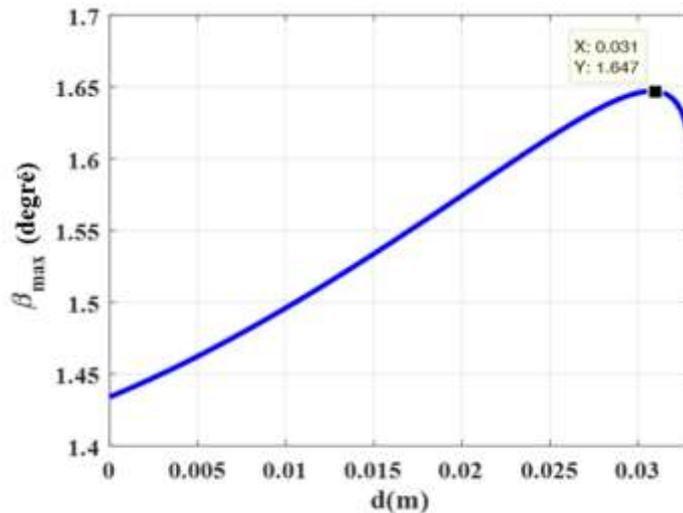


Fig. V-15. L'angle de déviation maximale en fonction du paramètre  $d$

Il est clair que la surface utile du tube proposé est supérieure à celle liée au tube LS-2. Pour  $d = 0,031$  m, la limite de l'angle de déviation du tube proposé est supérieure à celle du tube LS-2 ; plus précisément  $\beta_{max} = 1,647$  degrés tandis que  $\gamma_{max} = 1,09$  degrés.

Si les rayons solaires arrivant sur le collecteur sont considérés comme ayant la même direction que ceux représentés sur la Fig. V-15, le coefficient d'angle de déviation  $\eta_\beta$  sera le même pour les deux tubes (tube LS-2 et tube proposé) lorsque  $x$  appartient à l'intervalle  $[-\frac{w}{2}, 0]$ . Mais, lorsque  $x$  appartient à la plage  $[0, \frac{w}{2}]$ , le coefficient d'angle de déviation  $\eta_\beta$  lié à ce dernier collecteur sera significativement plus élevé pour des valeurs d'angle de déviation plus élevées par rapport à celui du cas du collecteur LS-2, voir Fig. V-16.

Par conséquent, la plage  $[\beta_{min}, \beta_{max}]$  correspondant au collecteur avec le tube proposé se trouve être de  $[1,127, 1,647]$  degrés tandis que  $[\gamma_{min}, \gamma_{max}]$  qui correspond au collecteur LS-2 est  $[0,74, 1,09]$  degrés. Étant donné que la probabilité de capter une plus grande quantité de rayons solaires est associée au capteur ayant la plus grande portée, celui avec le tube proposé est plus efficace.

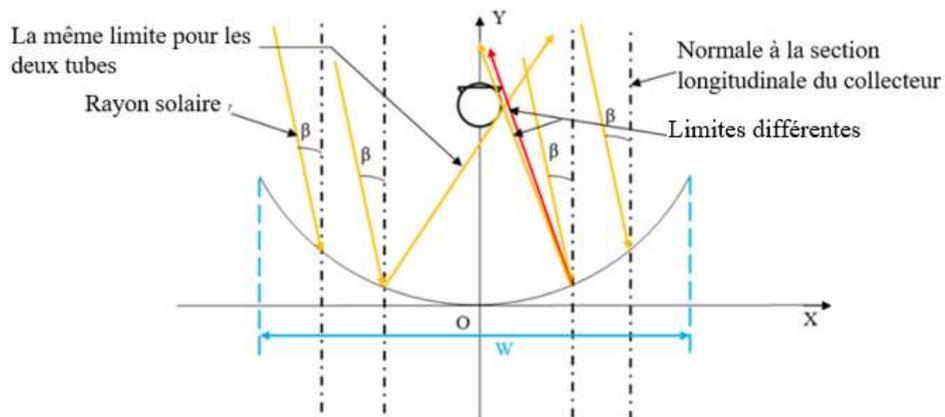


Fig. V-16. La direction des rayons solaires dans le cas des deux systèmes

Aussi, le tube proposé se comporte mieux, vis-à-vis des effets d'angle de déviation, que le tube LS-2 dont le coefficient d'angle de déviation devient nul 0,56 degrés plus tôt par rapport au premier. La forme optimale circulaire-trapézoïdale est définie par les paramètres indiqués dans le tableau V.1, qui ont été déterminés sur la base de la valeur maximale  $\beta_{max}$  de l'angle de déviation, tel qu'évalué ci-dessus. Cela constituera la base de comparaison avec le cas du tube LS-2.

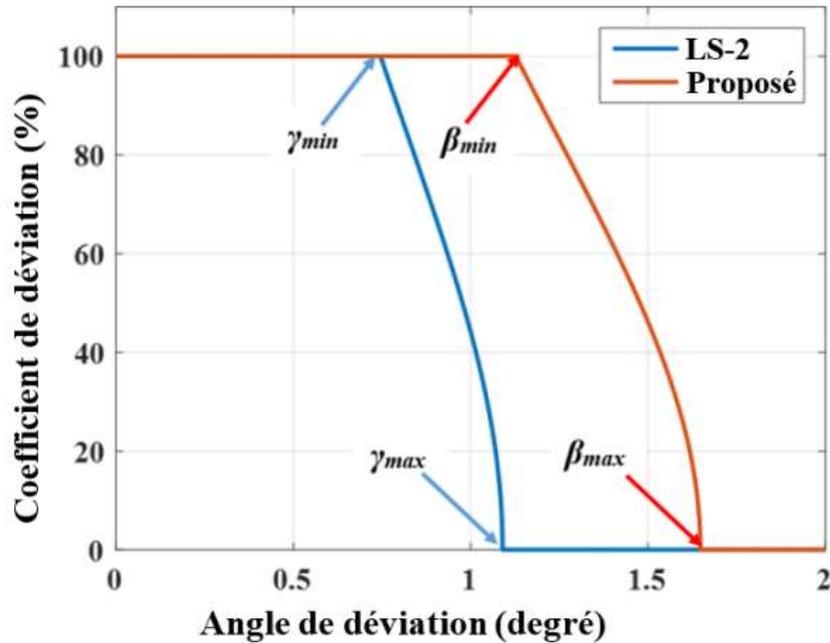


Fig. V-17. Coefficient de l'angle de déviation, cas des deux tubes.

Tableau V-1. Les paramètres de la forme optimale du tube circulaire-trapézoïdal

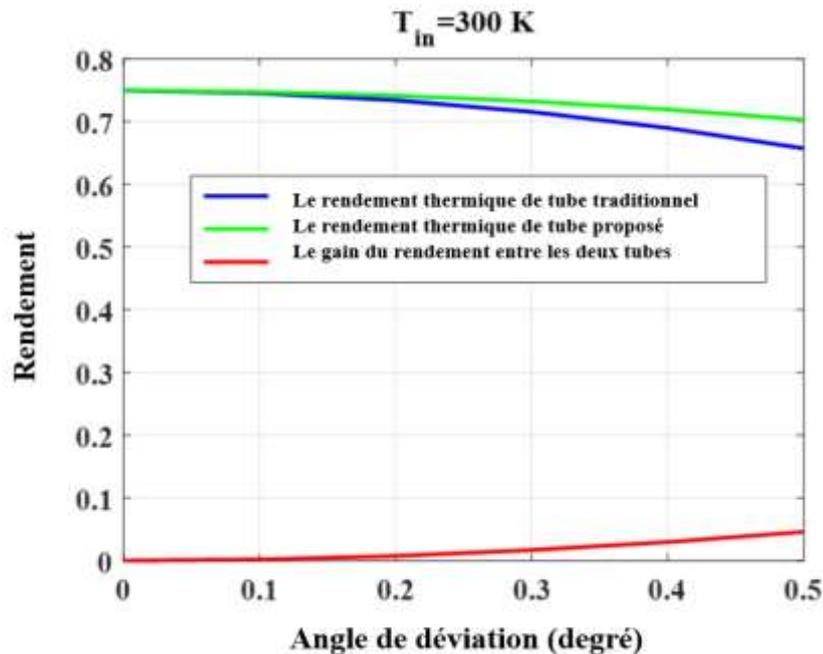
Paramètres	Value
$D_{eq}$	0.106 m
$\beta_{max}$	1.647 degrés
$d$	0.031 m
$h$	0.0046 m
$B$	0.07 m
$b$	0.0226 m
$S$	$2.0572 \times 10^{-4} \text{ m}^2$

### 5. Analyse thermique du tube circulaire-trapézoïdal

Dans ce paragraphe on va décrire le comportement thermique de la forme optimale du tube circulaire-trapézoïdal et le comparer au tube traditionnel.

Pour cela,

En premier lieu, on utilise le model analytique représenté dans le chapitre III, tout en introduisant l'équation de coefficient de l'angle de déviation, et puis on trace la variation du rendement thermique des deux tubes absorbeurs en fonction de l'angle de déviation (Voir Fig. V-17).



**Fig. V-18.** La variation du rendement thermique des deux tubes absorbeurs en fonction de l'angle de déviation.

La figure V-17 représente la variation du rendement thermique des deux tubes (traditionnel et proposé) et le gain d'efficacité en fonction de l'angle de déviation. La température d'entrée est fixée à 300° K et, l'angle de déviation varie de zéro à 0,5 degrés, ces valeurs pourraient être causées par les facteurs cités précédemment (Chapitre IV). On peut voir que le nouveau tube est plus efficace que le tube traditionnel. Le gain d'efficacité augmente lorsque l'angle de déviation augmente. Pour une valeur de cet angle inférieure à 0,1 degré, le gain de rendement sera inférieur à 2 %. Ce dernier semble faible, mais il faut garder à l'esprit que ce résultat correspond à un seul collecteur et, dans un champ solaire réel (système composé de plusieurs collecteurs), l'augmentation globale du rendement sera significative.

En deuxième lieu :

Le logiciel Comsol Multiphysics est utilisé pour déterminer la répartition de température sur le fluide caloporteur pour une température d'entrée égale à 300° K. Une valeur d'angle de déviation de 0,2 degré est considérée lors de la simulation et la surface utile calculée dans ce cas. Pour le tube circulaire, cette surface est d'environ 0,78 m<sup>2</sup>, tandis que pour le tube

circulaire-trapézoïdal, elle est de  $0,79 \text{ m}^2$ , en raison de l'inclinaison de la partie supérieure de la forme, comme représenté dans la Fig. V-18.

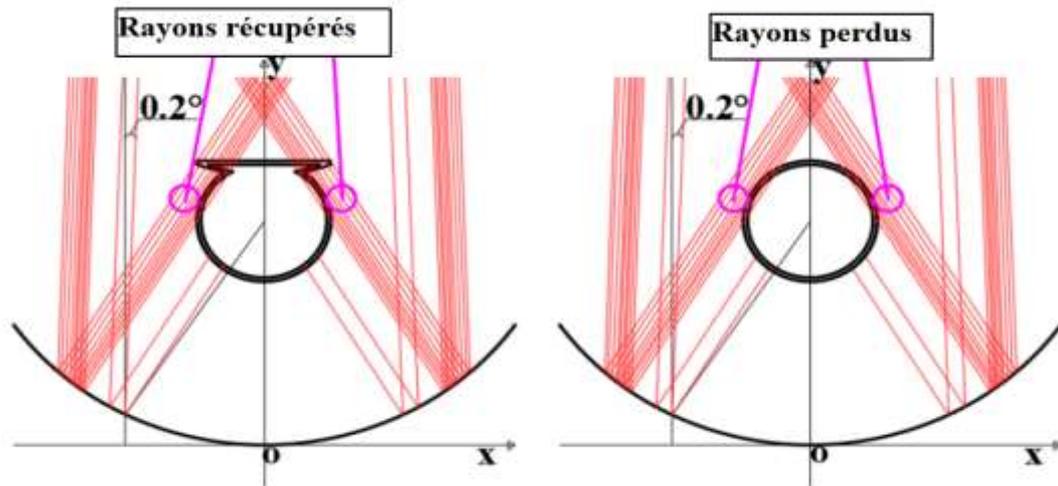


Fig. V-19. La surface utile pour un angle de déviation de  $0,2^\circ$

### 5.1. Modèle physique examiné

Nous avons choisis le type LS-2, dont les caractéristiques sont présentées dans le Tableau V-2. Le tube circulaire-trapézoïdal est considéré fabriqué avec les mêmes matériaux que le LS-2. Le fluide caloporteur est le Syltherm 800, ces caractéristiques physico-chimiques en fonction de la température sont représentées dans le chapitre III.

Tableau V.2. Les paramètres du LS-2

Paramètres du LS-2	Valeurs
Largeur du collecteur	5 m
Longueur du collecteur	7,8 m
La distance focale	1,84 m
L'ouverture du collecteur	$39 \text{ m}^2$
Diamètre intérieur du tube absorbeur	66 mm
Diamètre extérieur de tube absorbeur	70 mm
Diamètre intérieur de la couverture en verre	109 mm
Diamètre intérieur de la couverture en verre	115 mm
Transmittance de la couverture en verre	0,95
Emittance de l'absorbeur	0.2
Emittance de la couverture en verre	0.9
Réfléctance	0.83
Absorbance	0.96
Facteur d'interception	0.99

### 5.2.Hypothèses de la modélisation

Nous avons considérés un :

- Domaine tridimensionnel.
- Fluide Newtonien.
- Ecoulement Laminaire.

### 5.3.Les équations gouvernante

**-Equation de continuité (La conservation de la masse) :**

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (\text{V-9})$$

**-Equation de la quantité de mouvement**

$$\rho \frac{d\vec{U}}{dt} + \overrightarrow{\text{grad}} p = \mu \vec{\Delta} \vec{U} + \vec{F} \quad (\text{V-10})$$

**En coordonnées cartésiennes (x, y, z)**

$$\rho \left( \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + F_x + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (\text{V-11})$$

$$\rho \left( \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + F_y + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (\text{V-12})$$

$$\rho \left( \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + F_z + \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (\text{V-13})$$

**-Equation d'énergie (conservation d'énergie)**

$$\rho C_p \left( \frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) - \frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) = S \quad (\text{V-14})$$

### 5.4.Les conditions aux limites

- La source de chaleur est divisée en deux parties :
  - La première est la source de chaleur volumique  $S = -S_T$  introduite dans l'équation de la chaleur, qui représente les pertes de chaleur où :

$$S_T = \frac{\sigma A_o (T_o^4 - T_g^4)}{\frac{1}{\varepsilon_r} + \frac{(1-\varepsilon_g)(D_o)}{\varepsilon_g (D_g)}} \left( \frac{1}{V_r} \right) \quad (\text{V-15})$$

Avec,

$$V_r = \frac{\pi}{4} (D_o^2 - D_i^2) \cdot z_r \quad (\text{V-16})$$

- La deuxième est une source de chaleur surfacique agissant sur la surface extérieure du tube caractérisant le flux de chaleur concentré  $q$  à travers le tube récepteur, et nous avons :

$$\lambda_r \cdot \frac{\partial T}{\partial n} = \alpha_r \cdot q \quad (\text{V-17})$$

- En premier lieu, on met  $u=0$ ,  $v=0$ ,  $w=0$ . Après, on suppose une vitesse d'entrée du fluide de 0.05 m/s, c.-à-d.  $u=0.05$  m/s.
- Adhérence à la paroi ( $u=0$ ).

### 5.5. Résultats et discussion

Les distributions thermiques autour des tubes absorbeurs sont présentées à la Fig. V-19. Pour une valeur d'angle de déviation de  $0,2^\circ$ , on peut voir le gain supplémentaire d'énergie apporté par le tube absorbeur circulaire-trapézoïdal. Si on considère la température, par exemple de la partie inférieure des tubes, on peut remarquer qu'elle varie de  $725^\circ \text{ K}$  à  $729^\circ \text{ K}$  pour le tube proposé, alors que pour le tube traditionnel elle varie de  $705^\circ \text{ K}$  à  $710^\circ \text{ K}$  dans le cas d'un fluide stationnaire. Aussi, pour la partie supérieure la différence de température est importante. Comme on peut le voir, pour le tube circulaire la température varie de  $687^\circ \text{ K}$  à  $690^\circ \text{ K}$ , tandis que pour le tube trapézoïdal elle varie de  $704^\circ \text{ K}$  à  $710^\circ \text{ K}$ .

D'autre part, une analyse d'un écoulement de fluide laminaire à travers le nouveau tube est effectuée pour déterminer la distribution du champ de vitesse et pour estimer les chutes de pression dans les tubes considérés, afin de faire une meilleure comparaison. La vitesse d'entrée est supposée être de 0,05 m/s et les tubes mesurent un mètre de long chacun.

On remarque une diminution de la température du fluide pour les deux tubes en raison des pertes thermiques principalement par convection, mais la température dans le tube proposé est maintenue supérieure à celui du tube traditionnel (voir Fig.V-20).

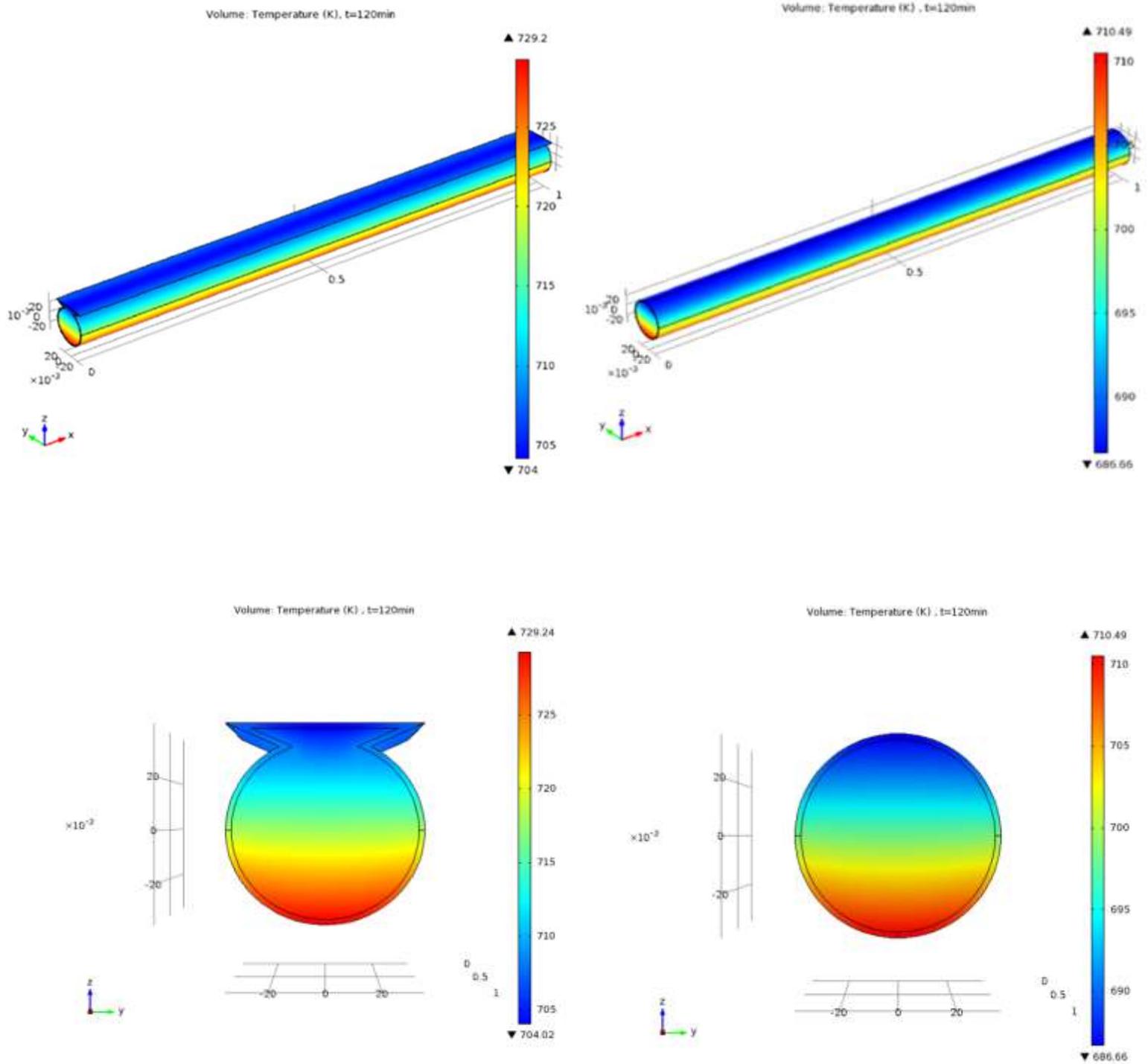


Fig. V-20. La distribution de température pour un angle de déviation de  $0.2^\circ$  ( $u=0.0$  m/s)

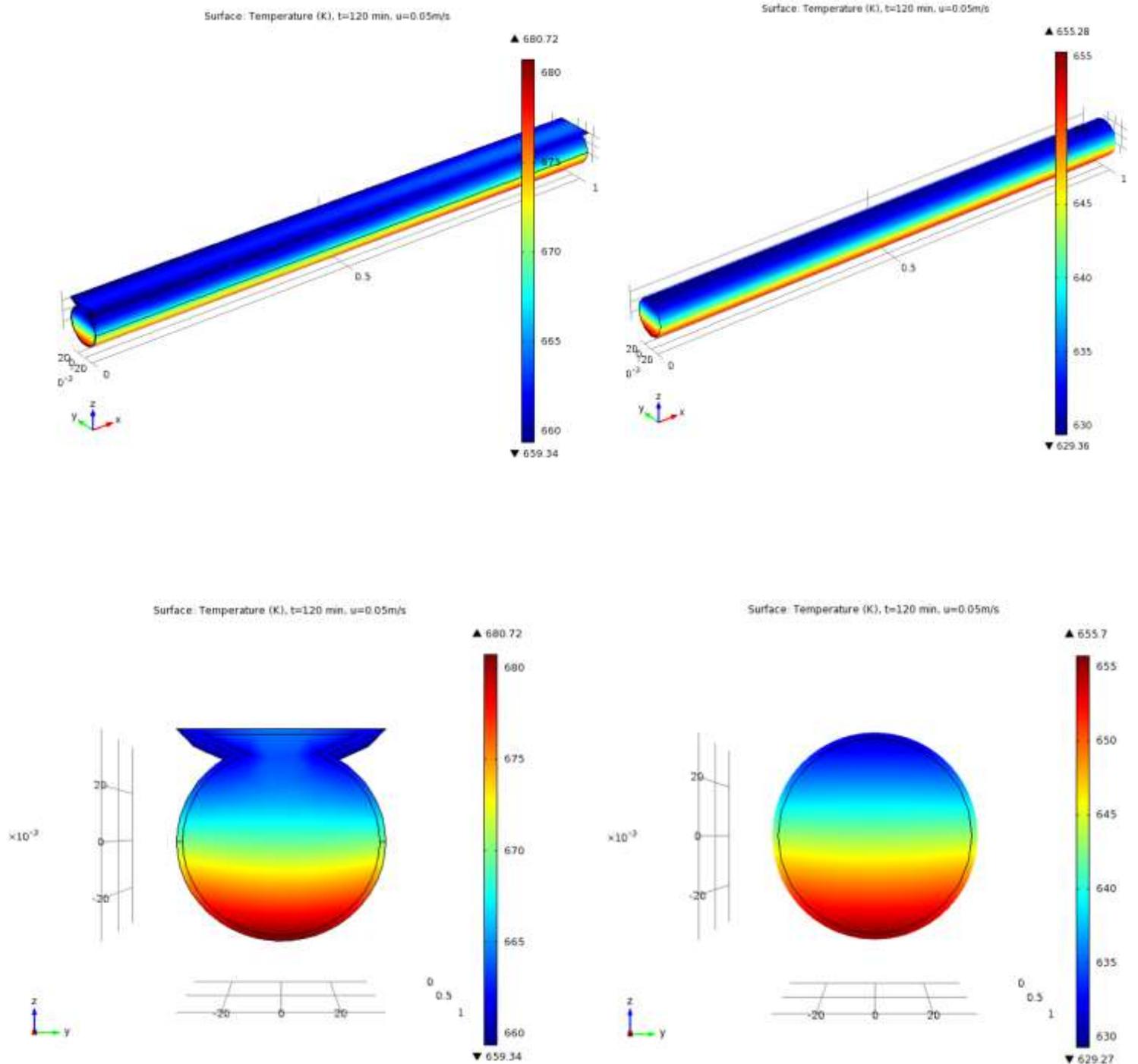


Fig. V-21. La distribution de température pour un angle de déviation de  $0.2^\circ$  ( $u=0.05$  m/s)

- Prenons un point dans la partie supérieure (1, 0, 0.032) des deux tubes et un autre point (1, 0, -0.032), dans la partie inférieure, mesurons la température à ces points et considérons la différence entre les tubes et évaluons le gain de chaleur que peut apporter le tube proposé.

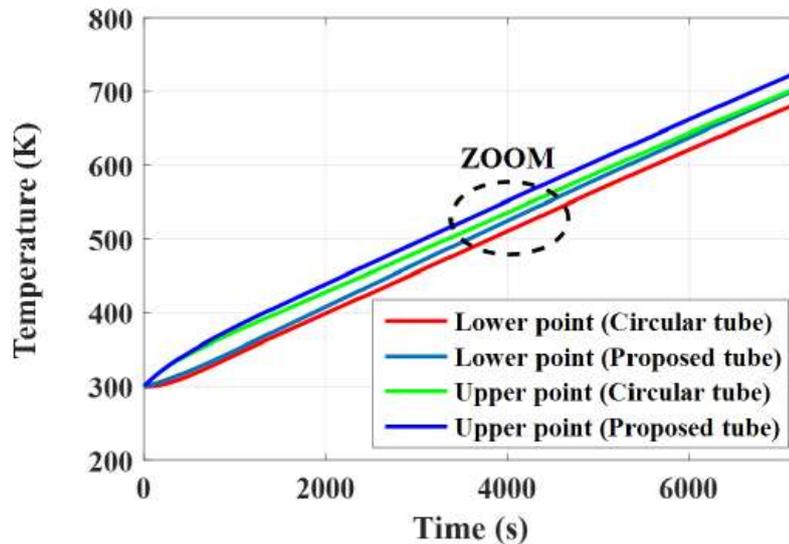


Fig. V-22. La variation de la température dans les parties inférieure et supérieure des tubes [77]

Les résultats sont représentés sur la Fig. V-21 et le zoom correspondant (Fig. V-22), la différence de température entre les parties supérieure et inférieure des tubes considérés est importante. Par exemple, à l'instant 2100s la température au point défini par les coordonnées (1,0, 0.032) est égale à 444.4° K pour le tube absorbant trapézoïdal, alors que pour le tube traditionnel elle est d'environ 433.3° K. Ainsi, le tube absorbeur proposé présente une température plus élevée par rapport au tube traditionnel.

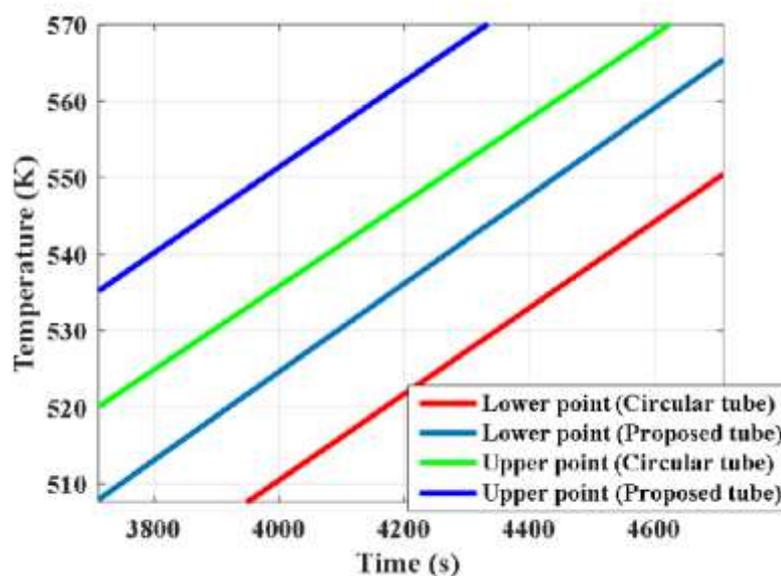


Fig. V-23. La variation de la température des parties inférieure et supérieure des tubes (ZOOM)

La distribution de l'amplitude de vitesse pour les deux tubes est représentée à la figure V-23, ainsi que l'évolution de la chute de pression en fonction du nombre de Reynolds à la figure V-24.

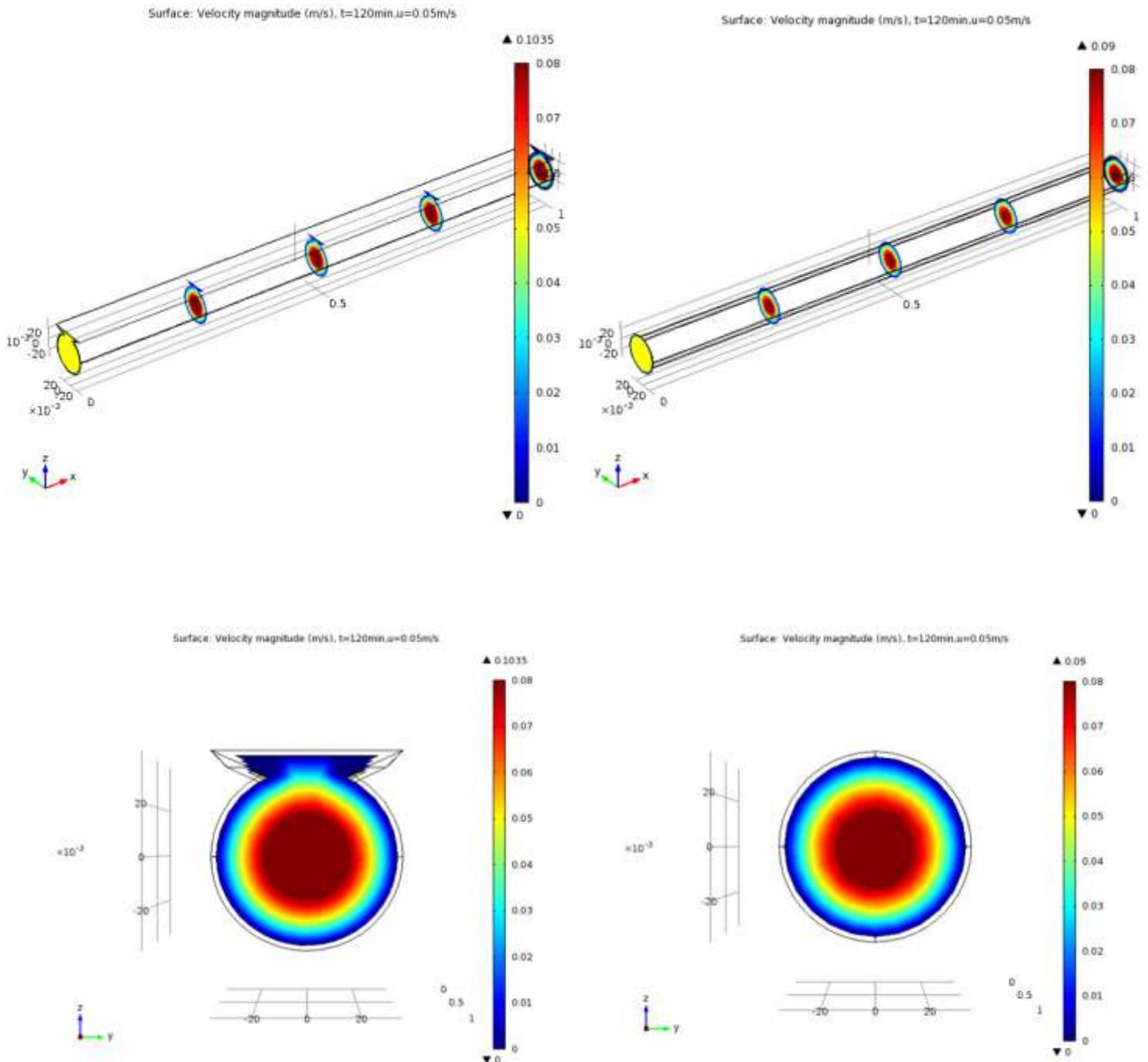


Fig. V-24. Amplitude de vitesse pour une valeur d'angle de déviation de  $0,2^\circ$  ( $u=0,05$  m/s)

L'amplitude de vitesse est presque la même pour les deux tubes, juste on remarque une légère différence au milieu de tube due à la différence de pression.

À partir de la Fig. V-24, on peut observer que les pertes de pression augmentent en fonction du nombre de Reynolds pour les deux tubes, tandis que pour le tube circulaire-trapézoïdal, il y a une augmentation des pertes de pression de 10 Pa par rapport au tube circulaire.

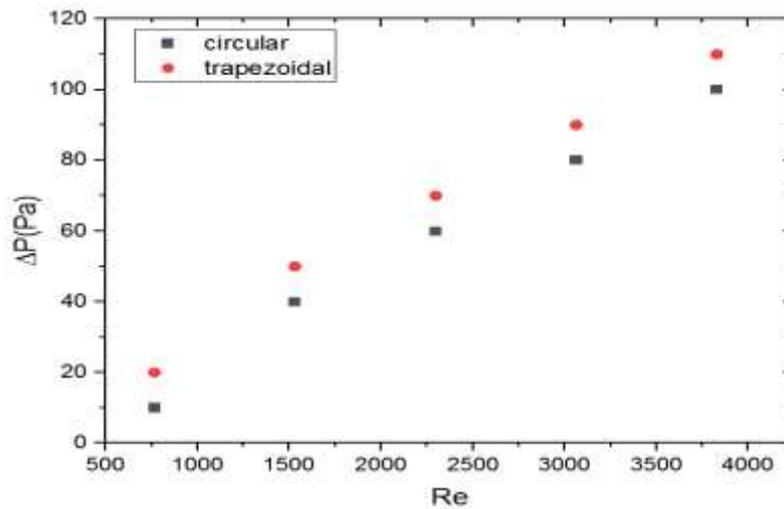


Fig. V-25. La chute de pression pour les deux tubes absorbeurs [77]

## 6. Conclusions

- Nous avons présenté dans ce chapitre des techniques d'amélioration du rendement du concentrateur cylindro-parabolique. Ont aussi été présentés notre proposition de tube circulaire-trapézoïdal et les résultats de simulation correspondants avec comparaison avec ceux relatifs au tube traditionnel du type LS2.
- Le tube proposé permet de récupérer certains des rayons perdus à cause de l'angle de déviation.
- La forme optimale du tube circulaire-trapézoïdal est obtenue en se basant sur la valeur de l'angle de déviation maximale.
- Le rendement thermique du tube circulaire-trapézoïdal a été évalué et comparé à celui traditionnel. Les résultats confirment que le tube proposé présente une meilleure efficacité par rapport à celui traditionnel, et cela en fonction de l'angle de déviation, plus celui-ci est grand plus l'écart en efficacité augmente. Le tube proposé peut générer une augmentation de 5% du rendement thermique par rapport au tube absorbeur traditionnel pour une valeur d'angle de déviation de  $0,5^\circ$ .
- Il convient de noter que la forme circulaire-trapézoïdale présente des pertes de pression par rapport à la forme circulaire, mais cela n'affecte pas beaucoup l'efficacité globale du tube.



*Conclusions générales*

### Conclusions générales

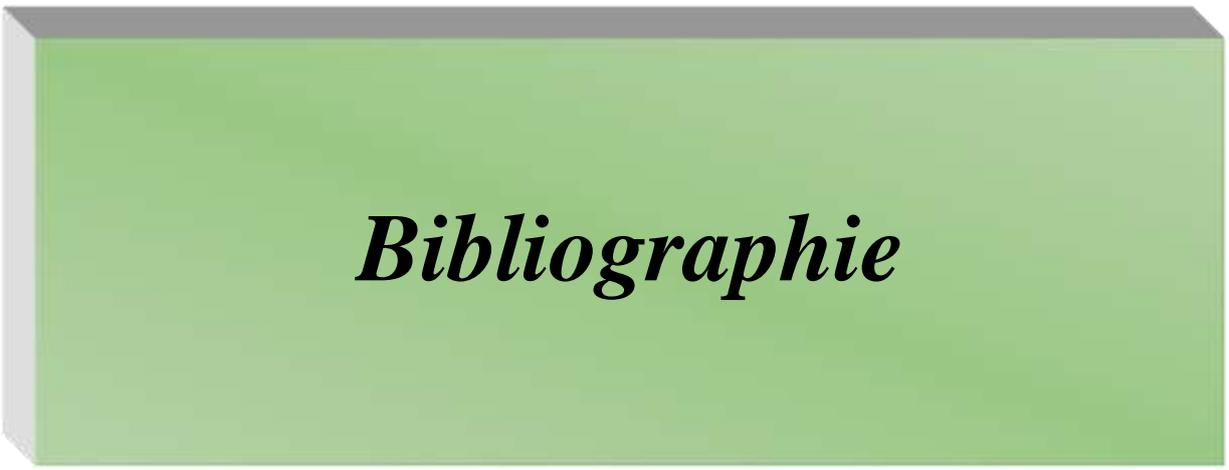
L'Algérie est un pays doté de ressources en énergie solaire qui peuvent assurer la production de quantités considérables d'électricité. Il comporte le Sahara qui est vaste et riche en DNI (Insolation Normale Directe) toute au long de l'année. Cependant, l'Algérie se situe à l'hémisphère Nord, plus exactement à la latitude 32, là où le climat est très hostile, avec un vent intense, ce qui engendre l'angle de déviation qui influe négativement sur le rendement des concentrateurs cylindro-paraboliques.

C'est suite à cela que nous nous sommes orientés vers la recherche d'une solution afin de minimiser ces pertes optiques dues aux effets de l'angle de déviation. Nous avons traité ce problème sur le plan bibliographique dans le but de décrire en détail le système à concentration cylindro-parabolique, à savoir : le champ solaire, le bloc de génération et le système de stockage. Nous avons ensuite mis en évidence cette problématique liée à l'effet de l'angle de déviation, et nous avons montré que l'angle de déviation affecte beaucoup le rendement thermique du concentrateur cylindro-parabolique. Un écart d'un degré peut entraîner une diminution de 40 % du rendement thermique.

Nous avons proposé une solution basée sur la conception de tube absorbeur du concentrateur cylindro-parabolique. Il s'agit d'une nouvelle forme dite circulaire-trapèzoidale, et cela pour récupérer certains des rayons perdus à cause de l'effet de l'angle de déviation. La forme optimale du tube circulaire-trapèzoïdal est obtenue en se basant sur la valeur de l'angle de déviation maximale. Après avoir déterminé la forme circulaire-trapèzoïdale optimale, nous avons entamé l'étude, la modélisation et la simulation de cette forme en utilisant les logiciels MATLAB et COMSOL MULTIPHYSICS, considérant l'angle de déviation. Une comparaison avec le cas d'un tube traditionnel (LS-2) est effectuée. Les résultats sont très satisfaisants et confirment que le tube proposé présente un meilleur rendement par rapport à celui traditionnel, et plus l'angle de déviation est grand, plus l'écart augmente. Le tube proposé peut générer une augmentation allant jusqu'à 5% du rendement thermique global par rapport au tube absorbeur traditionnel pour une valeur d'angle de déviation de  $0,5^\circ$ . Il convient de noter que la forme circulaire-trapèzoïdale présente des pertes de pression de charge par rapport à la forme circulaire, mais cela n'affecte pas beaucoup l'efficacité globale.

Ce travail non exhaustif offre quelques perspectives que nous présentons ci-dessous :

- Étude et analyse de cette nouvelle conception dans un champ solaire d'une centrale électrique thermo-solaire afin d'examiner la faisabilité.
- Application des nouveaux systèmes de poursuite à notre conception qui offre la possibilité d'élargir le champ de captage au niveau du tube absorbeur, pour examiner la rentabilité et le rendement global du concentrateur cylindro-parabolique.
- Adapter notre nouvelle conception aux systèmes linéaires de Fresnel sachant leurs excellentes efficacités.



***Bibliographie***

## Bibliographie

- [1] Fuqiang, Wang, et al. "Progress in concentrated solar power technology with parabolic trough collector system: A comprehensive review." *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2017, 79, 1314-1328.
- [2] Lewis, N.S., Nocera, D.G. "Powering the planet: Chemical challenges in solar energy utilization". *Proc. Natl. Acad. Sci. USA* 2006, 103(43), 15729-15735.
- [3] Dupeyrat, P.; Mnzo, C.; Fortuin, S. "Study of the thermal and electrical performances of PVT solar hot water system". *Energy Build.* 2014, 68, 751-755.
- [4] M.S.DJENANE, M. A. KACIMI EL HASSANI, "Etude et Commande d'un Onduleur triphasé à Structure Z-Source dans une chaîne photovoltaïque en mode isolé", Master, *Ecole Nationale Polytechnique*, 2016, Alger.
- [5] OCDE (Organisation de Coopération et de Développement Economique), "Déclassement et démantèlement d'installations nucléaires", *Agence pour l'énergie nucléaire*, gestion des déchets nucléaires, 2002.
- [6] Michaël Bressan. "Estimation de production des installations PV pour différentes inclinaisons basée sur un modèle d'ensoleillement". *La Revue 3E.I, Société de l'électricité, de l'électronique et des technologies de l'information et de la communication*, 2014, 3EI2014-77, <https://www.see.asso.fr/en/node/11096.hal-01077761>.
- [7] T.K. Van Heuklon, "Estimating Atmospheric Ozone for Solar Radiation Models", *Solar Energy*, Vol. 22, N°1, pp. 63 – 68, 1979.
- [8] S.A. Kalogirou, "Solar Energy Engineering Processes and Systems", second Edition, *Elsevier*. Boston-Massachusetts (USA). 819 p. 2014.
- [9] P. I. Cooper, "The absorption of solar radiation in solar stills", *Sol. Energy* 12 (3), 333-346, 1969.
- [10] Djelloul Benatallah, "Etude et simulation de flux solaire avec intégration d'un système d'information géographique (S.I.G) pour la wilaya d'Adrar", Thèse de Magister, *Université d'Adrar*, Algérie, 2014.
- [11] Site internet : <http://herve.silve.pagesperso-orange.fr/solaire>, consulté le 06/12/2020.
- [12] M. IQBAL, "An introduction to solar radiation", *Academic press*, New York, 1983.
- [13] John A. Duffie, William A. Beckman. "Solar engineering of thermal processes", chapter 1: Solar radiation, Second edition. A John Wiley Sons, Inc, 1980.
- [14] Yaïche, M. R., and S. M. A. Bekkouche. "Conception et validation d'un programme sous Excel pour l'estimation du rayonnement solaire incident en Algérie. Cas d'un ciel totalement clair." *Revue des Energies Renouvelables* 11.3 (2008) : 423-436.
- [15] Site internet : <https://www.aalborgcsp.com/business-areas/solar-district-heating/csp-parabolic-troughs/history-of-csp/>, consulté le 13/04/2020.
- [16] GAMA Amor, "Optimisation des Dispositifs de Poursuite Solaire dans les Systèmes à Concentration", Thèse de doctorat, *Ecole Nationale Polytechnique*, Alger, 2013.
- [17] Craig, Omotoyosi. "Concentrating Solar Power (CSP) technology adoption in South Africa.", these de doctorat, *Stellenbosch University* <https://scholar.sun.ac.za>, December 2018.
- [18] Mehos, M., Turchi, C., Jorgenson, J., Denholm, P., Ho, C., Armijo, K., 2016. "On the path to sun shot". *advancing concentrating solar power technology*, performance, and dispatchability. Tech. rep., National Renewable Energy Lab.(NREL), Golden, CO (United States).
- [19] <https://cmimarseille.org/menacspkip/fr/lessentiel-de-latelier-de-travail-consacre-aux-marches-la-valeur-pour-le-systeme-energetique-et-au-financement-du-solaire-concentration-csp/>, consulté le 14/12/2020.
- [20] Sutter, F.; Fernández-García, A.; Wette, J.; Reche-Navarro, T.J.; Martínez-Arcos, L. "Acceptance criteria for accelerated aging testing of silvered-glass mirrors for concentrated solar power technologies". *Sol. Energy Mater. Sol. Cells* **2019**, 193, 361–371.
- [21] Novas, Nuria, Aránzazu Fernández-García, and Francisco Manzano-Agugliaro. "A simplified method to avoid shadows at parabolic-trough solar collectors facilities." *Symmetry* 12.2 (2020): 278.

- [22]Asociación Española para la Promoción de la Industria Termosolar. Informe de Transición del sector Eléctrico Horizonte 2030. 2018. Available online : <http://www.protermosolar.com> (consulté le 10 December 2019).
- [23]Xu, Xinhai, et al. "Prospects and problems of concentrating solar power technologies for power generation in the desert regions." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 53 (2016): 1106-1131.
- [24]M. S. Djenane, S. Hadji and O. Touhami, "Effect of deviation angle on the parabolic trough solar collector performances," International Conference on Advanced Electrical Engineering (ICAEE), Algiers, Algeria, *IEEE*, pp. 1-6, 2019.
- [25]GAMA Amor, "Contribution à l'étude thermique et numérique d'un capteur solaire cylindro-parabolique", Thèse de Magister, *Ecole Nationale Polytechnique*, Alger, 2012.
- [26]Barlev, David, Ruxandra Vidu, and Pieter Stroeve. "Innovation in concentrated solar power." *Solar energy materials and solar cells*, 95.10 (2011): 2703-2725.
- [27]Lorente, I., A. I. Alvarez, J. L. Blanco, D. "Performance model for parabolic trough solar thermal power with thermal storage: comparison to operating plant data". *Solar Energy*, 2011; 85:2443-60.
- [28]Boukellia T. eddine, Mecibah M-S. "Parabolic trough solar thermal power plant: potential, and projects development in Algeria". *Renew Sustain Energy Rev*, 2013; 21:288-97.
- [29]Cohen G, Skowronski M, Cable R, Morse F, Jaehne CH, Kearney D, et al. "Solar thermal parabolic trough electric power plants for electric utilities in California PIER final project report". *California Energy Commission*. Available online at: <http://www.energy.ca.gov/2005publications/CEC-500-2005-175/CEC-500-2005-175.PDFS>.
- [30]Steinhagen, H. M., Trieb, F. "Concentrating solar power- a review of the Technology". Available from: [http://www.dlr.de/Portaldata/41/Resources/dokumente/institut/system/publications/Concentrating\\_Solar\\_Power\\_Part\\_1.pdf](http://www.dlr.de/Portaldata/41/Resources/dokumente/institut/system/publications/Concentrating_Solar_Power_Part_1.pdf).
- [31]Boudghene Stambouli A, Khiat Z, Flazi S, Kitamura Y. "A review on the renewable energy development in Algeria: Current perspective, energy scenario and sustainability issues". *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2012; 16: 4445-60.
- [32]Jones W. "How much water does it take to make electricity? " Available from: <http://spectrum.ieee.org/energy/environment/how-much-water-does-it-take-to-make-electricity>.
- [33]Al-Soud M, Hrayshat EA. "50 MW concentrating solar power plant for Jordan". *Journal of Cleaner Production*, 2009; 17: 625-35.
- [34]Chien J C L, Lior N. "Concentrating solar thermal power as a viable alternative in China's electricity supply". *Energy Policy*, 2011; 39: 7622-36.
- [35]Ministry of Energy and Mines. Renewable energy and energy efficiency program. Available from: <http://www.mem-algeria.org>.
- [36]Zhang, H. L., Baeyens, J., Degreè, J., & Cacères, G. (2013). "Concentrated solar power plants: Review and design methodology". *Renewable and sustainable energy reviews*, 22, 466-481.
- [37]OLIA, Hamed, TORABI, Mohammad amin, BAHIRAEI, Mehdi, et al. "Application of nanofluids in thermal performance enhancement of parabolic trough solar collector: state-of-the-art". *Applied Sciences*, 2019, vol. 9, no 3, p. 463.
- [38]Thakkar, V., Doshi, A., Rana, A., 2015. Performance analysis methodology for parabolic dish solar concentrators for process heating using thermic fluid. *Journal of Mechanical and Civil Engineering* 12 (1).
- [39]Duffie, J. A., Beckman, W. A., 2013. *Solar engineering of thermal processes*. John Wiley & Sons.
- [40]Rabl, A., 1976. Comparison of solar concentrators. *Solar energy* 18 (2), 93-111.
- [41]Cyril. Caliot, Gilles. Flamant, "Technologie des concentrateurs cylindro-paraboliques", Laboratoire proceedings, Matériaux et énergie solaire, Formation CSP, OUARZAZATE 25, 27 mai 2016.
- [42]U. Herrmann, M. Geyer, and R. Kistner, "The AndaSol project," *Workshop on Thermal Storage for Trough Power Systems*, (2002).
- [43]Jean-Francois Hoffmann. Stockage thermique pour centrale solaire thermodynamique à concentration mettant en oeuvre des matériaux céramiques naturels ou recyclés. Génie des procédés. Université de Perpignan, 2015. Français. NNT : 2015PERP0033. tel-01284834.

- [44] A. Gil, M. Medrano, I. Martorell, A. Lázaro, P. Dolado, B. Zalba, and L. F. Cabeza, "State of the art on high-temperature thermal energy storage for power generation. Part 1—Concepts, materials and modellization," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **14**, 31–55 (2010).
- [45] S. Kuravi, J. Trahan, D. Y. Goswami, M. M. Rahman, and E. K. Stefanakos, "Thermal energy storage technologies and systems for concentrating solar power plants," *Progress in Energy and Combustion Science*, **39**, 285–319 (2013).
- [46] J.E. Pacheco, S.K. Showalter, and W.J. Kolb. "Development of a molten-salt thermocline thermal storage system for parabolic trough plants". *Solar Energy*, 124: 153–159, 2002.
- [47] S. Kuravi, J. Trahan, Y. Goswami, M.M. Rahman, and E.K. Stefanakos. "Thermal energy storage technologies and systems for concentrating solar power plants". *Progress in Energy and Combustion Science*, 39: 285–319, 2013.
- [48] Ahmed Amine Hachicha, "Numerical modelling of a parabolic trough solar collector", These de doctorat, Département des machines et moteurs thermiques E.T.S.E.I.A.T. *Université polytechnique de Catalogne Terrassa*, September, 2013.
- [49] D. Aljure, I. Rodríguez, O. Lehmkuhl, R. Borrell, and A. Oliva. "Flow and turbulent structures around simplified cars models". In *Conference on Modelling Fluid Flow (CMFF'12)*, pages 247–254, Budapest, Hungary, 2012.
- [50] Bellos, E., Tzivanidis, C., 2018a. "Analytical expression of parabolic trough solar collector performance". *Designs 2*. URL: <https://www.mdpi.com/2411-9660/2/1/9>, doi : 10.3390/designs2010009.
- [51] Dudley, V.E.; Kolb, G.J.; Mahoney, A.R.; Mancini, T.R.; Matthews, C.W.; Sloan, M.; Kearney, D. "Test Results: SEGS LS2 Solar Collector"; Report of Sandia National Laboratories, SAN94-1884; *Sandia National Laboratories: Livermore, CA, USA*, 1994.
- [52] Patnode, A. M., et al., "Simulation and performance evaluation of parabolic trough solar power plants. Ph.D. thesis, *University of Wisconsin Madison*, 2006.
- [53] Ahmed, M. H., Rady, M., Amin, A. M., Montagnino, F. M., Paredes, F., 2015. 2006. "Comparison of thermal and optical performance of linear fresnel and parabolic trough concentrator2006". In: *Renewable Energy Research and Applications (ICRERA)*, 2015 International Conference on. IEEE, pp. 626629.
- [54] Forristall, R., "Heat transfer analysis and modeling of a parabolic trough solar receiver implemented in engineering equation solver". Technical Report. *National Renewable Energy Lab., Golden, CO. (US)*, 2023.
- [55] J. Blanco, D. Alarcn, B. Snchez, S. Malato, M. I. Maldonado, "Technical comparison of different solar-assisted heat supply systems for a multi-effect seawater distillation unit", *ISES Solar ISES SolarWorld Congress Gteborg*, 2003, Sweden.
- [56] M. S. Djenane, S. Hadji and O. Touhami, "Thermal analysis of a parabolic trough solar concentrator." Algerian Symposium on Renewable Energy and Materials ASREM2022, March 16-17, 2022 Medea- Algeria.
- [57] O. Behar, A. Khellaf, K. Mohammadi, "A novel parabolic trough solar collector model Validation with experimental data and comparison to Engineering Equation Solver (EES) ", *Energy Conversion and Management* 2015; 106: 268-281.
- [58] Verma, S.K.; Tiwari, A.K. "Progress of nanofluid application in solar collectors: A review". *Energy Convers. Manag.* 2015, 100, 324–346.
- [59] Bellos, E.; Tzivanidis, C.; Tsimpoukis, D. "Enhancing the performance of parabolic trough collectors using nanofluids and turbulators". *Renew. Sustain. Energy Rev.* 2018, 91, 358–375.
- [60] Bellos, E.; Tzivanidis, C. "A review of concentrating solar thermal collectors with and without nanofluids". *J. Thermal Anal. Calorim.* 2018, 1–23.
- [61] Kandwal, S.; Lal, K.G. "An Experimental Investigation into Nanofluids (CuO-H<sub>2</sub>O & CuO-Ethylene Glycol) Based Parabolic Solar Collector". Master's Thesis, *Thapar institute, Patiala, India*, 2015.
- [62] Kandwal, S.; Lal, K.G. "An Experimental Investigation into the Performance of a Nanofluid Based Concentrating Parabolic Solar Collector (NCPSC)". Ph.D. Thesis, *Thapar institute, Patiala, India*,.
- [63] Bellos, E.; Tzivanidis, C. "Parametric analysis and optimization of an Organic Rankine Cycle with nanofluid based solar parabolic trough collectors". *Renew. Energy* 2017, 114, 1376–1393.

- [64] Kasaeian, A.; Daneshzarian, R.; Rezaei, R.; Pourfayaz, F.; Kasaeian, G. "Experimental investigation on the thermal behavior of nanofluid direct absorption in a trough collector". *J. Clean. Prod.* 2017, 158, 276–284.
- [65] Sovan Kumar Panja, Biplab Das, Vinyas Mahesh, "Numerical study of parabolic trough solar collector's thermo-hydraulic performance using CuO and Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanofluids", *Applied Thermal Engineering*, Volume 248, Part B, 2024, 123179, ISSN 1359-4311.
- [66] Nagarajan, P.K.; Subramani, J.; Suyambazhahan, S.; Sathyamurthy, R. "Nanofluids for solar collector applications: A review". *Energy Procedia* 2014, 61, 2416–2434.
- [67] Bellos, E., et al. "Thermal enhancement of solar parabolic trough collectors by using nanofluids and converging-diverging absorber tube." *Renewable Energy* 94 (2016): 213-222.
- [68] Demagh, Yassine, et al. "Numerical investigation of a novel sinusoidal tube receiver for parabolic trough technology." *Applied Energy* 218 (2018): 494-510.
- [69] Chen, F., et al. "Thermal performance of a novel linear cavity absorber for parabolic trough solar concentrator." *Energy Conversion and Management* 90 (2015): 292-299.
- [70] Zhu, Xiaowei, Lei Zhu, and Jingquan Zhao. "Wavy-tape insert designed for managing highly concentrated solar energy on absorber tube of parabolic trough receiver." *Energy* 141 (2017): 1146-1155.
- [71] Chakraborty, Oveepsa, et al. "Effects of helical absorber tube on the energy and exergy analysis of parabolic solar trough collector—A computational analysis." *Sustainable Energy Technologies and Assessments* 44 (2021): 101083.
- [72] Khan, Majid, et al. "Evaluating the energy efficiency of a parabolic trough solar collector filled with a hybrid nanofluid by utilizing double fluid system and a novel corrugated absorber tube." *Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers* 124 (2021): 150-161.
- [73] Zaboli, Mohammad, et al. "Thermal performance enhancement using absorber tube with inner helical axial fins in a parabolic trough solar collector." *Applied Sciences* 11.16 (2021): 7423.
- [74] Gong, Xiangtao, et al. "Heat transfer enhancement analysis of tube receiver for parabolic trough solar collector with pin fin arrays inserting." *Solar Energy* 144 (2017): 185-202.
- [75] Zou, Bin, et al. "Thermal performance improvement using unilateral spiral ribbed absorber tube for parabolic trough solar collector." *Solar Energy*, 183 (2019): 371-385.
- [76] Fuqiang, Wang, et al. "Heat transfer performance enhancement and thermal strain restraint of tube receiver for parabolic trough solar collector by using asymmetric outward convex corrugated tube." *Energy*, 114 (2016): 275-292.
- [77] Djenane, M. S., Hadji, S., Touhami, O., and Zitouni, A. H. (October 31, 2023). "A Novel Design of Parabolic Trough Solar Collector's Absorber Tube." *ASME. J. Sol. Energy Eng.* 146(3): 031001, June 2024.