



Ecole Nationale Polytechnique
Département de Génie Mécanique
Laboratory of Green and Mechanical Development



Thèse de Doctorat

En Génie Mécanique
Spécialité : Énergétique

Thème

**CONTRIBUTION A L'EVALUATION DES CAPTEURS
SOLAIRES A CONCENTRATION : APPLICATION A LA
CONVERSION THERMOMECHANIQUE A HAUTES
TEMPERATURES**

Réalisé par :

Rachid LEKHAL

Magister en Génie Mécanique de l'ENP

Soutenue le : **22/05/2025**

Devant le jury composé de :

Président :	MEKHALDI Abdelouahab	Professeur	ENP
Directeur de thèse :	AIT ALI Mohand Ameziane	Professeur	ENP
Co- directeur de thèse :	AHMED-ZAID Toudert	Professeur	ENP
Examineurs :			
	MAHFOUD Brahim	Professeur	UAMO Bouira
	SEMMARI Hamza	Professeur	ENP Constantine
	BOUHELAL Abdelhamid	MCA	E.N.P
	ABERKANE Sofiane	MCA	UAMO Bouira



Ecole Nationale Polytechnique
Département de Génie Mécanique
Laboratory of Green and Mechanical Development



Thèse de Doctorat

En Génie Mécanique
Spécialité : Énergétique

Thème

**CONTRIBUTION A L'EVALUATION DES CAPTEURS
SOLAIRES A CONCENTRATION : APPLICATION A LA
CONVERSION THERMOMECHANIQUE A HAUTES
TEMPERATURES**

Réalisé par :

Rachid LEKHAL

Magister en Génie Mécanique de l'ENP

Soutenue le : **22/05/2025**

Devant le jury composé de :

Président :	MEKHALDI Abdelouahab	Professeur	ENP
Directeur de thèse :	AIT ALI Mohand Ameziane	Professeur	ENP
Co- directeur de thèse :	AHMED-ZAID Toudert	Professeur	ENP
Examineurs :			
	MAHFOUD Brahim	Professeur	UAMO Bouira
	SEMMARI Hamza	Professeur	ENP Constantine
	BOUHELAL Abdelhamid	MCA	E.N.P
	ABERKANE Sofiane	MCA	UAMO Bouira

Dédicaces

Je dédie ce travail :

A mes défunts parents, paix à leurs âmes.

A tous ceux qui me sont chers.

Remerciements

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude à mon directeur de thèse, M. Mohand Ameziane AIT ALI, Professeur émérite à l'École Nationale Polytechnique d'Alger, dont le soutien et les précieux conseils ont été déterminants tout au long de cette recherche. Je remercie également mon co-directeur de thèse, M. Toudert AHMED-ZAID, Professeur à l'École Nationale Polytechnique d'Alger, pour son expertise et son engagement dans l'accompagnement de ce projet.

Mes remerciements vont également au Président du jury, M. Abdelouahab MEKHALDI, Professeur et Directeur de l'École Nationale Polytechnique d'Alger, pour avoir accepté de présider cette soutenance. J'exprime ma reconnaissance à M. Brahim MAHFOUD, Professeur à l'Université Akli Mohand Oulhadj de Bouira, et à M. Hamza SEMMARI, Professeur à l'École Nationale Polytechnique de Constantine, pour leurs évaluations et leurs commentaires constructifs qui ont enrichi ce travail. Je tiens également à remercier M. Abdelhamid BOUHELAL, Maître de Conférences à l'École Nationale Polytechnique d'Alger, et M. Sofiane ABERKANE, Maître de Conférences à l'Université Akli Mohand Oulhadj de Bouira, pour leurs contributions et leur analyse approfondie.

Enfin, je remercie chaleureusement toutes les personnes qui, de près ou de loin, ont participé à la réalisation de ce travail, que ce soit par leurs encouragements, leurs conseils ou leur soutien moral. Votre aide a été inestimable.

ملخص: تتناول هذه الدراسة تحويل الطاقة الشمسية عبر أنظمة تركيز الطاقة الشمسية المركزة وتسلط الضوء على الأهمية الحاسمة لتحسين آليات التتبع الشمسي لزيادة كفاءة تجميع الإشعاع إلى أقصى حد. تم تطوير نموذج حراري لحلقة شمسية مزودة بمجمعات للمركبات الشمسية ذات القطع المكافئ الأسطواني طولها 600 متر، مع الأخذ في عين الاعتبار موازين الطاقة لمائع حامل للحرارة وأنبوب الامتصاص والغلاف الزجاجي كدالة لخصائصها البصرية والحرارية-الفيزيائية. ولقد تم حل النموذج الرياضي الذي تم إنشاؤه عددياً باستخدام طريقة الفروق المحدودة وطريقة Newton-Raphson لضمان تقارب الحلول. وتم التحقق من صحة هذا النموذج من خلال مقارنة النتائج بالبيانات التجريبية والعديد المتاحة. هذا وقد تم إيلاء اهتمام خاص للتشغيل الانتقالي للحلقة الشمسية، مع التركيز على فترة شروق الشمس وأقترح مخطط تشغيل مع إعادة التدوير. عند بدء التشغيل، يُعاد تدوير المائع في الحلقة الشمسية للوصول إلى درجة حرارة التشغيل دون الحاجة إلى طاقة إضافية للتسخين المسبق للزيت. وتظهر النتائج أن وضع إعادة تدوير الحلقة المغلقة (BF) يوفر مرونة فائقة بمعدلات تدفق عالية نسبياً، مقارنةً بوضع الحلقة المفتوحة (BO)، الذي يتطلب قدرًا كبيرًا من طاقة التسخين المسبق (حتى 1200 كيلو جول عند 250 لتر/دقيقة). وتم تحقيق زيادة نسبية في كفاءة الطاقة بنسبة 2.68%. إلى ذلك، تم الوصول إلى أقصى كفاءة حرارية بلغت 66.53% في الساعة 2:27 مساءً خلال الصيف، مما يؤكد أهمية تحسين استراتيجيات بدء التشغيل وإدارة حلقات الطاقة الشمسية.

الكلمات المفتاحية: المركز الشمسي ذات القطع المكافئ الأسطواني، تشغيل الحلقة المغلقة، مائع حامل للحرارة، الاكتساب الحراري، الكفاءة الحرارية.

Abstract: This study investigates the conversion of solar energy via Concentrated Solar Power (CSP) systems and emphasizes the paramount importance of optimizing solar tracking mechanisms to enhance the efficiency of radiation collection. A thermal model has been developed for a solar loop utilizing 600-meter-long parabolic trough collectors (PTCs), incorporating energy balances for the heat transfer fluid, absorber tube, and glass envelope based on their optical and thermophysical properties. The established mathematical model is solved numerically using finite difference and Newton-Raphson methods for solution. Validation of the model is achieved by comparing results with available experimental and numerical data. Special attention is given to the transient operation of the solar loop, particularly during sunrise. A recirculation operating scheme is proposed, where the fluid is recirculated in the solar loop at startup to reach the operating temperature. At startup, fluid recirculation in the closed loop (CL) allows reaching the operating temperature without external energy input. This mode offers better operational performance at high flow rates, with savings up to 1200 kJ at 250 L/min compared to the open loop (OL). A relative energy efficiency gain of 2.68% was achieved. Moreover, a maximum thermal efficiency of 66.53% was reached at 2:27 p.m. during summer, confirming the importance of optimizing startup strategies and solar loop management.

Keywords: Parabolic trough collector, closed-loop operation, heat transfer fluid, heat gain, thermal efficiency.

Résumé : Cette étude traite de la conversion d'énergie solaire via des systèmes de concentration CSP et met en lumière l'importance déterminante de l'optimisation des mécanismes de poursuite solaire pour maximiser l'efficacité de collecte du rayonnement. Un modèle thermique est développé pour une boucle solaire équipée de collecteurs cylindro-paraboliques (CCP) de 600 mètres de longueur, prenant en compte les bilans énergétiques du fluide caloporteur, du tube absorbeur, et de l'enveloppe en verre en fonction de leurs propriétés optiques et thermophysiques. Le modèle mathématique établi est résolu numériquement à l'aide des méthodes des différences finies et de Newton-Raphson pour assurer la convergence des solutions. Le modèle a été validé en confrontant les résultats aux données expérimentales et numériques disponibles. Une attention particulière est accordée au fonctionnement de la boucle solaire en régime transitoire, en se concentrant sur la période de lever du soleil. Un schéma de fonctionnement avec recirculation a été proposé. Au démarrage, la recirculation du fluide en boucle fermée (BF) permet d'atteindre la température de fonctionnement sans apport énergétique externe. Ce mode présente de meilleures performances opérationnelles à débit élevé, avec une économie pouvant atteindre 1200 kJ à 250 L/min par rapport à la boucle ouverte (BO). Un gain relatif de 2,68 % sur l'efficacité énergétique a été obtenu. Par ailleurs, un rendement thermique maximal de 66,53 % a été atteint à 14h27 en été, confirmant l'intérêt d'optimiser les stratégies de démarrage et de gestion des boucles solaires.

Mots clés : Concentrateur cylindro-parabolique, fonctionnement en boucle fermée, fluide caloporteur, gain thermique, rendement thermique.

TABLE DES MATIERES

LISTE DES TABLEAUX

LISTE DES FIGURES

NOMENCLATURE

Introduction Générale.....	13
-----------------------------------	-----------

Chapitre 1 : Historique et technologies du solaire à concentration

1.1	Introduction	18
1.2	Types de concentrateurs solaires	19
1.2.1	Concentrateurs linéaires	20
1.2.2	Concentrateurs ponctuels	23
1.3	Comparaison des différentes technologies des CSP	25
1.3.1	Projets de centrales CSP à travers le monde	28
1.4	Conclusion	30

Chapitre 2 : Conversion d'énergie solaire et concentrateurs cylindro-paraboliques

2.1	Introduction	32
2.2	Gisement solaire	32
2.2.1	Rayonnement solaire hors atmosphère	32
2.2.2	Mouvement apparent du soleil	34
2.2.3	Systèmes de poursuite solaire	39
2.2.4	Durée du jour et angles de lever et coucher du soleil.....	42
2.3	Expression du rayonnement solaire global	43
2.3.1	Rayonnement direct.....	43
2.3.2	Rayonnement diffus	45
2.4	Courbes d'angles d'incidence et de rayonnement solaire	46
2.4.1	Angles d'incidence et de poursuite solaire.....	46
2.4.2	Estimation du rayonnement solaire global	50
2.5	Concentrateurs cylindro-paraboliques	51
2.5.1	Centrale thermique cylindro-parabolique.....	52
2.5.2	Disposition des CCP dans le champ solaire	53
2.5.3	Aspects géométriques d'un CCP	55
2.5.4	Les fluides caloporteurs	61
2.5.5	Puissances solaires et rendement optique du CCP	62
2.6	Conclusion	64

Chapitre 3 : Bilans thermiques et résolution mathématique

3.1	Introduction	66
3.2	Etat de l’art des travaux publiés sur les CCP.....	66
3.3	Modèle physique.....	68
3.3.1	Hypothèses simplificatrices.....	69
3.3.2	Bilans thermiques.....	70
3.3.3	Expression des différents coefficients d’échange de chaleur	72
3.4	Résolution mathématique	78
3.4.1	Formulation du Problème.....	79
3.4.2	Discrétisation par la méthode des différences finies	80
3.4.3	Résolution par la Méthode de Newton-Raphson.....	83
3.5	Expression de la puissance utile, du rendement et des pertes thermiques du CCP ...	87
3.5.1	Puissance utile	87
3.5.2	Rendement thermique	87
3.5.3	Pertes thermiques	87
3.6	Conclusion.....	88

Chapitre 4 : Analyse de fonctionnement et présentation des résultats

4.1	Introduction	90
4.2	Validation du modèle.....	90
4.3	Analyse thermique d’une boucle solaire en régime transitoire	96
4.3.1	Process de recirculation du fluide en boucle fermée.....	97
4.3.2	Temps de recirculation en BF au lever du soleil.....	98
4.3.3	Modes de fonctionnement de la boucle CCP	103
4.3.4	Profils des températures à la sortie de la boucle CCP.....	107
4.3.5	Bilan des Puissances Solaire, Thermique et Optique de la boucle CCP	108
4.3.6	Rendement thermique de la boucle CCP.....	112
4.4	Conclusion.....	113
Conclusion générale.....		115
Bibliographie.....		116
Annexes.....		125

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1.1 : Comparaison des technologies solaires PV et CSP.....	19
Tableau 1.2 : Caractéristiques et conditions opératoires des CSP.....	27
Tableau 2.1 : Comparaison des fluides caloporteurs.....	62
Tableau 2.2: Propriétés optiques du collecteur.....	63
Tableau 2.3 : Angle d'incidence modifié pour différents collecteurs.....	63
Tableau 3.1 : Coefficient de transfert de chaleur et les constantes relatives au gaz annulaire.....	75
Tableau 3.2: Les valeurs de ' C ' et ' m ' en fonction du nombre de Reynolds.....	77
Tableau 3.3 : Emissivité thermique des couches sélectives de l'absorbeur en fonction de la température.....	78
Tableau 4.1 : Caractéristiques du collecteur LS2-Luz cermet.....	91
Tableau 4.2 : Comparaison des résultats pour SNL-LS2-Luz Cermet – Vide annulaire.....	92
Tableau 4.3 : Comparaison des résultats pour SNL-LS2-Luz Cermet – Perte de vide annulaire.....	93
Tableau 4.4 : Gains énergétiques en mode BF pour une centrale de type CCP de 25 MWe.....	106
Tableau 4.5 : Puissances moyennes journalières gagnées et perdues par mètre de longueur.....	111

LISTE DES FIGURES

Fig. 1.1 : Carte du monde d'irradiation normale directe.....	20
Fig. 1.2 : Principales technologies de concentrateurs solaires.....	21
Fig. 1.3 : Principe de fonctionnement d'une centrale à capteur cylindro-paraboliques à huile (400°C) avec stockage à sel fondu et cycle de Rankine.....	22
Fig. 1.4 : Champ solaire d'une centrale solaire cylindro-parabolique construite dans le désert de Mojave en Californie par Luz International Limited (SEGS).....	23
Fig. 1.5 : Exemple d'une centrale solaire à récepteurs de Fresnel.....	24
Fig. 1.6: Abengoa PS20, 20MW solar power tower, seville, spain.....	24
Fig. 1.7 : Capteur parabolique avec moteur Stirling.....	26
Fig. 1.8 : Capacité installée des CSP à travers le monde.....	29
Fig. 1.9 : Capacité installée en MW pour différentes technologies des CSP.....	30
Fig. 2.1: Variation de la déclinaison de la terre et mouvement elliptique.....	34
Fig. 2.2: Repérage du soleil en coordonnées équatoriales.....	35
Fig. 2.3: Repérage du soleil en coordonnées horizontales.....	36
Fig. 2.4: Relations entre coordonnées horizontales et équatoriales.....	37
Fig. 2.5: Suivi du mouvement apparent du soleil d'Est en Ouest.....	40
Fig. 2.6: Suivi du mouvement apparent du soleil du Nord au Sud.....	41
Fig. 2.7 : Variation de l'angle d'incidence pour différents modes de poursuites solaires pour la journée du 1 ^{er} Janvier, région Adrar (latitude 32°).....	47
Fig. 2.8 : Variation de l'angle d'incidence pour différents modes de poursuites solaires pour la journée du 2 Juillet, région Adrar (latitude 32°).....	47
Fig. 2.9 : Variation de l'angle de poursuite solaire et hauteur du soleil pour la journée du 1 ^{er} Janvier, région Adrar (latitude 32°).....	49
Fig. 2.10 : Variation de l'angle de poursuite solaire et hauteur du soleil pour la journée du 2 Juillet, région Adrar (latitude 32°).....	49
Fig. 2.11 : Variation du rayonnement global pour une journée type d'hiver (1 Janvier). Région : Adrar (latitude 32°).....	51
Fig. 2.12 : Variation du rayonnement global pour une journée type d'été (2 Juillet). Région : Adrar (latitude 32°).....	52
Fig. 2.13 : Centrale solaire CP avec stockage thermique.....	53
Fig. 2.14 : Configuration à retour direct.....	54
Fig. 2.15 : Configuration à retour indirect.....	55
Fig. 2.16: Configuration à alimentation centralisée.....	55
Fig. 2.17: Paramètres relatifs à la forme du CCP.....	56

Fig. 2.18: Composants d'un CCP.....	58
Fig. 2.19 : Différentes erreurs géométriques et autres qui affectent le rendement optique d'un CCP.....	59
Fig. 2.20 : Composants de l'absorbeur.....	59
Fig. 2.21 : Structure porteuse du CCP (Eurotrough PSA).....	60
Fig. 3.1 : Bilan thermique sur un élément infinitésimal du CCP.....	69
Fig. 4.1 : Rendement thermique calculé comparé à d'autres références.....	94
Fig. 4.2 : Pertes thermiques calculées comparé à d'autres références.....	95
Fig. 4.3 : Schéma de process : recirculation du fluide en boucle fermée.....	97
Fig. 4.4 : Température de sortie du fluide en fonction du temps de recirculation pour le solstice d'hiver.....	98
Fig. 4.5 : Température de sortie du fluide en fonction du temps de recirculation pour l'équinoxe de printemps.....	99
Fig. 4.6 : Température de sortie du fluide en fonction du temps de recirculation pour le solstice d'été.....	99
Fig. 4.7 : Temps de recirculation en fonction du débit du fluide.....	100
Fig. 4.8 : Rayonnement direct combiné au cosinus de l'angle d'incidence pour différentes journées types.....	102
Fig. 4.9 : Température de sortie du fluide en fonction du temps en période de lever du soleil.....	104
Fig. 4.10 : Gain d'énergie en fonction du temps en période de lever du soleil.....	105
Fig. 4.11 : Profils de températures en sortie de boucle pour diverses journées types.....	107
Fig. 4.12 : Puissances gagnées et perdues pour le solstice d'hiver.....	109
Fig. 4.13 : Puissances gagnées et perdues pour l'équinoxe de printemps.....	109
Fig. 4.14 : Puissances gagnées et perdues pour le solstice d'été.....	110
Fig. 4.15 : Evolution du rendement thermique en fonction du temps solaire pour plusieurs journées types de l'année.....	112

NOMENCLATURE

A	Surface, m^2
C_t	Facteur de concentration, –
c_p	Capacité calorifique à pression constant, $J/(kg\ K)$
d	Diamètre, m
f	Facteur de frottements, –
I_{DNI}	Rayonnement solaire direct, W/m^2
I_{SC}	Constante solaire, W/m^2
I_{SE}	Rayonnement solaire extraterrestre, W/m^2
h	Coefficient de transfert de chaleur par convection, $W/(m^2\ K)$
h_s	Hauteur du soleil, –
$K(\theta)$	Angle d'incidence modifié, –
k	Conductivité thermique, $W/(m\ K)$
L	longueur, m
$\dot{m}_f$	Débit massique, kg/s
Nu	Nombre de Nusselt, –
Pr	Nombre de Prandtl, –
Q	Chaleur, J
q_{vf}	Débit volumique, L/min
Ra	Nombre de Rayleigh, –
Re	Nombre de Reynolds, –
T	Temperature, K
V_v	Vitesse de vent, m/s
W	Largeur, m
z	hauteur de la parabole, m

Lettres grecques

α	Absorptance, –
α_s	Azimut du soleil, –
δ	Déclinaison de la Terre, –
ε	Emissivité, –
η_{th}	Rendement thermique, –
η_g	Efficacité optique de l'enveloppe en verre, –
η_r	Efficacité optique de l'absorbeur, –
θ	Angle d'incidence, –
μ	Viscosité dynamique, $Pa.s$
ξ	Propriété optique du collecteur, –
ρ	Masse volumique, kg/m^3
τ	Transmittivité, –
ϕ	Latitude du lieu, –
ω	Angle horaire, –

Indices et exposants

<i>a</i>	Ambiant
<i>br</i>	Bracelet
<i>c</i>	Collecteur
<i>cd</i>	Conduction
<i>cv</i>	Convection
<i>e</i>	Entrée
<i>f</i>	Fluide
<i>g</i>	Enveloppe en verre
<i>r</i>	Tube absorbeur (récepteur)
<i>ra</i>	Rayonnement
<i>s</i>	Solaire
sky	Ciel

Abbreviations

AI	Angle d'Incidence
BF	Boucle Fermée
BO	Boucle Ouverte
CCP	Concentrateur Cylindro-Parabolique
CSP	Concentrated Solar Power
DNI	Direct Normal Irradiance
DSG	Direct Steam Generation
EP	Equinoxe de Printemps
IAM	Incident Angle Modifier
LS-2	Luz System 2nd Gen.
SE	Solstice d'Été
SH	Solstice d'Hiver
TS	Temps Solaire

INTRODUCTION GENERALE

Introduction générale

Depuis l'aube de la civilisation, l'humanité a constamment cherché à exploiter les ressources énergétiques naturelles pour subvenir à ses besoins croissants. Initialement, le bois était la principale source d'énergie, mais avec l'avènement de la révolution industrielle, les combustibles fossiles, tels que le charbon, le pétrole et le gaz naturel, ont progressivement pris le relais. À ce jour, ces ressources fossiles représentent encore une part dominante de la consommation mondiale d'énergie. Selon les estimations de l'Agence Internationale de l'Énergie (AIE), environ 80 % de l'énergie primaire mondiale provient encore de combustibles fossiles, dont 27 % de charbon, tandis que les énergies renouvelables ne représentent qu'une faible part, autour de 11 % (International Energy Agency, 2023) [1]. Cette dépendance excessive aux combustibles fossiles pose d'importants défis environnementaux et économiques.

La combustion des carburants fossiles, bien qu'efficace pour répondre à la demande énergétique actuelle, a de graves conséquences sur l'environnement. Elle libère des quantités massives de dioxyde de carbone (CO_2), principal gaz à effet de serre responsable du réchauffement climatique. Le CO_2 ainsi libéré crée un effet de serre, piégeant la chaleur dans l'atmosphère terrestre et contribuant à l'élévation des températures globales [2]. En parallèle, ces processus de combustion produisent d'autres polluants atmosphériques, tels que les oxydes d'azote (NO_x) et les particules fines, qui dégradent la qualité de l'air et ont des effets néfastes sur la santé publique, notamment des maladies respiratoires et cardiovasculaires.

De plus, l'exploitation continue des combustibles fossiles soulève une autre préoccupation majeure : l'épuisement des réserves. Ces ressources sont non renouvelables à l'échelle humaine, car elles se forment sur des millions d'années. Leur consommation à un rythme bien supérieur à celui de leur régénération pourrait mener à une pénurie mondiale dans les prochaines décennies, menaçant ainsi la stabilité économique et sociale. Selon le rapport *BP Statistical Review of World Energy* (2023) [3], les réserves prouvées de pétrole et de gaz naturel pourraient s'épuiser d'ici un siècle, si leur consommation se poursuit au rythme actuel.

Face à ces enjeux, l'humanité doit se tourner vers des solutions énergétiques alternatives, durables et renouvelables pour assurer un avenir énergétique viable. Parmi les sources d'énergie renouvelable, l'énergie solaire apparaît comme une des plus prometteuses, en raison de son abondance et de son faible impact environnemental. En effet, le soleil rayonne chaque jour une quantité d'énergie faramineuse dans l'espace, dont une petite fraction atteint la Terre

sous forme de rayonnement solaire. Ce rayonnement solaire, bien que dilué (environ 1000 W/m² au niveau du sol), peut être exploité efficacement grâce aux technologies de concentration solaire.

Dans les dernières décennies, l'énergie solaire à concentration, ou CSP (Concentrated Solar Power), a émergé comme une solution clé pour capter et concentrer l'énergie solaire afin de produire de l'électricité à grande échelle. Comparativement aux panneaux photovoltaïques, qui convertissent directement la lumière en électricité, les systèmes CSP utilisent des miroirs ou des lentilles pour concentrer la lumière du soleil sur un point focal, où elle chauffe un fluide caloporteur à haute température. Ce fluide chauffé est ensuite utilisé pour générer de la vapeur, qui alimente des turbines pour produire de l'électricité [4]. Les centrales CSP peuvent atteindre des rendements thermiques élevés grâce à cette concentration accrue de l'énergie solaire.

Un des principaux avantages de la technologie CSP réside dans sa capacité à stocker l'énergie sous forme de chaleur dans des réservoirs de sels fondus ou d'autres matériaux thermiques pour une utilisation ultérieure. Ce stockage permet aux centrales CSP de continuer à produire de l'électricité même après le coucher du soleil, assurant ainsi une stabilité dans la fourniture d'énergie [5]. Par ailleurs, la technologie CSP peut être hybridée avec d'autres sources d'énergie, telles que le gaz naturel ou la biomasse. Cet avantage permet de compenser les périodes d'ensoleillement insuffisantes et d'assurer une production continue comme le cas de la centrale hybride de Hassi R'mel en Algérie [6] qui associe une centrale solaire thermique cylindro-paraboliques à une centrale à turbines à gaz. D'une capacité totale de 150 MW, elle génère 25 MWe grâce à l'énergie solaire concentrée.

D'autres exemples de projets de grande envergure dans le domaine de l'énergie solaire thermodynamique incluent la centrale solaire Ivanpah en Californie, l'une des plus grandes installations CSP au monde, qui utilise des milliers de miroirs héliostatiques pour concentrer la lumière solaire sur des tours, où elle est convertie en chaleur [7]. Ces installations démontrent l'efficacité et la viabilité des CSP à grande échelle, et témoignent de l'intérêt croissant pour cette technologie dans les régions à fort ensoleillement.

Cependant, malgré ses avantages, la technologie CSP présente également des défis, notamment son coût relativement élevé par rapport aux autres technologies renouvelables et la nécessité de vastes terrains ensoleillés pour installer les systèmes de concentration (IEA, 2023). Néanmoins, les avancées technologiques, en particulier dans les matériaux des miroirs,

les systèmes de stockage thermique et les processus de conversion de chaleur en électricité, sont susceptibles de réduire ces coûts à l'avenir, rendant les CSP de plus en plus compétitifs sur le marché de l'énergie.

En conclusion, la transition énergétique mondiale vers des sources durables repose en grande partie sur le développement et l'adoption de technologies innovantes comme les CSP. Cette technologie offre une solution fiable et propre pour répondre à la demande croissante en électricité, tout en réduisant les émissions de gaz à effet de serre et en minimisant l'impact environnemental. Les recherches continues et les investissements dans ce domaine sont essentiels pour assurer un avenir énergétique durable et sécurisé pour les générations futures.

À la suite de cette introduction, les chapitres suivants présentent de manière progressive les principaux aspects des systèmes solaires thermodynamiques à concentration.

Dans le premier chapitre, nous explorons l'histoire et les technologies des CSP, en retraçant l'évolution de l'exploitation de l'énergie solaire, depuis les premières expérimentations jusqu'aux systèmes les plus récents et innovants. Ce chapitre met en lumière les différentes technologies de concentration solaire, notamment les collecteurs cylindro-paraboliques, les tours solaires, les miroirs de Fresnel, ainsi que les paraboles Stirling. Nous discutons des caractéristiques spécifiques de chacune de ces technologies, en soulignant leurs avantages respectifs pour la production d'énergie renouvelable, avec une attention particulière sur leur efficacité, leur coût et leur applicabilité.

Le deuxième chapitre se concentre sur la conversion de l'énergie solaire en chaleur utilisable. Des modèles pour estimer le rayonnement solaire incident sont définis ; ils prennent en compte les paramètres du mouvement apparent du soleil dans le ciel, l'altitude et l'inclinaison des surfaces. Différents modes de suivi solaires sont analysés pour évaluer la quantité d'énergie solaire reçue sur une surface spécifique. Par la suite, nous examinons les composants clés des Capteurs Cylindro-Paraboliques, y compris les réflecteurs, les tubes récepteurs et les fluides caloporteurs.

Le troisième chapitre présente le modèle thermique développé pour simuler le comportement des CCP dans différentes conditions saisonnières et météorologiques. La modélisation prend en compte les paramètres géométriques et optiques des concentrateurs, et l'ensemble des bilans thermiques est résolu à l'aide de la méthode des différences finies couplée à l'algorithme de Newton-Raphson. Cette méthode permet une évaluation rigoureuse des performances thermiques qui incluent les pertes thermiques et les gains énergétiques.

Enfin, le quatrième chapitre est dédié à l'analyse du fonctionnement des CCP ainsi qu'à la présentation des résultats et à leur interprétation. Après la validation du modèle thermique à partir de comparaisons avec des références de la littérature, nous détaillons les résultats des simulations pour le fonctionnement des CCP en boucle fermée et en boucle ouverte. Une analyse approfondie des gains énergétiques, des pertes thermiques et de l'efficacité thermique est fournie.

CHAPITRE 1

Historique et technologies du solaire à concentration

1.1 Introduction

À l'heure actuelle, le paysage de la production énergétique mondiale est en pleine évolution, marqué par une transition en cours de l'utilisation des combustibles fossiles vers une augmentation de l'utilisation du nucléaire et des énergies renouvelables. Cette transformation est influencée de manière significative par l'urbanisation intensive et l'amélioration constante du niveau de vie, deux facteurs majeurs qui contribuent à l'augmentation de la demande mondiale en énergie électrique.

Selon les prévisions en matière d'énergie à l'échelle mondiale, on anticipe que la part des énergies renouvelables représentera 28 % d'ici 2030 et augmentera jusqu'à 66 % d'ici 2050. Cette croissance, équivalant à une augmentation d'au moins dix fois par rapport à la production actuelle, est jugée essentielle [8]. De plus, dans le secteur de l'électricité, la part des énergies renouvelables devrait passer de l'actuel 26 % à 57 % d'ici 2030 et à 86 % d'ici 2050, contribuant ainsi de manière significative à la lutte contre le changement climatique et à la réduction des émissions de gaz à effet de serre [9]. Parmi les diverses technologies d'énergie renouvelable, l'énergie solaire est identifiée comme l'une des plus prometteuses pour atteindre ces objectifs, que ce soit par le biais du photovoltaïque (utilisant la gamme d'ondes courtes) ou des centrales solaires à concentration (exploitant la gamme d'ondes longues) [10].

La production d'énergie solaire concentrée ou CSP (Concentrated Solar Power) peut être potentiellement avantageuse par rapport à l'électricité photovoltaïque, car elle permet le stockage d'énergie TES (Thermal Energy Storage) destiné à augmenter la conversion journalière moyenne pour une zone de parc de collecte donné ; elle réduit donc de ce fait, le coût du kWh produit. La comparaison entre les technologies photovoltaïque (PV) et solaire thermodynamique à concentration (CSP) révèle des différences majeures en matière de performance, de stockage et de coût (Tableau 1.1).

Le PV est bien adapté pour les installations de petite à moyenne échelle, avec un coût actualisé de l'électricité (LCOE) très bas, estimé à environ 44 \$/MWh, mais uniquement en l'absence de stockage. En revanche, pour garantir une continuité d'alimentation en dehors des heures d'ensoleillement, il devient nécessaire d'ajouter un système de stockage par batteries (souvent lithium-ion), ce qui augmente le LCOE à une fourchette comprise entre 80 et 120 \$/MWh selon la durée de stockage, le contexte local et la technologie utilisée.

Tableau 1.1 : Comparaison des technologies solaires PV et CSP [1,3]

Critère	Photovoltaïque (PV)	Solaire à concentration (CSP)
Part dans la production mondiale d'électricité	~6 %	< 0,1 %
Rendement de conversion	~15–22 %	~15–25 %
Coût moyen de production (LCOE)	44 \$/MWh	117 \$/MWh
Stockage intégré	Non, stockage par batteries (coût supplémentaire)	Oui, stockage thermique intégré
Production nocturne possible	Non	Oui, grâce à l'inertie thermique
Adaptation aux zones ensoleillées	Oui, très bonne production diurne	Oui, très adapté aux zones désertiques avec rayonnement direct élevé (ex. Algérie)
Maturité technologique	Très mature, filière dominante dans le solaire	Moins mature, nécessite investissements et soutien politique

À l'opposé, le CSP, bien qu'associé à un coût d'investissement initial plus élevé, intègre de façon native un système de stockage thermique (par sels fondus) pouvant atteindre 6 à 10 heures. Cette intégration permet de produire de l'électricité de manière stable et pilotable en soirée. Le LCOE du CSP avec stockage est estimé à environ 117 \$/MWh [3], ce qui en fait une alternative compétitive lorsque la disponibilité et la stabilité de la production sont prioritaires. Par ailleurs, le CSP est particulièrement bien adapté aux régions à fort ensoleillement direct, telles que l'Algérie, où l'intensité du rayonnement solaire permet de maximiser la production thermique et d'améliorer la rentabilité des centrales à concentration.

Ainsi, dans les scénarios où une production solaire étendue dans le temps est requise, le CSP offre un avantage stratégique : bien qu'il soit plus coûteux à l'installation, il présente une meilleure capacité à assurer une production continue sans recourir à des systèmes de stockage électrique onéreux. Le choix entre PV et CSP dépend donc du profil de consommation visé, de la durée de stockage nécessaire, et des conditions économiques et climatiques du site.

Les systèmes de concentration d'énergie solaire existent au moins depuis 212 av. J.C. Archimède aurait, d'après la légende, sauvé Syracuse des romains en incendiant leurs navires à l'aide de miroirs polis qui concentraient l'énergie solaire. En 1878, Augustin Mouchot a présenté le premier four solaire à l'exposition universelle [11]. Une Centrale de 55 kW utilisant des collecteurs cylindro-paraboliques de 62 m de long pour produire de la vapeur a été réalisée en 1912 au Caire. Les premières centrales solaires commerciales ont été mises en

exploitation en Californie de 1984 à 1991 grâce aux mesures incitatives de l'époque. Mais le contre-choc pétrolier et l'arrêt progressif des aides ont marqué un coup d'arrêt à la filière.

Le solaire à concentration est basé sur le principe de concentration des photons qui proviennent directement du soleil [12], sans être diffusés par l'atmosphère terrestre. La principale ressource énergétique de la technologie est l'irradiance normale directe DNI (Direct Normal Irradiance), dont le potentiel est important dans les régions subtropicales et/ou à haute altitude (Fig. 1.1). La concentration de la lumière directe du soleil s'effectue via des surfaces réfléchissantes capables de suivre le soleil en deux ou trois dimensions. Les photons redirigés chauffent ensuite un fluide caloporteur utilisé pour entraîner un moteur thermique pour la production d'électricité. Le CSP est donc également appelée électricité solaire thermique qui peut facilement être couplé au système de stockage thermique TES (Thermal Energy Storage), afin que l'énergie collectée pendant les périodes de forte irradiance solaire puisse être utilisée pour améliorer la flexibilité en compensant les périodes nuageuses ou nocturnes.

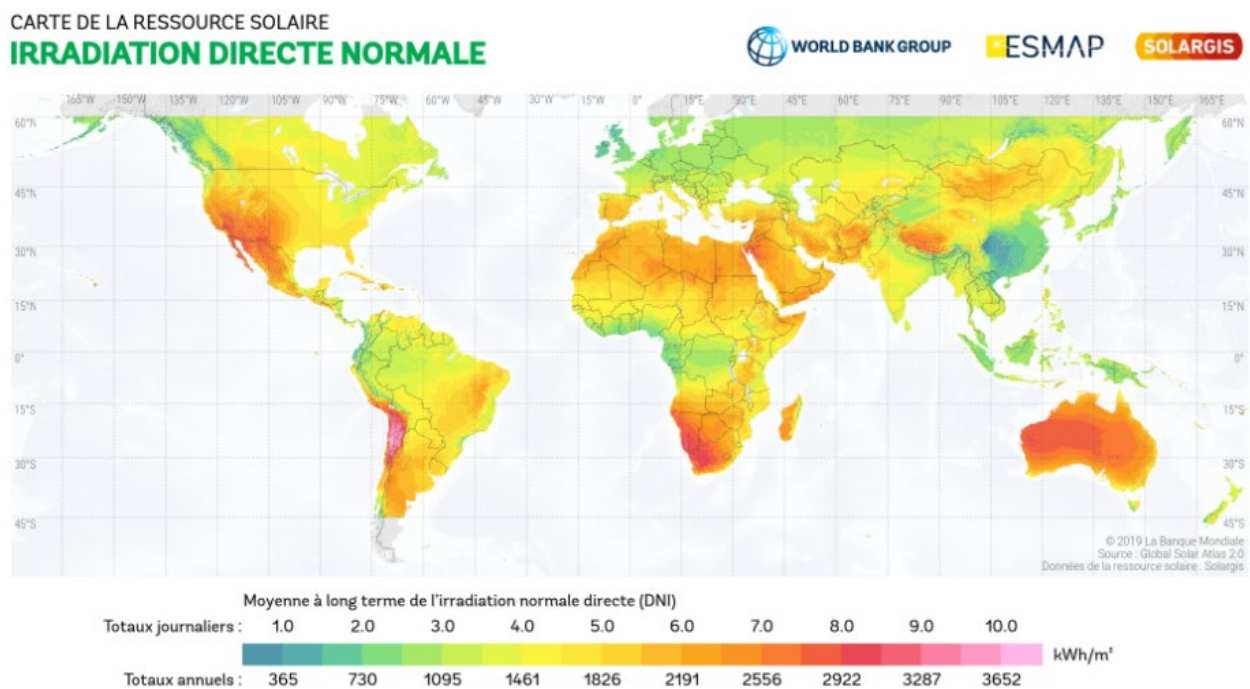


Fig. 1.1 : Carte du monde d'irradiation normale directe [13]

1.2 Types de concentrateurs solaires

Les CSP commercialisés se déclinent en quatre principales technologies : les collecteurs cylindro-paraboliques, les réflecteurs linéaires de Fresnel, les tours solaires et les paraboles Stirling. Leur différenciation réside dans la méthode de collecte et de concentration de l'énergie solaire (Fig. 1.2). Les deux premiers types utilisent un système de focalisation linéaire [14,15], avec un récepteur généralement composé d'un tube en acier recouvert de

verre sous vide pour assurer une isolation thermique. Les températures peuvent atteindre 400 °C en utilisant de l'huile thermique comme fluide caloporteur. En revanche, pour les deux derniers types, la lumière est concentrée au point focal du récepteur [16]. Les températures typiques au niveau du récepteur peuvent atteindre 800 °C pour les paraboles Stirling et varient de 600 °C à 1200 °C pour les tours solaires.

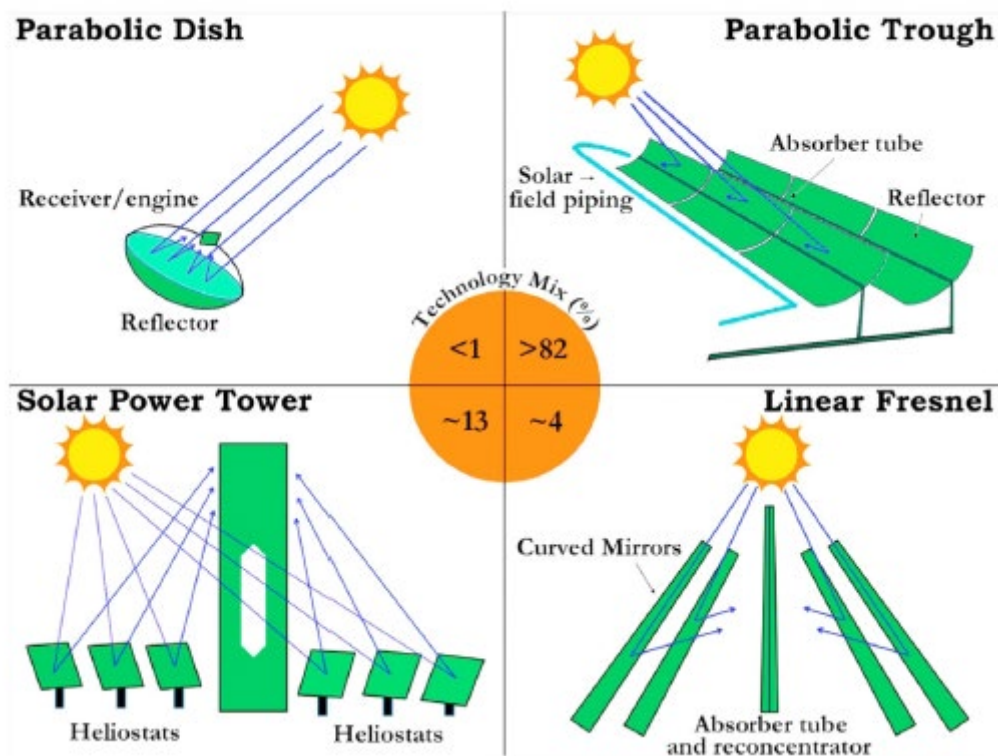


Fig. 1.2 : Principales technologies de concentrateurs solaires [17]

1.2.1 Concentrateurs linéaires

Ces dispositifs se composent de réflecteurs de grande longueur qui, grâce à un seul axe de rotation, suivent la trajectoire du soleil. Un tube, dans lequel circule un fluide caloporteur, est positionné sur la ligne focale du concentrateur et agit en tant que récepteur (ou absorbeur).

1.2.1.1 Capteurs cylindro-paraboliques

Cette technologie intègre des miroirs de profil parabolique de grande longueur qui concentrent les rayons solaires sur des tubes absorbeurs positionnés à l'axe focal des concentrateurs. Ces tubes, traversés par un fluide caloporteur, forment le récepteur (ou absorbeur). L'axe de rotation des miroirs est généralement orienté Nord-Sud, assurant ainsi un suivi du soleil d'Est en Ouest tout au long de la journée. Cette disposition favorise un rendement quotidien stable et une production estivale significative en minimisant les pertes

liées à l'effet cosinus. Bien que des installations expérimentales orientées Est-Ouest existent, suivant le soleil en hauteur pour atteindre leur rendement maximal à midi solaire, elles présentent un déséquilibre de production sur la journée. D'anciennes installations utilisaient des capteurs sur des supports altazimutaux pour un suivi précis du soleil selon deux axes, mais leur surcoût a limité leur utilisation à des fins industrielles.

Le tube récepteur, rempli de fluide tel que de l'huile, du sel fondu, ou une substance à forte rétention de chaleur, est essentiel. Différents pourcentages de nitrate de sodium, potassium, et nitrate de potassium sont utilisés dans le cas du sel fondu. Deux conditions primordiales pour un chauffage efficace du fluide de travail sont un coefficient d'absorption élevé du tube absorbeur et sa position à l'axe focal de la parabole. En fonction du rapport de concentration, de l'intensité solaire, du débit du fluide, et d'autres paramètres, la température du fluide de travail peut atteindre 400 °C [18].

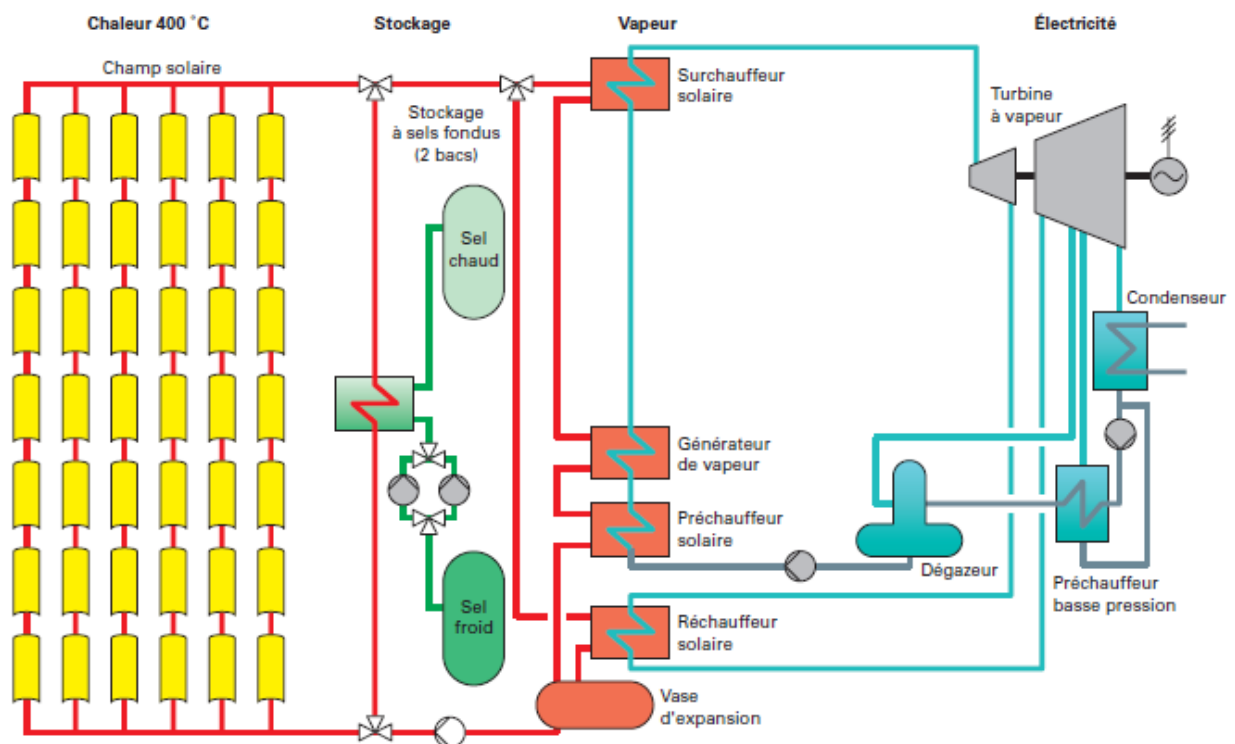


Fig. 1.3 : Principe de fonctionnement d'une centrale à capteur cylindro-paraboliques à huile (400°C) avec stockage à sel fondu et cycle de Rankine

Le rendement solaire-électrique optimal de cette technologie atteint au mieux environ 25%, tandis que le rendement annuel net se situe à 15% [19]. L'empreinte au sol pour les centrales sans stockage est d'environ 3,25 hectares par mégawatt (ha/MWe).

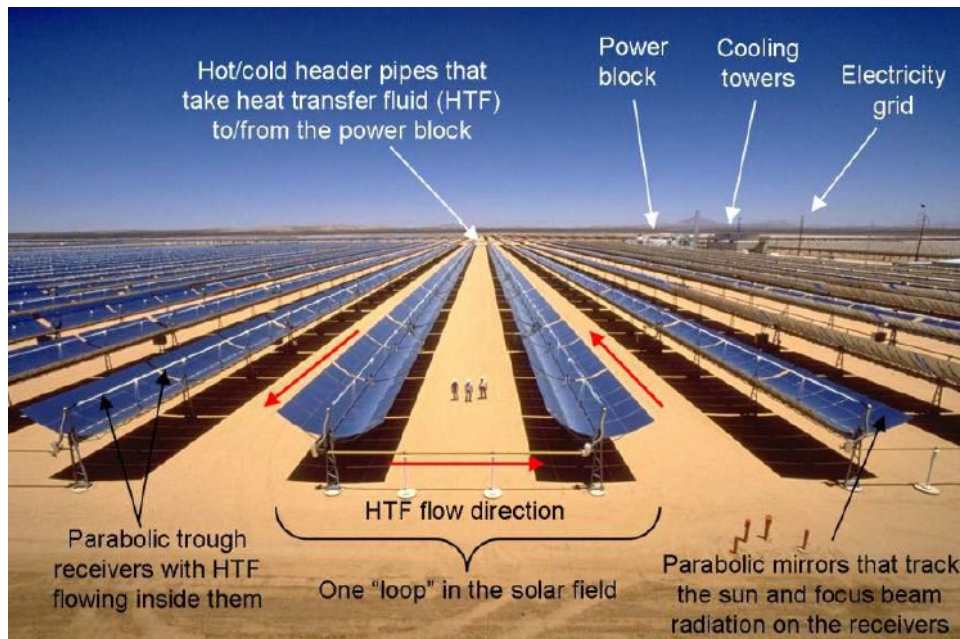


Fig. 1.4 : Champ solaire d'une centrale solaire cylindro-parabolique construite dans le désert de Mojave en Californie par Luz International Limited (SEGS) [20]

1.2.1.2 Capteurs linéaires de Fresnel

Comme pour les capteurs cylindro-paraboliques, une autre technologie linéaire fait l'objet de développements prometteurs. Elle est basée sur des collecteurs à miroirs de Fresnel. Un champ horizontal de longs miroirs peu focalisant concentre le rayonnement solaire sous un absorbeur. À la différence des capteurs cylindro-paraboliques, cet absorbeur n'est pas mobile. Il est situé au-dessus des réflecteurs mobiles. Il ne se déplace pas avec les miroirs qui suivent la course du soleil en tournant autour de leur axe. L'eau, portée à 100 bars et à 500°C, est utilisée comme fluide caloporteur et comme fluide de travail. Son principe est similaire à celui de la filière cylindro-parabolique mais elle utilise des miroirs plans ou légèrement incurvés, ce qui entraîne des coûts en capital plus bas en raison de la présence d'éléments structurels légers sans joints mobiles. Cependant, leur efficacité optique est moindre en raison des pertes plus élevées liées à l'effet cosinus et de l'ombrage du rayonnement solaire entrant aux basses positions du soleil. En effet, cette filière possède les plus faibles performances optiques et le plus faible rendement solaire-électrique annuel net (10%) mais son empreinte au sol est de 1,5 ha/MWe, soit moins de 60% par rapport aux centrales à collecteurs cylindro-paraboliques. Les réflecteurs de Fresnel deviennent plus économiques pour des applications nécessitant une température d'environ 300 °C [21].



Fig. 1.5 : Exemple d'une centrale solaire à récepteurs de Fresnel [22]

1.2.2 Concentrateurs ponctuels

Cette deuxième famille de concentrateurs assure le suivi solaire sur deux axes : en azimut et en élévation. On en distingue deux types : les tours solaires et paraboles-Stirling.

1.2.2.1 Tours solaires

Ces centrales sont constituées de nombreux miroirs concentrant les rayons solaires vers une chaudière située au sommet d'une tour. L'avantage de la tour solaire par rapport aux capteurs cylindro-paraboliques est que les pertes à l'ambiance sont inférieures car la surface exposée est beaucoup moins importante.



Fig. 1.6: Abengoa PS20, 20 MW Solar Power Tower, Seville, Spain [23]

Les miroirs uniformément répartis sont appelés héliostats. Chaque héliostat traque le soleil individuellement et le réfléchit en direction d'un receveur au sommet de la tour solaire. Le facteur de concentration varie de 600 à plusieurs milliers, ce qui permet d'atteindre des températures importantes, de l'ordre 600 °C à 1200°C.

Deux technologies sont employées : la production directe de vapeur, à coûts moindres, et l'utilisation de sels fondus pouvant être utilisés comme fluide caloporteur et milieu de stockage thermique. Les technologies matures utilisent un cycle de vapeur à resurchauffe proche de celui d'une centrale thermique (vapeur à 150 bars et 550°C). Le stockage est trois fois plus efficace qu'avec la filière cylindro-parabolique. Le rendement maximal des centrales à tour à cycle de Rankine est de l'ordre de 22% pour un rendement annuel net d'environ 16%. L'empreinte au sol sans stockage est de 4 ha/MWe. L'efficacité de la centrale varie en fonction de plusieurs critères tels que les caractéristiques optiques des héliostats, la précision du système de suivi et la propreté des miroirs. Les centrales à tour doivent être de grande taille pour être économiquement viables et rentables. En général, la viabilité économique et la rentabilité peuvent être atteintes lorsque la centrale est capable de produire une puissance de 50 à 100 MW [24]. Pour diminuer le coût de production d'électricité pour cette filière, l'hybridation avec des centrales à cycle combiné au gaz naturel est souhaitable.

1.2.2.2 Paraboles-Stirling

Un système Parabole-Stirling se compose d'un concentrateur parabolique relié à une unité de conversion d'énergie (Fig. 1.7). Cette unité comprend un moteur Stirling, un récepteur en cavité spiralée et un alternateur. Le rayonnement solaire incident est capté par le concentrateur parabolique et concentré vers son point focal, où un récepteur est installé. La surface du récepteur reçoit une quantité significative d'énergie solaire concentrée, provoquant une augmentation importante de sa température, utilisée pour chauffer des gaz tels que l'hydrogène ou l'hélium, servant de fluide de travail et pouvant atteindre des températures de 650-750 °C. Ce fluide de travail est exploité pour actionner le moteur Stirling, où l'énergie thermique est convertie en énergie mécanique à travers des cycles d'expansion/compression. Un générateur électrique est ensuite utilisé pour transformer cette énergie mécanique produite en énergie électrique. La taille de cet équipement dépend logiquement de la puissance solaire nécessaire. À titre d'exemple, un concentrateur ayant un diamètre de 10 mètres peut produire jusqu'à 25 kW d'électricité sous une irradiance de 1000 W/m².

Le rendement de conversion solaire-électrique de cette technique varie entre 25% et 30%, ce qui représente l'un des rendements les plus élevés parmi toutes les technologies solaires [25].

La raison derrière cette efficacité est que les miroirs courbés utilisés dans le système pointent toujours directement vers le soleil, alors que les autres technologies subissent des pertes par effet cosinus. Un des principaux atouts du concentrateur parabolique réside dans sa capacité à être opérationnel sans nécessiter un terrain parfaitement plat, lui permettant ainsi de s'adapter facilement à des zones isolées et éloignées, caractérisées par des besoins électriques minimes [26].

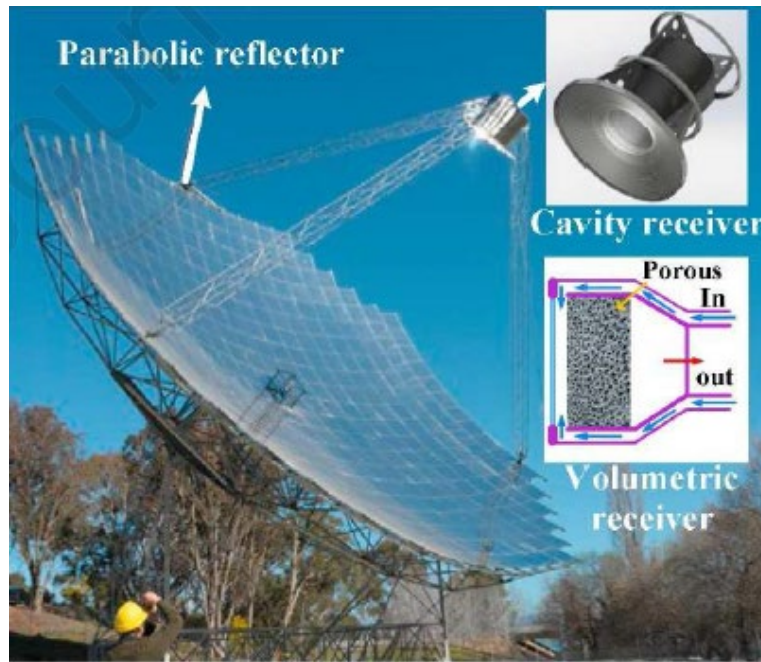


Fig. 1.7 : Capteur parabolique avec moteur Stirling [27]

1.3 Comparaison des différentes technologies des CSP

Les technologies du solaire à concentration se distinguent par leurs caractéristiques et leurs conditions de fonctionnement, comme indiqué dans le tableau 1.2. Plusieurs paramètres entrent en jeu lors du choix entre ces différentes techniques. Les coûts des investissements dépendent des efficacités énergétiques respectives de chaque technologie, ainsi que de leurs avantages, inconvénients, limites de concentration solaire et systèmes de conversion thermomécanique associés.

Parmi les technologies CSP, les centrales à tours se distinguent par leur potentiel prometteur en termes de stockage de l'énergie solaire, d'efficacité de conversion et de rentabilité économique [28]. Ces centrales concentrent, à l'aide de miroirs héliostatiques, les rayons solaires vers un récepteur au sommet d'une tour. Ce récepteur chauffe un fluide de transfert de chaleur, généralement du sel fondu ou de l'huile thermique, qui peut être stocké pour une utilisation ultérieure dans des réservoirs isolés, assurant ainsi une production d'électricité

Tableau 1.2 : Caractéristiques et conditions opératoires des CSP [32,33,34]

Type de technologie	 Parabolic Trough	 Solar Tower	 Linear Fresnel	 Parabolic Dish
Capacité nominale (MW)	10-300	10-200	10-200	0,01-0,025
Rendement maximal (%)	14-20	23-35	18	30
Rendement annuel net (%)	11-16	7-20	13	12-25
Facteur de concentration	10-80	>1000	>60	>1300
Température de fonctionnement (°C)	290-550	250-650	250-390	550-750
Système de stockage	Indirect – deux bacs de stockage de sels fondus à 380°C, écart de température 100°C	direct – deux bacs de stockage de sels fondus à 550°C, écart de température 300°C	Vapeur sous-pression, temps de stockage court <10mn	Pas de système de stockage d'énergie
Hybridation	oui	oui	oui	non
Cycle de puissance	Cycle de Rankine à vapeur surchauffée	Cycle de Rankine à vapeur surchauffée	Cycle de Rankine à vapeur saturée	Cycle de Stirling
Conditions de vapeur (°C/bar)	380-540/100	540/100-160	260/50	n.a
Développement actuel de la technologie	commerciallement prouvée	Commercialisée	Projet pilote	Prototype en démonstration

stable même en absence d'ensoleillement. En revanche, le système Fresnel, bien qu'il offre une approche novatrice et moins coûteuse, présente une performance moindre en raison de son faible rendement optique. Le système parabole Stirling se distingue quant à lui par son rendement maximal élevé (30 %), comparé aux 20 % des concentrateurs cylindro-paraboliques [29]. Cependant, malgré son efficacité supérieure, le coût initial du système parabole Stirling reste prohibitif et la fiabilité de son moteur constitue également une préoccupation, limitant ainsi sa viabilité à grande échelle.

Actuellement, le coût de l'énergie solaire photovoltaïque à grande échelle est d'environ la moitié de celui du CSP conventionnel [30]. Les panneaux photovoltaïques convertissent directement la lumière du soleil en électricité, offrant ainsi une solution simple et flexible pour la production d'énergie solaire. Cependant, les progrès récents dans le domaine du stockage de l'énergie et des technologies thermoélectriques laissent entrevoir une possible réduction des coûts associés au CSP. Des innovations telles que les matériaux de stockage thermique à haute densité d'énergie et les cycles de conversion de chaleur plus efficaces contribuent à améliorer l'efficacité et la rentabilité des centrales CSP. La technique d'hybridation basée sur le CSP intégrant des turbines à cycle de Brayton de petites tailles est l'une des solutions prometteuses pouvant améliorer la conversion solaire en électricité [31]. Les simulations montrent que cette technologie hybride peut non seulement améliorer considérablement le rendement énergétique, mais aussi réduire les coûts de production, ce qui la rendrait compétitive par rapport aux méthodes conventionnelles de production d'électricité à base de combustibles fossiles. Ces développements, associés à d'autres avancées technologiques telles que l'optimisation des systèmes de stockage et l'amélioration de l'efficacité des composants, sont susceptibles de renforcer la position du CSP en tant que source d'énergie propre et économiquement viable pour l'avenir.

1.3.1 Projets de centrales CSP à travers le monde

La Fig. 1.8 présente les capacités en mégawatts (MW) des projets de CSP déployés mondialement [35]. Parmi les pays en tête dans la construction et l'exploitation des centrales CSP, on trouve l'Espagne, les États-Unis et la Chine. L'Espagne se distingue avec une capacité installée dépassant les 2,3 GW et toutes ces centrales sont opérationnelles. Les États-Unis ont été précurseurs dans l'implémentation de cette technologie, avec des centrales comme les SEGS dès les années 1980, mais leur capacité opérationnelle actuelle ne dépasse pas 1,5 GW. Quant à la Chine, elle affiche une capacité installée de 906 MW, avec plusieurs projets en cours de réalisation. Cette répartition met en lumière l'engagement et le leadership

de ces nations dans l'essor des technologies CSP, reflétant les différentes avancées et stades de développement de cette source d'énergie renouvelable à l'échelle mondiale.

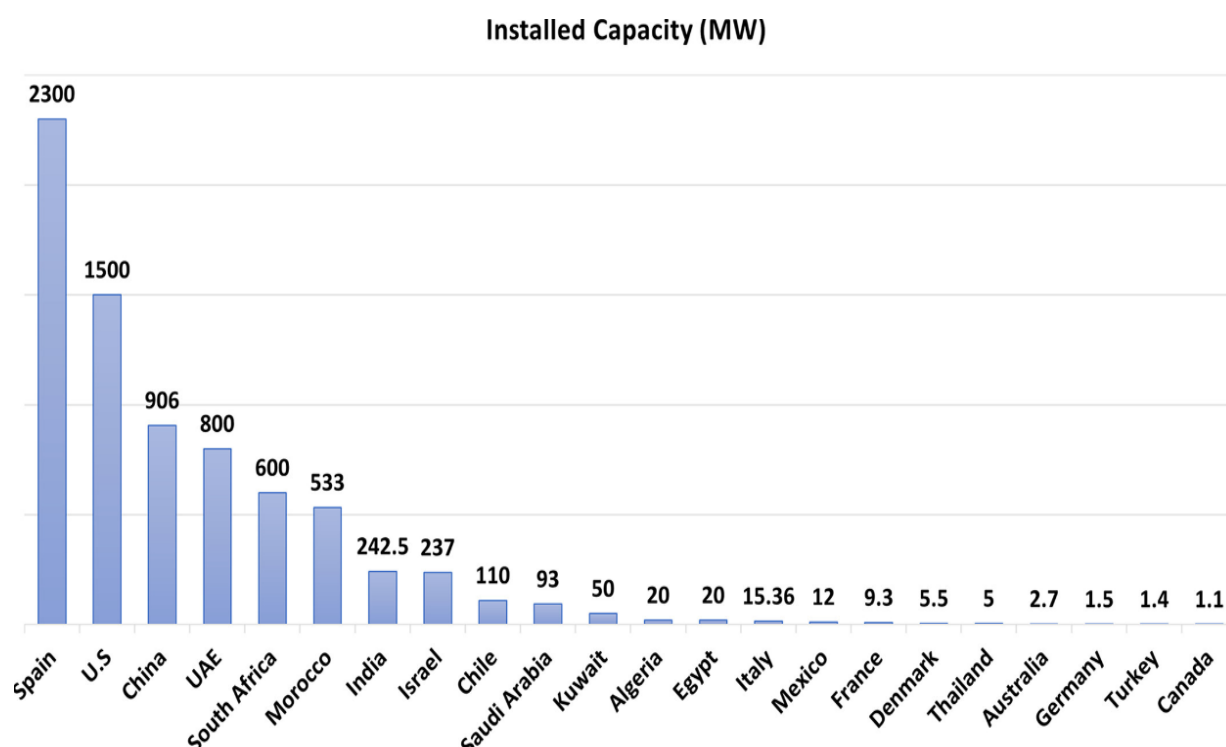


Fig. 1.8 : Capacité installée des CSP à travers le monde [35]

En examinant les différentes technologies de CSP, il est clair que les centrales solaires cylindro-paraboliques sont les plus largement adoptées à l'échelle mondiale, avec une capacité opérationnelle totale de 5714 MW, comme illustré dans la Fig. 1.9. En comparaison, les centrales à tours représentent une capacité de 1802 MW, tandis que les centrales linéaires de Fresnel totalisent 372,96 MW. Cette répartition des capacités souligne l'importance et la prévalence des centrales solaires cylindro-paraboliques dans le paysage mondial de l'énergie solaire concentrée. Ces chiffres mettent en lumière les choix et les tendances en matière de déploiement des technologies CSP à travers le monde, reflétant également les avancées et les priorités en matière de développement technologique dans ce domaine.

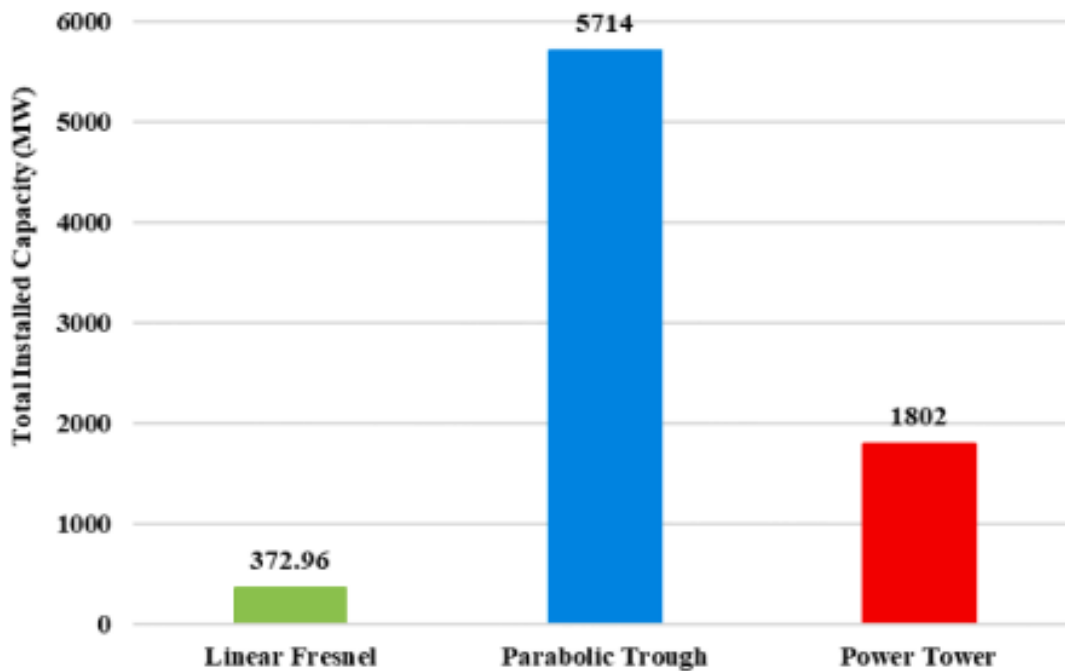


Fig. 1.9 : Capacité installée en MW pour différentes technologies des CSP [35]

1.4 Conclusion

Le solaire à concentration (CSP) se révèle être une technologie clé dans la transition vers une énergie durable. Ce chapitre a exploré en détail les diverses technologies de concentrateurs solaires, en distinguant les concentrateurs linéaires des concentrateurs ponctuels, et a analysé leurs caractéristiques et performances. Parmi les quatre principales technologies CSP examinées, les centrales cylindro-paraboliques se distinguent comme les plus matures et prometteuses. Leur conception éprouvée, combinée à une capacité de production d'énergie fiable et efficace, leur confère un avantage notable sur les autres technologies. Les projets CSP à travers le monde illustrent le potentiel de ces centrales, affirmant leur rôle prépondérant dans le secteur énergétique futur.

CHAPITRE 2

Conversion d'énergie solaire et
concentrateurs cylindro-
paraboliques

2.1 Introduction

Parmi les quatre types de technologies de concentrateurs solaires, les capteurs cylindro-paraboliques dominent le marché et sont largement utilisés. Comme souligné dans le chapitre précédent, les centrales solaires cylindro-paraboliques représentent actuellement la technologie la plus mature. Dans cette section, nous introduisons des modèles qui visent à estimer le rayonnement solaire incident qui prend en compte des variables telles que la position du soleil dans le ciel, l'altitude et l'inclinaison des surfaces. Ces modèles permettent de prédire la quantité d'énergie solaire reçue sur une surface spécifique. Ensuite, nous abordons la concentration solaire à travers l'utilisation des capteurs cylindro-paraboliques.

2.2 Gisement solaire

L'étude du gisement solaire est incontournable pour évaluer la disponibilité d'énergie solaire dans un lieu donné sur une période déterminée qui permettent ainsi de dimensionner les systèmes solaires en conséquence. Les données d'irradiation solaire globale sont utilisées pour cette évaluation qui représentent la quantité totale d'énergie solaire reçue sur une surface horizontale pendant une période donnée.

Les modèles de rayonnement solaire, validés par des données directes de mesures telles que celles obtenues par des pyranomètres et des pyréliomètres, sont utilisés pour estimer le rayonnement solaire dans des endroits où aucune donnée de mesure n'est disponible. Cependant, ces modèles présentent des limites et des incertitudes, car ils reposent sur des estimations et des simplifications pour représenter des phénomènes complexes tels que la couverture nuageuse et les effets atmosphériques [36]. Malgré cela, ils restent largement utilisés dans la planification de projets solaires, offrant une base de données utile pour évaluer le potentiel solaire, optimiser les performances des systèmes et prendre des décisions éclairées sur la conception et la configuration des installations solaires.

2.2.1 Rayonnement solaire hors atmosphère

Le soleil constitue la principale source d'énergie sur terre, émettant une variété de formes d'énergie. Il s'agit d'une sphère gazeuse composée principalement d'hydrogène (80%) et d'hélium (19%), le reste étant un mélange de 100 éléments. Avec une densité moyenne de 1,4 et un rayon de 700 000 km, le soleil représente 99,85% de la masse totale du système solaire, soit 330 000 fois la masse de la Terre [37]. Son âge est estimé à environ 5 milliards d'années, avec une durée de vie restante similaire. La température apparente à la surface du soleil atteint environ 5 500 °C.

Le rayonnement émis par le soleil, connu sous le nom de rayonnement extraterrestre, représente une source inépuisable d'énergie. Bien que la quantité de rayonnement solaire varie légèrement en raison des taches solaires et d'autres anomalies internes, le flux de rayonnement atteignant la Terre fluctue également en fonction de la forme elliptique de son orbite et des variations de distance par rapport au soleil au fil de l'année. En comparant ces deux sources d'irrégularités, les fluctuations liées aux caractéristiques internes et de surface du soleil sont moins significatives que les variations saisonnières dues à la distance Terre-Soleil (variation au cours de l'année d'environ $\pm 1,7\%$). Par conséquent, pour les calculs de rayonnement solaire, on suppose que l'intensité du rayonnement solaire est constante. Cette hypothèse a conduit au développement d'un paramètre important appelé Constante Solaire, notée " I_{SC} ". Cette constante est définie comme l'énergie du soleil, par unité de temps, reçue sur une unité de surface perpendiculaire à la direction de propagation du rayonnement, à la distance moyenne de la Terre par rapport au soleil, en dehors de l'atmosphère. La valeur de cette constante a été mesurée expérimentalement à plusieurs reprises, et sa valeur universellement acceptée est de 1367 W/m^2 [38].

De ce fait, une correction de distance en fonction du quantième " n " du jour de l'année (compté à partir du 1^{er} Janvier), est donc appliquée à la constante solaire. L'expression du rayonnement extraterrestre est donné par [39]:

$$I_{SE} = I_{SC} \left[1 + 0,033 \cos \left[\frac{360}{365} (n - 2) \right] \right] \quad (2.1)$$

Cette équation concerne le rayonnement extraterrestre mesuré juste au-delà de l'atmosphère terrestre. La quantité de rayonnement qui parvient réellement à la surface de la Terre est réduite en raison de la réflexion, de l'absorption et de la diffusion de la lumière par les molécules de gaz atmosphériques. Le rayonnement total ou global incident sur une surface (à la surface de la Terre) se compose de deux types. Le premier, le rayonnement direct, est le rayonnement solaire sur une surface qui a traversé l'atmosphère sans être significativement diffusé. Le second, le rayonnement diffus, est celui qui atteint la surface après avoir été considérablement diffusé par l'atmosphère.

2.2.2 Mouvement apparent du soleil

Comprendre la géométrie qui décrit la position du soleil dans le ciel ainsi que le rayonnement capté par une surface d'orientation quelconque est essentiel pour la maîtrise du calcul de rayonnement solaire. La performance de toute surface absorbant le rayonnement solaire est influencée par l'angle d'incidence du rayonnement direct entrant, déterminé par la position du soleil par rapport à l'emplacement et à l'orientation de la surface considérée. Cet angle d'incidence, représenté par " θ ", est plus efficacement défini par son cosinus, qui résulte du produit scalaire entre le vecteur normal unitaire de la surface " $\vec{n}$ " et le vecteur unitaire de la surface dirigé vers le soleil " $\vec{s}$ " [40].

$$\cos \theta = \vec{n} \cdot \vec{s} = \begin{pmatrix} n_x \\ n_y \\ n_z \end{pmatrix} \begin{pmatrix} s_x \\ s_y \\ s_z \end{pmatrix} = n_x s_x + n_y s_y + n_z s_z \quad (2.2)$$

Pour ce faire, nous allons introduire plusieurs angles qui décrivent la géométrie du système, prenant en compte à la fois le mouvement de la Terre et l'orientation de la surface. La Terre parcourt une orbite légèrement elliptique quasi circulaire autour du soleil, avec une période de 365,25 jours. Le plan de cette orbite est désigné comme le plan de l'écliptique. De plus, la Terre effectue une rotation autour de son propre axe, appelé l'axe des pôles. Le plan perpendiculaire à cet axe et passant par le centre de la Terre est appelé l'équateur. Notons que l'axe des pôles n'est pas perpendiculaire à l'écliptique : l'équateur et l'écliptique forment entre eux un angle appelé déclinaison (figure 2.1).

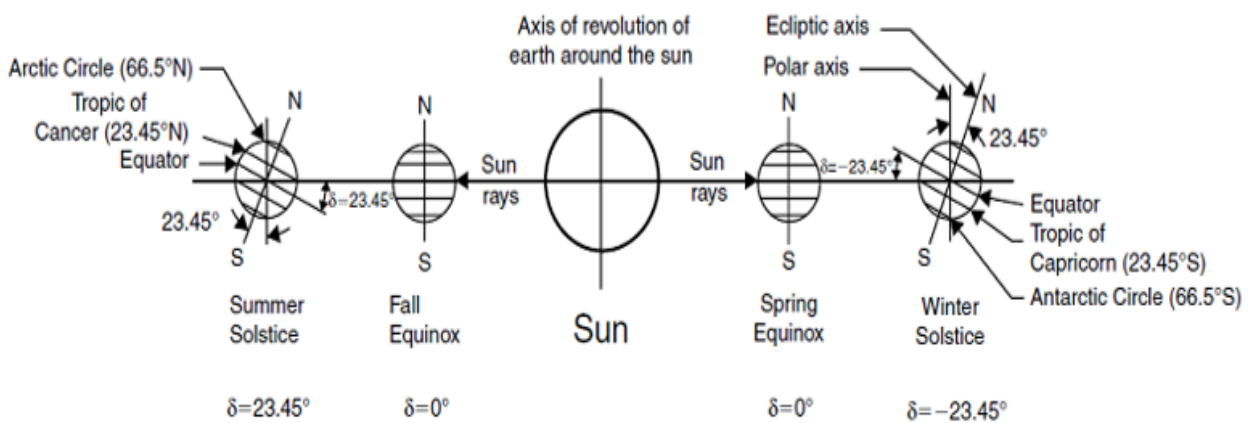


Fig. 2.1: Variation de la déclinaison de la terre et mouvement elliptique [41].

Déclinaison de la terre (δ): C'est l'angle entre la direction soleil-terre et le plan de l'équateur terrestre. Elle est nulle aux équinoxes et maximale aux solstices et varie de -23^0

27' au solstice d'hiver à +23° 27' au solstice d'été. La valeur de la déclinaison peut être calculée par la relation.

$$\delta = 23,45 \sin \left(360 \frac{284 + n}{365} \right) \quad (2.3)$$

δ : Angle de déclinaison en degrés.

n : Numéro du jour de l'année (1 pour le 1 Janvier, 365 pour le 31 décembre).

Angle Horaire (ω) : Cet angle représente la distance angulaire entre le méridien local traversant le sud et la projection du soleil sur le plan équatorial (figure 2.2). Il quantifie le déplacement apparent du soleil dans le ciel. Sa valeur est déterminée par la relation suivante :

$$\omega = 15 (TSV - 12) \quad (2.4)$$

Avec TSV, le temps solaire vrai. Ce paramètre est un ajustement au temps standard qui coïncide avec le mouvement du soleil à travers le ciel, de sorte que le midi solaire se produit lorsque le soleil est directement au-dessus du méridien local ($TSV = 12$).

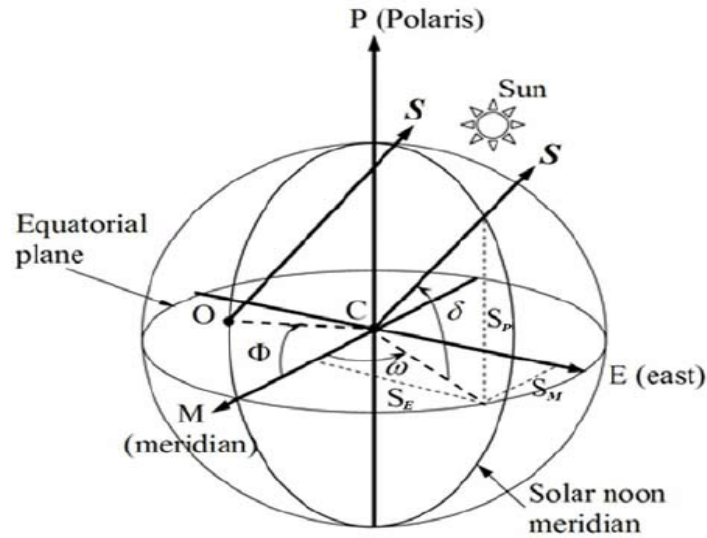


Fig. 2.2: Repérage du soleil en coordonnées équatoriales

L'équation standard pour le temps solaire est la suivante :

$$TSV = TU + 4 (L_{ST} - L_{LC}) + ET \quad (2.5)$$

Avec :

TU : temps universel standard (mn).

L_{ST} : Méridien standard du lieu (°).

L_{LC} : méridien local du lieu ($^{\circ}$).

ET représente l'Équation du temps, qui est exprimée en minutes. Ce paramètre tient compte des variations de la vitesse de rotation de la Terre et peut être calculé en minutes avec l'équation suivante [39].

$$ET = 9,87 \sin(2D) - 7,35 \cos(D) - 1,5(D) \quad (2.6)$$

Où : $D = \frac{360}{365}(n - 81) \left(\frac{360}{365} \right)$ (n : numéro du jour à partir du premier janvier).

D'autres angles sont aussi utilisés pour repérer le soleil sur un plan horizontal. Le mouvement apparent du soleil dans le ciel est localisé via sa hauteur " h_s " et son azimut " α_s " par rapport à la direction sud du lieu (Fig. 2.3).

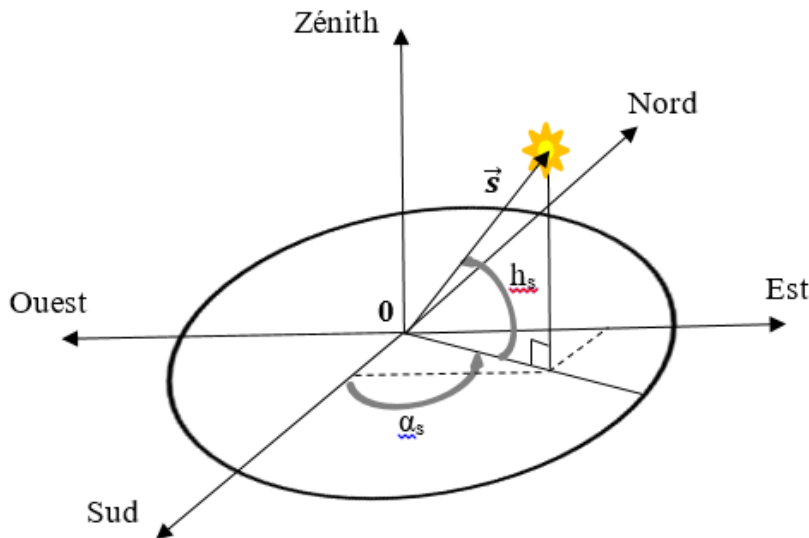


Fig. 2.3: Repérage du soleil en coordonnées horizontales

Hauteur du soleil (h_s) : C'est l'angle formé par la direction du soleil et sa projection sur le plan horizontal. Sa valeur est nulle au lever et au coucher du soleil. Cet angle varie entre $+90^{\circ}$ au zénith et -90° au nadir (opposé du zénith par rapport au plan horizontal).

Azimut du soleil (α_s) : C'est l'angle formé par la projection de la direction du soleil et sa projection sur le plan horizontal. Sa valeur est nulle à la direction sud du lieu (midi solaire), compté positivement vers l'ouest et négativement vers l'est. L'azimut est compris entre -180° et $+180^{\circ}$.

De la même manière, on peut repérer l'orientation d'une surface faisant un angle " β " avec le plan horizontal par sa normale $\vec{n}$ d'azimut " α ".

Soient les deux bases orthonormées directes respectivement des repères équatorial et horizontal suivantes :

Repère Equatorial : $R_1(C, x_1, y_1, z_1)$ où x_1 représente la direction Sud qui coïncide avec le méridien du lieu, y_1 l'Est et z_1 le pôle nord céleste perpendiculaire au plan équatorial.

Repère Horizontal : $R_2(O, x_2, y_2, z_2)$ avec x_2 la direction Sud du lieu, y_2 et z_2 sont respectivement la direction Est et le Zénith du lieu.

La figure 2.4 ci-après, nous permet de définir une matrice de passage très utile entre les deux repères horizontal et équatorial des deux bases respectives R_1 et R_2 :

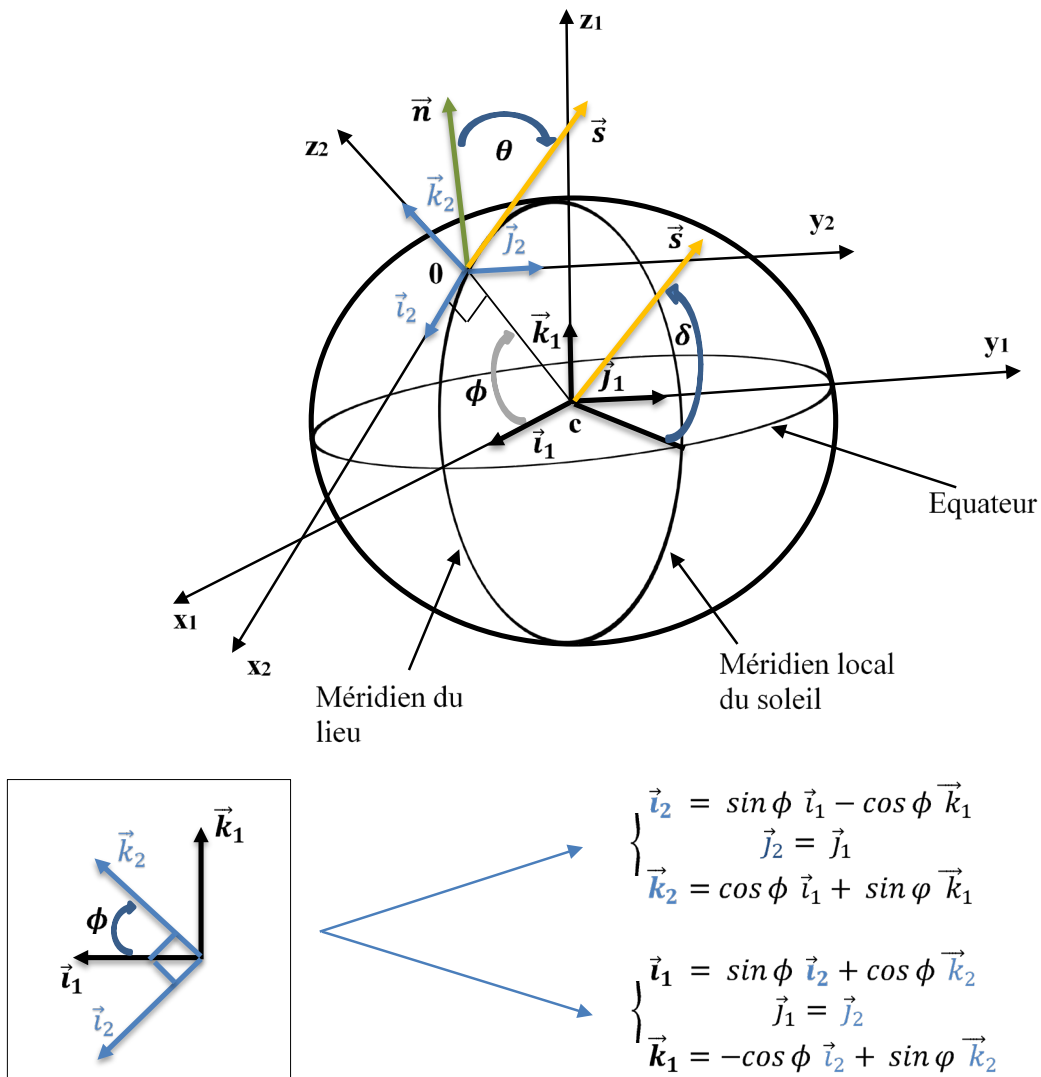


Fig. 2.4: Relations entre coordonnées horizontales et équatoriales

On définit les deux matrices de passage entre les bases R_1 et R_2 comme suit :

$$\begin{cases} P_{R_2/R_1} = \begin{vmatrix} \sin \phi & 0 & \cos \phi \\ 0 & 1 & 0 \\ -\cos \phi & 0 & \sin \phi \end{vmatrix} \\ P_{R_1/R_2} = \begin{vmatrix} \sin \phi & 0 & -\cos \phi \\ 0 & 1 & 0 \\ \cos \phi & 0 & \sin \phi \end{vmatrix} \end{cases} \quad (2.7)$$

L'expression générale du cosinus de l'angle d'incidence des rayons solaires défini par (2.2) par rapport à une surface d'orientation quelconque de normale $\vec{n}$, est déduite par :

$$\cos \theta = \vec{n}|_{R_1} \cdot \vec{s}|_{R_1} = \left(P_{R_2/R_1} \cdot \vec{n}|_{R_2} \right) \cdot \vec{s}|_{R_1} \quad (2.8)$$

Avec :

$$\vec{n}|_{R_2} = \sin \beta \cos \alpha \vec{i}_2 + \sin \beta \sin \alpha \vec{j}_2 + \cos \beta \vec{k}_2 = \begin{pmatrix} \sin \beta \cos \alpha \\ \sin \beta \sin \alpha \\ \cos \beta \end{pmatrix}_{R_2}$$

$$\vec{s}|_{R_1} = \cos \delta \cos \omega \vec{i}_1 + \cos \delta \sin \omega \vec{j}_1 + \sin \delta \vec{k}_1 = \begin{pmatrix} \cos \delta \cos \omega \\ \cos \delta \sin \omega \\ \sin \delta \end{pmatrix}_{R_1}$$

D'où (2.8) devient :

$$\cos \theta = \left\{ \begin{vmatrix} \sin \phi & 0 & \cos \phi \\ 0 & 1 & 0 \\ -\cos \phi & 0 & \sin \phi \end{vmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \sin \beta \cos \alpha \\ \sin \beta \sin \alpha \\ \cos \beta \end{pmatrix}_{R_2} \right\} \cdot \begin{pmatrix} \cos \delta \cos \omega \\ \cos \delta \sin \omega \\ \sin \delta \end{pmatrix}_{R_1}$$

On aboutit à :

$$\begin{aligned} \cos \theta = & \sin \phi \sin \beta \cos \alpha \cos \delta \cos \omega + \cos \phi \cos \beta \cos \delta \cos \omega + \sin \beta \sin \alpha \cos \delta \sin \omega \\ & - \cos \phi \sin \beta \cos \alpha \sin \delta + \sin \phi \cos \beta \sin \delta \end{aligned} \quad (2.9)$$

Pour une surface horizontale, la pente " β " est nulle et l'angle d'incidence sera équivalent à l'angle zénithal, car la surface est perpendiculaire au vecteur zénithal. Ainsi, l'angle zénithal peut être déterminé en évaluant une forme simplifiée de l'Équation (2.9) avec $\beta = 0$.

$$\cos \theta = \cos \theta_z = \cos \phi \cos \delta \cos \omega + \sin \phi \sin \delta$$

L'angle complémentaire de l'angle zénithal n'est autre que la hauteur du soleil par rapport au plan horizontal, d'où :

$$\sin h_s = \cos \phi \cos \delta \cos \omega + \sin \phi \sin \delta \quad (2.10)$$

Nous pouvons retrouver la hauteur et l'azimut du soleil comme suit :

$$\vec{S}|_{R_2} = P_{R_1/R_2} \cdot \vec{S}|_{R_1}$$

$$\begin{pmatrix} \cos h_s \cos \alpha_s \\ \cos h_s \sin \alpha_s \\ \sin h_s \end{pmatrix}_{R_2} = \begin{vmatrix} \sin \phi & 0 & -\cos \phi \\ 0 & 1 & 0 \\ \cos \phi & 0 & \sin \phi \end{vmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \cos \delta \cos \omega \\ \cos \delta \sin \omega \\ \sin \delta \end{pmatrix}_{R_1}$$

Alors :

$$\begin{cases} \cos h_s \cos \alpha_s = \sin \phi \cos \delta \cos \omega - \cos \phi \sin \delta & (2.11) \\ \cos h_s \sin \alpha_s = \cos \delta \sin \omega & (2.12) \\ \sin h_s = \cos \phi \cos \delta \cos \omega + \sin \phi \sin \delta & (2.13) \end{cases}$$

On voit bien qu'on retrouve le même résultat de l'équation (2.10) pour " $\sin h_s$ " en (2.13).

Pour déterminer l'Azimut du soleil compris entre -180° et $+180^\circ$, il faut connaître à la fois son sinus et son cosinus. Ce dernier est déduit à partir des relations (2.11-12) :

$$\begin{cases} \cos \alpha_s = \frac{\sin \phi \cos \delta \cos \omega - \cos \phi \sin \delta}{\cos h_s} \\ \sin \alpha_s = \frac{\cos \delta \sin \omega}{\cos h_s} \end{cases} \quad (2.14)$$

2.2.3 Systèmes de poursuite solaire

Pour maximiser l'énergie solaire reçue par une surface donnée, on a recours au suivi du soleil sur un ou deux axes. Les concentrateurs ponctuels ont un système de poursuite solaire sur deux axes, alors que les technologies de concentrateurs linéiques, à l'exemple de la filière cylindro-parabolique objet du présent travail, emploient un système de suivi du soleil sur un seul axe.

En général, il s'agit de déterminer le cosinus de l'angle d'incidence des rayons solaires en fonction du mode de poursuite solaire employé.

En fonction de la technologie de concentration solaire, quatre systèmes de poursuite solaire sont utilisés [42]:

a) **Poursuite totale** : Le suivi du soleil s'effectue en deux axes. Dans ce cas idéal, les rayons solaires sont perpendiculaires à la surface.

$$\cos \theta = 1 \quad (2.15)$$

b) **Rotation suivant l'axe Est-Ouest polaire** : Le suivi solaire s'effectue suivant l'axe de la terre avec une inclinaison de la surface égale à la latitude du lieu.

$$\cos \theta = \cos \delta \quad (2.16)$$

c) **Rotation suivant l'axe Nord-Sud Horizontal** : Le suivi en continu du mouvement apparent du soleil s'effectue d'Est en Ouest relativement au plan horizontal. L'azimut de la surface réceptrice est égal à 90° et sa pente est nulle ($\beta=0$).

Pour les techniques de concentration linéaires, l'axe de rotation du concentrateur solaire est orienté Nord-Sud.

Soit " ψ " l'angle de rotation de la surface réceptrice. Le vecteur normal à cette surface appartient au plan $(0, y_2, z_2)$. Il a pour composantes dans la base R_2 :

$$\vec{n}|_{R_2} = \cos \psi \vec{j}_2 + \sin \psi \vec{k}_2 = \begin{pmatrix} 0 \\ \cos \psi \\ \sin \psi \end{pmatrix}_{R_2} \quad (2.17)$$

Une autre expression du vecteur unitaire des rayons solaires $\vec{s}|_{R_2}$ dans la base R_2 qui tient compte de la rotation de la surface suivant l'axe Nord-Sud est donnée par (Figure 2.5) :

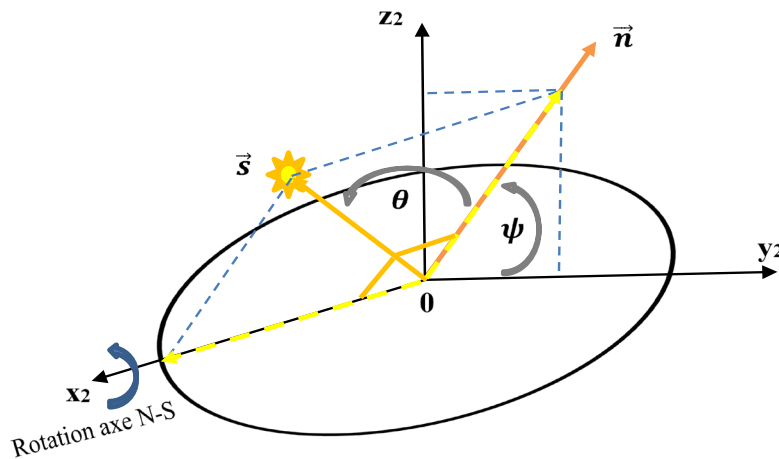


Fig. 2.5: Suivi du mouvement apparent du soleil d'Est en Ouest

$$\vec{s}|_{R_2} = \begin{pmatrix} \sin \theta \\ \cos \theta \cos \psi \\ \cos \theta \sin \psi \end{pmatrix}_{R_2} \quad (2.18)$$

Or d'après les résultats (2.11-12-13), $\vec{s}|_{R_2}$ a aussi pour composantes :

$$\vec{s}|_{R_2} = \begin{pmatrix} \sin \phi \cos \delta \cos \omega - \cos \phi \sin \delta \\ \cos \delta \sin \omega \\ \cos \phi \cos \delta \cos \omega + \sin \phi \sin \delta \end{pmatrix}_{R_2} \quad (2.19)$$

D'où, on arrive à :

$$\begin{cases} \sin \theta = \sin \phi \cos \delta \cos \omega - \cos \phi \sin \delta \end{cases} \quad (2.20)$$

$$\begin{cases} \cos \theta \cos \psi = \cos \delta \sin \omega \end{cases} \quad (2.21)$$

$$\begin{cases} \cos \theta \sin \psi = \cos \phi \cos \delta \cos \omega + \sin \phi \sin \delta \end{cases} \quad (2.22)$$

En utilisant les relations (2.21-22), on arrive aisément à déduire l'expression du cosinus de l'angle d'incidence des rayons solaires par rapport à la surface réceptrice en rotation suivant l'axe N-S :

$$\cos \theta = [(\cos \delta \sin \omega)^2 + (\cos \phi \cos \delta \cos \omega + \sin \phi \sin \delta)^2]^{1/2}$$

Ou encore, en utilisant la relation (2.13) ;

$$\cos \theta = [\cos^2 \delta \sin^2 \omega + \sin^2 h_s]^{1/2} \quad (2.23)$$

d) Rotation suivant l'axe Est-Ouest Horizontal : Le suivi en continu du mouvement apparent du soleil s'effectue, cette fois ci, du Nord au Sud relativement au plan horizontal. L'azimut de la surface réceptrice est égal à 0° . La figure (2.6) ci-après, explicite cette configuration.

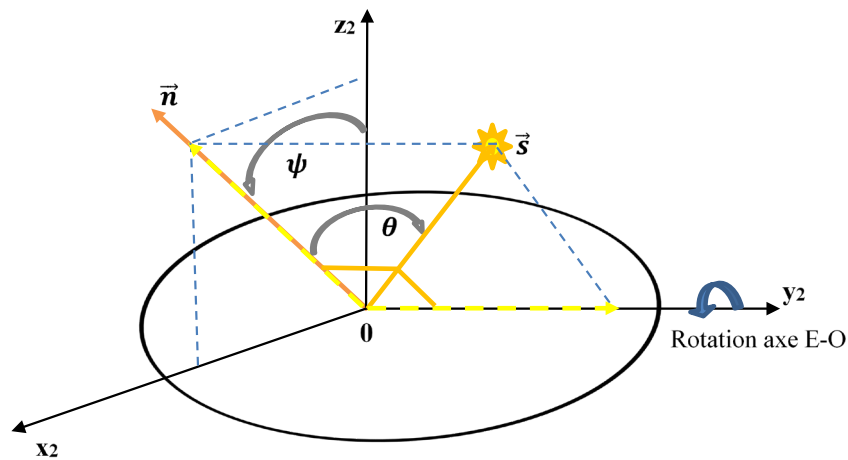


Fig. 2.6: Suivi du mouvement apparent du soleil du Nord au Sud

En adoptant le même raisonnement que précédemment, nous arrivons aux résultats suivants :

$$\vec{n}|_{R_2} = \sin \psi \vec{i}_2 + \cos \psi \vec{k}_2 = \begin{pmatrix} \sin \psi \\ 0 \\ \cos \psi \end{pmatrix}_{R_2} \quad (2.24)$$

$$\vec{s}|_{R_2} = \begin{pmatrix} \cos \theta \sin \psi \\ \sin \theta \\ \cos \theta \cos \psi \end{pmatrix}_{R_2} = \begin{pmatrix} \sin \phi \cos \delta \cos \omega - \cos \phi \sin \delta \\ \cos \delta \sin \omega \\ \cos \phi \cos \delta \cos \omega + \sin \phi \sin \delta \end{pmatrix}_{R_2} \quad (2.25)$$

Pour déduire l'expression de $\cos \theta$, on exploitera les projections de $\vec{s}$ sur le plan $(0, x_2, z_2)$ de l'équation (2.25). Après quelques réarrangements, on arrive à :

$$\cos \theta = [\cos^2 \delta \cos^2 \omega + \sin^2 \omega]^{1/2} = [1 - \cos^2 \delta \sin^2 \omega]^{1/2} \quad (2.26)$$

2.2.4 Durée du jour et angles de lever et coucher du soleil

Pour une position géographique donnée sur la surface de la Terre, définie par sa longitude et sa latitude, le lever et le coucher du soleil sont déterminés par l'angle horaire relatif à une hauteur ou altitude du soleil égale à zéro par rapport à son mouvement apparent dans le ciel relativement au plan horizontal.

L'équation (2.10) nous permet de déduire ces angles en mettant $h_s = 0^\circ$:

$$\begin{aligned} \cos \omega &= -\tan \phi \tan \delta \\ \omega_c &= -\omega_l = \arccos(-\tan \phi \tan \delta) \end{aligned} \quad (2.26)$$

Où ω_c et ω_l sont respectivement les angles horaires du coucher et du lever du soleil. Ces angles sont symétriques par rapport à la direction sud du lieu, comptés positivement vers l'Ouest (ω_c) et négativement vers l'Est (ω_l).

Alors, on peut définir les temps solaires respectivement de lever et de coucher du soleil en utilisant l'équation (2.4) :

$$\begin{cases} TS_l = 12 + \frac{\omega_l}{15} \\ TS_c = 12 + \frac{\omega_c}{15} \end{cases} \quad (2.27)$$

La durée du jour (en heures) ou le nombre d'heures d'ensoleillement pour une journée donnée est déterminée aussitôt par :

$$Dj = (TS_c - TS_l) = \frac{2}{15} \omega_c \quad (2.28)$$

2.3 Expression du rayonnement solaire global

La relation (2.1) énoncée précédemment exprime le rayonnement solaire reçu par une surface horizontale située à la limite de l'atmosphère terrestre, avec les rayons solaires perpendiculaires à cette surface. Le rayonnement solaire global reçu au sol sur une surface d'orientation quelconque, de coordonnées géographiques spécifiques et pour une journée donnée de l'année, est donné par :

$$I_G = I_{DNI} + I_{Diff} \quad (2.29)$$

Avec :

I_{DNI} : Le rayonnement solaire direct en (W/m²)

I_{Diff} : Le rayonnement solaire diffus en (W/m²)

2.3.1 Rayonnement direct

Plusieurs modèles sont utilisés pour l'estimation du rayonnement solaire direct étant donné le manque de stations météorologiques dans certaines zones éloignées, comme pour le cas du Sahara Algérien. Le modèle retenu pour l'estimation du rayonnement solaire direct est celui de Capderou [42,43]:

$$I_{DNI} = I_{SE} k_{atm} \cos \theta \quad (2.30)$$

k_{atm} est le facteur d'atténuation du rayonnement direct par l'atmosphère. Son expression est donnée par :

$$k_{atm} = \exp(-m_A \delta_{Ra} T_L) \quad (2.31)$$

Où :

m_A est la masse d'air atmosphérique traversée par le rayonnement direct pour atteindre le sol. Elle est donnée par [44] :

$$m_A = \exp(-0,0001184 \cdot Z) [\sin(h_s) + 0,15(h_s + 3,885)^{-1,253}]^{-1} \quad (2.32)$$

Où Z est l'altitude du lieu mesurée en mètres.

δ_{Ra} est l'épaisseur optique de Rayleigh donnée par un polynôme d'ordre 4 en fonction de la masse d'air atmosphérique m_A [44].

$$\frac{1}{\delta_{Ra}} = 6,6296 + 1,7513 m_A - 0,1202 m_A^2 + 0,0065 m_A^3 - 0,00013 m_A^4 \quad (2.33)$$

T_L représente le facteur de trouble de Linke donné par Capderou [42]:

$$T_L = T_0 + T_1 + T_2 \quad (2.34)$$

✓ T_0 est le trouble atmosphérique relatif à l'absorption de la vapeur d'eau :

$$T_0 = 2,4 - 0,9 \sin \phi + 0,1A_{he}(2 + \sin \phi) - 0,2Z \\ -(1,22 + 0,14A_{he})(1 - \sin h_s) \quad (2.35)$$

✓ T_1 est le trouble atmosphérique qui correspond à la diffusion moléculaire des gaz de l'atmosphère (O_2 , CO_2 et O_3) :

$$T_1 = (0,89)^Z \quad (2.36)$$

✓ T_2 est le facteur de trouble atmosphérique relatif la diffusion des aérosols et couplé à une légère absorption :

$$T_2 = (0,9 + 0,4A_{he})(0,63)^Z \quad (2.37)$$

Où A_{he} est une fonction du numéro du jour de l'année qui a pour expression :

$$A_{he} = \sin \left(\frac{360}{365} (n - 121) \right) \quad (2.38)$$

2.3.2 Rayonnement diffus

Selon le même modèle [42], l'estimation du rayonnement diffus utilise le facteur de trouble diffusif ($T_{Lf} = T_1 + T_2$) . Son expression, pour une surface quelconque, est donnée par :

$$I_{Diff} = I_{Diff,C} + I_{Diff,S} \quad (2.39)$$

$I_{Diff,C}$ et $I_{Diff,S}$ représentent respectivement les rayonnements diffus du ciel et du sol.

Diffus du Ciel : Il se compose de trois parties. Son expression est la suivante :

$$I_{Diff,C} = \delta_1 \cos\theta + \delta_2 \frac{1+\sin\beta}{2} + \delta_3 \cos\beta \quad (2.40)$$

Avec :

- ✓ δ_1 est la composante directe qui provient du voisinage du soleil, dans un cône ayant un demi-angle au sommet compris entre 3° et 15°. Elle peut être considérée comme provenant directement du soleil.

$$\delta_1 = I_0 \varepsilon_0 \exp(-2,84 + \sinh_s + a_1 - \sqrt{a_1^2 + 4b_1^2}) \quad (2.41)$$

Avec :

$$a_1 = 3,1 - 0,4b_1$$

$$b_1 = \log T_{Lf} - 2,8 + 0,5 \log(\sinh_s)$$

- ✓ δ_2 représente la composante isotrope qui correspond à un ciel présentant une luminance uniforme.

$$\delta_2 = I_{Diff,h} - \delta_1 \sinh_s \quad (2.42)$$

$I_{Diff,h}$ est le rayonnement diffus pour une surface horizontale, dont l'expression est la suivante :

$$I_{Diff,h} = I_0 \varepsilon_0 \exp(-1 + 1,06 \log(\sin h_s) + a_h - \sqrt{a_h^2 + b_h^2}) \quad (2.43)$$

Où : $a_h = 1,1$

$$b_h = \log T_{fs} - 2,8 + 1,02(1 - \sinh_s)^z$$

- ✓ δ_3 est la composante du cercle de l'horizon qui provient d'une bande de l'horizon d'une hauteur de 6°. Elle semble liée à une accumulation d'aérosols dans les basses couches de l'atmosphère.

$$\delta_3 = \frac{-0,02}{(a_3^2 + a_3 b_3 + 1,8)} \exp(\sinh_s) \quad (2.44)$$

Où : $a_3 = \log T_{Lf} - 3,1 - \log(\sinh_s)$

$$b_3 = \exp(0,2 + 1,75 \log(\sinh_s))$$

Diffus du Sol: C'est l'albédo du sol qui résulte des différentes réflexions du rayonnement solaire incident. Il est défini par :

$$I_{Diff,S} = \rho_S(I_{DNI,h} + I_{Diff,h}) \frac{1-\sin\beta}{2} \quad (2.45)$$

Où ρ_S est l'albédo du sol et $I_{DNI,h}$ le rayonnement direct reçu sur une surface horizontale.

2.4 Courbes d'angles d'incidence et de rayonnement solaire

2.4.1 Angles d'incidence et de poursuite solaire

Les équations présentées dans ce chapitre nous permettent de tracer plusieurs courbes, afin de mettre en évidence les différents modes de poursuite solaire illustrés précédemment et de comparer leurs efficacités en termes de captation d'énergie solaire.

Pour ce faire, un code de calcul a été développé sous Matlab. Ce code prend en compte tous les paramètres astronomiques, le suivi du mouvement apparent du soleil et l'estimation du rayonnement global selon le modèle présenté.

Les figures 2.7 et 2.8 montrent la variation de l'angle d'incidence pour différents modes de poursuite solaire sur deux journées de l'année, le 1er janvier et le 2 juillet pour la région d'Adrar. Comparé au mode de poursuite totale (PT), qui présente un angle d'incidence nul, le mode de poursuite Est-Ouest polaire (E-O P) est le plus adapté pour la période hivernale. Dans ce mode, la surface de captation solaire est inclinée par rapport à l'horizontale d'un angle égal à la latitude du lieu ; la figure 2.6 illustre bien cette situation pour le 1er janvier.

En été, le soleil est plus haut dans le ciel. La figure 2.7 montre que le mode Est-Ouest horizontal (E-O H) est meilleur aux autres modes, excepté le mode PT, qui est idéal. La configuration Nord-Sud horizontale (N-S H) offre un avantage durant une courte période au milieu de la journée, où l'angle d'incidence est nul à midi solaire. On remarque en Fig. 2.7 que ce mode offre en moyenne des angles d'incidence plus petits que le mode E-O H. Cependant, en été, cet avantage est limité (Fig. 2.8), car les angles d'incidence sont plus élevés le reste de la journée, similaires à ceux du mode sans poursuite (SP).

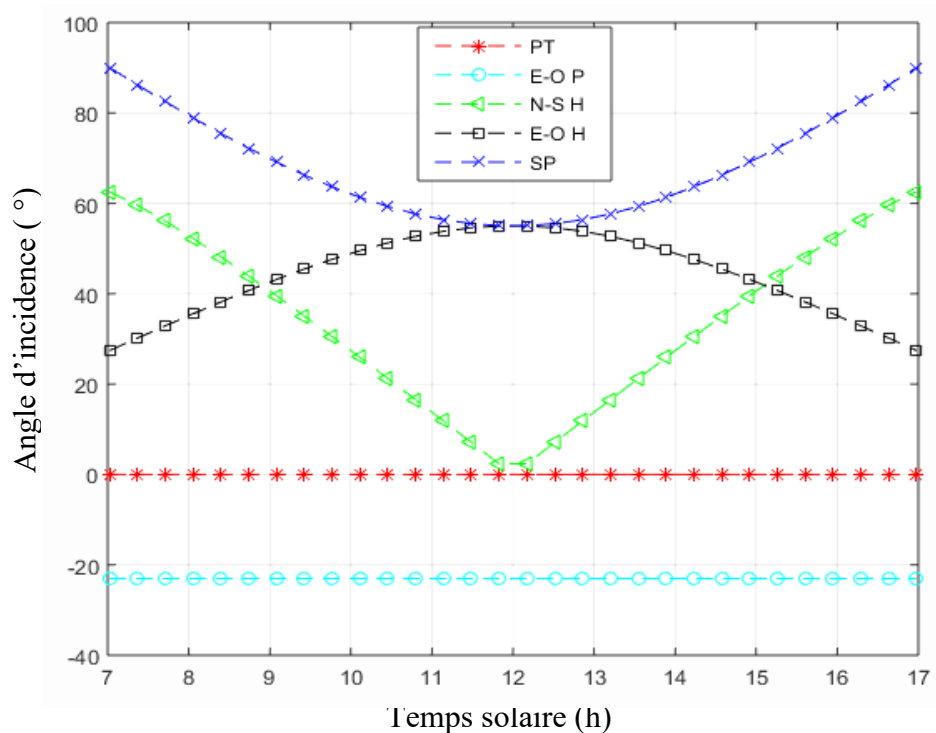


Fig. 2.7 : Variation de l'angle d'incidence pour différents modes de poursuites solaires pour la journée du 1^{er} Janvier, région Adrar (latitude 32°)

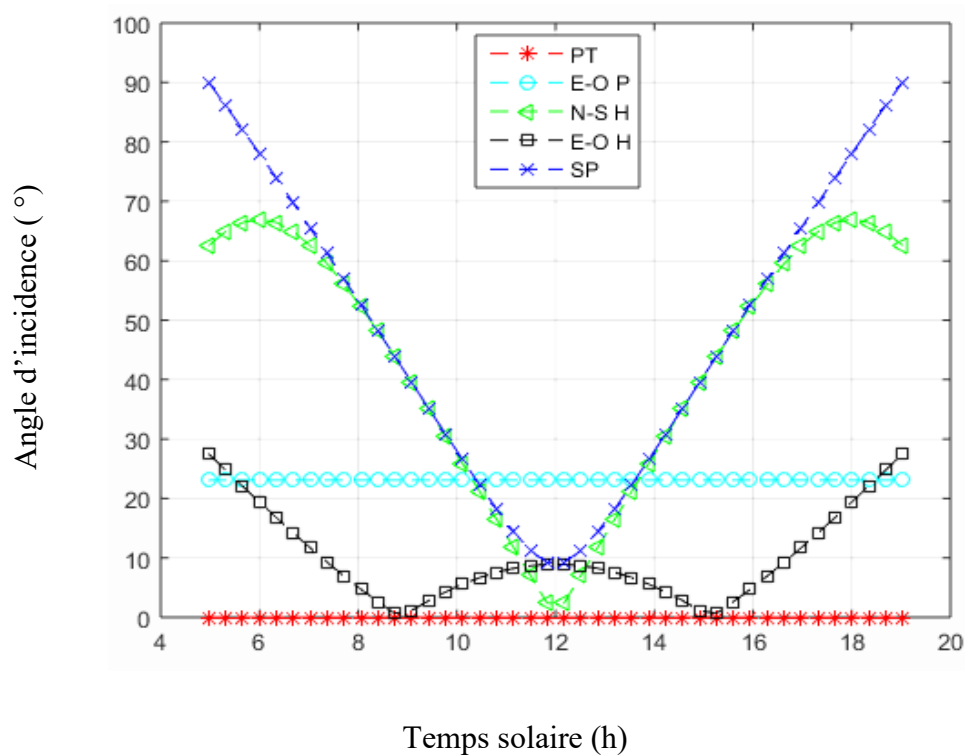


Fig. 2.8 : Variation de l'angle d'incidence pour différents modes de poursuites solaires pour la journée du 2 Juillet, région Adrar (latitude 32°)

Les angles de poursuite solaire pour les modes E-O H et N sont également tracés pour les mêmes deux journées choisies, comme le montrent les figures 2.9 et 2.10, en utilisant les relations (2.21-25) établies précédemment.

Pour un suivi du soleil d'Est en Ouest, la rotation de la surface est suivant l'axe Nord-Sud ; l'angle de poursuite solaire varie continuellement de 0° à 180° pour les deux cas de figures. Néanmoins, l'allure de la courbe tend à se linéariser en été car la hauteur du soleil dans le ciel est plus importante. En hiver, le soleil suit une trajectoire plus basse et plus étendue, ce qui rend la courbe de l'angle de poursuite solaire plus incurvée. Il est impératif de prendre en compte ce comportement pour les systèmes de suivi solaire afin d'optimiser l'orientation des collecteurs solaires et maximiser l'énergie reçue tout au long de l'année.

Par contre, pour suivre le soleil du Nord au Sud, la surface doit pivoter autour de l'axe Est-Ouest. Cela permet d'ajuster l'inclinaison de la surface pour suivre la variation de la hauteur du soleil dans le ciel tout au long de la journée. Pour une journée d'hiver, la normale à la surface est de 90° au lever et au coucher du soleil. Elle est à 55° à midi solaire par rapport au zénith du lieu. On voit bien que la hauteur du soleil à 12h00 est de 35° et la surface de captation est inclinée de 55° à la direction sud du lieu. Par conséquent, la position du soleil en ce moment est à la verticale correspondant à un angle d'incidence nul pour ce mode de poursuite (Fig. 2.9). Pour une journée type d'été (Fig. 2.10), les lever et coucher du soleil correspondent à une orientation à -90° . A midi solaire, l'inclinaison de la surface est à environ 9° pour une hauteur du soleil correspondante à 81° . Ce mode de suivi permet une focalisation parfaite de manière à ce que le soleil soit perpendiculaire à cette surface au milieu de la journée.

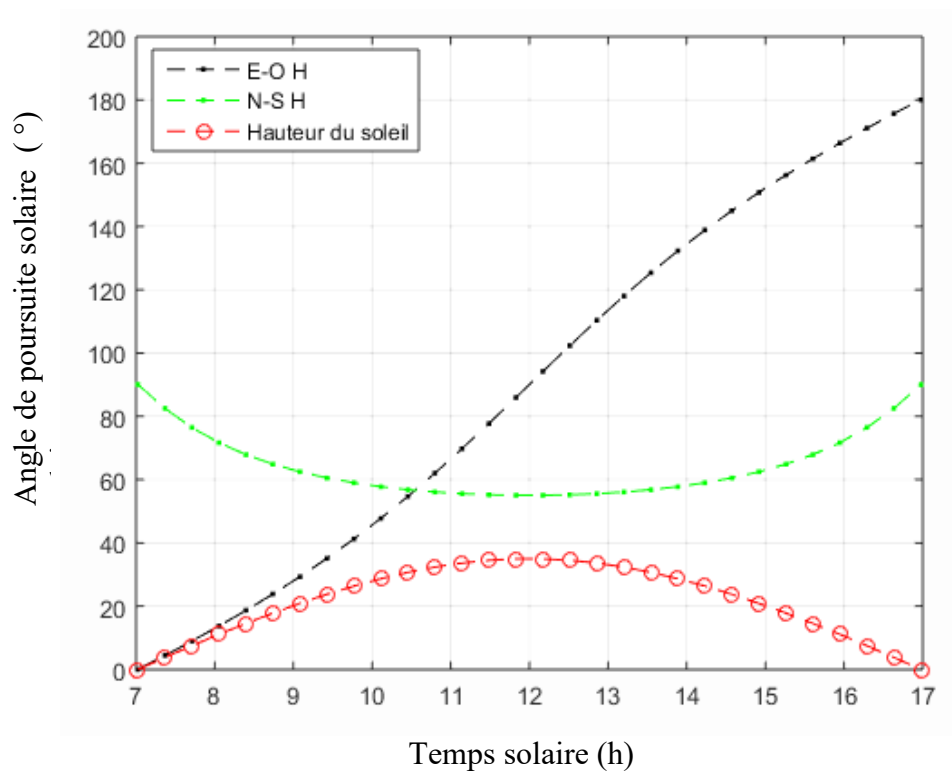


Fig. 2.9 : Variation de l'angle de poursuite solaire et hauteur du soleil pour la journée du 1^{er} Janvier, région Adrar (latitude 32°)

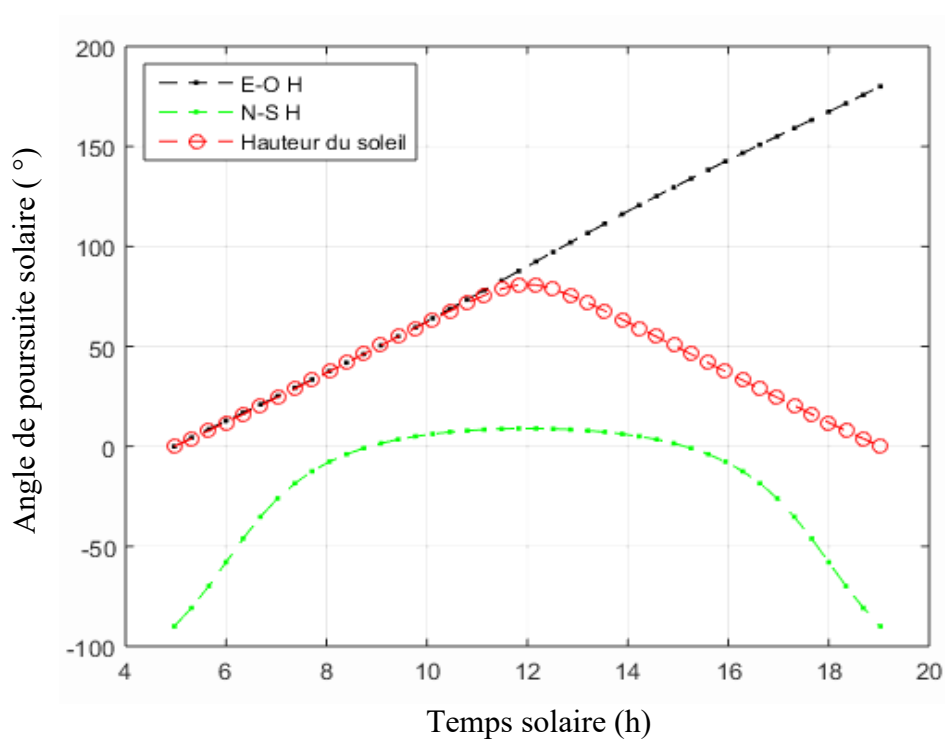


Fig. 2.10 : Variation de l'angle de poursuite solaire et hauteur du soleil pour la journée du 2 Juillet, région Adrar (latitude 32°)

2.4.2 Estimation du rayonnement solaire global

Le calcul du rayonnement solaire reçu par une surface dépend fortement de son orientation et de son inclinaison qui changent selon le mode de poursuite utilisé. Que ce soit un suivi complet (à deux axes), d'Est en Ouest ou de Nord au Sud, chaque méthode offre des avantages spécifiques en termes de maximisation de captation du rayonnement solaire.

En se basant sur l'analyse approfondie réalisée dans la partie précédente concernant les angles d'incidence et les mécanismes de poursuite solaire, nous allons maintenant procéder à la représentation graphique des courbes de rayonnement global. Cette étape consiste à tracer les courbes de rayonnement en fonction des différents modes de poursuite solaire que nous avons étudiés. En d'autres termes, nous allons illustrer comment la variation des angles d'incidence et des stratégies de suivi affectent la quantité totale de rayonnement solaire capté par une surface tout au long de la journée. Cette représentation nous permet de visualiser clairement les variations dans l'efficacité de captation d'énergie en fonction des modes de poursuite afin de mieux comprendre leur impact sur la performance globale des systèmes solaires.

Les figures (2.11-12) illustrent les courbes de rayonnement global en fonction de différents modes de poursuite solaire : poursuite totale (PT), Est-Ouest polaire (E-O P), Est-Ouest horizontal (E-O H), Nord-Sud horizontal (N-S H) et sans poursuite solaire (SP). Ces courbes sont tracées pour deux journées types, l'une en hiver et l'autre en été, dans la région 'Adrar.

Les deux figures illustrent que le mode de suivi solaire sur deux axes (PT) offre les valeurs les plus élevées de rayonnement global. Cela s'explique par le fait que ce système est capable de suivre la trajectoire du soleil tout au long de la journée, en ajustant son orientation sur deux axes, ce qui maximise l'exposition au rayonnement direct. Ainsi, le mode PT capte une quantité maximale d'énergie solaire en s'adaptant constamment à la position du soleil.

En revanche, les modes de suivi Est-Ouest polaire (E-O P) et Est-Ouest horizontal (E-O H) présentent des valeurs de rayonnement qui dépendent de l'inclinaison et de l'orientation de la surface par rapport au soleil. En été, comme illustré dans la Figure 2.11, ces modes peuvent enregistrer des niveaux de rayonnement relativement élevés grâce à des angles d'incidence plus favorables. Cependant, en hiver, comme le montre la Figure 2.10, les valeurs de rayonnement peuvent diminuer de manière significative en raison de l'angle d'incidence moins favorable, ce qui réduit l'efficacité de collecte de l'énergie solaire.

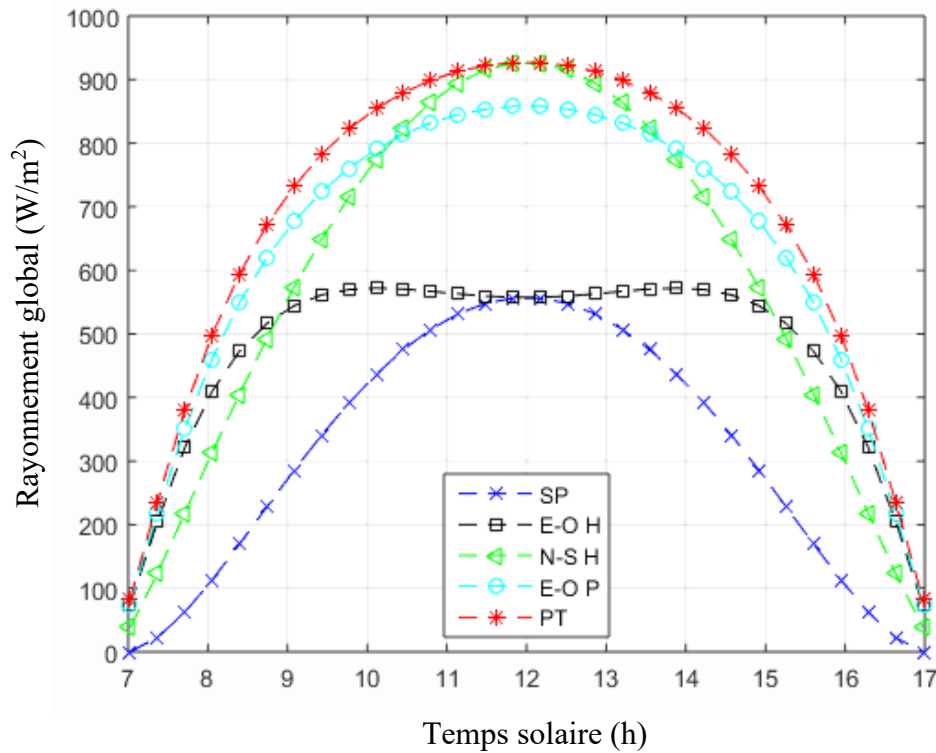


Fig. 2.11 : Variation du rayonnement global pour une journée type d'hiver (1 Janvier). Région : Adrar (latitude 32°)

Le suivi Nord-Sud horizontal (N-S H) offre des courbes de rayonnement global qui restent relativement stables tout au long de la journée, avec des pics observés autour du midi solaire. Ce mode est particulièrement avantageux en hiver, car il capte plus efficacement le rayonnement solaire comparé aux modes de suivi Est-Ouest, que ce soit polaire ou horizontal. Par contre, en été, ce mode est beaucoup moins performant ; il enregistre des valeurs de rayonnement proches de celles obtenues avec un système sans suivi solaire (SP), ce qui indique une efficacité sous-optimale pendant cette saison.

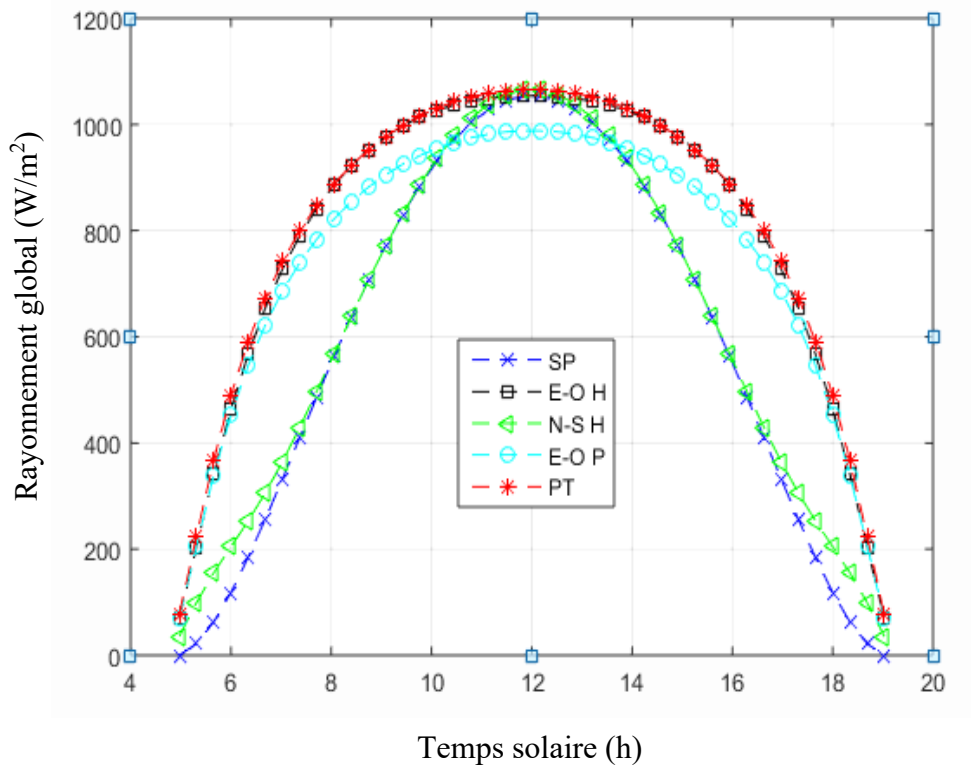


Fig. 2.12 : Variation du rayonnement global pour une journée type d'été (2 Juillet). Région : Adrar (latitude 32°)

2.5 Concentrateurs cylindro-paraboliques

Les concentrateurs cylindro-paraboliques sont des dispositifs optiques utilisés dans les systèmes d'énergie solaire pour focaliser la lumière du soleil sur une ligne focale étroite. Grâce à leur forme parabolique, ces concentrateurs sont capables de concentrer efficacement le rayonnement solaire incident sur un récepteur linéaire, généralement un tube contenant un fluide caloporteur. En suivant la trajectoire du soleil sur un seul axe, les CCP maximisent l'absorption de l'énergie solaire, ce qui permet de générer de la chaleur à haute température. Comme expliqué dans le chapitre précédent, les concentrateurs solaires sont les éléments principaux d'une installation solaire thermique à concentration cylindro-parabolique. Cette technologie est actuellement considérée comme la plus mature pour produire de l'électricité ou de la chaleur industrielle [45].

2.5.1 Centrale thermique cylindro-parabolique

Une centrale solaire cylindro-parabolique se compose de plusieurs éléments pour transformer l'énergie solaire en électricité, comme montré dans la figure 2.13. Le champ solaire est constitué de rangées de concentrateurs cylindro-paraboliques qui suivent la

trajectoire du soleil et focalisent la lumière sur un tube récepteur contenant un fluide caloporteur. Chauffé à haute température, ce fluide est dirigé vers un système de stockage thermique, souvent constitué de réservoirs de sels fondus qui permet de conserver la chaleur pour une utilisation ultérieure. Certaines configurations intègrent un système hybride avec une chaudière au gaz naturel pour compléter ou remplacer le stockage thermique. Cette chaleur est ensuite utilisée dans un cycle thermodynamique pour produire de la vapeur, qui fait tourner une turbine générant de l'électricité.

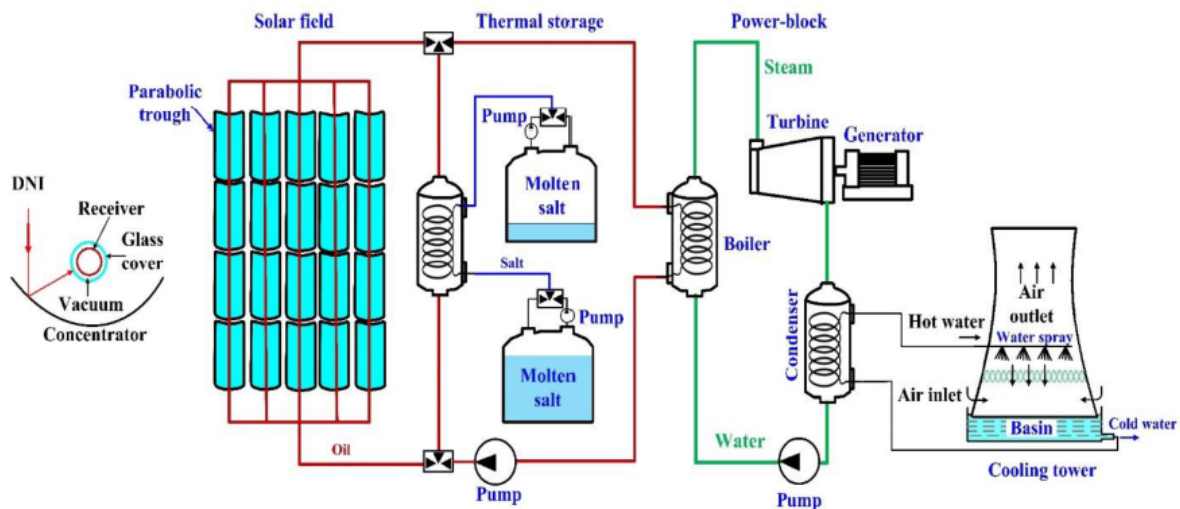


Fig. 2.13 : Centrale solaire CP avec stockage thermique [47]

2.5.2 Disposition des CCP dans le champ solaire

Le système de collecte de l'énergie solaire dans une centrale thermique à concentration cylindro-parabolique repose sur un ensemble de concentrateurs solaires alignés en série. Un ensemble de collecteurs CCP constituent un module qui suit le mouvement apparent du soleil sur un seul axe et concentre la composante directe du rayonnement solaire sur un récepteur situé sur la ligne focale du réflecteur parabolique. Ces modules sont disposés en série pour former ce que l'on appelle une « boucle ».

Une boucle est essentiellement un circuit fermé où l'énergie solaire est collectée, transférée, puis éventuellement stockée ou utilisée pour générer de la vapeur, nécessaire à la production d'électricité. L'ensemble de plusieurs boucles, interconnectées et fonctionnant de manière synchronisée, constitue ce que l'on appelle le « champ solaire » de la centrale. Ce champ solaire est la partie principale de la centrale, où la lumière du soleil est convertie en chaleur, qui sera ensuite utilisée pour générer de l'électricité via un cycle thermodynamique.

Le concept de boucles multiples permet d'améliorer l'efficacité énergétique et de maximiser l'utilisation de l'énergie solaire dans les centrales à concentration cylindro-paraboliques. En optimisant la disposition et la gestion de ces boucles, il est possible de réguler efficacement la production d'énergie en fonction des conditions météorologiques et des besoins en électricité.

Il existe plusieurs configurations du champ solaire :

a) Configuration à retour direct : Il s'agit de la configuration la plus simple. Dans ce système (Fig. 2.14), le fluide caloporteur traverse les rangées de collecteurs solaires en série, revenant directement au point de départ après avoir parcouru l'ensemble du champ solaire. L'inconvénient principal de cette configuration réside dans le déséquilibre potentiel entre les pressions à l'entrée et à la sortie de chaque rangée de collecteurs. En effet, le fluide parcourant les dernières rangées suit un chemin plus court que celui circulant dans les premières rangées, ce qui conduit à des pertes de charge variables et à des débits non uniformes entre les rangées. Pour compenser cela, des vannes de régulation doivent être installées sur chaque rangée pour ajuster les pertes de charge et équilibrer le débit. Néanmoins, cette configuration présente un avantage du fait qu'elle est simple à concevoir et à mettre en œuvre, ce qui la rend économiquement avantageuse.

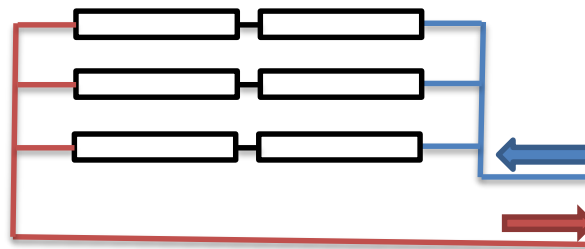


Fig. 2.14 : Configuration à retour direct

b) Configuration à retour indirect : Cette configuration introduit une boucle à l'entrée du champ solaire afin d'homogénéiser les pertes de charge entre les différentes rangées de collecteurs (Fig. 2.15). Ce dispositif garantit un débit de fluide caloporteur plus uniforme à travers chaque rangée, réduisant ainsi les fluctuations de pression au sein du champ. Bien que cette approche augmente légèrement la longueur totale de la tuyauterie et les pertes thermiques à l'ambiance, ce qui pourrait impacter le rendement global de l'installation, elle présente l'avantage de mieux équilibrer les pertes de charge. Par conséquent, les performances hydrauliques du champ solaire sont améliorées.

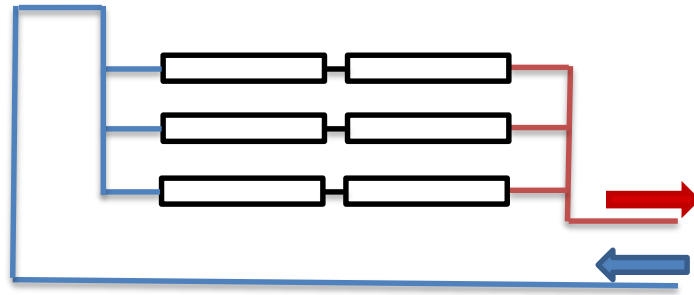


Fig. 2.15 : Configuration à retour indirect

c) **Configuration à alimentation centralisée** : Cette configuration est conçue pour optimiser le champ solaire en réduisant la longueur totale de la tuyauterie (Fig. 2.16). Le fluide est acheminé à partir d'un point de distribution central vers les diverses rangées de collecteurs solaires. Cependant, à l'instar de l'installation à retour direct, il est impératif d'intégrer des vannes de régulation de la perte de charge sur chaque boucle pour maintenir un débit homogène. Il est à noter que cette approche centralisée nécessite un système de régulation et de contrôle. Néanmoins, sa disposition contribue à la diminution des coûts d'installation et des pertes thermiques.

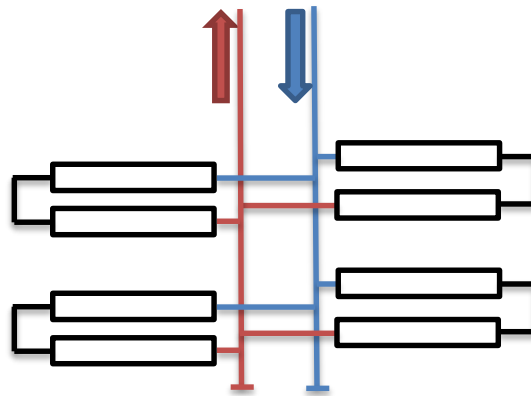


Fig. 2.16 : Configuration à alimentation centralisée

2.5.3 Aspects géométriques d'un CCP

Les caractéristiques géométriques d'un concentrateur cylindro-parabolique déterminent en grande partie son efficacité optique qui influence la concentration des rayons solaires sur le récepteur linéaire. La forme parabolique précise des miroirs et leur alignement par rapport au rayonnement solaire sont essentiels pour minimiser les pertes optiques et maximiser la captation de l'énergie.

2.5.3.1 Forme et facteur de concentration

La forme géométrique des CCP est déterminante pour leur capacité à concentrer le rayonnement solaire sur un récepteur. La configuration parabolique permet de diriger les rayons parallèles incidents vers une ligne focale qui maximise ainsi l'efficacité de la collecte d'énergie solaire. Le facteur de concentration, qui est le rapport entre l'aire de la surface d'ouverture et celle de la surface réceptrice, est un paramètre essentiel pour évaluer la densité d'énergie atteinte au niveau du récepteur. Une compréhension approfondie des équations géométriques relatives à la forme parabolique et au facteur de concentration est indispensable pour affiner la conception des CCP.

Forme géométrique

La figure 2.17, ci-dessous, montre la forme géométrique de la parabole définissant le CCP. Les paramètres w et z représentent respectivement la largeur d'ouverture du CCP et la hauteur de la parabole. L'équation de la parabole suivant les coordonnées (o, x, y) est définie par [48]:

$$y = \left(\frac{1}{4f} \right) x^2 \quad (2.46)$$

Où f est la distance focale qui correspond à la distance entre le point focal et le sommet de la parabole.

γ_m et r_m correspondent à l'angle d'ouverture maximal et au rayon maximal du concentrateur.

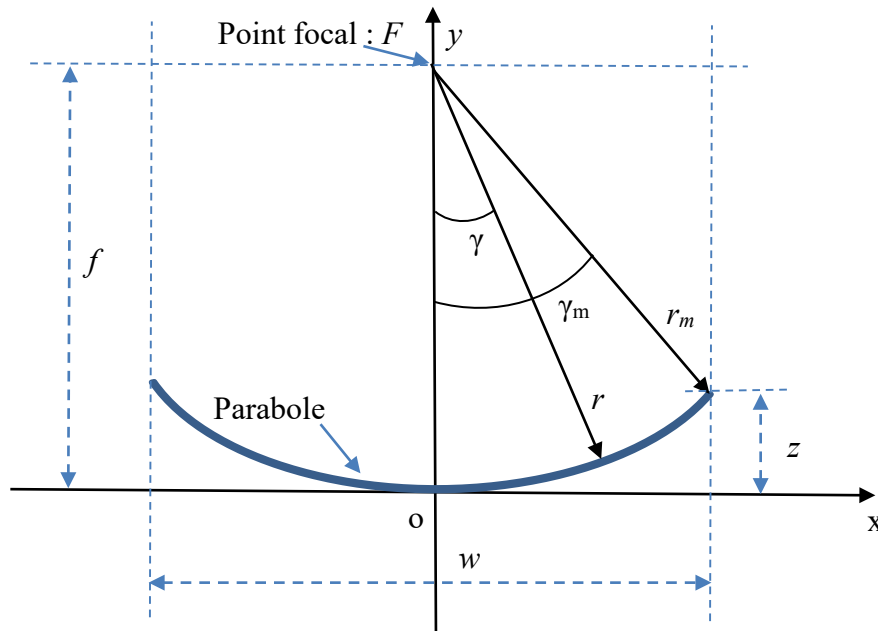


Fig. 2.17 : Paramètres relatifs à la forme du CCP

L'angle d'ouverture ou rim-angle est un paramètre très important dans la conception du réflecteur cylindro-parabolique ; il influence le rayonnement solaire incident ainsi que le coût de fabrication du collecteur [49]. Son expression est la suivante :

$$\gamma_m = \tan^{-1} \left[\frac{8 \left(\frac{f}{w} \right)}{16 \left(\frac{f}{w} \right)^2 - 1} \right] = \sin^{-1} \left(\frac{w}{2 r_m} \right) \quad (2.47)$$

En exploitant (2.46), on déduit la hauteur de la parabole h :

$$z = \left(\frac{w^2}{16f} \right) \quad (2.48)$$

La largeur d'ouverture w peut être exprimée par :

$$w = 2 r_m \sin(\gamma_m) \quad (2.49)$$

L'équation de la parabole en coordonnées polaires, avec pour centre le point focal (F, r, γ) , met en évidence la relation suivante [50] :

$$r = \frac{2f}{1 + \cos(\gamma)} \quad (2.50)$$

Facteur de concentration

Le facteur de concentration, défini pour le concentrateur cylindro-parabolique, constitue un paramètre essentiel qui détermine l'efficacité avec laquelle le dispositif focalise l'énergie solaire incidente sur son tube absorbeur. Il correspond au rapport entre la surface de l'ouverture du collecteur A_0 et celle de l'absorbeur A_r . Un facteur de concentration élevé permet au CCP de concentrer une grande quantité de rayonnement solaire sur une surface réduite ; il augmente ainsi la température du fluide caloporteur circulant dans le tube absorbeur. Ce facteur dépend de la géométrie du collecteur, de l'angle d'acceptation, ainsi que de la qualité des matériaux des miroirs paraboliques. Son expression est la suivante :

$$C_t = \frac{A_0}{A_r} = \frac{w \cdot L}{\pi D_2 \cdot L} = \frac{w}{\pi D_2} \quad (2.51)$$

2.5.3.2 Différents composants du CCP

Les CCP se composent de cinq éléments importants : les miroirs, la structure de support, le récepteur, le fluide caloporteur et le système de suivi. Chacun de ces composants

joue un rôle particulier et est conçu avec des matériaux spécifiques qui répondent aux exigences de ses fonctions et aux propriétés recherchées. Une description détaillée de ces éléments est présentée ci-après.

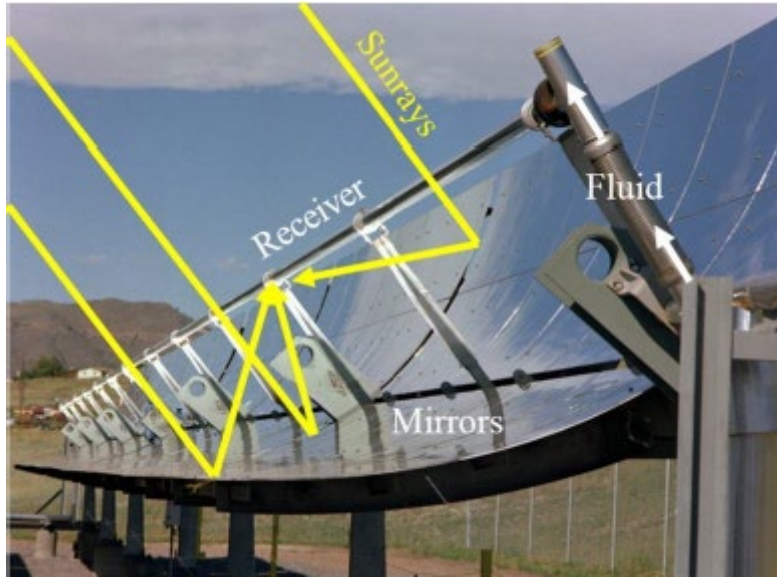


Fig. 2.18: Composants d'un CCP

a) Les miroirs : Les miroirs utilisés pour concentrer le rayonnement solaire vers un récepteur sont fabriqués à partir de matériaux réfléchissants comme l'aluminium ou l'argent, protégés par des revêtements contre l'abrasion et la corrosion. Ces matériaux, tels que les miroirs en verre argenté et les polymères aluminisés, doivent maintenir des performances optiques élevées, mais peuvent être affectés par l'environnement. Le processus de fabrication ou l'utilisation normale entraîne une baisse de l'efficacité thermique. De plus, des erreurs géométriques, telles que des déformations, des désalignements des miroirs (Fig. 2.19), ou des erreurs de suivi, peuvent également réduire l'efficacité de la concentration solaire, soulignant l'importance de la précision dans la fabrication. Par conséquent, l'utilisation de revêtements adaptés et la maintenance régulière des surfaces réfléchissantes sont nécessaires pour préserver une performance optimale.

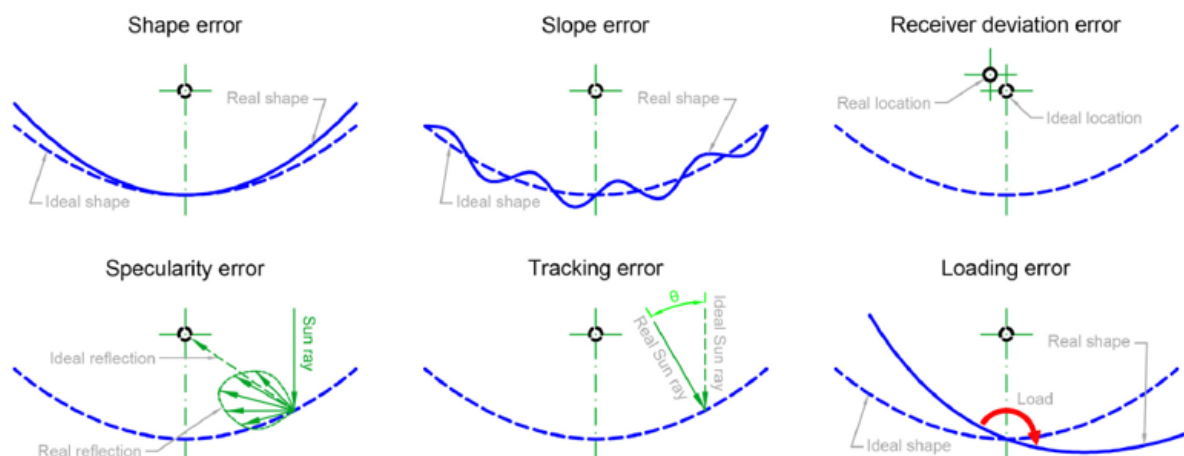


Fig. 2.19 : Différentes erreurs géométriques et autres qui affectent le rendement optique d'un CCP [51]

b) L'absorbeur : L'absorbeur, ou récepteur, joue un rôle fondamental dans la conversion et le transfert de l'énergie thermique. Intégré dans tous les types de concentrateurs solaires, cet élément est essentiel pour absorber le rayonnement solaire incident et le convertir en chaleur. Cette énergie thermique est ensuite efficacement transférée au fluide caloporteur, qui l'achemine vers le bloc de puissance pour la production d'électricité. La conception et la performance de l'absorbeur sont déterminantes, ce qui justifie que ce composant représente environ 30 % du coût total de construction d'un capteur cylindro-parabolique [52].

La figure 2.20 illustre les divers éléments qui composent l'absorbeur. Celui-ci se compose principalement d'un tube absorbeur, d'un tube en verre sous vide, ainsi que des éléments techniques spécifiques tels que les soufflets de dilatation thermique, les joints verre-métal, et les getters. Chacun de ces éléments joue un rôle essentiel dans le bon fonctionnement du système de concentration.

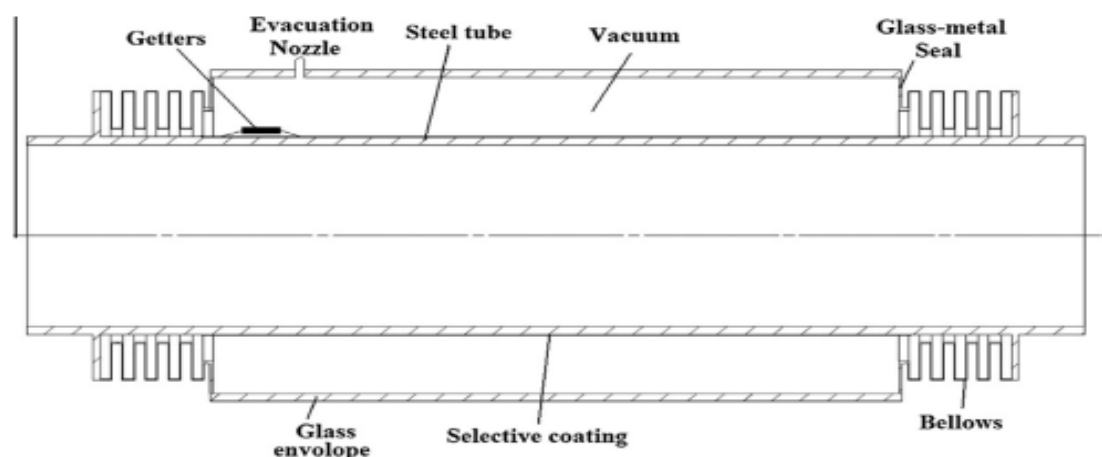


Fig. 2.20 : Composants de l'absorbeur [52]

Le tube absorbeur doit posséder une haute absorptivité pour limiter la réflexion du rayonnement solaire et réduire les pertes thermiques, surtout à des températures avoisinant les 400°C. Pour cela, il est enveloppé dans du verre sous vide qui a pour rôle de minimiser les échanges convectifs et radiatifs. De plus, une faible émissivité dans l'infrarouge est obtenue grâce à des surfaces sélectives, souvent foncées pour maximiser l'absorption solaire. Les tubes sont revêtus de cermet, un matériau composite en nanoparticules métalliques et céramiques, avec des couches réfléchissantes en cuivre, aluminium ou molybdène, pour maximiser l'efficacité de l'absorption.

c) L'enveloppe en verre : Le tube absorbeur est entouré d'une enveloppe en verre sous vide qui élimine pratiquement les pertes thermiques par convection et conduction. La jonction entre le verre et le métal est essentielle, car elle doit permettre la dilatation thermique tout en maintenant l'étanchéité du système. Le verre borosilicaté utilisé dans l'enveloppe possède une transmittance élevée pour le rayonnement solaire, améliorée par un revêtement anti-réfléchissant, et offre une isolation thermique efficace en réduisant les pertes de chaleur dans le domaine infrarouge.

d) La structure métallique : La structure métallique du capteur cylindro-parabolique sert à maintenir les miroirs en position, à assurer la stabilité de l'ensemble et à permettre un suivi précis du soleil (Fig. 2.21). Elle doit être suffisamment robuste pour résister aux contraintes mécaniques, notamment celles causées par le vent. Pour garantir une excellente efficacité optique, la structure doit répondre à des exigences strictes de rigidité, réduisant ainsi les déformations sous les charges mécaniques. Une rigidité importante permet l'utilisation de creux plus longs, diminuant le nombre de pylônes et d'unités de suivi nécessaires, ce qui réduit les coûts de construction. Une structure portante bien conçue doit allier performance et économie, en optimisant les coûts de production et de matériaux, particulièrement dans le champ solaire, qui constitue l'élément le plus onéreux de la centrale.

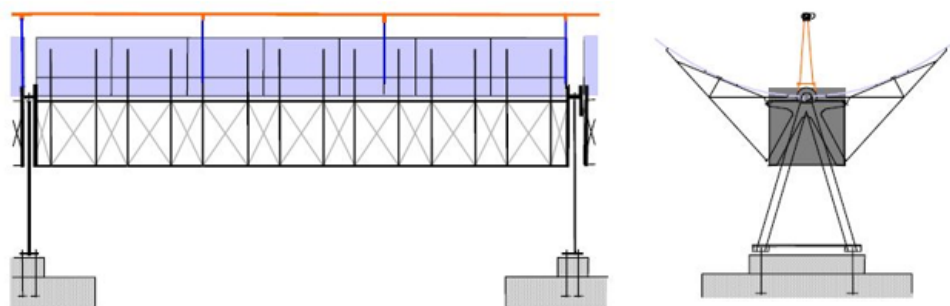


Fig. 2.21 : Structure porteuse du CCP (Eurotrough PSA)[53]

2.5.4 Les fluides caloporteurs

Dans les centrales cylindro-paraboliques, les fluides caloporteurs sont essentiels pour transporter la chaleur collectée par les capteurs vers les systèmes de stockage thermique ou de génération d'électricité. La sélection du fluide dépend principalement de la plage de température de fonctionnement, de la stabilité thermique, et de la conductivité thermique.

Les fluides organiques sont largement utilisés dans les CCP, car ils offrent une bonne stabilité thermique dans une plage de température intermédiaire (200-400°C). Le Syltherm, un fluide à base de silicone, est réputé pour sa faible viscosité et sa stabilité thermique jusqu'à 400°C, ce qui le rend particulièrement adapté aux centrales nécessitant un transfert de chaleur efficace. Par exemple, la centrale Andasol 3 en Espagne utilise ce fluide pour ses performances à des températures intermédiaires, en combinaison avec un système de stockage thermique à sels fondus, qui permet à cette installation de produire jusqu'à 50 MW d'électricité avec 7,5 heures de stockage [54].

Le Therminol VP1, composé d'un mélange de biphenyle et de diphényl oxyde, est un autre fluide organique fréquemment utilisé dans les centrales CCP. Il est apprécié pour sa faible viscosité et sa capacité à fonctionner à des températures allant jusqu'à 400°C. Toutefois, il commence à se dégrader au-delà de 400°C. La centrale Nevada Solar One aux États-Unis [55], avec une capacité de 64 MW, utilise ce fluide pour maintenir des performances optimales à ces températures intermédiaires.

Les fluides inorganiques, comme l'air ou l'eau sous pression, sont utilisés moins fréquemment, car leur capacité thermique est limitée. Cependant, dans certains systèmes hybrides ou de plus petite envergure, ils peuvent présenter des avantages économiques.

Les sels fondus, tels que le nitrate de sodium et le nitrate de potassium, sont des fluides couramment utilisés à haute température, surtout dans les centrales équipées de stockage thermique. Ces sels permettent de stocker efficacement la chaleur et de la restituer pendant les périodes sans rayonnement solaire. La centrale à tours Gemsolar en Espagne est un exemple intéressant utilisant des sels fondus à des températures supérieures à 565°C pour une production d'électricité de 15 heures supplémentaires après le coucher du soleil [56].

Les fluides caloporteurs diffèrent non seulement par leurs performances thermiques, mais aussi par leur coût et leur facilité d'entretien. Les fluides organiques, bien qu'efficaces à des températures modérées, sont généralement plus coûteux. Les sels fondus, en revanche, bien

qu'ils offrent une stabilité exceptionnelle à haute température, peuvent poser des problèmes de corrosion et de maintenance, augmentant ainsi les coûts d'exploitation à long terme.

Tableau 2.1 : Comparaison des fluides caloporteurs

Propriété	Fluides Organiques	Fluides Inorganiques	Sels Fondus
Plage de Température	200-400°C	Variable	220-600°C
Capacité Thermique	Modérée	Faible	Très Élevée
Conductivité Thermique	Modérée	Faible	Modérée à Élevée
Coût	Élevé	Faible à Modéré	Modéré à Élevé

2.5.5 Puissances solaires et rendement optique du CCP

Les flux solaires concentrés par le miroir cylindro-parabolique dépendent de plusieurs facteurs essentiels. La composante directe du rayonnement solaire, qui varie en fonction de la position géographique, est un élément clé, tout comme l'angle d'incidence du rayonnement, qui change selon l'heure de la journée et la saison, qui influence l'intensité du rayonnement collecté. La pureté du ciel, altérée par la couverture nuageuse, les aérosols et d'autres conditions atmosphériques, affecte également l'efficacité de la concentration. Par ailleurs, le rendement optique du CCP, qui englobe la qualité des matériaux, la précision du suivi solaire et la géométrie du miroir, joue un rôle déterminant dans la quantité d'énergie solaire effectivement convertie en chaleur au niveau du récepteur.

Le flux solaire direct concentré par mètre carré de surface au niveau de l'enveloppe en verre est exprimé par :

$$\varphi_{s,g} = I_{DNI} C_t \cos\theta \eta_g \alpha_g \quad (2.52)$$

Où η_g est l'efficacité optique de l'enveloppe en verre, son expression est la suivante :

$$\eta_g = \varepsilon_1 \varepsilon_2 \varepsilon_3 \varepsilon_4 \varepsilon_5 \varepsilon_6 \rho_{cl} K(\theta) \quad (2.53)$$

Le tableau 2.2 résume les propriétés optiques du collecteur LS2-Luz cermet. Ces valeurs sont issues des données publiées dans le rapport « NREL » (National Renewable Energy Laboratory) et « SNL » (Sandia National laboratories) [57].

Tableau 2.2: Propriétés optiques du collecteur

Coeff.	Désignation	Valeur
ϵ_1	Effet de l'ombrage sur le CCP	0.974
ϵ_2	Erreur de poursuite	0.994
ϵ_3	Erreur de géométrie	0.98
ρ_{cl}	Réflectivité du miroir sans salissures	0.935
ϵ_4	Saleté sur le miroir [58]	ρ_m / ρ_{cl}
ϵ_5	Saleté sur le tube absorbeur [58]	$\frac{(1 + \epsilon_4)}{2}$
ϵ_6	Divers	0.96
ρ_m	Réflectivité du miroir	0.88-0.93

$K(\theta)$ est l'angle d'incidence modifié ou IAM (Incident Angle Modifier), qui tient compte des pertes d'angle incidence, ce qui inclut l'ombrage des extrémités, les changements de réflexion et réfraction, et effets d'angle d'incidence du revêtement sélectif.

Le tableau 2.3, donne quelques expressions de l'angle d'incidence modifié pour différentes technologies de concentrateurs [59].

Tableau 2.3 : Angle d'incidence modifié $K(\theta)$ pour différents collecteurs

Collecteur solaire	Angle d'incidence modifié (*), $K(\theta)$
LS2 [57]	$1 + 0.000884 \frac{\theta}{\cos\theta} - 0.00005369 \frac{\theta^2}{\cos\theta}$
LS3 [60]	$1 - 2.2307 \times 10^{-4} \theta - 1.1 \times 10^{-4} \theta^2 + 3.18596 \times 10^{-6} \theta^3 - 4.85509 \times 10^{-8} \theta^4$
IST [61]	$1 + 0.0003178 \frac{\theta}{\cos\theta} - 0.00003985 \frac{\theta^2}{\cos\theta}$
Euro Trough [62,63]	$1 - 5.25097 \times 10^{-4} \frac{\theta}{\cos\theta} - 2.859621 \times 10^{-5} \frac{\theta^2}{\cos\theta}$

(*) angle d'incidence θ en (°)

α_g est l'absorptivité du verre.

La densité de flux solaire concentrée qui atteint le récepteur est déterminée par :

$$\varphi_{s,r} = I_{DNI} C_t \cos\theta \eta_r \alpha_r \quad (2.54)$$

où η_r et α_r sont respectivement le rendement optique et l'absorptivité du récepteur.

$$\eta_r = \eta_g \tau_g \quad (2.55)$$

τ_g est la transmittivité de l'enveloppe en verre.

2.6 Conclusion

La conversion de l'énergie solaire en énergie thermique à l'aide de capteurs cylindro-paraboliques se révèle être une technologie essentielle pour exploiter pleinement les ressources solaires, notamment dans les régions à fort ensoleillement comme l'Algérie. Ce chapitre a détaillé les principes de base du gisement solaire, la dynamique du mouvement solaire, et l'importance des systèmes de poursuite solaire pour maximiser la collecte du rayonnement. L'analyse des différentes courbes d'angles d'incidence ainsi que celles du rayonnement global a été effectuée.

Par ailleurs, les centrales utilisant des concentrateurs cylindro-paraboliques représentent une solution prometteuse pour la production d'énergie durable. Leur conception, ainsi que leur disposition dans le champ solaire, jouent un rôle déterminant dans l'efficacité énergétique globale. Ce chapitre met en avant la nécessité d'une conception optimisée des CCP, qui prend en compte les conditions spécifiques du site pour garantir une conversion efficace de l'énergie solaire.

CHAPITRE 3

Bilans thermiques et
résolution mathématique

3.1 Introduction

L'étude des performances thermiques des concentrateurs cylindro-paraboliques est impérative pour évaluer leur efficacité énergétique et leur application dans les systèmes de production d'énergie. Cette analyse repose sur une modélisation détaillée des échanges de chaleur qui se produisent entre les différents composants du système, notamment l'enveloppe en verre, le récepteur, et le fluide caloporteur. Ces échanges incluent la conduction, la convection, et le rayonnement, chacun contribuant de manière significative à la performance globale du concentrateur.

Ce chapitre est consacré au développement d'un modèle thermique précis qui intègre ces différents mécanismes de transfert de chaleur. Les équations issues du modèle thermique sont résolues par des méthodes numériques dans l'optique de simuler les conditions thermiques du CCP sous différentes configurations et conditions d'ensoleillement. Cette approche permet non seulement d'évaluer les performances thermiques, mais aussi d'identifier les paramètres qui influencent l'efficacité du système, ouvrant ainsi la voie à des améliorations et optimisations pour maximiser le rendement énergétique.

3.2 Etat de l'art des travaux publiés sur les CCP

De nombreux travaux théoriques et expérimentaux ont été publiés dans le domaine des concentrateurs cylindro-paraboliques, qui visent à améliorer l'efficacité thermique de la conversion de l'énergie solaire en énergie thermo-mécanique à haute température. Les efforts de recherche ont porté sur l'optimisation des systèmes de concentration solaire et des processus de transfert de chaleur, en explorant l'utilisation de divers fluides caloporteurs adaptés aux conditions de fonctionnement à haute température.

Parmi ces recherches, Wirz et al. [64] ont proposé un modèle avancé en utilisant la méthode Monte Carlo ray tracing couplée à un solveur par volumes finis pour modéliser le transfert de chaleur tridimensionnel dans les systèmes CCP. Cette approche a permis de prendre en compte la distribution non uniforme du rayonnement solaire incident sur le récepteur, ainsi que les échanges radiatifs complexes entre les différentes surfaces du récepteur. De plus, leur modèle a permis d'analyser en détail les gains et pertes de chaleur, tant dans la direction circonférentielle que longitudinale du récepteur, offrant ainsi une compréhension plus approfondie des phénomènes thermiques à l'œuvre.

Chean et al. [65], de leur côté, se sont concentrés sur le développement d'absorbeurs tubulaires fonctionnant avec de l'air pressurisé, conçus spécifiquement pour des applications thermiques solaires à haute température. Ces absorbeurs visent à améliorer l'efficacité du

transfert de chaleur en exploitant les propriétés thermodynamiques de l'air sous pression, ce qui représente une avancée significative pour les systèmes thermiques solaires à haute performance. Les faibles coefficients de transfert de chaleur interne de l'air utilisé comme fluide caloporteur peuvent être améliorés par l'incorporation d'inserts en fil torsadé ou de bandes hélicoïdales.

Valenzuela et al. [66] ont mené une expérience sur une boucle solaire de 72 mètres de long sur le site de la Plataforma Solar de Almeria (PSA) au CIEMAT (Centro de Investigaciones Energéticas, Medioambientales y Tecnológicas). Au cours de cette expérimentation, la température de sortie du fluide caloporteur (Syltherm 800), l'efficacité thermique et la puissance thermique de la boucle ont été mesurées et calculées dans des conditions réelles, en tenant compte de différents angles d'incidence et niveaux d'irradiation solaire.

Forristall [67] a présenté un rapport décrivant le développement, la validation et l'utilisation d'un modèle de transfert de chaleur implémenté avec le solveur d'équations Engineering Equation Solver (EES). Les prédictions de performance obtenues à partir de ce modèle ont été comparées aux données expérimentales issues des laboratoires SNL (Sandia National Laboratories) et NREL (National Renewable Energy Laboratory) au cours d'une série de tests sur le collecteur LS2 avec plusieurs configurations.

Lüpfert et al. [68] ont publié un article traitant des méthodes de détermination des pertes de chaleur lors de mesures sur le terrain et de configurations de récepteurs en laboratoire. Les auteurs ont conclu que, pour les centrales CCP opérant dans les conditions habituelles (entre 293 et 390 °C), les pertes de chaleur s'élevaient à environ 300 W/m de longueur de récepteur.

Wang et al. [69] ont analysé la performance d'un collecteur solaire à concentrateur cylindro-parabolique sous des conditions de flux solaire non uniforme et ont étudié l'application de nanofluides dans les systèmes CCP. Ces nanofluides pourraient potentiellement améliorer les propriétés thermiques des fluides caloporteurs, ouvrant la voie à des meilleures performances thermiques.

Evangelos Bellos et al. [70] ont exploré différentes méthodes d'amélioration de la performance thermique d'un système CCP de type LS-2 en intégrant des ailettes et un écran anti-radiation dans leur modèle, en variant la température d'entrée du fluide caloporteur et son débit massique.

Dudley et al. [57] ont réalisé un travail expérimental au Sandia National Laboratory (SNL) où un module composé de deux collecteurs de type LS2, mesurant 7,8 m de long et 5 m de large,

a été testé. L'efficacité thermique ainsi que les pertes thermiques par mètre carré d'ouverture ont été déterminées en fonction des conditions météorologiques locales, incluant la température ambiante, la vitesse du vent, l'ensoleillement, etc.

D'autres conditions de fonctionnement ont fait l'objet d'études approfondies, notamment durant les périodes transitoires de démarrage des centrales solaires à concentrateurs cylindro-paraboliques. Hirsch et al. [71] ont présenté un article qui traite d'une approche pour le calcul des phases de démarrage et de refroidissement dans les centrales thermiques solaires, spécialement conçue pour les calculs annuels. Ce travail permet de mieux comprendre les impacts thermiques et énergétiques au cours de ces phases critiques du cycle d'exploitation.

Juuso et al. [72] ont travaillé sur l'optimisation de l'exploitation d'une centrale solaire dans des conditions de couverture nuageuse variable, en cherchant à éviter les arrêts et redémarrages fréquents. Leurs conclusions indiquent que les conditions d'ensoleillement saisonnier, la température d'entrée du fluide, ainsi que le débit de ce dernier, sont des paramètres ayant un impact significatif sur la consommation énergétique lors du démarrage, nécessaire pour atteindre un niveau optimal de puissance collectée.

De nombreux rapports de recherche recommandent l'amélioration de l'efficacité thermique des CCP en utilisant des échangeurs de chaleur concentriques à contre-courant avec double passe. García-Valladares et al. [73] ont réalisé des simulations numériques détaillées pour analyser le comportement thermique et dynamique des boucles CCP à simple et double passe. Ces études ont permis de mieux comprendre les avantages thermiques potentiels d'un système à double passe par rapport à une configuration classique.

Bassem et al. [74] ont proposé un nouveau design qui vise à améliorer les performances des CCP en intégrant des passes d'eau à double circulation dans la technologie des tubes sous vide. Ce design innovant permet de chauffer l'eau durant la saison hivernale sans avoir recours à des dispositifs auxiliaires, optimisant ainsi l'utilisation de l'énergie solaire dans des conditions de faible ensoleillement.

Ces recherches mettent en évidence les progrès réalisés dans la modélisation thermique des CCP et soulignent l'importance d'une compréhension détaillée des processus thermiques pour optimiser leurs performances thermiques.

3.3 Modèle physique

Notre description thermique d'un élément du concentrateur cylindro-parabolique est présentée ci-après. Les rayons solaires directs frappant les miroirs paraboliques sont

concentrés sur le tube absorbeur, positionné au centre de l'axe focal, à l'intérieur duquel circule un fluide caloporteur (tel que l'huile synthétique : Syltherm 800, Terminol VP1, etc.). Ce tube absorbeur solaire est entouré par un espace tubulaire partiellement sous vide, isolé de l'environnement extérieur par une enveloppe en verre protectrice et transparente. Cet espace sous vide a pour but de minimiser les pertes de chaleur par convection et conduction entre le tube absorbeur et l'extérieur.

Le dispositif tubulaire reçoit ainsi un rayonnement solaire concentré, dont seule une partie sera absorbée par le fluide caloporteur pour être ensuite convertie en énergie thermique. Le reste du rayonnement est perdu sous forme de chaleur dissipée. La Fig. 3.1 illustre le bilan des flux thermiques sur un segment infinitésimal du CCP, en tenant compte des transferts de chaleur par conduction, convection et rayonnement.

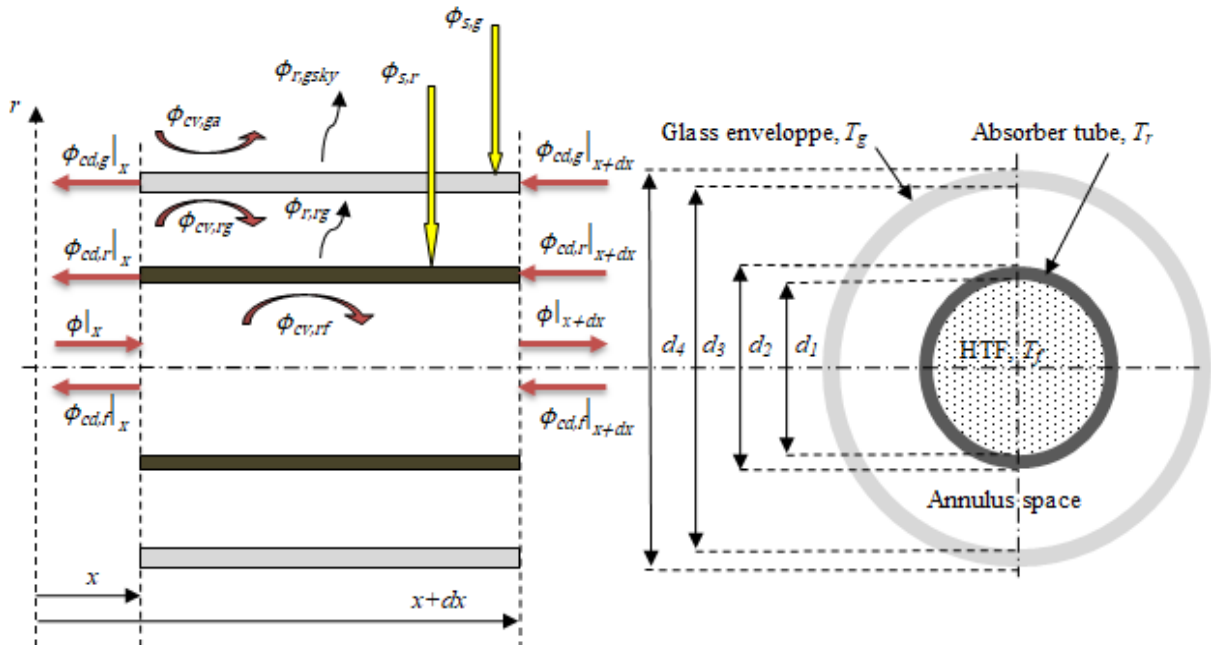


Fig. 3.1 : Bilan thermique sur un élément infinitésimal du CCP [75]

3.3.1 Hypothèses simplificatrices

Pour établir une modélisation thermique précise CCP, certaines hypothèses simplificatrices doivent être formulées. Ces hypothèses permettent de focaliser l'analyse sur les principaux mécanismes thermiques en jeu tout en facilitant la résolution mathématique du problème.

- L'irradiation solaire concentrée sur le collecteur est supposée être uniforme, que ce soit à la surface du récepteur ou sur l'enveloppe en verre.

- Le régime de transfert de chaleur est instationnaire.
- Seul le transfert de chaleur par conduction longitudinale du tube absorbeur et de l'enveloppe en verre est pris en compte dans les bilans thermiques respectifs.

3.3.2 Bilans thermiques

L'application du bilan de conservation de l'énergie, en régime transitoire, à un élément dx du collecteur, respectivement pour le fluide, le tube absorbeur et l'enveloppe en verre, donne :

a) Pour le fluide caloporteur :

$$\frac{\partial Q_f}{\partial t} = (\phi|_x - \phi|_{x+dx}) + \left(\phi_{cd,f}|_{x+dx} - \phi_{cd,f}|_x \right) + \phi_{cv,rf} \quad (3.1)$$

Avec :

$\frac{\partial Q_f}{\partial t}$: Terme d'accumulation de l'énergie par rapport au temps dans l'élément de volume du fluide de longueur dx ;

$$\frac{\partial Q_f}{\partial t} = \rho_f c_{pf} \frac{\pi}{4} d_1^2 dx \frac{\partial T_f(x,t)}{\partial t} \quad (3.2)$$

$(\phi|_x - \phi|_{x+dx})$: Variation du flux d'enthalpie du fluide entre l'entrée et la sortie du segment dx ;

$$(\phi|_x - \phi|_{x+dx}) = -\dot{m} c_{pf} dT_f(x,t) \quad (3.3)$$

$(\phi_{cd,f}|_{x+dx} - \phi_{cd,f}|_x)$: Variation du flux de conduction du fluide HTF entre la sortie et l'entrée du segment dx ;

$$(\phi_{cd,f}|_{x+dx} - \phi_{cd,f}|_x) = k_f \frac{\pi}{4} d_1^2 dx \frac{d^2 T_f(x,t)}{dx^2} \quad (3.4)$$

$\phi_{cv,rf}$: Flux de chaleur convectif entre l'absorbeur et le fluide en (W);

$$\phi_{cv,rf} = h_{cv,rf} \pi d_1 dx (T_r(x,t) - T_f(x,t)) \quad (3.5)$$

b) Pour le Récepteur (absorbeur) :

$$\frac{\partial Q_r}{\partial t} = \phi_{s,r} + \left(\phi_{cd,r}|_{x+dx} - \phi_{cd,r}|_x \right) - \phi_{cv,rf} - \phi_{cv,fg} - \phi_{r,rg} - \phi_{cd,br} \quad (3.6)$$

Avec :

$\frac{\partial Q_r}{\partial t}$: Terme d'accumulation de l'énergie par rapport au temps dans l'élément de volume de l'absorbeur de longueur dx ;

$$\frac{\partial \phi_r}{\partial t} = \rho_r c_r \left(\frac{\pi}{4} d_2^2 - \frac{\pi}{4} d_1^2 \right) dx \frac{\partial T_r(x,t)}{\partial t} \quad (3.7)$$

$\phi_{s,r}$: Puissance solaire concentrée absorbée par le récepteur ;

$$\phi_{s,r} = \phi_{s,r} \pi d_2 dx \quad (3.8)$$

$(\phi_{cd,r}|_{x+dx} - \phi_{cd,r}|_x)$: Variation du flux de conduction dans l'absorbeur entre les abscisses x et $x+dx$;

$$(\phi_{cd,r}|_{x+dx} - \phi_{cd,r}|_x) = k_r \left(\frac{\pi}{4} d_2^2 - \frac{\pi}{4} d_1^2 \right) dx \frac{d^2 T_r(x,t)}{dx^2} \quad (3.9)$$

$\phi_{cv,rg}$: Flux de chaleur convectif entre l'absorbeur et l'enveloppe en verre ;

$$\phi_{cv,rg} = h_{cv,rg} \pi d_2 dx (T_r(x,t) - T_g(x,t)) \quad (3.10)$$

$\phi_{r,rg}$: Flux de chaleur par rayonnement entre l'absorbeur et l'enveloppe en verre ;

$$\phi_{r,rg} = \sigma \pi d_2 dx \frac{(T_r^4(x,t) - T_g^4(x,t))}{\left[\frac{1}{\epsilon_r} + \frac{(1-\epsilon_g) d_2}{\epsilon_g d_3} \right]} \quad (3.11)$$

$\phi_{cd,br}$: Flux de chaleur de conduction à travers le support-bracelet du tube absorbeur [76];

$$\phi_{cd,br} = \frac{\sqrt{h_b P_b K_b A_{s,b}} (T_{base} - T_a)}{L_{HCE}} dx \quad (3.12)$$

c) Pour l'enveloppe en verre (écran) :

$$\frac{\partial Q_g}{\partial t} = \phi_{s,g} + (\phi_{cd,g}|_{x+dx} - \phi_{cd,g}|_x) + \phi_{cv,rg} + \phi_{r,gr} - \phi_{cv,ga} - \phi_{r,gsky} \quad (3.13)$$

Avec :

$\frac{\partial Q_g}{\partial t}$: Terme d'accumulation de l'énergie par rapport au temps dans l'élément de volume de l'absorbeur de longueur dx ;

$$\frac{\partial Q_g}{\partial t} = \rho_g c_g \left(\frac{\pi}{4} d_4^2 - \frac{\pi}{4} d_3^2 \right) dx \frac{\partial T_g(x,t)}{\partial t} \quad (3.14)$$

$\phi_{s,g}$: Puissance solaire concentrée absorbée par l'enveloppe en verre ;

$$\phi_{s,g} = \phi_{s,g} \pi d_4 dx \quad (3.15)$$

$(\phi_{cd,g}|_{x+dx} - \phi_{cd,g}|_x)$: Variation du flux de conduction dans l'enveloppe en verre entre les abscisses x et x+ dx ;

$$(\phi_{cd,g}|_{x+dx} - \phi_{cd,g}|_x) = k_g \left(\frac{\pi}{4} d_4^2 - \frac{\pi}{4} d_3^2 \right) dx \frac{d^2 T_g(x,t)}{dx^2} \quad (3.16)$$

$\phi_{cv,gr}$: Flux de chaleur convectif entre l'absorbeur et l'enveloppe en verre rapporté à la surface latérale de longueur dx de cette dernière ;

$$\phi_{cv,gr} = h_{cv,rg} \pi d_3 dx (T_r(x,t) - T_g(x,t)) \quad (3.17)$$

$\phi_{r,gr}$: Flux de chaleur de rayonnement entre l'absorbeur et l'enveloppe en verre rapporté à la surface latérale de longueur dx de cette dernière ;

$$\phi_{r,gr} = \sigma \pi d_3 dx \frac{(T_r^4(x,t) - T_g^4(x,t))}{\left[\frac{1}{\epsilon_r d_2} + \frac{(1-\epsilon_g)}{\epsilon_g} \right]} \quad (3.18)$$

$\phi_{cv,ga}$: Flux de chaleur de convection entre l'enveloppe en verre et le milieu extérieur ;

$$\phi_{cv,ga} = h_{cv,ga} \pi d_4 dx (T_g(x,t) - T_a) \quad (3.19)$$

$\phi_{r,gsky}$: Flux de chaleur de rayonnement entre l'enveloppe en verre et le ciel ;

$$\phi_{r,gsky} = \sigma \epsilon_g \pi d_4 dx (T_g^4(x,t) - T_{sky}^4) \quad (3.20)$$

3.3.3 Expression des différents coefficients d'échange de chaleur

3.3.3.1 Coefficient de transfert de chaleur par convection entre le fluide et l'absorbeur

Le coefficient d'échange par convection $h_{cv,rf}$ entre le fluide caloporteur et le récepteur est exprimé par :

$$h_{cv,rf} = \frac{Nu_{d_1} k_f}{d_1} \quad (3.21)$$

Avec :

k_f : la conductivité thermique du fluide (W/mK) ;

Nu_{d_1} : le nombre de Nusselt relatif au régime d'écoulement du fluide ;

La corrélation développée par Gnielinski [77] est utilisée pour le calcul de Nu_{d_1} et ce, pour un écoulement turbulent où $Re > 2300$:

$$Nu_{d_1} = \frac{f/(8(Re_{d_1}-1000)Pr_f))}{1+12.7\sqrt{f/8}(Pr_f^{2/3}-1)} \left(\frac{Pr_f}{Pr_r}\right)^{0.11} \quad (3.22)$$

Avec :

$$f = (1.82 \log_{10}(Re_{d_1}) - 1.64)^{-2} \quad (3.23)$$

Où :

f : le coefficient de frottement de la surface interne de l'absorbeur ;

Re_{d_1} : le nombre de Reynolds de l'écoulement du fluide ;

Pr_f : le nombre de Prandtl évalué à la température du fluide ;

Pr_r : le nombre de Prandtl évalué à la température du tube absorbeur ;

Pour un écoulement tubulaire, le nombre de Reynolds peut être écrit comme suit :

$$Re_{d_1} = \frac{4 \dot{m}_f}{\pi d_1 \mu_f} \quad (3.24)$$

Et le nombre de Prandtl par :

$$Pr = \frac{\mu_f c_{pf}}{k_f} \quad (3.25)$$

Le débit volumique du fluide caloporteur q_{vf} en m³/s, est relié au débit massique et à la masse volumique ρ_f du fluide par :

$$q_{vf} = \frac{\dot{m}_f}{\rho_f} \quad (3.26)$$

3.3.3.2 Transfert de chaleur par convection entre l'absorbeur et l'enveloppe en verre

Deux mécanismes de transfert de chaleur sont évalués pour déterminer le transfert de chaleur par convection entre l'absorbeur et l'enveloppe en verre ; la convection moléculaire libre et la convection naturelle. Ces deux modes sont en fonction de la pression qui règne à l'intérieur de l'espace annulaire du collecteur.

➤ Cas de la convection moléculaire libre ($p < 1 \text{ mbar}$)

Ratzel et al. [78] propose la corrélation suivante pour le calcul du coefficient d'échange par convection $h_{cv,rg}$:

$$h_{cv,rg} = \frac{k_{std}}{d_2 / (2 \ln(d_3/d_2)) + b \lambda (\frac{d_2}{d_3} + 1)} \quad (3.27)$$

Où :

$$b = \frac{(2-a)(9\gamma-5)}{2a(\gamma+1)} \quad (3.28)$$

$$\lambda = \frac{2.331 \cdot 10^{-20} (T_{rg} + 273.15)}{P_a \delta^2} \quad (3.29)$$

Avec :

- ✓ k_{std} : conductivité thermique du gaz de l'espace annulaire dans les conditions standard (W/m.K) ;
- ✓ $T_{rg} = (T_r + T_g)/2$: la température moyenne entre l'absorbeur et l'enveloppe en verre ;
- ✓ b : Le coefficient d'interaction ;
- ✓ λ : le libre parcours moyen entre les collisions d'une molécule (cm) ;
- ✓ a : Le coefficient de l'accommodement ;
- ✓ γ : Rapport de chaleurs spécifiques du gaz dans l'espace annulaire ;
- ✓ P_a : La pression du gaz dans l'espace annulaire (mmHg) ;
- ✓ δ : Diamètre moléculaire du gaz annulaire (cm).

Cette corrélation est valable pour : $Ra_{d_3} < (d_3/(d_3 - d_2))^4$.

Le diamètre moléculaire du gaz est donné par Marshal [79] et compare $h_{cv,rg}$ ainsi que d'autres paramètres de l'équation (3.27) qui sont présentés dans le tableau 3.1 qui suit :

Tableau 3.1 : Coefficient de transfert de chaleur et les constantes relatives au gaz annulaire

gaz annulaire	k_{std} (W/m K)	b	λ (cm)	γ	δ (cm)	$h_{cv,rg}$ (W/m²K)
Air	0.02551	1.571	88.67	1.39	$3.53 \cdot 10^{-8}$	0.0001115
Hydrogène	0.1769	1.581	191.8	1.398	$2.4 \cdot 10^{-8}$	0.0003551
Argon	0.01777	1.886	76.51	1.677	$3.8 \cdot 10^{-8}$	0.00007499

➤ **Cas de la convection naturelle**

Dans le cas d'une pression non négligeable du gaz à l'intérieur de l'espace annulaire, Bejan [80] propose la formule suivante pour l'estimation du coefficient d'échange par convection :

$$h_{cv,rg} = \frac{(0.772 k_{rg}) [(Pr_{rg} Ra_{rg}) / (0.861 Pr_{rg})]^{0.25}}{d_2 [1 + (d_2/d_3)^{-0.6}]^{1.25}} \quad (3.30)$$

Cette corrélation est valable pour : $Ra_{d_3} > (d_3/(d_3 - d_2))^4$.

Pr_{rg} et Ra_{rg} sont respectivement le nombre de Prandtl et le nombre de Rayleigh évalués à la température moyenne $T_{rg} = (T_r + T_g)/2$.

3.3.3.3 Coefficient de transfert de chaleur à travers le support du tube absorbeur

Les paramètres relatifs à la perte de chaleur à travers le support de tube absorbeur exprimée par l'équation (3.12), sont explicités comme suit :

- ✓ $\overline{h_b}$: Le coefficient de convection moyen du support (W/m². K) ;
- ✓ P_b : Le périmètre du bracelet (m) ;
- ✓ k_b : Le coefficient de conduction (W/m.K) ;
- ✓ $A_{s,b}$: La section droite du support (m²) ;
- ✓ T_{base} : La température à la base de support prise à 10 °C de moins que celle de l'absorbeur (K) ;
- ✓ T_a : La température ambiante (K) ;
- ✓ L_{HCE} : La longueur du tube absorbeur (m).

Pour le cas du collecteur de type LS2-Luz cermet, $P_b = 0.2032$ m, $A_{s,b} = 1.613 \cdot 10^{-4}$ m², $k_b = 48$ W/mK et $\overline{h_b}$ est évalué avec ou sans vent par la corrélation de Zhukauskas [81].

3.3.3.4 Coefficient de transfert de chaleur par convection entre l'enveloppe en verre et l'atmosphère

Une part importante des pertes thermiques du collecteur sont causées par ce coefficient de pertes par convection $h_{cv,ga}$, surtout en présence de vent. Son expression est la suivante :

$$h_{cv,ga} = \frac{Nu_{d_4} k_{ga}}{d_4} \quad (3.31)$$

Avec :

- ✓ k_{ga} : Conductivité thermique de l'air ambiant pris à la température moyenne du film $\frac{T_g + T_a}{2}$ (W/m.K) ;
- ✓ Nu_{d_4} : Nombre de Nusselt estimé par rapport au diamètre extérieur d_4 de l'enveloppe en verre ;

Deux cas se présentent pour le calcul du nombre de Nusselt :

- ✓ Le cas de la convection libre (sans vent).
 - ✓ Le cas de la convection forcée (présence du vent).
- **Cas sans vent :** La corrélation développée par Churchill and Chu [82], donne l'expression du nombre de Nusselt comme suit :

$$Nu_{d_4} = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra_{d_4}^{1/6}}{[1 + (0.559 / Pr_{ga})^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (3.32)$$

Où, le nombre de Rayleigh et le nombre de Prandtl sont respectivement estimés à la température moyenne $T_{ga} = (T_g + T_a)/2$, par :

$$Ra_{d_4} = \frac{g \beta (T_g - T_a) D_4^3}{\alpha_{ga} \nu_{ga}} \quad (3.33)$$

$$Pr_{ga} = \frac{c_{p,ga} \mu_{ga}}{k_{ga}} = \frac{\nu_{ga}}{\alpha_{ga}} \quad (3.34)$$

Cette corrélation est valide pour: $Ra_{D_5} < 10^{12}$.

Où, g est la gravité terrestre, β le coefficient d'expansion thermique égal à $1/T_{ga}$, α_{ga} et ν_{ga} sont respectivement la diffusivité thermique et la viscosité cinématique de l'air estimées à la même température T_{ga} .

➤ **Cas avec vent :** Le nombre de Nusselt est exprimé en utilisant la corrélation de Zhukauskas [81], pour le cas de la convection forcée.

$$N_{u_{d_4}} = C Re_{d_4}^m Pr_a^n \left(\frac{Pr_a}{Pr_g}\right)^{1/4} \quad (3.35)$$

Les valeurs de C et m sont données dans le tableau 3.2 ci-dessous en fonction du nombre de Reynolds.

Tableau 3.2: Les valeurs de ' C ' et ' m ' en fonction du nombre de Reynolds

Re_{d_4}	C	m
1 - 40	0.75	0.4
40 - 1000	0.51	0.5
10^3 - 2×10^5	0.26	0.6
2×10^5 - 10^6	0.076	0.7

Et : $n = 0.37$, pour $Pr_a \leq 10$, ou $n = 0.36$, pour $Pr_a > 10$.

Cette corrélation est valide pour $0.7 < Pr_a < 500$ et $1 < Re_{d_4} < 106$.

Toutes les propriétés de l'air sont calculées à la température ambiante T_a , sauf pour Pr_g qui est calculé à T_g .

3.3.3.5 Coefficients de transfert de chaleur par Rayonnement

Le transfert de chaleur par rayonnement entre l'absorbeur et l'enveloppe en verre est régi par l'équation (3.11), où σ est la constante de Stefan-Boltzmann ($6.67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$), ε_r et ε_g sont les émissivités thermiques respectivement de l'absorbeur et de l'enveloppe en verre.

L'équation (3.20) traduit le transfert de chaleur par rayonnement entre l'enveloppe en verre et le ciel.

Le tableau 3.3 utilisé dans la référence [67] présente quelques expressions et valeurs de l'émissivité thermique ε_r de l'absorbeur pour différentes technologies des CCP et revêtements de couches sélectives.

Tableau 3.3 : Emissivité thermique des couches sélectives de l'absorbeur en fonction de la température

Type de couche sélective	Emissivité thermique*
Luz Black Chrome	$0.0005333 (T_r + 273.15) - 0.0856$
Luz Cermet	$0.000327 (T_r + 273.15) - 0.065971$
Solel UVAC Cermet a	$(2.249 \cdot 10^{-7}) T_r^2 + (1.039 \cdot 10^{-4}) T_a + 5.599 \cdot 10^{-2}$
Solel UVAC Cermet b	$(1.565 \cdot 10^{-7}) T_r^2 + (1.376 \cdot 10^{-4}) T_a + 6.966 \cdot 10^{-2}$
Solel UVAC Cermet avg	$(1.907 \cdot 10^{-7}) T_r^2 + (1.208 \cdot 10^{-4}) T_a + 6.282 \cdot 10^{-2}$
Solel UVAC Cermet Pr-a	$(2.084 \cdot 10^{-4}) T_r + 1.663 \cdot 10^{-2}$
Solel UVAC Cermet Pr-b	$(1.666 \cdot 10^{-4}) T_r + 3.375 \cdot 10^{-3}$

* La température est exprimée en °C pour tous les cas.

La température du ciel est reliée à la température de l'air extérieur par la relation [83]:

$$T_{sky} = 0,0552 T_a^{1,5} \quad (3.36)$$

Pour la température ambiante, on utilise le modèle semi-empirique de Reicosky [84], basé sur les températures maximales et minimales quotidiennes, pour estimer l'évolution horaire de celle-ci.

$$T_a = T_1 + T_2 \cos \left[(14 - TS) \frac{\pi}{12} \right] + 273.15 \quad (3.37)$$

Où $T_1 = (T_{max} + T_{min})/2$ et $T_2 = (T_{max} - T_{min})/2$. , T_{max} et T_{min} sont respectivement les températures ambiantes maximale et minimale pour la journée considérée et TS est le temps solaire vrai exprimé en heures.

3.4 Résolution mathématique

Les équations (3.1), (3.6), et (3.13) décrivent le transfert de chaleur dans un concentrateur cylindro-parabolique et modélisent respectivement le comportement thermique du fluide caloporteur, du tube récepteur (ou absorbeur), et de l'enveloppe en verre. Ces équations sont des équations aux dérivées partielles (EDP) non linéaires qui dépendent simultanément du temps t et de la position x le long de la longueur du CCP. La complexité de ces EDP provient non seulement de leur dépendance spatio-temporelle, mais aussi des interactions couplées entre les trois composantes du système thermique, où les flux de chaleur échangés entre le fluide, le tube absorbeur et l'enveloppe en verre sont interdépendants.

Pour résoudre ces équations, la méthode des différences finies est appliquée pour discrétiser les dérivées spatiales et temporelles [85]. En d'autres termes, le domaine spatial du CCP est divisé en un certain nombre de points de grille le long de la longueur x , et le temps t est discrétisé en pas réguliers correspondant à des intervalles horaires tout au long d'une journée arbitraire de l'année. Cette discrétisation transforme les EDP en un système d'équations algébriques non linéaires à résoudre pour chaque point de grille.

La méthode matricielle itérative de Newton-Raphson est ensuite employée pour résoudre ce système complexe d'équations non linéaires. Cette méthode est particulièrement bien adaptée pour gérer la non-linéarité des équations, car elle repose sur l'approximation du système non linéaire par un système linéaire qui est résolu itérativement jusqu'à convergence [86]. La méthode consiste à linéariser les équations autour d'une estimation initiale des profils de température, puis à résoudre le système linéarisé pour obtenir une mise à jour de cette estimation. Ce processus est répété jusqu'à ce que la solution converge vers une solution stable, c'est-à-dire lorsque les changements entre itérations deviennent négligeables.

Sous le logiciel Matlab, la mise en œuvre de cette méthode itérative permet de calculer les profils de température en fonction de x et t pour chaque composant du CCP : le fluide caloporteur, le tube absorbeur et l'enveloppe en verre. Un critère de convergence est défini pour garantir que la solution obtenue est suffisamment précise et stable. Ce critère consiste en une tolérance sur la différence entre les valeurs de température calculées entre deux itérations successives. Une fois la convergence atteinte, les résultats fournissent une distribution détaillée des températures tout au long du CCP et permettent ainsi une analyse objective du comportement thermique du système.

3.4.1 Formulation du problème

Le modèle thermique du concentrateur cylindro-parabolique consiste à déterminer les profils de température du fluide caloporteur $T_f(x, t)$, du récepteur $T_r(x, t)$, et de l'enveloppe en verre $T_g(x, t)$ en fonction de la position x et du temps t . Ces températures sont régies par un système de trois équations différentielles couplées.

Les trois équations précédentes (3.1-6-13) peuvent être réécrites sous la forme suivante :

$$\frac{\partial T_f(x,t)}{\partial t} = a_f \frac{\partial^2 T_f(x,t)}{\partial x^2} - b_f \frac{\partial T_f(x,t)}{\partial x} + c_f(T_r - T_f) \quad (3.38)$$

$$\frac{\partial T_r(x,t)}{\partial t} = a_r \frac{\partial^2 T_r(x,t)}{\partial x^2} - b_r(T_r - T_f) - c_r(T_r - T_g) - d_r(T_r^4 - T_g^4) + e_r \varphi_{sr} \quad (3.39)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial T_g(x,t)}{\partial t} = & a_g \frac{\partial^2 T_r(x,t)}{\partial x^2} + b_g(T_r - T_g) + c_g(T_r^4 - T_g^4) - d_g(T_g - T_a) \\ & - e_g(T_g^4 - T_a^4) - f_g(T_g^4 - T_c^4) + g_g \varphi_{sg} \end{aligned} \quad (3.40)$$

Avec $a_f, b_f, c_f, a_r, \dots$ des constantes de substitution qui dépendent elles-mêmes des températures et autres paramètres physiques du problème :

$$\left\{ \begin{aligned} a_f &= \frac{k_f}{\rho_f c_{pf}}, \quad a_r = \frac{k_r}{\rho_r c_r}, \quad a_g = \frac{k_g}{\rho_g c_g} \\ b_f &= \frac{4\dot{m}_f}{\rho_f \pi d_1^2}, \quad b_r = \frac{4 h_{cv,rf} d_1}{\rho_r c_r (d_2^2 - d_1^2)}, \quad b_g = \frac{4 h_{cv,rg} d_3}{\rho_g c_g (d_4^2 - d_3^2)} \\ c_f &= \frac{4 h_{cv,rf}}{\rho_f c_{pf} d_1}, \quad c_r = \frac{4 h_{cv,rg} d_2}{\rho_r c_r (d_2^2 - d_1^2)}, \quad c_g = \frac{4 F_{gr} \sigma d_3}{\rho_g c_g (d_4^2 - d_3^2)} \\ d_r &= \frac{4 F_{rg} \sigma d_2}{\rho_r c_r (d_2^2 - d_1^2)}, \quad d_g = \frac{4 h_{cv,ga} d_4}{\rho_g c_g (d_4^2 - d_3^2)} \\ e_r &= \frac{4 d_2}{\rho_r c_r (d_2^2 - d_1^2)}, \quad e_g = \frac{4 F_{ga} \sigma d_4}{\rho_g c_g (d_4^2 - d_3^2)} \\ f_g &= \frac{4 F_{gc} \sigma d_4}{\rho_g c_g (d_4^2 - d_3^2)} \\ g_g &= \frac{4 d_4}{\rho_g c_g (d_4^2 - d_3^2)} \end{aligned} \right. \quad (3.41)$$

3.4.2 Discrétisation par la méthode des différences finies

3.4.2.1 Discrétisation Spatiale et Temporelle

La méthode des différences finies consiste à discrétiser l'espace et le temps pour approximer les dérivées partielles qui apparaissent dans les équations différentielles [87]. Cela signifie que les variables continues comme la position x et le temps t sont remplacées par des points discrets où les équations seront résolues.

Discrétisation spatiale

Considérons un domaine spatial de longueur L (qui correspond à la longueur d'un ou plusieurs CCP formant une boucle dans le champs solaire). Ce domaine est divisé en N segments égaux, chacun de longueur $\Delta x = L/N$. Les positions discrètes dans ce domaine sont indexées par i , où $i = 0, 1, 2, \dots, N$ correspond aux différentes positions le long du CCP.

$$x_i = i \cdot \Delta x, \text{ avec } i = 0, 1, 2, 3, \dots, N$$

Cela signifie que x_0 représente l'entrée du CCP ($x = 0$) et x_N la sortie ($x = L$).

Discretisation temporelle

Pour le temps, nous considérons une période, correspondant à un jour de fonctionnement arbitraire du CCP, dont la durée est Dj . Cette période est divisée en M pas de temps égaux, chacun de durée $\Delta t = Dj/M$. Les instants de temps sont indexés par n , où :

$$t_n = n \cdot \Delta t, \text{ avec : } n = 0, 1, 2, 3, \dots, M$$

De ce fait, t_0 représente l'instant initial ($t = 0$) et t_M l'instant final ($t = Dj$).

Le principe des différences finies repose sur l'approximation des dérivées en fonction des valeurs de température aux points de discrétisation x_i et t_n .

Par exemple, la dérivée première en t est discrétisée par :

$$\frac{\partial T(x,t)}{\partial t} \simeq \frac{T_i^{n+1} - T_i^n}{\Delta t}$$

La première dérivée par rapport à x s'obtient de la même manière :

$$\frac{\partial T(x,t)}{\partial x} \simeq \frac{T_{i+1}^n - T_i^n}{\Delta x}$$

La deuxième dérivée par rapport à x est discrétisée en utilisant un schéma de différences centrée :

$$\frac{\partial^2 T(x,t)}{\partial x^2} \simeq \frac{T_{i+1}^n - 2T_i^n + T_{i-1}^n}{\Delta x^2}$$

Ces approximations sont appliquées à chaque équation du modèle thermique du CCP pour obtenir des équations discrètes à résoudre à chaque instant.

Pour les trois équations différentielles qui régissent les températures du fluide $T_f(x,t)$, de l'absorbeur $T_r(x,t)$, et de l'enveloppe en verre $T_g(x,t)$, nous obtenons les formes discrétisées suivantes :

➤ Pour le fluide :

$$\frac{T_{f,i}^{n+1} - T_{f,i}^n}{\Delta t} = a_f \frac{T_{f,i+1}^n - 2T_{f,i}^n + T_{f,i-1}^n}{\Delta x^2} - b_f \frac{T_{f,i+1}^n - T_{f,i}^n}{\Delta x} + c_f (T_{r,i}^n - T_{f,i}^n) \quad (3.42)$$

➤ Pour le récepteur :

$$\frac{T_{r,i}^{n+1} - T_{r,i}^n}{\Delta t} = a_r \frac{T_{r,i+1}^n - 2T_{r,i}^n + T_{r,i-1}^n}{\Delta x^2} - b_r (T_{r,i}^n - T_{f,i}^n) - c_r (T_{r,i}^n - T_g^n) - d_r [(T_{r,i}^n)^4 - (T_{g,i}^n)^4] + e_r \varphi_{sr} \quad (3.43)$$

➤ Pour l'enveloppe en verre :

$$\frac{T_{g,i}^{n+1} - T_{g,i}^n}{\Delta t} = a_g \frac{T_{g,i+1}^n - 2T_{g,i}^n + T_{g,i-1}^n}{\Delta x^2} + b_g (T_{r,i}^n - T_{g,i}^n) + c_g [(T_{r,i}^n)^4 - (T_{g,i}^n)^4] - d_g (T_{g,i}^n - T_a) - e_g [(T_{g,i}^n)^4 - T_a^4] - f_g [(T_{g,i}^n)^4 - T_c^4] + g_g \varphi_{sg} \quad (3.44)$$

3.4.2.2 Conditions initiales et aux limites

Conditions initiales :

Pour $t=0$, on suppose que toutes les températures sont égales à une température initiale T_0 , prise égale à la température ambiante :

$$T_f(x, 0) = T_r(x, 0) = T_g(x, 0) = T_0 = T_a$$

Ou sous forme discrète :

$$T_f(x_i, t_0) = T_r(x_i, t_0) = T_g(x_i, t_0) = T_0 = T_a$$

Pour tout x_i représentant les points de discrétisation spatiale.

Conditions aux limites :

Aux deux extrémités du concentrateur ($x = 0$ et $x = L$) :

✓ En $x = 0$, la température initiale est égale à la température d'entrée du fluide :

$$T_f(0, t) = T_{ef}$$

✓ En $x = L$, la condition de type Neumann est considérée, indiquant que le flux de chaleur à la sortie est nul.

$$\left. \frac{\partial T_f}{\partial x} \right|_{x=L} = 0$$

Pour le récepteur et l'enveloppe en verre, la même condition de paroi adiabatique est appliquée aux deux extrémités de ces derniers.

$$\left. \frac{\partial T_r}{\partial x} \right|_{x=0,L} = 0, \quad \left. \frac{\partial T_g}{\partial x} \right|_{x=0,L} = 0$$

Sous forme discrète, on exprime ces conditions comme suit :

En $x = 0$,

$$T_f(x_0, t_n) = T_{ef} \quad \text{pour tout } t_n$$

En $x = L$,

$$\frac{T_f(x_N, t_n) - T_f(x_{N-1}, t_n)}{\Delta x} = 0 \quad \text{pour tout } t_n$$

Où x_N correspond au point de discrétisation à $x = L$.

De la même manière on arrive à exprimer les conditions adiabatiques aux deux extrémités de l'absorbeur et l'enveloppe en verre.

$$\frac{T_r(x_1, t_n) - T_r(x_0, t_n)}{\Delta x} = 0 \quad \text{et} \quad \frac{T_r(x_N, t_n) - T_r(x_{N-1}, t_n)}{\Delta x} = 0$$

$$\frac{T_g(x_1, t_n) - T_g(x_0, t_n)}{\Delta x} = 0 \quad \text{et} \quad \frac{T_g(x_N, t_n) - T_g(x_{N-1}, t_n)}{\Delta x} = 0$$

3.4.3 Résolution par la Méthode de Newton-Raphson

3.4.3.1 Formulation du Système Non Linéaire

Les équations discrétisées en temps et en espace régissant les transferts thermiques dans le fluide caloporteur, le récepteur et l'enveloppe en verre sont non linéaires à cause des termes couplés de transfert de chaleur (conduction, convection et rayonnement). Ces équations forment un système d'équations non linéaires que l'on peut représenter sous forme vectorielle [88]:

$$F(T) = 0 \tag{3.45}$$

Où :

$T = [T_f, T_r, T_g]$ est le vecteur des températures inconnues du fluide, du récepteur et de l'enveloppe,

$F(T)$ est le vecteur des résidus des équations discrétisées.

Chaque composante de $F(T)$ représente l'équation d'équilibre de transfert de chaleur pour chaque partie du système (fluide, récepteur, enveloppe), en tenant compte des échanges thermiques et des conditions aux limites.

3.4.3.2 Méthode de Newton-Raphson

La méthode de Newton-Raphson est une technique itérative utilisée pour résoudre des systèmes non linéaires. Elle met à jour la solution à chaque itération " k " selon la relation suivante :

$$T^{k+1} = T^k + \Delta T^k \quad (3.46)$$

où ΔT^k est la correction obtenue en résolvant le système linéaire :

$$J(T^k)\Delta T^k = -F(T^k) \quad (3.47)$$

où :

$J(T^k)$ est la matrice Jacobienne du système à l'itération k ,

ΔT^k est la correction des températures à l'itération k ,

$F(T^k)$ est le résidu des équations non linéaires.

Cette méthode est répétée jusqu'à ce que le résidu $F(T^k)$ soit suffisamment petit, indiquant que la solution a convergé.

3.4.3.3 Matrice Jacobienne

La matrice Jacobienne $J(T)$ contient les dérivées partielles des équations discrétisées par rapport aux variables T_f , T_r et T_g . Elle peut être représentée sous la forme suivante :

$$J = \begin{bmatrix} \frac{\partial F_f}{\partial T_f} & \frac{\partial F_f}{\partial T_r} & \frac{\partial F_f}{\partial T_g} \\ \frac{\partial F_r}{\partial T_f} & \frac{\partial F_r}{\partial T_r} & \frac{\partial F_r}{\partial T_g} \\ \frac{\partial F_g}{\partial T_f} & \frac{\partial F_g}{\partial T_r} & \frac{\partial F_g}{\partial T_g} \end{bmatrix} \quad (3.48)$$

Les termes F_f , F_r et F_g représentent les résidus des équations issues des bilans thermiques respectifs pour le fluide, le récepteur (absorbeur) et l'enveloppe en verre. Ces résidus expriment la différence entre le transfert de chaleur calculé à une itération donnée et l'équilibre thermique souhaité dans chaque composant.

Le fait que ces termes soient non nuls indique que le système n'a pas encore convergé vers la solution où l'équilibre thermique est atteint.

Chaque élément de la matrice Jacobienne représente la dérivée partielle d'une équation résiduelle F_i par rapport à une variable de température T_j . La matrice Jacobienne $J(T)$ est donc

formée des dérivées partielles des résidus F_i (fluides, récepteur, enveloppe) par rapport aux températures T_j (variables de température en chaque point discrétisé du fluide, de l'absorbeur et de l'enveloppe). Chaque élément de cette matrice est défini par $J_{i,j} = \frac{\partial F_i}{\partial T_j}$. Ces termes sont essentiels pour mettre à jour les températures à chaque itération de la méthode matricielle de Newton-Raphson et garantir la convergence du système vers une solution. La Jacobienne, bien que complexe, est calculée numériquement à chaque étape, en tenant compte de la discrétisation spatiale et temporelle des équations.

3.4.3.4 Schéma Itératif et Convergence

Les étapes détaillées du processus itératif de Newton-Raphson pour résoudre ce système non linéaire sont les suivantes :

1. Initialisation :

- Définir une estimation initiale des températures $T_0 = [T_f^0, T_r^0, T_g^0]$,
- Fixer les conditions initiales et aux limites (à $t=0$ et à $x=0,L$) pour les trois températures.

2. Calcul du Résidu :

- Evaluer les constantes de substitution définies en (3.41) qui dépendent des températures et autres paramètres extérieurs,
- Calculer le résidu $F(T^k)$ en évaluant les équations discrétisées avec les valeurs actuelles de T_f^k , T_r^k et T_g^k , pour tout x_i ($i = 0,1, \dots, N$)

3. Construction de la Matrice Jacobienne

- Construire la matrice Jacobienne $J(T^k)$ à partir des dérivées partielles des résidus par rapport à T_f , T_r et T_g .

4. Résolution du Système Linéaire :

- Résoudre le système linéaire $J(T^k)\Delta T^k = -F(T^k)$ pour obtenir ΔT^k , la correction des températures pour tout x_i ($i = 0,1, \dots, N$)

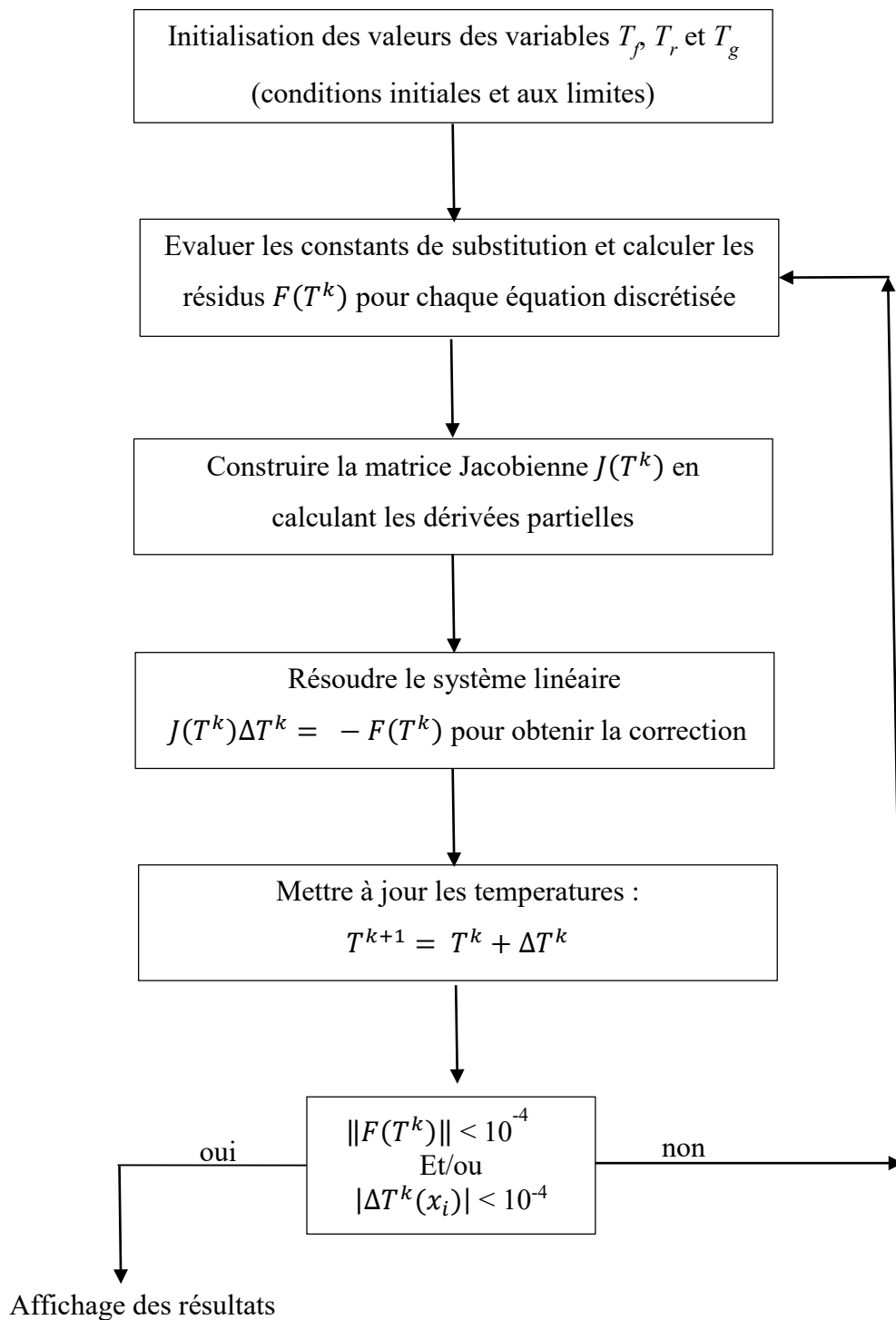
5. Mise à jour des Températures :

- Mettre à jour les températures $T^{k+1} = T^k + \Delta T^k$

6. Critère de convergence :

- On vérifie la convergence en contrôlant la norme des résidus et/ou des variations de température $\|F(T^k)\|$ et $|\Delta T^k(x_i)|$, est inférieur à un seuil de tolérance prédéfini, le processus itératif s'arrête.
- Sinon, répéter les étapes 2 à 6 jusqu'à convergence.

3.4.3.5 Organigramme de calcul



3.5 Expression de la puissance utile, du rendement et des pertes thermiques du CCP

3.5.1 Puissance utile

La puissance utile absorbée par le fluide caloporteur, exprimée en watts (W) et variant au cours de la journée, peut être calculée à chaque instant à partir des variations de température du fluide par :

$$\phi_u = \sum_{seg=1}^N \dot{m}_{f,seg} c_{pf,seg} \Delta T_{f,seg} \quad (3.49)$$

Où l'incrément "seg" représente le segment dx et N le nombre de segments du CCP, $\dot{m}_{f,seg}$ et $c_{pf,seg}$ représentent respectivement les valeurs moyennes du débit massique et de la capacité calorifique spécifique du fluide caloporteur au niveau du segment, $\Delta T_{f,seg}$ est la différence de température.

3.5.2 Rendement thermique

Le rendement thermique du CCP η_{th} est défini comme le rapport entre la puissance utile produite ϕ_u et l'irradiation solaire directe disponible à l'ouverture du collecteur ϕ_S .

$$\eta_{th} = \frac{\phi_u}{\phi_S} \quad (3.50)$$

Avec:

$$\phi_S = I_{DNI} C_t A_0 \quad (3.51)$$

Où $A_0 = w L$, est la surface d'ouverture du CCP.

3.5.3 Pertes thermiques

A partir de l'équation (3.6) qui régit le bilan thermique de l'absorbeur, le flux de chaleur représentant les pertes thermiques en (W) est calculé pour chaque segment et pas de temps comme suit:

$$\phi_{pth} = \sum_{seg=1}^N (\phi_{cv,rg} + \phi_{ra,rg} + \phi_{cd,br}) \quad (3.52)$$

3.6 Conclusion

Ce chapitre a détaillé les bilans thermiques nécessaires à la construction du modèle mathématique des concentrateurs cylindro-paraboliques. Nous avons exploré les hypothèses simplificatrices, défini les différents coefficients d'échange de chaleur, et utilisé les méthodes de discrétisation et de résolution pour évaluer la puissance utile, le rendement thermique et les pertes thermiques. Ces éléments sont prépondérants pour une meilleure évaluation des performances énergétiques des centrales CCP.

CHAPITRE 4

Analyse de fonctionnement
et présentation des résultats

4.1 Introduction

Ce chapitre est consacré à une analyse détaillée de fonctionnement d'une boucle de collecteurs CCP ainsi que l'évaluation de ses performances thermiques sous certaines conditions opératoires. Il débute par la validation du modèle thermique par rapport à des données numériques et expérimentales fiables. Ensuite, des simulations du fonctionnement en boucle fermée et ouverte sont réalisées pour évaluer les performances de la boucle sur des journées types, en calculant les puissances gagnées et perdues ainsi que le rendement thermique. L'analyse met en lumière l'efficacité thermique des CCP et les paramètres qui influencent leur performance, tout en tenant compte des variations des conditions d'exploitation.

4.2 Validation du modèle

Pour valider notre modèle, nous avons sélectionné une source de données expérimentales largement citée dans la littérature, à savoir la plateforme ASTRAK de Sandia National Laboratories (SNL) [57]. Cette plateforme est une référence dans les études de performance des concentrateurs cylindro-paraboliques. Une série de tests exhaustifs a été réalisée sur un ensemble de deux CCP de type LS2 d'une longueur totale de 7,8 mètres. Le fluide caloporteur utilisé dans ces essais est l'huile Syltherm 800, un fluide organique particulièrement adapté aux températures élevées. Le revêtement de l'absorbeur est constitué de Luz cermet, un matériau connu pour ses excellentes propriétés de résistance thermique et d'absorption solaire.

Les résultats des simulations ont permis de calculer les températures de sortie du fluide caloporteur, le rendement thermique ainsi que les pertes thermiques du système, pour deux configurations : avec et sans vide dans l'espace annulaire du collecteur. Ces résultats ont ensuite été comparés aux données expérimentales fournies par la plateforme ASTRAK ainsi qu'à d'autres références dans la littérature [67]. Les tests ont été menés à un angle d'incidence nul, ce qui signifie que les rayons solaires sont perpendiculaires à la surface du collecteur. Cette configuration est optimale pour maximiser l'efficacité de collecte de l'énergie solaire car elle réduit les pertes dues à la réflexion et permet une absorption maximale de la chaleur.

Le tableau 4.1 résume les caractéristiques géométriques, optiques et thermiques de ce collecteur étudié.

Tableau 4.1 : Caractéristiques du collecteur LS2-Luz cermet

Paramètre	Symbole	LS2-SNL [57]	Unité
Ouverture du CCP	w	5	m
Longueur du CCP	L	7.8	m
Diamètre intérieur absorbeur	d_1	0.066	m
Diamètre extérieur absorbeur	d_2	0.07	m
Diamètre intérieur enveloppe	d_3	0.109	m
Diamètre extérieur enveloppe	d_4	0.115	m
Fluide caloporteur	--	Syltherm 800	--
Conductivité thermique absorbeur	k_r	54	W/(m.K)
Conductivité thermique enveloppe	k_g	1.02	W/(m.K)
Capacité thermique massique absorbeur	c_r	502	J/(kg.K)
Capacité thermique massique enveloppe	c_g	1090	J/(kg.K)
Masse volumique absorbeur	ρ_r	8020	kg/m ³
Masse volumique enveloppe	ρ_g	2230	kg/m ³
Transmittivité thermique Enveloppe	τ_g	0.935	--
Absorptivité thermique absorbeur	α_r	0.92	--
Absorptivité thermique enveloppe	α_g	0.02	--
Emissivité thermique absorbeur	ε_r	$0.000327 (T_r + 273.15) - 0.065971$	--
Emissivité thermique enveloppe	ε_g	0.86	--
Réflectivité thermique miroir	ρ_m	0.93	--
Angle d'incidence modifié	$K(\theta)$	$1 + 0.000884 \frac{\theta}{\cos\theta} - 0.00005369 \frac{\theta^2}{\cos\theta}$	--

Les tableaux 4.2 et 4.3 présentent les données de notre simulation pour le calcul du rendement thermique et des pertes thermiques par mètre carré d'ouverture du collecteur comparés aux tests effectués à la plate-forme ASTRAK [57] ainsi qu'à la référence [67] EES (Engineering Equation Solver) pour le cas du PTC LS2-cermet – vide annulaire et perte de vide annulaire.

Tableau 4.2 : Comparaison des résultats pour SNL-LS2-Luz Cermet – Vide annulaire

Cas N°	I_{DNI} (W/m^2)	V_v (m/s)	T_a (°C)	q_v (l/min)	Te_f (°C)	T_{sf} (°C)		Rendement thermique (%)				Pertes thermiques (W/m^2)			
						Dudley	Notre modèle	Dudley	Foristall	Notre modèle	Ecart modèle	Dudley	Foristall	Notre modèle	Ecart modèle
01	933,7	2,6	21,2	47,7	102,2	124,00	124,06	72,51	72,50	72,10	0,41	5,99	6,42	9,04	3,05
02	968,2	3,7	22,4	47,8	151,0	173,30	173,74	70,90	72,10	71,93	1,03	14,97	9,84	15,60	0,63
03	982,3	2,5	24,3	49,1	197,5	219,50	220,16	70,17	71,60	71,46	1,29	23,10	15,40	24,36	1,26
04	909,5	3,3	26,2	54,7	250,7	269,40	269,72	70,25	70,40	70,22	0,03	38,51	24,81	35,39	3,12
05	937,9	1,0	28,8	55,5	297,8	316,90	317,44	67,98	69,10	68,81	0,83	60,32	38,50	53,45	6,87
06	880,6	2,9	27,5	55,6	299,0	317,20	317,32	68,72	68,70	68,44	0,28	----	----	52,23	----
07	920,9	2,6	29,5	56,8	379,5	398,00	398,71	62,34	64,80	64,02	1,68	96,26	77,43	105,17	8,91
08	903,2	4,2	31,1	56,3	355,9	374,00	374,70	63,82	66,10	65,63	1,81	82,99	63,74	84,01	1,02
Ecart moyen								2,034	1,084	0,920		----	12,410	3,550	

Tableau 4.3 : Comparaison des résultats pour SNL-LS2-Luz Cermet – Perte de vide annulaire

Cas N°	I_{DNI} (W/m^2)	V_v (m/s)	T_a (°C)	q_v (l/min)	Te_f (°C)	T_{sf} (°C)		Rendement thermique (%)				Pertes thermiques (W/m^2)			
						Dudley	Notre modèle	Dudley	Foristall	Notre modèle	Ecart modèle	Dudley	Foristall	Notre modèle	Ecart modèle
01	889,1	2,8	28,6	55,3	251,1	268,3	268,37	66,61	65,94	65,98	0,63	73,16	65,45	70,30	2,86
02	874,1	4,0	28,7	56,2	344,9	361,1	361,49	59,60	60,30	59,90	0,3	121,07	114,22	122,54	1,47
03	870,4	0,6	29,1	56,1	345,2	361,6	362,03	59,40	61,77	61,30	1,9	-----	100,96	108,31	-----
04	813,1	3,6	25,8	50,3	101,2	119,0	118,83	71,56	70,27	70,42	1,14	17,11	24,81	26,80	9,69
05	858,4	3,1	27,6	52,9	154,3	171,7	171,87	69,20	69,37	69,38	0,18	32,51	35,08	38,34	5,83
06	878,7	3,1	28,6	54,6	202,4	219,4	219,56	67,10	67,82	67,66	0,56	50,48	48,34	52,15	1,67
07	896,4	0,9	30,0	55,2	250,7	267,8	268,15	65,50	66,68	66,03	0,53	68,45	59,47	64,03	4,42
08	906,7	0,0	31,7	55,4	299,5	316,5	317,22	62,58	64,96	64,09	1,51	99,68	75,72	90,66	9,02
09	879,5	1,8	27,4	55,4	348,9	365,2	366,06	58,52	60,71	59,67	1,15	127,91	110,80	120,00	7,91
10	898,6	2,8	29,7	56,2	376,6	393,1	393,47	56,54	58,50	57,32	0,78	147,59	132,62	147,13	0,46
Ecart moyen								1,585	1,226	0,868	----	8,603		4,814	

Le rendement thermique est présenté dans la figure 4.1 en fonction de la température moyenne du fluide caloporteur entre l'entrée et la sortie du CCP diminuée de la température ambiante. Deux configurations distinctes ont été étudiées pour le revêtement cermet du CCP LS2 : la première avec un espace annulaire sous vide où la pression est inférieure à 1 mbar, et la seconde avec perte de vide annulaire. Les résultats obtenus montrent une bonne concordance avec les données issues des deux références considérées.

Dans le cas du vide annulaire, l'écart moyen (voir tableau 4.2) entre les données expérimentales et les résultats de notre modèle est de 0,920. Ce chiffre est inférieur à celui obtenu avec le modèle de Forristall utilisant le logiciel EES (Engineering Equation Solver), dont l'écart est de 1,084. Par ailleurs, les valeurs expérimentales fournies par Dudley et al. indiquent une incertitude de mesure avec un intervalle d'écart moyen de 2,034. L'erreur relative maximale constatée pour notre modèle, dans cette configuration, est de 2,84 % pour le cas 8, ce qui démontre la précision de notre approche dans la prédiction du rendement thermique.

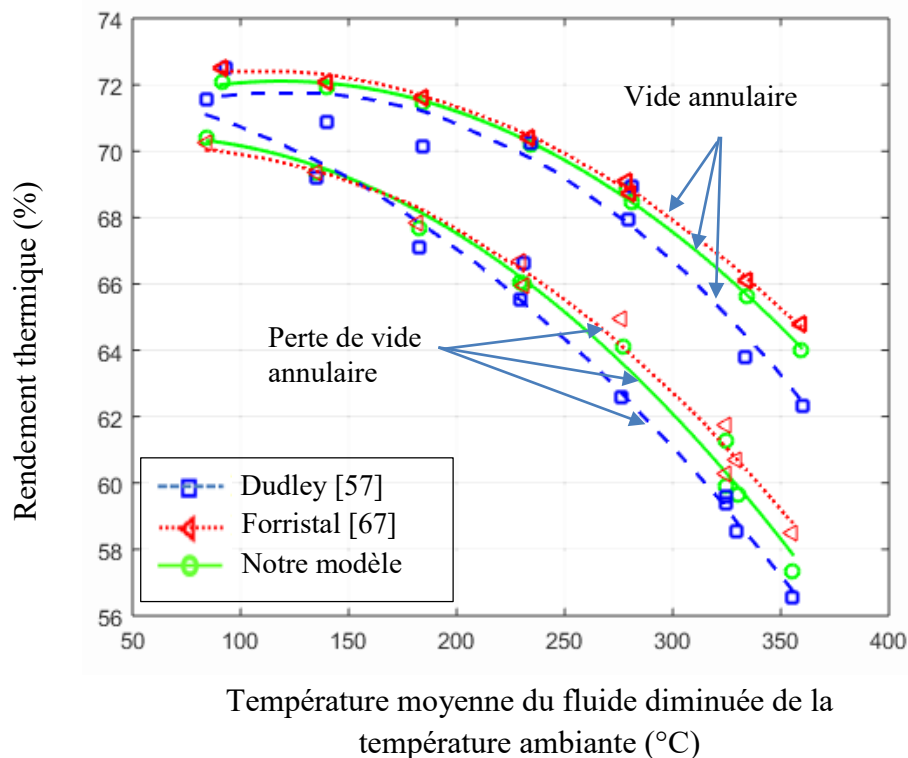


Fig. 4.1 : Rendement thermique calculé comparé à d'autres références

En l'absence de vide annulaire, les simulations ont également été comparées aux mêmes références pour le rendement thermique, comme le montre la figure 4.1. Les résultats de notre modèle s'ajustent à nouveau très bien aux données expérimentales et numériques. Les écarts moyens, répertoriés dans le tableau 4.3, sont respectivement de 1,585 pour les données de Dudley, 1,226 pour le modèle de Forristall, et seulement 0,868 pour notre modèle. Le plus grand écart constaté dans ce cas se produit pour le cas 8, où l'erreur relative enregistrée est de 2,41 %.

La figure 4.2 ci-après, illustre les pertes thermiques pour deux configurations : avec vide annulaire et en l'absence de vide annulaire (perte de vide). Une correspondance solide est observée entre les résultats du modèle et les données expérimentales. Dans le cas du vide annulaire, l'écart moyen enregistré entre les résultats expérimentaux et ceux du modèle est de 3,55, nettement inférieur à la valeur obtenue par le modèle de Forristall, qui atteint 12,41. Cela indique que notre modèle présente une grande précision dans la prédiction des pertes thermiques lorsque l'espace annulaire est sous vide, une condition nécessaire pour minimiser les pertes par convection.

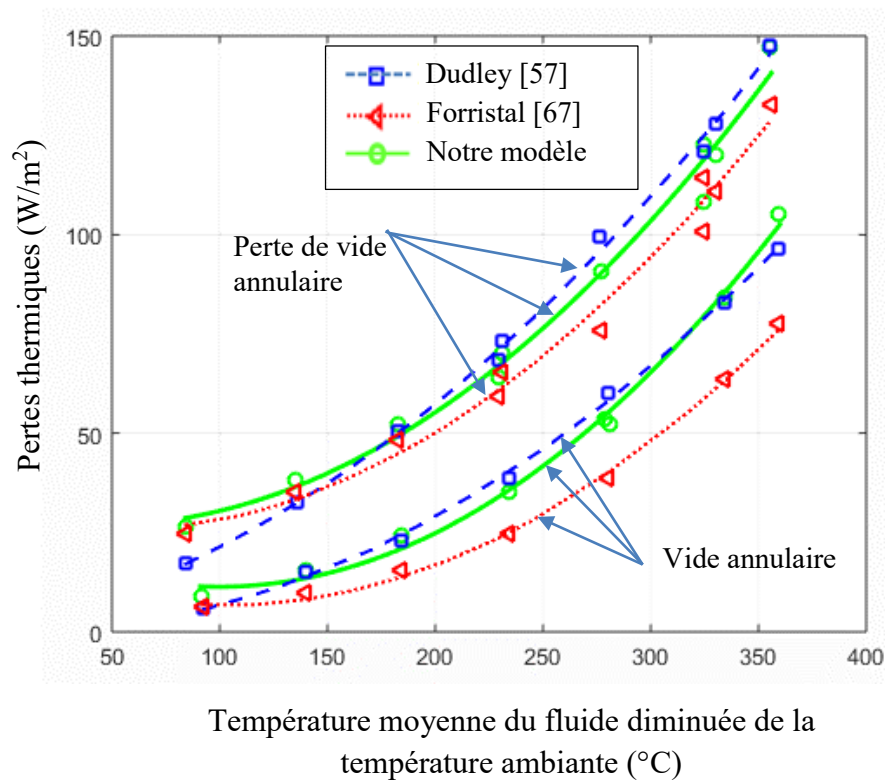


Fig. 4.2 : Pertes thermiques calculées comparé à d'autres références

Cependant, pour le cas 1, où la température d'entrée du fluide caloporteur est relativement faible (101,2 °C), un écart de 3,05 a été observé. Cet écart peut être attribué à des conditions d'opération sous-optimales, où le fluide ne bénéficie pas pleinement des propriétés isolantes du vide dans l'espace annulaire. En comparaison, lorsque le vide annulaire est perdu, le modèle montre un écart moyen de 4,814, encore une fois bien en dessous de celui du modèle de Forristall, qui atteint 8,603.

Ces résultats démontrent la robustesse de notre modèle thermique, capable de fournir des prédictions plus précises que les modèles existants, tout en restant en accord avec les données expérimentales. En particulier, la prise en compte du vide annulaire joue un rôle très important relativement aux performances thermiques des concentrateurs cylindro-paraboliques. Le maintien de ce vide permet de limiter considérablement les pertes thermiques, notamment par convection, autour du tube absorbeur, ce qui maximise le rendement thermique.

4.3 Analyse thermique d'une boucle solaire en régime transitoire

Dans cette partie, nous examinons une boucle solaire constituée de plusieurs collecteurs de type LS2 Luz-Cermet, dont les caractéristiques géométriques et optiques sont répertoriées dans le tableau 4.1. L'étude se concentre sur la région d'Adrar en Algérie, située à une latitude de 32°. Cette boucle, d'une longueur totale de 600 mètres linéaires, utilise l'huile Therminol VP1 comme fluide caloporteur.

Le modèle que nous avons développé est conçu pour réaliser des simulations en régime transitoire, prenant en compte le temps solaire pour différentes journées types, notamment le solstice d'hiver, le solstice d'été et les équinoxes. Ainsi, les valeurs du rayonnement direct et de l'angle d'incidence varient tout au long de la journée, influençant la performance de la boucle. Pour ces simulations, un système de poursuite solaire en mode est-ouest horizontal a été envisagé, avec l'axe du concentrateur parabolique aligné parallèlement à l'axe nord-sud.

Une attention particulière est accordée au fonctionnement de la boucle solaire pendant la période du lever du soleil. L'optimisation des systèmes solaires cylindro-paraboliques durant cette phase de démarrage devient un domaine de recherche de plus en plus exploré dans le secteur de l'énergie solaire [71,72]. L'idée que nous proposons, consiste à faire recirculer le fluide caloporteur dans la boucle CCP pour atteindre certaines conditions opératoires de fonctionnement de l'installation. Ce concept de recirculation a fait aussi l'objet d'études pour les centrales de génération de vapeur directe (DSG) [89-90], où la recirculation de la phase

liquide dans la boucle solaire a conduit à une amélioration de l'efficacité thermique de ce type de centrales.

4.3.1 Process de recirculation du fluide en boucle fermée

Nous explorons dans cette partie, la stratégie de recirculation du fluide caloporteur en boucle fermée (BF) pour les CCP durant la phase de lever du soleil. Cette approche devrait permettre un fonctionnement autonome sans avoir à préchauffer le fluide à la température d'entrée requise pour le champ solaire. L'énergie thermique nécessaire pour préchauffer l'huile durant cette période, grâce à un système de stockage d'énergie thermique (TES) et/ou des techniques hybrides, sera ainsi économisée. Le schéma du procédé étudié dans ce cas est illustré en fig. 4.3.

Au début de la journée, le fluide caloporteur est préchauffé par le système de recirculation en boucle fermée jusqu'à atteindre la température de consigne à l'entrée de 566,15 K (293 °C), en fonction des débits de fluide utilisés. Lors du démarrage, la température du fluide étant encore basse, la vanne motorisée à trois voies (fig. 4.3) autorise uniquement l'opération en BF. Une fois que le fluide atteint sa température de fonctionnement (consigne), il est alors redirigé vers l'échangeur de chaleur pour produire de la vapeur.

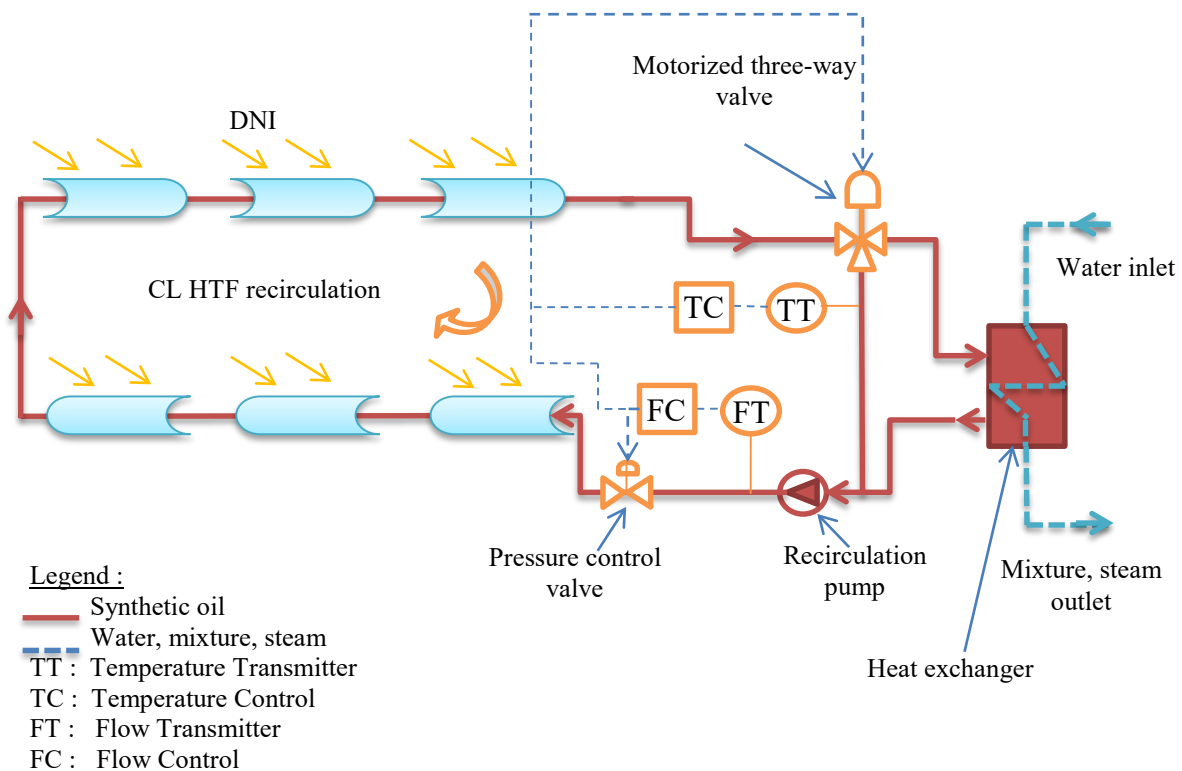


Fig. 4.3 : Schéma de Process : Recirculation du fluide en boucle fermée [75]

4.3.2 Temps de recirculation en BF au lever du soleil

Le programme développé permet, en premier lieu, de calculer les temps de recirculation du fonctionnement en boucle fermée pendant la période de lever du soleil. Ces calculs prennent en compte le débit du fluide caloporteur ainsi que des jours typiques représentatifs des différentes saisons.

Les résultats concernant la température de sortie du fluide dans la boucle de recirculation sont illustrés aux figures (4.4), (4.5) et (4.6). Ces figures montrent les variations de température pour les jours du solstice d'hiver, de l'équinoxe de printemps et du solstice d'été, en fonction du temps de recirculation pour plusieurs débits : 50, 100, 150, 200 et 250 L/min.

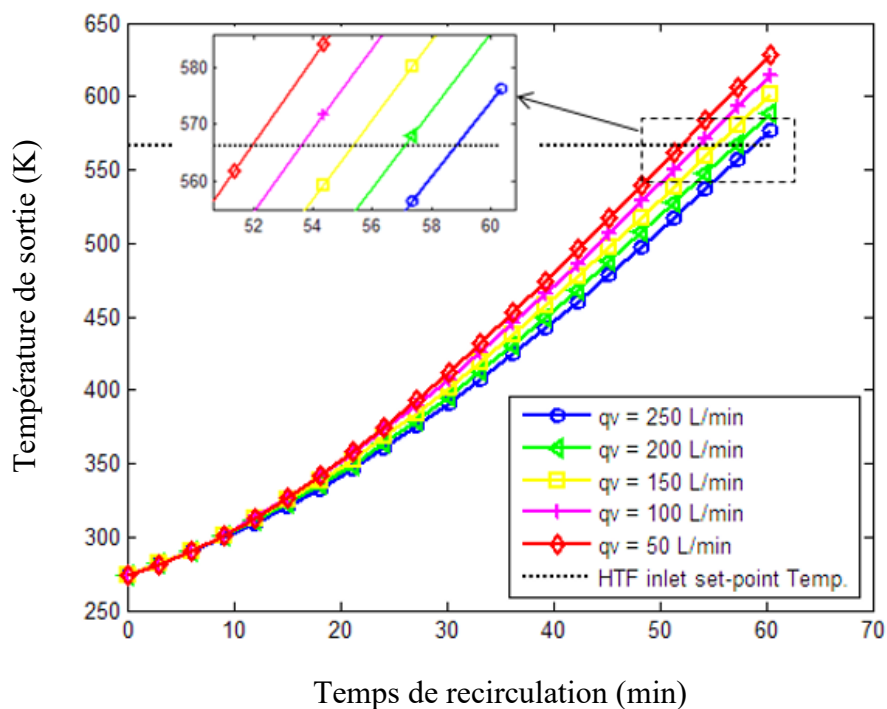


Fig. 4.4 : Température de sortie du fluide en fonction du temps de recirculation pour le solstice d'hiver

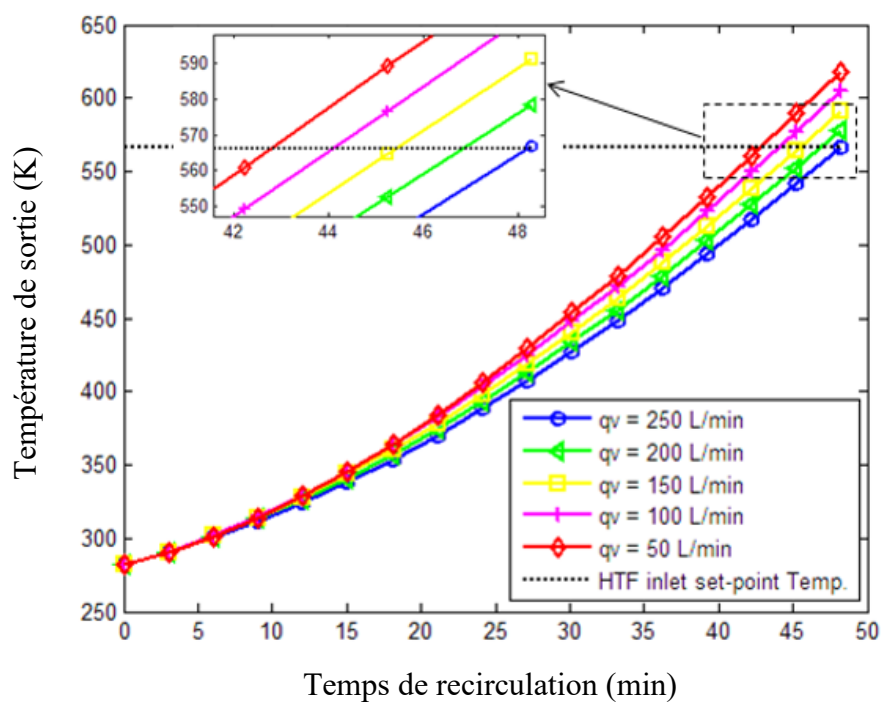


Fig. 4.5 : Température de sortie du fluide en fonction du temps de recirculation pour l'équinoxe de printemps

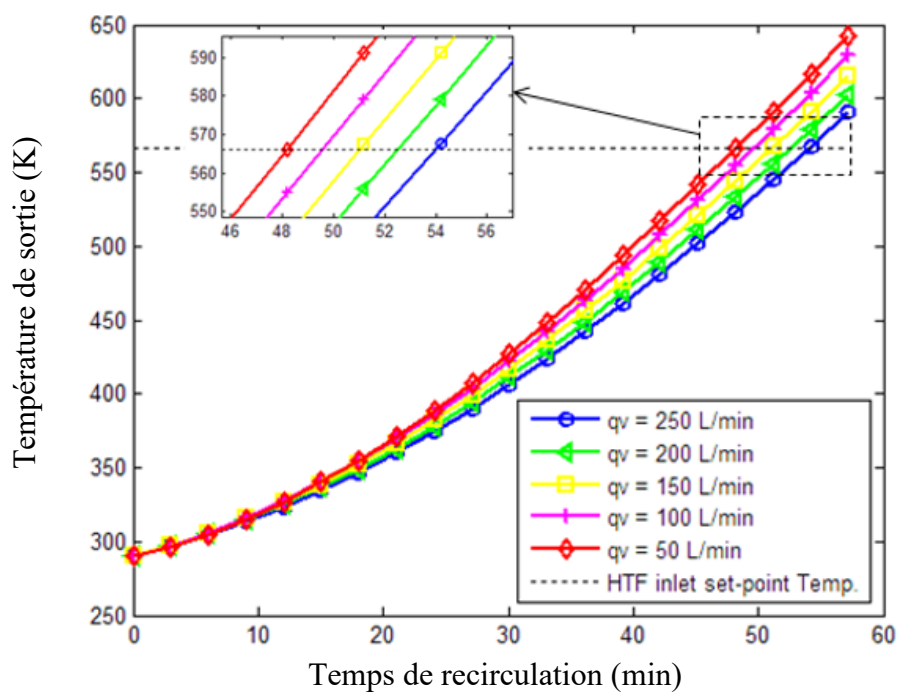


Fig. 4.6 : Température de sortie du fluide en fonction du temps de recirculation pour le solstice d'été

Il convient de souligner que le temps de recirculation pour atteindre les conditions de consigne augmente avec le débit du fluide. Une baisse de température du fluide dans la boucle est observée à des débits plus élevés, ce qui prolonge le temps nécessaire pour atteindre la température de consigne en sortie. Les temps de recirculation les plus courts sont enregistrés pour le débit le plus faible, à 50 L/min, avec des valeurs de 51,9 minutes en hiver, 42,8 minutes au printemps et 48,2 minutes en été.

La figure (4.7) suivante illustre les résultats de simulation concernant les temps de recirculation aux conditions de consigne pour les débits de fluide considérés.

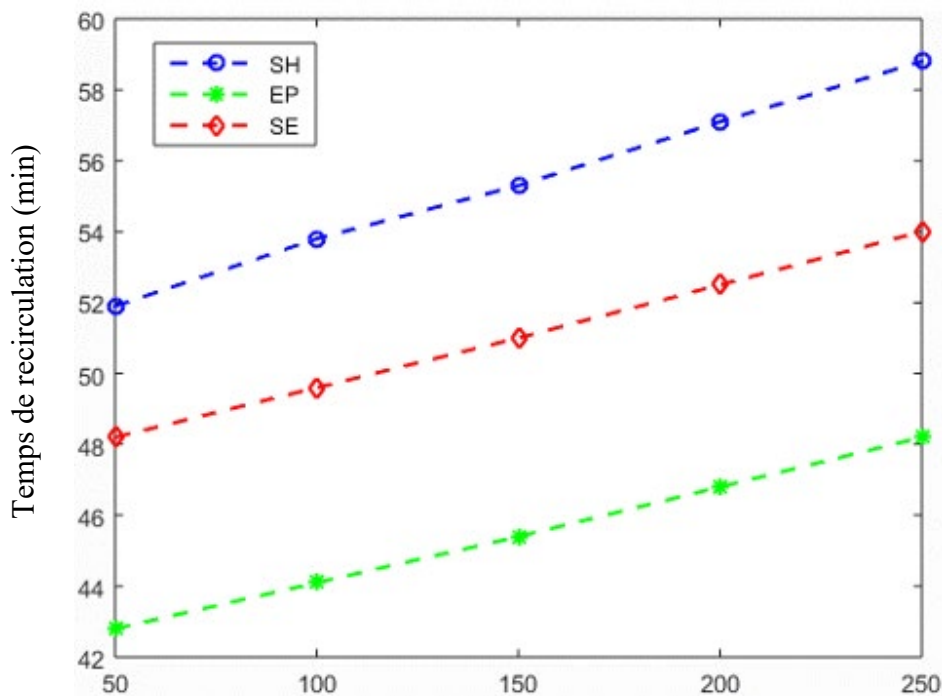


Fig. 4.7 : Temps de recirculation en fonction du débit du fluide

On constate que le temps de recirculation augmente de manière quasi-linéaire avec l'augmentation du débit, ce qui indique une relation proportionnelle entre ces deux paramètres. Cette tendance suggère que, plus le débit du fluide caloporteur est élevé, plus le temps nécessaire pour atteindre la température de consigne est long.

Pour la plage de débits sélectionnée, allant de 50 à 250 L/min, les temps de recirculation obtenus varient selon les saisons. Ainsi, pour le solstice d'hiver (SH), les temps de recirculation se situent entre 51,9 et 58,8 minutes. En revanche, pour l'équinoxe de printemps (EP), ces temps sont plus courts, oscillant entre 42,8 et 48,2 minutes. Enfin, pour le solstice d'été (SE), les temps de recirculation se trouvent entre 48,2 et 54,0 minutes.

Ces résultats montrent clairement que, quel que soit le débit de fluide, les temps de recirculation les plus réduits se produisent pendant le jour EP. Ce phénomène est principalement attribué à l'effet cosinus de l'angle d'incidence des rayons solaires, qui influence considérablement le rayonnement direct collecté dans la boucle CCP, comme l'indique la figure (4.8).

En effet, l'angle d'incidence est plus favorable le jour EP, où il varie entre 0 et 16° durant la phase de recirculation. Cela contraste avec les jours SE et SH, qui présentent des variations plus soutenues de l'angle, allant de 28° à 18° pour le SE et de 28° à 38° pour le SH.

Ces variations d'angle d'incidence sont déterminantes car elles affectent directement l'efficacité du système de collecte d'énergie solaire. Un angle d'incidence plus proche de zéro permet une meilleure capture des rayons solaires, optimisant ainsi le transfert de chaleur et réduisant le temps nécessaire pour atteindre la température de consigne. Cela souligne l'importance de la configuration saisonnière et des conditions d'ensoleillement dans la conception et l'exploitation des systèmes solaires à concentration.

Comme le montre la fig. 4.8, au lever du soleil, l'énergie solaire convertible est relativement faible. Les valeurs du rayonnement direct combinées avec l'effet cosinus, durant les 60 premières minutes (1 h) après le lever du soleil, varient de 72,6 à 366,5 W/m² pour le jour d'hiver, de 80,2 à 493,7 W/m² pour le jour de printemps et de 67,9 à 424,9 W/m² pour le jour d'été. Par conséquent, un temps de fonctionnement allant jusqu'à 60 minutes avec une recirculation du fluide en BF peut constituer une solution intéressante, à condition que les gains énergétiques soient comparés à ceux obtenus dans le cadre d'une opération en boucle ouverte (BO). Dans cette dernière configuration, la température de consigne à l'entrée est maintenue à l'aide d'un apport d'énergie supplémentaire.

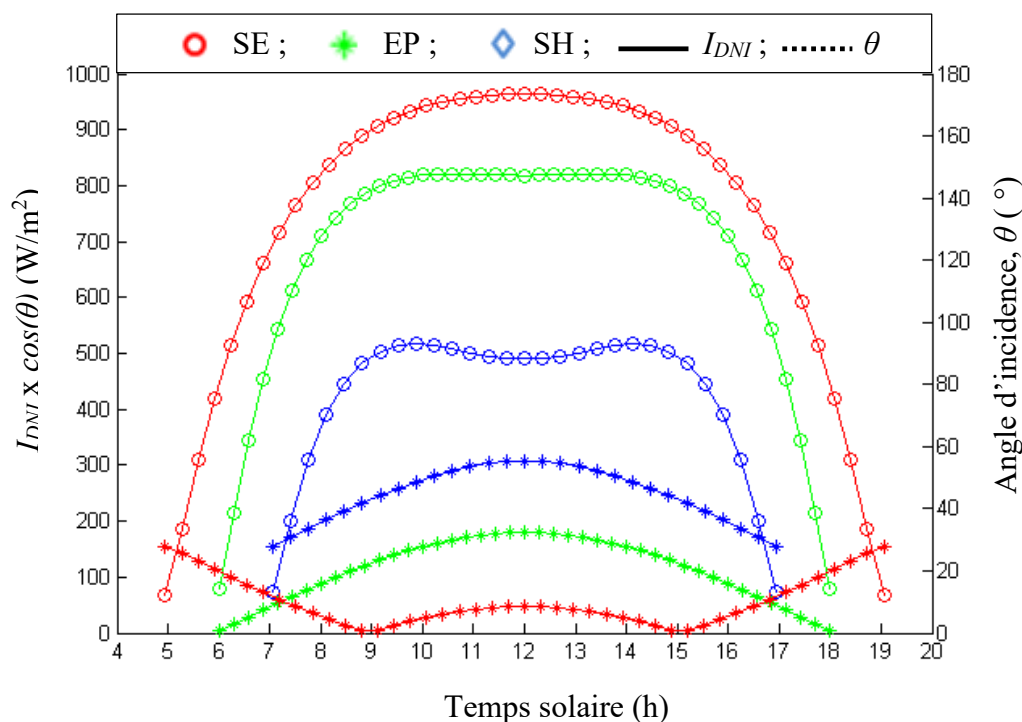


Fig. 4.8 : Rayonnement direct combiné au cosinus de l'angle d'incidence pour différentes journées types

L'opération en BF présente un avantage en termes d'économie d'énergie, car elle permet de chauffer progressivement le fluide sans recourir à des sources d'énergie externes pour augmenter la température. Cela est particulièrement en phase lors des périodes où le rayonnement solaire est encore faible, comme au lever du soleil. En revanche, une opération en BO avec un boost d'énergie pourrait permet d'atteindre plus rapidement la température de consigne, mais au prix d'une consommation d'énergie auxiliaire.

Par conséquent, il est essentiel d'analyser et de comparer les deux modes de fonctionnement pour déterminer lequel est le plus efficace en fonction des conditions d'ensoleillement, des débits de fluide et des objectifs énergétiques. Dans certaines situations, la recirculation en BF peut s'avérer plus économique et efficace, notamment lorsque l'on souhaite minimiser l'utilisation d'énergie auxiliaire et maximiser l'utilisation directe de l'énergie solaire, même si l'intensité du rayonnement est relativement faible au début de la journée.

4.3.3 Modes de fonctionnement de la boucle CCP

Les figures (4.9) et (4.10) comparent respectivement la température de sortie du fluide caloporteur et le gain de chaleur pour deux configurations : opération en boucle fermée (BF) et opération en boucle ouverte (BO). Dans le second cas (BO), la température d'entrée de la boucle est maintenue constante grâce à un apport d'énergie supplémentaire (préchauffage de l'huile) à la température de consigne de 566,15 K. Les simulations thermiques sont réalisées pour la journée de l'équinoxe de printemps, en considérant trois débits différents : 50 L/min, 150 L/min et 250 L/min.

Dans le cadre de la procédure de fonctionnement BF, le système commence à générer de la chaleur dès le lever du soleil. Cependant, pour que le bloc de puissance puisse fonctionner, un temps de recirculation minimal est requis. Ce délai est de 51,9 minutes pour un débit de 50 L/min, de 55,3 minutes pour 150 L/min, et de 58,8 minutes pour 250 L/min, comme l'illustre la figure (4.9).

Une fois ces temps de recirculation écoulés, les gains d'énergie cumulés sont respectivement de 79,52 MJ, 238,11 MJ et 396,7 MJ, comme représenté sur la figure (4.10). Ces résultats mettent en évidence l'importance du temps de recirculation dans le processus de conversion de l'énergie solaire en chaleur.

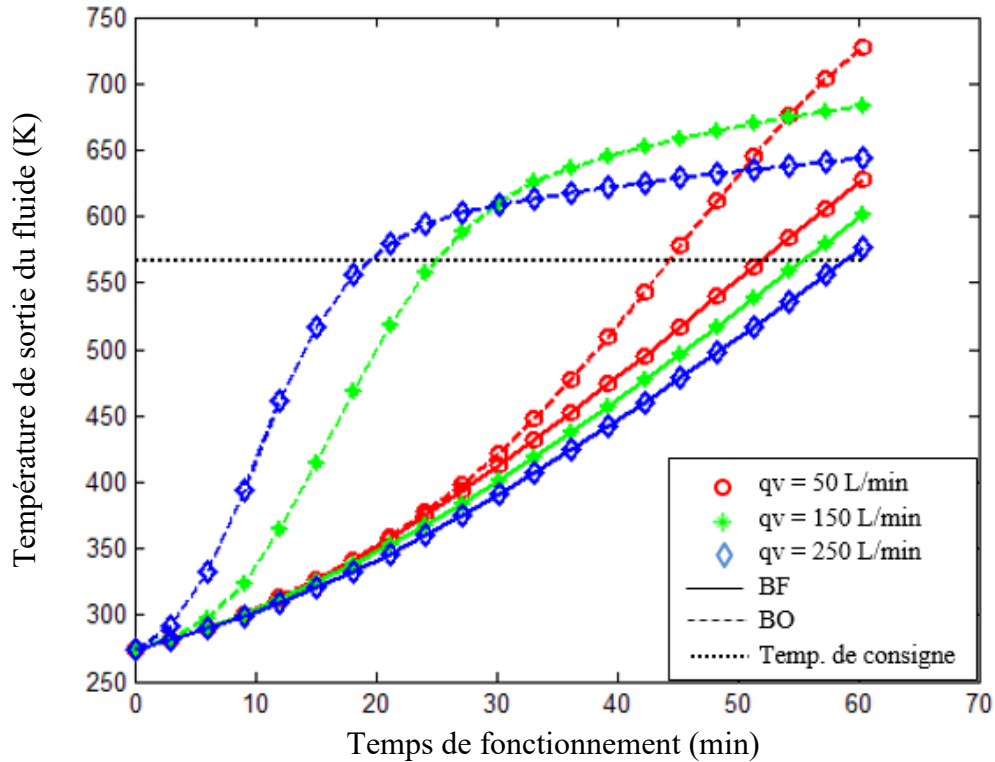


Fig. 4.9 : Température de sortie du fluide en fonction du temps en période de lever du soleil

Dans le mode de fonctionnement en boucle ouverte (BO), la production de chaleur utile débute après un temps déterminé en fonction du débit de recirculation. Avec un débit de 50 L/min, cette production commence après 44,3 minutes, alors qu'à 150 L/min, le délai est réduit à 25 minutes, et à 250 L/min, il n'est que de 19,4 minutes. Cependant, il est important de préciser que cette opération implique une consommation d'énergie, car la température du fluide caloporteur à l'entrée de la boucle doit être maintenue en permanence à un niveau prédéfini. Par conséquent, les besoins énergétiques associés affichent des valeurs négatives : -704,54 MJ pour un débit de 50 L/min, -1078,60 MJ pour 150 L/min, et -1169,34 MJ pour 250 L/min. Ces chiffres traduisent un déficit énergétique, révélant que le système consomme plus d'énergie qu'il n'en produit durant cette phase.

Cette situation s'explique principalement par le besoin de maintenir une température de consigne à l'entrée de la boucle à un niveau constant. En conséquence, une augmentation du débit entraîne un accroissement des besoins énergétiques du système. Lors du démarrage, les CCP, qui partent d'une température ambiante, doivent d'abord atteindre la température de consigne. Durant cette phase initiale, le transfert de chaleur se produit dans le sens inverse : l'huile de travail perd une partie de son énergie thermique en réchauffant le collecteur. Cette

dynamique, assez complexe, souligne l'importance d'optimiser certains paramètres opérationnels, comme la température d'entrée et le débit du fluide, afin de réduire la consommation d'énergie associée à ce mode de fonctionnement.

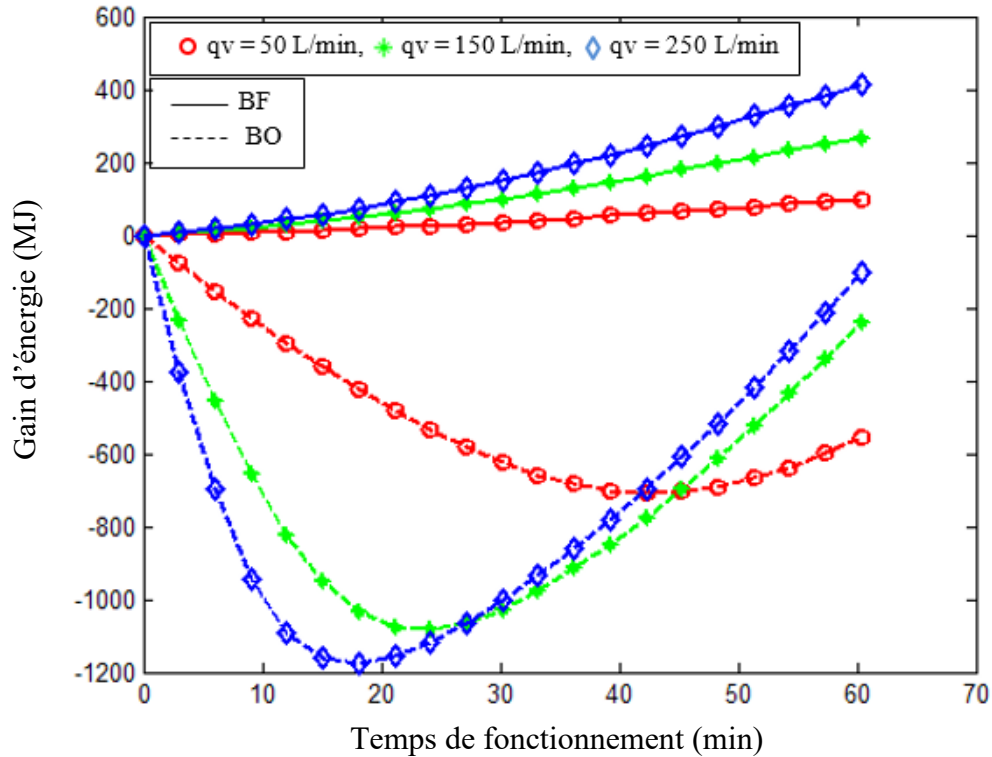


Fig. 4.10 : Gain d'énergie en fonction du temps en période de lever du soleil

Toujours en figure (4.9), on observe que la température de sortie du fluide augmente avec le débit, car le flux d'enthalpie transporté par le fluide est plus important. Par conséquent, un temps supplémentaire est nécessaire pour le processus en fonctionnement BF : 7,6 minutes à 50 L/min, 30,3 minutes à 150 L/min et 39,4 minutes à 250 L/min, mais des gains d'énergie significatifs sont obtenus par rapport à l'opération BO. Le démarrage d'un champ solaire en mode Boucle Ouverte (BO) nécessite de réduire le débit pour minimiser la consommation d'énergie liée au préchauffage de l'huile thermique. Par exemple, un débit de recirculation de 250 L/min peut demander jusqu'à 1 MW de puissance thermique durant cette phase de démarrage, ce qui est considérable. En revanche, le mode Boucle Fermée (BF) permet de maintenir l'huile préchauffée dans un cycle continu, même avec des débits plus élevés, offrant ainsi une plus grande autonomie et des économies d'énergie, car le système conserve la chaleur déjà accumulée, réduisant ainsi les pertes et les besoins énergétiques additionnels pendant les périodes non ensoleillées ou lors des phases de démarrage, où plus particulièrement en période

de lever soleil objet de notre travail. Optimiser ces paramètres dans un système BF permet non seulement d'augmenter l'efficacité, mais aussi de prolonger la durée de vie de l'équipement et de réduire les coûts d'exploitation sur le long terme.

Afin de compléter l'analyse comparative entre les modes de démarrage en boucle ouverte et en boucle fermée, une estimation a été conduite pour quantifier les gains énergétiques potentiels que pourrait engendrer le mode BF lorsqu'il est appliqué à une centrale cylindro-parabolique de grande échelle. L'étude s'est appuyée sur une centrale typique de 25 MW de puissance électrique nette, correspondant à environ 170 MW de puissance thermique au champ solaire, répartie sur 112 boucles de capteurs cylindro-paraboliques. Dans ce cadre, différents débits de recirculation du fluide caloporteur ont été testés dans le scénario BF afin d'évaluer leur impact sur les performances énergétiques journalières et annuelles de l'installation. Les résultats, présentés dans le tableau 4.4, prennent en compte un fonctionnement représentatif de 330 jours solaires par an, correspondant à une hypothèse réaliste pour des sites à fort ensoleillement tels que celui de la région d'Adrar en Algérie.

Tableau 4.4 : Gains énergétiques en mode BF pour une centrale de type CCP de 25 MWe

Débit (L/min)	Gain thermique net (MJ)	Gain th.net / boucle (MWhth/j)	Gain élec. / boucle (MWhe/j)	Gain élec. centrale (MWhe/j)	Gain élec. centrale (MWhe/an)	Gain relatif (%)
50	784,06	0,218	0,0327	3,66	1 208	1,34 %
150	1 316,71	0,367	0,0550	6,16	2 009	2,23 %
250	1 566,04	0,435	0,0653	7,31	2 412	2,68 %

L'analyse du tableau 4.4 met en évidence une augmentation progressive des gains énergétiques nets avec l'élévation du débit de recirculation. À titre d'exemple, pour un débit de 250 L/min, le gain thermique journalier atteint environ 1 566 MJ, ce qui se traduit, à l'échelle de la centrale, par un gain électrique annuel d'environ 2 412 MWh, soit une amélioration relative de 2,68 % par rapport à un fonctionnement en mode BO. Des gains non négligeables sont également observés pour des débits plus faibles, avec des apports annuels de 1 208 MWh et 2 009 MWh respectivement pour 50 et 150 L/min, correspondant à des améliorations relatives de 1,34 % et 2,23 %.

Ces résultats démontrent que l'intégration du mode BF permet de valoriser la chaleur résiduelle du champ solaire en phase transitoire, en réduisant les besoins de préchauffage externe et les pertes énergétiques associées. Bien que le débit de 250 L/min ne corresponde pas nécessairement à une configuration optimale, il illustre la capacité de cette stratégie à accroître

la production électrique nette de manière proportionnelle à l'intensité de la recirculation. Ce potentiel est d'autant plus pertinent dans des environnements à fort ensoleillement, où la ressource solaire peut être exploitée plus efficacement grâce à une gestion thermique dynamique dès les premières heures de fonctionnement.

4.3.4 Profils des températures à la sortie de la boucle CCP

Dès que la température d'entrée du fluide caloporteur atteint le point de consigne durant la phase de démarrage en BF, le débit est ajusté pour optimiser la production d'énergie destinée au cycle de puissance en BO. La figure (4.11) illustre la distribution des températures à la sortie de la boucle, incluant le fluide, le tube absorbeur et l'enveloppe en verre. Pour cette analyse, trois journées représentatives ont été simulées avec un débit fixé à 150 L/min durant la phase de lever du soleil.

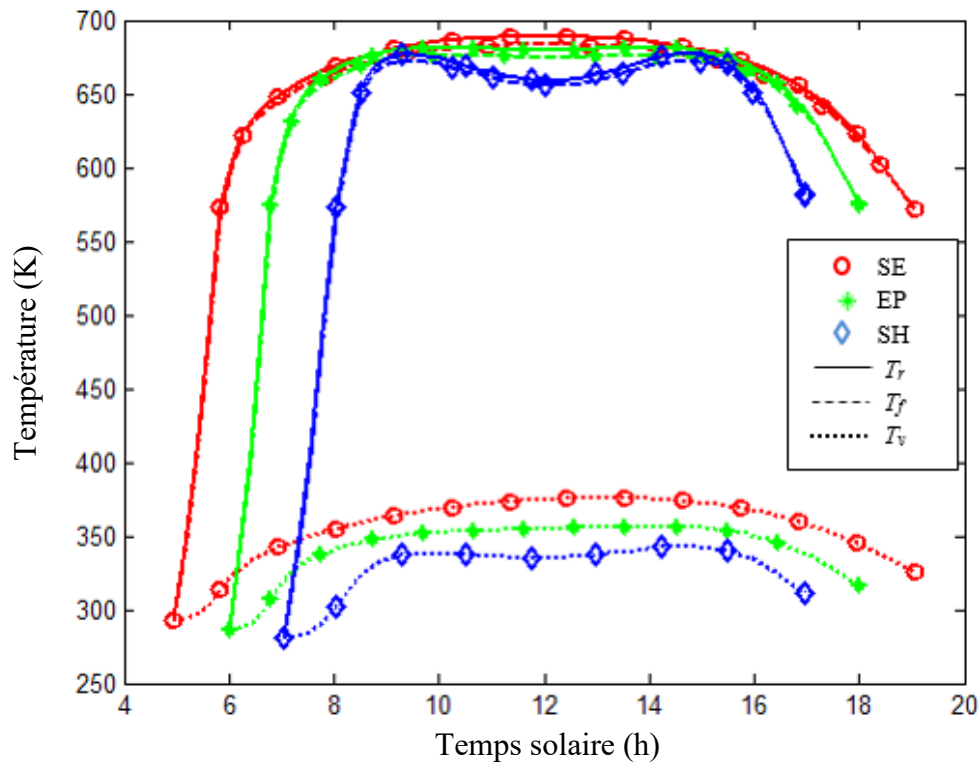


Fig. 4.11 : Profils de températures en sortie de boucle pour diverses journées types

Pour une meilleure compréhension des résultats illustrés dans la figure (4.11), il est essentiel d'analyser les différentes températures et débits du fluide caloporteur à travers les saisons. Cette approche permet de mettre en lumière les variations saisonnières et leur impact sur la performance de la boucle, ce qui est impératif pour l'optimisation des centrales solaires thermiques.

La température de sortie du fluide atteint environ 666,15 K (393 °C) pendant de longues périodes tout au long de la journée. Cela est particulièrement pertinent pour le fonctionnement des centrales solaires thermiques, où la capacité à maintenir des températures élevées est essentielle pour maximiser la conversion d'énergie solaire en électricité. Les temps de fonctionnement moyens de 7,5 heures en hiver, 9 heures au printemps et 9,75 heures en été démontrent que la performance du système varie en fonction des saisons, influencée par des facteurs comme l'irradiation solaire et la durée du jour. Par ailleurs, on remarque qu'en fin de journée (après 16h00) et ce, pour les trois configurations, la chute de la température de sortie du fluide qui perd environ 70°C jusqu'au coucher du soleil. Dans ce cas de figure, une réduction du débit volumique en cette période pourrait être envisagée dans l'objectif de faire remonter les niveaux de température.

Les débits de circulation du fluide de 250 L/min, 460 L/min et 530 L/min, respectivement pour les journées d'hiver, de printemps et d'été, soulignent l'importance de la gestion de ce paramètre de fonctionnement. Des débits plus élevés en été indiquent une plus grande capacité du système à collecter de la puissance thermique.

La température du tube absorbeur est fortement liée à celle du fluide en raison de l'échange thermique par convection. Les valeurs d'échange thermique variant de 1550 W/m².K en hiver à 2910 W/m².K en été montrent que l'efficacité de l'échange thermique augmente avec la température, favorisant ainsi une meilleure récupération de la chaleur.

En revanche, la température de l'enveloppe en verre demeure relativement basse, principalement en raison du vide élevé dans l'espace annulaire qui limite le transfert de chaleur par convection et compte tenu des pertes thermiques par convection et rayonnement plus soutenues vers l'environnement extérieur.

4.3.5 Bilan des Puissances Solaire, Thermique et Optique de la boucle CCP

Les figures (4.12), (4.13) et (4.14) suivantes représentent respectivement les variations au cours des journées du solstice d'hiver, de l'équinoxe de printemps et du solstice d'été des différentes puissances solaires, thermiques et optiques, gagnées ou perdues par mètre de longueur de la boucle.

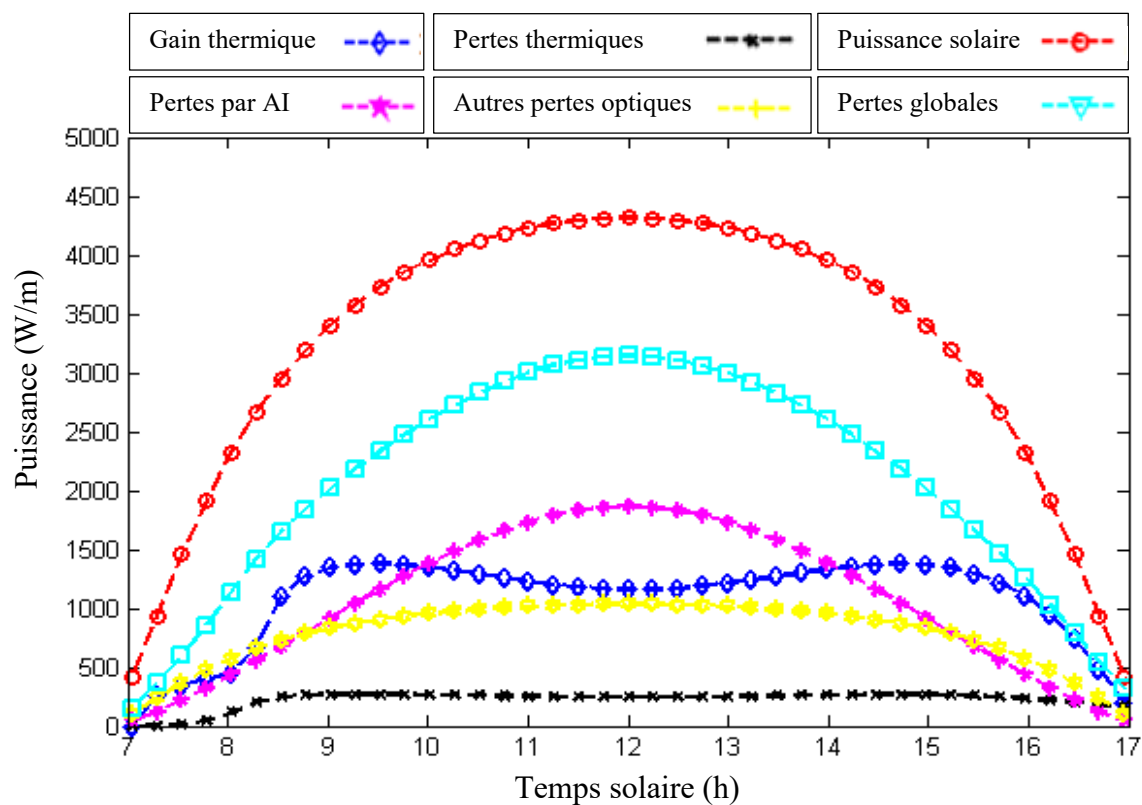


Fig. 4.12 : Puissances gagnées et perdues pour le solstice d'hiver

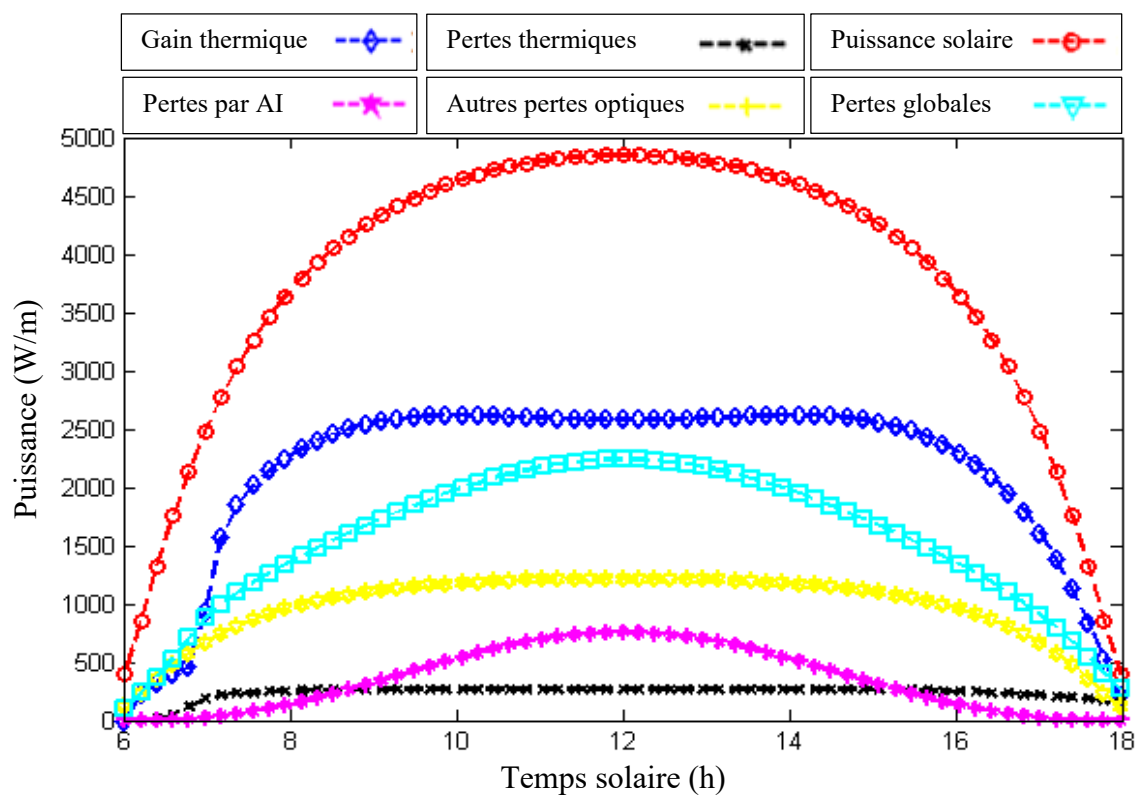


Fig. 4.13 : Puissances gagnées et perdues pour l'équinoxe de printemps

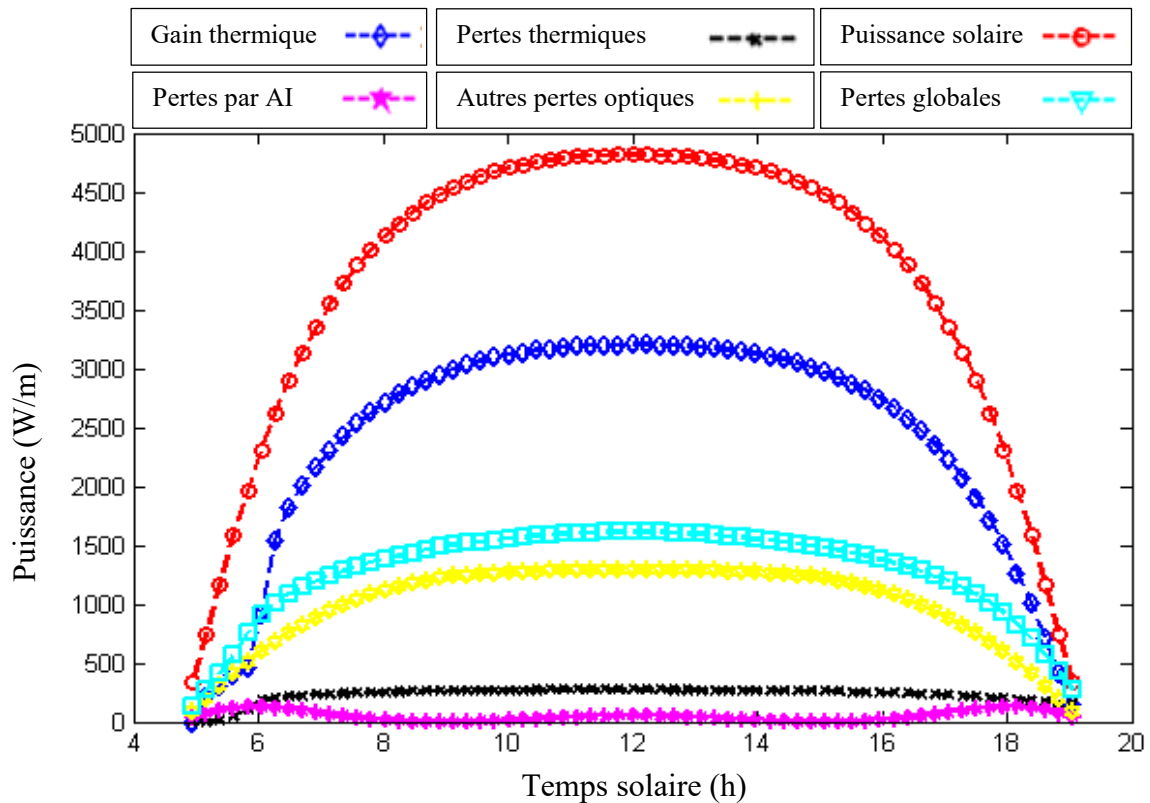


Fig. 4.14 : Puissances gagnées et perdues pour le solstice d'été

Comme le montrent les figures ci-dessus, la puissance solaire reçue par une surface perpendiculaire au rayonnement solaire direct, par mètre de longueur du collecteur, varie en fonction des saisons. Cette variation s'explique par l'épaisseur optique de l'atmosphère et le facteur de trouble atmosphérique, qui influencent l'atténuation du rayonnement solaire. En été, lorsque le soleil est haut dans le ciel, le trajet des rayons à travers l'atmosphère est plus court, ce qui réduit l'atténuation. À l'inverse, en hiver, avec le soleil plus bas sur l'horizon, les rayons solaires traversent une plus grande épaisseur atmosphérique, augmentant ainsi leur atténuation.

Selon la journée type, on remarque que la puissance thermique gagnée, est influencée d'une manière très significative par la puissance optique perdue sous l'effet de l'angle d'incidence des rayons solaires. Pour le solstice d'été, où les pertes optiques par angle d'incidence sont relativement faibles (inférieures à 150 W/m), la puissance gagnée peut atteindre 3200 W/m au milieu de la journée, contre 2600 W/m à l'équinoxe de printemps et 1200 W/m à midi solaire au solstice d'hiver avec un angle d'incidence maximale de 1800 W/m.

Les autres pertes optiques dues aux imperfections des miroirs et des matériaux constituant le collecteur varient peu en fonction du type de jour considéré ; l'intervalle des valeurs maximales obtenues est de 400 W/m. Les pertes thermiques, quant à elles, sont pratiquement indépendantes

du jour analysé et affichent une valeur moyenne maximale de 270 W/m pour les journées étudiées. Ce résultat est attendu, compte tenu des conditions extérieures de température et de vitesse du vent qui demeurent dans une plage modérée, ainsi que des températures de fonctionnement du fluide caloporteur qui sont presque équivalentes.

Le tableau 4.5 suivant présente de manière détaillée les valeurs moyennes journalières des puissances thermiques et optiques gagnées et perdues au fil des saisons.

Tableau 4.5 : Puissances moyennes journalières gagnées et perdues par mètre de longueur

Jour	PT (W/m)	POT (W/m)		PG (W/m)	GT (W/m)	PS (W/m)	Rendement thermique (%)
		PAI	APO				
SH	222.1	1065.2	781.4	2068.7	1067.8	3219.5	33.17
EP	234.1	345.0	961.6	1540.7	2117.6	3739.4	56.63
SE	228.6	49.9	995.8	1274.3	2400.4	3713.0	64.66

Ces résultats confirment les analyses précédentes, en démontrant que les pertes optiques sont nettement supérieures aux pertes thermiques moyennes journalières. Cela met en évidence l'impact considérable de l'effet de l'angle d'incidence sur les performances du système, qui varie fortement en fonction de la période de l'année. Durant les mois d'été, l'angle d'incidence est plus faible, ce qui favorise une meilleure absorption de l'énergie solaire. En revanche, durant la saison hivernale, cet angle augmente, entraînant des pertes optiques plus importantes en raison de l'allongement du trajet des rayons solaires à travers l'atmosphère.

En termes d'efficacité thermique, la journée d'hiver présente la valeur moyenne la plus basse, avec seulement 33,17 %. Cette faible performance est due au fait que, durant cette période, les pertes totales excèdent le gain thermique, notamment en raison des conditions atmosphériques moins favorables (angle d'incidence élevé et rayonnement solaire réduit). Toutefois, au printemps et en été, la situation s'améliore considérablement, grâce à des conditions solaires plus favorables. En effet, l'efficacité thermique atteint 56,63 % lors de l'équinoxe de printemps et culmine à 64,66 % durant le solstice d'été. Ces périodes bénéficient non seulement d'un angle d'incidence plus favorable, mais également de journées plus longues et d'une intensité solaire plus élevée, ce qui permet de réduire les pertes et de maximiser les gains thermiques.

Ces résultats soulignent l'importance d'adapter les stratégies de gestion thermique des centrales solaires en fonction des saisons, afin d'optimiser le rendement global du système et de minimiser les pertes énergétiques, en particulier pendant les périodes les moins favorables.

4.3.6 Rendement thermique de la boucle CCP

Le rendement thermique est représenté en fonction de l'heure solaire dans la figure (4.15) ci-après.

Durant la phase de recirculation, le rendement thermique diminue principalement en raison de l'interaction entre le débit de recirculation et la température du fluide caloporteur. En phase de lever du soleil (période de recirculation du fluide), le rendement thermique diminue et ce à cause du faible coefficient d'échange de chaleur par convection entre l'absorbeur et l'huile thermique. En effet, le débit volumique de recirculation est faible au lever du jour et la température de l'huile est encore basse.

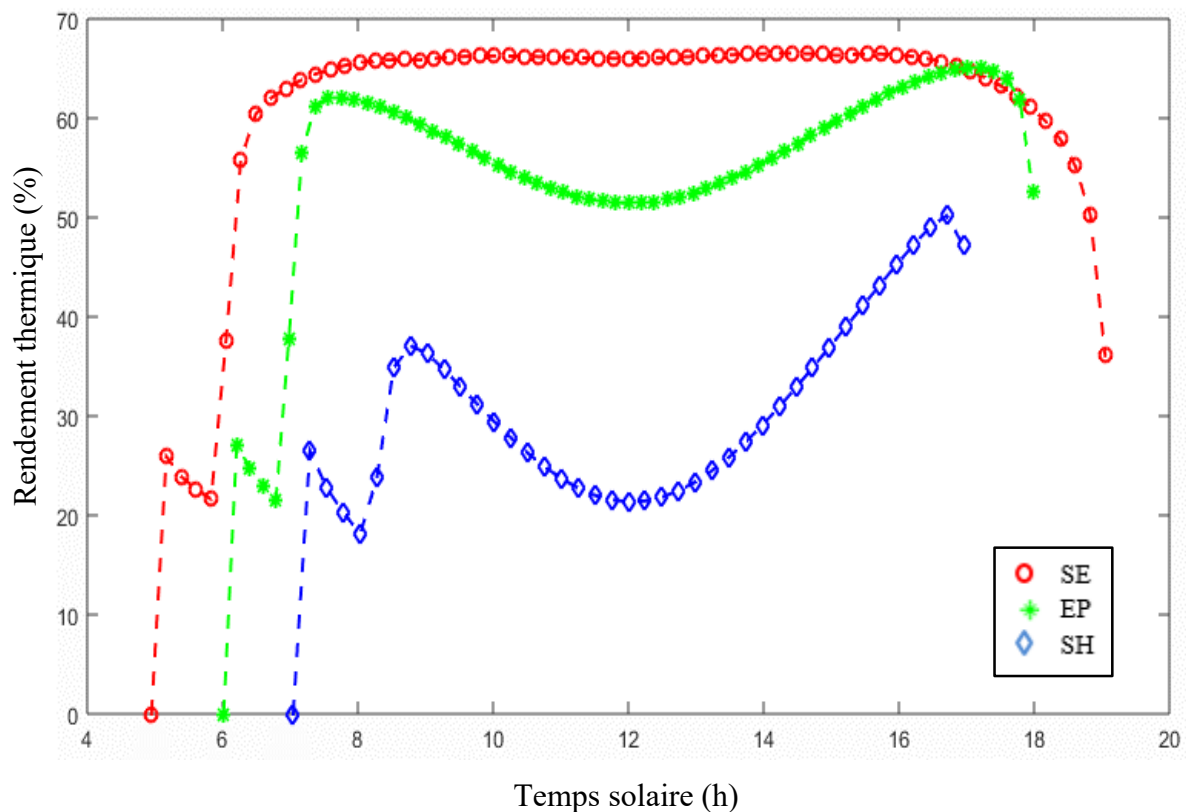


Fig. 4.15 : Evolution du rendement thermique en fonction du temps solaire pour plusieurs journées types de l'année

Cette phase initiale est essentielle pour préchauffer l'huile jusqu'à ce qu'elle atteigne une température de consigne. Par conséquent, la baisse du rendement thermique observée pendant cette période est attendue et fait partie intégrante du processus de mise en température du fluide. Ce n'est qu'après avoir atteint cette température de consigne que le système peut fonctionner de manière plus efficace et rentable.

À midi solaire, le rendement thermique connaît une chute notable lors des journées du solstice d'hiver et de l'équinoxe. Contrairement à la journée du solstice d'été, cette baisse est attribuée aux pertes considérables dues à l'effet cosinus. En effet, au solstice d'hiver et à l'équinoxe, l'angle d'incidence des rayons solaires atteint son maximum à midi solaire ($55,4^\circ$ pour le solstice d'hiver et 32° pour l'équinoxe), entraînant une perte importante d'énergie, malgré une irradiation solaire à son apogée. Cette configuration entraîne une réduction marquée de la puissance utile. En revanche, lors du solstice d'été, l'angle d'incidence est inférieur à 10° au milieu de la journée, ce qui minimise les pertes cosinus ; les pertes maximales se situent plutôt au lever et au coucher du soleil, où l'angle est plus élevé.

Durant le solstice d'hiver, le rendement thermique peine à dépasser 40 % jusqu'à environ 15 heures, moment où il atteint finalement 50 % à la fin de la journée. À l'inverse, lors du solstice d'été, le rendement thermique est plus stable tout au long de la journée, atteignant en moyenne plus de 65 % pendant environ 9,3 heures. Une efficacité maximale de 66,53 % est atteinte à 14h27. À l'équinoxe, des fluctuations du rendement sont observées, mais elles sont bien moins marquées que celles du solstice d'hiver, avec des variations entre 54 % et 62 % sur une bonne partie de la journée.

4.4 Conclusion

Ce chapitre a permis d'approfondir la compréhension des dynamiques thermiques au sein d'une boucle CCP de 600 mètres, représentative d'un champ solaire cylindro-parabolique. L'accent a été mis sur l'importance d'un contrôle optimal des températures et des débits du fluide caloporteur pour améliorer les performances énergétiques. Les simulations ont démontré que le mode de démarrage en boucle fermée, constitue une stratégie efficace : il favorise une montée en température autonome du fluide dès le lever du soleil, limite les pertes thermiques initiales et permet un gain énergétique pouvant atteindre 2,68 %.

Par ailleurs, l'analyse a confirmé que les performances thermiques des centrales CCP dépendent fortement des conditions saisonnières, de l'irradiation solaire et de l'angle d'incidence du rayonnement. Ces facteurs influencent directement le rendement global, soulignant l'intérêt d'une gestion optimisée du système tout au long de l'année.

CONCLUSION GENERALE

Conclusion générale

Cette thèse a mis en évidence l'importance des systèmes solaires thermodynamiques à concentration (CSP) dans la transition énergétique. Les collecteurs cylindro-paraboliques (CCP) se démarquent par leur maturité technologique et leur capacité à produire de l'énergie de manière stable, notamment grâce au stockage thermique. Contrairement au photovoltaïque (PV), dont la production est directement liée à l'ensoleillement immédiat, les CCP peuvent prolonger leur fonctionnement au-delà des heures d'ensoleillement, ce qui renforce leur valeur ajoutée pour un mix énergétique fiable en particulier dans les régions à fort ensoleillement solaire, comme l'Algérie.

Dans cette optique, un code de calcul a été élaboré, permettant une évaluation fine du potentiel de production thermique des CCP en fonction de divers paramètres d'entrée. Ce code permet, d'une part, d'estimer le rayonnement solaire incident sur un site donné et de comparer différents modes de poursuite solaire, en tenant compte des variations saisonnières et de la position géographique. D'autre part, il intègre un modèle thermique détaillé qui repose sur la résolution des équations aux dérivées partielles décrivant les bilans d'énergie au sein du tube récepteur. Ce modèle a été implémenté à l'aide de la méthode des différences finies, couplée à l'algorithme de Newton-Raphson, pour résoudre les équations de manière stable et efficace. Il permet de simuler le comportement dynamique du fluide caloporteur en régime transitoire, selon différentes conditions de fonctionnement.

Le modèle thermique proposé a été validé par une confrontation des résultats de simulation avec d'autres références pertinentes dans le domaine. Des simulations en régime transitoire ont été effectuées sur le fonctionnement d'une boucle de collecteurs CCP de 600 mètres de long pendant le lever du soleil. L'analyse comparative des modes de fonctionnement en boucle fermée (BF) et en boucle ouverte (BO) met en évidence des différences significatives en termes de performance énergétique. Le mode BF, qui consiste à recirculer le fluide caloporteur dans un circuit fermé jusqu'à atteindre la température de consigne, a montré des avantages significatifs. Les simulations ont révélé que cette stratégie permet un fonctionnement autonome de la boucle sans nécessiter d'énergie de préchauffage et offre un gain énergétique relatif allant jusqu'à 2,68 % pour une centrale typique de 25 MWe comparativement au mode BO.

Les résultats obtenus mettent en évidence une forte influence des variations saisonnières sur les performances thermiques des collecteurs cylindro-paraboliques. En été, la puissance

thermique utile atteint 3200 W/m, alors qu'elle chute à environ 1200 W/m en hiver, en grande partie à cause des pertes optiques dues à l'effet cosinus, pouvant s'élever à 1800 W/m en période hivernale. Le rendement thermique moyen journalier reflète cette tendance : il reste limité à 33,17 % en hiver, progresse à 56,63 % au printemps et atteint 64,66 % en été. L'analyse du rendement instantané confirme ces écarts : en hiver, il reste souvent inférieur à 40 % durant la journée, n'atteignant 50 % qu'en fin d'après-midi, tandis qu'en été, il dépasse les 65 % pendant près de 9 heures, culminant à 66,53 % vers 14h30. À l'équinoxe, les performances sont plus homogènes, avec des rendements compris entre 54 % et 62 % sur une large plage horaire. Ces résultats soulignent l'impact déterminant des conditions climatiques sur l'efficacité énergétique du système et la nécessité de concevoir des stratégies d'exploitation adaptées aux variations saisonnières.

En final, ce travail constitue une contribution méthodologique et scientifique significative pour l'analyse et l'optimisation des performances des centrales solaires thermodynamiques. Il offre une meilleure compréhension des phénomènes thermiques qui régissent le fonctionnement des collecteurs cylindro-paraboliques, le modèle développé fournit un cadre solide pour appuyer les choix techniques, tant au niveau de la conception que de l'exploitation opérationnelle. Sur cette base, plusieurs orientations d'amélioration peuvent être envisagées. L'optimisation des composants clés, tels que les miroirs concentrateurs et les tubes absorbants, permettrait d'accroître l'efficacité de collecte du rayonnement solaire tout en réduisant les pertes énergétiques. Parallèlement, l'amélioration des cycles thermodynamiques pourrait contribuer à renforcer le rendement global des installations. L'hybridation des systèmes CSP avec d'autres sources renouvelables, comme le photovoltaïque ou l'éolien, constitue également une perspective pertinente pour garantir une production énergétique plus stable et continue. Enfin, l'extension de cette démarche à des analyses techno-économiques approfondies pour mieux apprécier la viabilité et la compétitivité de cette technologie CCP selon les spécificités géographiques et économiques. Ce travail s'inscrit ainsi pleinement dans la dynamique de la transition énergétique et pose des fondements solides pour de futurs développements à la fois technologiques et stratégiques dans le domaine des énergies renouvelables.

BIBLIOGRAPHIE

Bibliographie

- [1] International Energy Agency (IEA). "World Energy Outlook 2023". Retrieved from <https://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2023>
- [2] Jacobson, M. Z., & M. A. Delucchi. "Providing all global energy with wind, water, and solar power, Part I: Technologies, energy resources, quantities and areas of infrastructure, and materials". *Energy Policy*, 2011, 39(3), 1154-1169.
- [3] BP Energy Outlook, "Statistical Review of World Energy" BP Global, 2023. Retrieved from <https://www.bp.com/en/global/corporate/energy-economics/statistical-review-of-world-energy.html>
- [4] Delgado-Torres, A. M., & García-Rodríguez, L., "Analysis and optimization of the low-temperature solar organic Rankine cycle (ORC)" *Energy Conversion and Management*, 2010, 51(12), 2846-2856.
- [5] Fthenakis, V., Mason, J. E., & Zweibel, K., "The technical, geographical, and economic feasibility for solar energy to supply the energy needs of the US", *Energy Policy*, 2009, 37(2), 387-399.
- [6] Abdelhafidi, N., Bachari, N. E. I., Abdelhafidi, Z., Cheknane, A., Mokhnache, A., & Castro, L., "Modeling of integrated solar combined cycle power plant (ISCC) of Hassi R'mel, Algeria", *International Journal of Energy Sector Management*, 2020, 14(3), 505-526.
- [7] U.S. Department of Energy, "Ivanpah Solar Electric Generating System", 2018, Retrieved from <https://www.energy.gov/eere/solar/ivanpah-solar-electric-generating-system>
- [8] Imteaz MA., Shanableh A., Rahman A., Ahsan A., "Optimisation of rainwater tank design from large roofs: A case study in Melbourne, Australia", *Resour Conserv Recycl* 2011;55(11):1022–9.
- [9] Gielen D, Boshell F, Saygin D, Bazilian MD, Wagner N, Gorini R., "The role of renewable energy in the global energy transformation", *Energy Strategy Reviews.*, 2019, 24:38–50.
- [10] C. Kost, J.N. Mayer, J. Thomsen, N. Hartmann, C. Senkpiel, S. Philipps, S. Nold, S. Lude, N. Saad, T. Schlegel, "Levelized cost of electricity: Renewable energy technologies", 2013, doi:10.1613/jair.301.

- [11] Ummadisingu A, Soni M., "Concentrating solar power–technology, potential and policy in India", *Renew Sustain Energy Rev*, 2011, 15:5169–75.
- [12] Van Sark, W., and Corona, B., "Concentrating Solar Power, Technological Learning in the Transition to a Low-Carbon Energy System", Academic Press, Elsevier Inc., 2020, pp. 221–231.
- [13] SolarGIS.. "World Direct Normal Irradiation (DNI) map", 2020. Récupérée de <https://solargis.com/maps-and-gis-data>
- [14] Fernández, A. G., Gomez-Vidal, J., Oró, E., Kruizenga, A., Solé, A., and Cabeza, L. F., "Mainstreaming Commercial CSP Systems: A Technology Review", *Renewable Energy*, 2019, 140, pp. 152–176.
- [15] Twidell, J., and Weir, T., "Renewable Energy Resources", 3rd ed. Routledge, 2015, London.
- [16] Pitz-Paal, Dersch, R., and Milow, J., Ecostar, B., "European Concentrated Solar Thermal Road-Mapping", DLR, Document, 2004, SES-CT-2003-502578, Cologne, Germany.
- [17] Islam, M. T., Huda, N., Abdullah, A. B., & Saidur, R., "A comprehensive review of state-of-the-art concentrating solar power (CSP) technologies: Current status and research trends", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2018, 91, 987-1018.
- [18] Mohamad, A., Orfi, J., Alansary H., "Heat losses from parabolic trough solar collectors", *Int J Energy Res*, 2014, 38:20–8.
- [19] Fernández-García A, Zarza E, Valenzuela L, Pérez M., "Parabolic-trough solar collectors and their applications", *Renew Sustain Energy Rev*, 2010, 14:1695–721.
- [20] Price, H., Lüpfert, E., Kearney, D., Zarza, E., Cohen, G., Gee, R., Mahoney, R., « Advances in Parabolic Trough Solar Power Technology", *J. Sol. Energy Eng.* 2002, 124, 109-125.
- [21] HÄBERLE, A., "Linear fresnel collectors. In : *Solar Thermal Energy*". New York, NY : Springer US, 2022. p. 55-62.
- [22] Thermax & Frenell. Fresnel mirror technology at NTPC's Dadri plant, Uttar Pradesh [Photograph]. *Energetica India Magazine*, 2016.

<https://www.energetica-india.net/articles/asia-s-first-integrated-solar-thermal-power-plant-thermax-and-frenell>.

[23] Abengoa-Solar. Plataforma solucar: Planta ps20, www.abengoasolar.com/sites/solar, 2009. URL, www.abengoasolar.com/sites/solar.

[24] Pavlović TM, Radonjić IS, Milosavljević DD, Pantić LS., "A review of concentrating solar power plants in the world and their potential use in Serbia", *Renew Sustain Energy Rev* 2012, 16:3891–902.

[25] Ab Kadir MZA, Rafeeu Y, Adam NM., "Prospective scenarios for the full solar energy development in Malaysia", *Renew Sustain Energy Rev*, 2010, 14:3023–31.

[26] Affandi R, Gan CK, Ghani A, Ruddin M., "Performance comparison for parabolic dish concentrating solar power in high level DNI locations with George Town, Malaysia", *Appl Mech Mater*; 2015, p. 570–6.

[27] He, Y.-L., Wang, K., Qiu, Y., Du, B.-C., Liang, Q., Du, S.,. "Review of the solar flux distribution in concentrated solar power: Non-uniform features, challenges, and solutions", *Applied Thermal Engineering*, 2019, 149, 1234 448-474.

[28] Behar O, Khellaf A, Mohammedi K., "A review of studies on central receiver solar thermal power plants", *Renew Sustain Energy Rev*, 2013, 23:12–39.

[29] Chen Q, Wang Y, Zhang J, Wang Z., "The Knowledge Mapping of Concentrating Solar Power Development Based on Literature Analysis Technology", *Energies*. 2020, 13(8):1988.

[30] Goals of the Solar Energy Technologies Office, Available at: <https://www.energy.gov/eere/solar/goals-solar-energy-technologies-office>, 2021.

[31] Behar, O., Khellaf, A., et Mohammedi, K., "Scaling up Hybrid Solar Gas Turbine: Simulation and Results", *Séminaire en énergie (SEN) at USTHB University*, 2012.

[32] Pitz-Paal R, Amin A, Oliver Bettzuege M, Eames P, Flamant G, Fabrizi F, et al., "Concentrating solar power in Europe, the Middle East and North Africa: a review of development issues and potential to 2050", *Journal of solar energy engineering*. 2012, 134.

[33] Kuravi, S., Trahan, J., Goswami, D. Y., Rahman, M. M., & Stefanakos, E. K., "Thermal energy storage technologies and systems for concentrating solar power plants", *Progress in energy and combustion science*, 2013, 39(4), 285-319.

- [34] Gonzalo, A. P., Marugán, A. P., & Márquez, F. P. G., "A review of the application performances of concentrated solar power systems", *Applied Energy*, 2019, vol. 255, p. 113893.
- [35] Alami, A. H., Olabi, A. G., Mdallal, A., Rezk, A., Radwan, A., Rahman, S. M. A., ... & Abdelkareem, M. A., "Concentrating solar power (CSP) technologies: Status and analysis", *International Journal of Thermofluids*, 2023, 18, 100340.
- [36] Mefti, A., Bouroubi, Y., & Khellaf, A., "Analyse critique du modèle de l'atlas solaire de l'Algérie", *Journal of Renewable Energies*, 1999, 2(2), 69-85.
- [37] Chassériaux, J. M., & Chasseriaux, J. M., "Conversion thermique du rayonnement solaire", 1984, p. 273, Paris: Dunod.
- [38] Thekaekara, M. P. and Drummond, A. J., "Standard Values of the Solar Constant and its Spectral Components", *Nature*, 1971, Vol. 229, pp. 6-9,
- [39] Duffie, John A., and William A. Beckman., "Solar Engineering of Thermal Processes", New York: John Wiley & Sons, Inc., 1980.
- [40] Jeter, Sheldon M., "Optical and Thermal Effects in Linear Solar Concentrating Collectors. Diss", Georgia Institute of Technology, 1979.
- [41] Goswami, D. Yogi et Kreith, F., "Handbook of energy efficiency and renewable energy", Crc Press, 2007.
- [42] Capderou, M., "Theoretical and experimental models", Solar atlas of Algeria (in French). Tome2. Vol. 1. University Publications Office. Algeria, 1987.
- [43] Behar, O., Khellaf, A., & Mohammedi, K., "Comparison of solar radiation models and their validation under Algerian climate–The case of direct irradiance", *Energy Conversion and Management*, 2015, 98, 236-251.
- [44] kasten, F., "The linke turbidity factor based on improved values of the integral rayleigh optical thickness", *Solar Energy*, 1996, 56(3):239–44.
- [45] Price, H., Lüpfer, E., Kearney, D., Zarza, E., Cohen, G., Gee, R., and Mahoney, R., "Advances in parabolic trough solar power technology". *Journal of Solar Energy Engineering-Transactions of the ASME*, 2002, 124(2), pp. 109–125.

- [46] Boyle, G.. "Renewable Energy: power for a sustainable future", *Journal Of Energy Literature*, 1996, 2, 106-107.
- [47] Alami, A. H., Olabi, A. G., Mdallal, A., Rezk, A., Radwan, A., Rahman, S. M. A., ... & Abdelkareem, M. A., "Concentrating solar power (CSP) technologies: Status and analysis", *International Journal of Thermofluids*, 2023, 18, 100340.
- [48] García-Cortés S, Bello-García A, Ordóñez C., "Estimating intercept factor of a parabolic solar trough collector with new supporting structure using off-the-shelf photogrammetric equipment", *Appl Energy* 2012;92:815–21.
- [49] Sup BA, Zainudin MF, Zanariah Shamsir Ali T, Bakar RA, Ming GL., "Effect of rim angle to the flux distribution diameter in solar parabolic dish collector", *Energy Proc*, 2015, 68:45–52.
- [50] Collares M, Gordon JM, Rabl A, Winston R., "High concentration two-stage optics for parabolic trough solar collector with tubular absorber and large rim angle", *Sol Energy* 1991, 47:457–66.
- [51] Tagle-Salazar, Pablo D., Nigam, Krishna DP., et Rivera-Solorio, Carlos I., "Parabolic trough solar collectors: A general overview of technology, industrial applications", *energy market, modeling, and standards. Green Processing and Synthesis*, 2020, vol. 9, no 1, p. 595-649.
- [52] Wu, Z., Li, S., Yuan, G., Lei, D., & Wang, Z., "Three-dimensional numerical study of heat transfer characteristics of parabolic trough receiver", *Applied energy*, 2014, 113, 902-911.
- [53] Lüpfert, E., Geyer, M., Schiel, W., Esteban, A., Osuna, R., Zarza, E., & Nava, P. "Eurotrough design issues and prototype testing at PSA. In *International Solar Energy Conference*", 2001, Vol. 16702, pp. 387-391, American Society of Mechanical Engineers.
- [54] Silva, J., & Marques, F., "Performance comparison of silicone-based heat transfer fluids in solar power plants", *Energy & Environmental Science*, 2018, 11(5), 139-152.
- [55] Gaggioli, R., & Chinn, D., "Organic heat transfer fluids for parabolic trough power plants", *Solar Energy Journal*, 2017, 145(2), 345-358.
- [56] Schuster, G., "Molten salts and thermal energy storage in CSP systems. *Renewable Energy Systems*", (2014). 37(3), 589-612.

- [57] Dudley, V. E., Kolb, G. J., Mahoney, A. R., Mancini, T. R., Matthews, C. W., Sloan, M., & Kearney, D., "Test Results: SEGS LS-2 Solar Collector", Sandia National Laboratories, Albuquerque, NM. Technical Report, 1994, No. SAND94-1884.
- [58] Duffie, J. A., and Beckman, W. A., "Solar Engineering of Thermal Processes", 2nd ed., John Wiley and Sons, NY, 1999,.
- [59] Padilla, R. V., "Simplified Methodology for Designing Parabolic Trough Solar Power Plants", University of South Florida, FL, 2011.
- [60] Goswami, D., and Kreith, F., "Energy Conversion", CRC Press, Boca Raton, FL, 2008.
- [61] Rabl, A., "Active Solar Collectors and Their Applications", Oxford University Press, Oxford, UK, 1985.
- [62] Montes, M. J., Abánades, A., Martínez-Val, J. M., and Valdés, M., "Solar Multiple Optimization for a Solar-Only Thermal Power Plant, Using Oil as Heat Transfer Fluid in the Parabolic Trough Collectors", Sol. Energy, 2009, 83(12), pp. 2165–2176.
- [63] Geyer, M., Lüpfert, E., Osuna, R., Esteban, A., Schiel, W., Schweitzer, A., Zarza, E., Nava, P., Langenkamp, J., and Mandelberg, E., "Eurotrough Parabolic Trough Collector Developed for Cost Efficient Solar Power Generation", 11th International Symposium on Concentrating Solar Power and Chemical Energy Technologies, Zurich, Switzerland, Sept. 4–6, SolarPACES 2002, 29(5), p. 4–6, <https://www.sciencedirect.com/journal/energy/vol/29/issue/5>.
- [64] Wirz, M., Roesle, M., & Steinfeld, A., "Three-dimensional optical and thermal numerical model of solar tubular receivers in parabolic trough concentrators", J Sol Energy Eng, 2012, Vol. 134 / 041012-1.
- [65] Too, Y. C. S., & Benito, R., "Enhancing heat transfer in air tubular absorbers for concentrated solar thermal applications", Appl. Therm. Eng., 2013, 50, p 1076-1083.
- [66] Valenzuela, L., López-Martín, R., & Zarza, E., "Optical and thermal performance of large size parabolic-trough solar collectors from outdoor experiments: A test method and a case study", Energy, 2014, vol. 70, pp. 456–464.
- [67] Forristall, R., "Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver", National Renewable Energy Lab., Golden, CO.(US), 2003, Technical Report No. NREL/TP-550-34169.

- [68] Lüpfer, E., Riffelmann, K. J., Price, H., Burkholder, F., & Moss, T., "Experimental Analysis of Overall Thermal Properties of Parabolic Trough Receivers", *J Sol Energy Eng*, 2008, 130(2), 021007, pp. 1-5.
- [69] Wang, Y., Liu, Q., Lei, J., & Jin, H., "Performance analysis of a parabolic trough solar collector with non-uniform solar flux conditions", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 2015, 82:236–49.
- [70] Bellos, E., & Tzivanidis, C., "Alternative designs of parabolic trough solar collectors", *Prog. Energy Combust. Sci.*, 2019, p 81—117.
- [71] Hirsch, T., Fabian Feldhoff, J., & Schenk, H., "Start-up Modelling for Annual CSP Yield Calculation", *J Sol. Energy Eng.*, 2012, 134(3): 031004.
- [72] Juuso, E. K., & Yebra, L. J., "Model-based Intelligent Control of a Solar Energy Collector Field", 8th EUROSIM Congress on Modelling and Simulation, 2013, pp. 513-518. IEEE, <https://doi:10.1109/EUROSIM.2013.92>.
- [73] García-Valladares, O., & Velázquez, N., "Numerical simulation of parabolic trough solar collector: Improvement using counter flow concentric circular heat exchangers", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 2009, 52(3-4), 597-609.
- [74] Bassem, S., Jalil, J. M., & Jaffer Ismael, S., "Experimental Study of Double Pass water passage in Evacuated Tube with Parabolic Trough Collector", *J. Phys.: conference series*, 2021, vol. 1973, p.012058, IOP Publishing, [doi:10.1088/1742-6596/1973/1/012058](https://doi.org/10.1088/1742-6596/1973/1/012058).
- [75] Lekhal, R., Ait-Ali, M. A., & Ahmed Zaid, T., "Thermal model of a parabolic trough solar field with a closed-loop operation during sunrise period", *Journal of Solar Energy Engineering*, 2023, 145(1), 011008.
- [76] Incropera, F. P., DeWitt, D., Bergman, T.L., & Lavine, A. S., "Fundamentals of Heat and Mass Transfer (6th ed.)". New York: John Wiley & Sons, 2007.
- [77] Gnielinski, V., "New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow", *Int. Chem. Eng.*, 1976, 16(2), pp. 359–368.
- [78] Ratzel, A. C., Hickox, C. E., and Gartling, D. K., "Techniques for Reducing Thermal Conduction and Natural Convection Heat Losses in Annular Receiver Geometries", *J. Sol. Energy Eng.*, 1979, 101(1), pp. 108–113.
- [79] Marshal, N., "Gas Encyclopedia, Eng." ed., Elsevier, New York, 1976.

- [80] Bejan, A., "Convection Heat Transfer, 2nd ed.", John Wiley and Sons, New York, 1995.
- [81] Žukauskas, A., "Heat Transfer From Tubes in Cross Flow", *Adv. Heat Transfer*, 1972, 8, pp. 93–160.
- [82] Churchill, S. W., and Chu, H. H. S., "Correlating Equations for Laminar and Turbulent Free Convection From a Horizontal Cylinder", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1975, 18(9), pp. 1049–1053.
- [83] García-Valladares, O., & Velázquez, N., "Numerical simulation of parabolic trough solar collector: Improvement using counter flow concentric circular heat exchangers", *International journal of heat and mass transfer*, 2009, 52(3-4), 597-609.
- [84] Reicosky, D. C., Winkelman, L. J., Baker, J. M., and Baker, D. G., "Accuracy of Hourly Air Temperatures Calculated From Daily Minima and Maxima", *Agric. For. Meteorol.*, 1989, 46(3), pp. 193–209.
- [85] Marif, Y., Benmoussa, H., Bouguettaia, H., Belhadj, M. M., & Zerrouki, M., "Numerical simulation of solar parabolic trough collector performance in the Algeria Saharan region". *Energy conversion and management*, 2014, 85, 521-529.
- [86] Ma, L., Wang, Z., Lei, D., & Xu, L., "Establishment, validation, and application of a comprehensive thermal hydraulic model for a parabolic trough solar field". *Energies*, 2019, 12(16), 3161.
- [87] Bergman, T. L., Lavine, A. S., Incropera, F. P., & DeWitt, D. P., "Introduction to heat transfer. John Wiley & Sons, 2011.
- [88] Press, W. H., Teukolsky, S. A., Vetterling, W. T., & Flannery, B. P., "Numerical Recipes: The Art of Scientific Computing", (3rd ed.), Cambridge University Press, 2007.
- [89] Sun, J., Liu, Q., and Hong, H., "Numerical Study of Parabolic-Trough Direct Steam Generation Loop in Recirculation Mode: Characteristics, Performance and General Operation Strategy", *Energy Convers. Manage.*, 2015, 96, pp. 287–302.
- [90] Guo, S., Liu, D., Chen, X., Chu, Y., Xu, C., Liu, Q., and Zhou, L., "Model and Control Scheme for Recirculation Mode Direct Steam Generation Parabolic Trough Solar Power Plants", *Appl. Energy*, 2017, 202, pp. 700–714.

ANNEXES

Annexes

a) Propriétés thermo-physiques en fonction de la température : Huile Therminol VP1

Conductivité thermique k_f , W/m°C

$$k_f = 8,194477 \cdot 10^{-5} \cdot T_f - 1,92257 \cdot 10^{-7} \cdot T_f^2 + 2,5034 \cdot 10^{-11} \cdot T_f^3 - 7,2974 \cdot 10^{-15} \cdot T_f^4 + 0,137743$$

Capacité calorifique c_{pf} , W/kg°C

$$c_{pf} = 2,414 \cdot T_f + 5,9591 \cdot 10^{-3} \cdot T_f^2 - 2,9879 \cdot 10^{-5} \cdot T_f^3 + 4,4172 \cdot 10^{-8} \cdot T_f^4 + 1498$$

Masse volumique ρ_f , kg/m³

$$\rho_f = -0,907 \cdot T_f + 7,8116 \cdot 10^{-4} \cdot T_f^2 - 2,3670 \cdot 10^{-6} \cdot T_f^3 + 1083,25$$

Viscosité cinématique ν_f , m²/s

$$\nu_f = \exp \left[\frac{544,149}{(T_f + 114,43)} - 2,59578 \right] \cdot 10^{-6}$$

T_f est la température du fluide prise en °C.

b) Propriétés thermo-physiques en fonction de la température : Huile Syltherm 800

Conductivité thermique k_f , W/m°C

$$k_f = -1,875266 \cdot 10^{-4} \cdot T_f - 5,753496 \cdot 10^{-10} \cdot T_f^2 + 0,190021$$

Capacité calorifique c_{pf} , W/kg°C

$$c_{pf} = 1,708 \cdot T_f + 1107,798$$

Masse volumique ρ_f , kg/m³

$$\rho_f = -0,4153495 \cdot T_f - 6,061657 \cdot 10^{-4} \cdot T_f^2 + 1105,702$$

Viscosité dynamique μ_f , Pa.s

$$\mu_f = -5,541277 \cdot 10^{-4} \cdot T_f + 1,388285 \cdot 10^{-6} \cdot T_f^2 - 1,566003 \cdot 10^{-9} \cdot T_f^3 + 6,672331 \cdot 10^{-13} \cdot T_f^4 + 0,084866$$

T_f est la température du fluide prise en °C.