

REPUBLIQUE DU CAMEROUN

Paix-Travail-Patrie

UNIVERSITE DE YAOUNDE I

CENTRE DE RECHERCHE ET DE
FORMATION DOCTORALE EN SCIENCES,
TECHNOLOGIES ET GEOSCIENCES

UNITE DE RECHERCHE ET DE
FORMATION DOCTORALE PHYSIQUES
ET APPLICATIONS



REPUBLIC OF CAMEROON

Peace-Work-Fatherland

THE UNIVERSITY OF YAOUNDE I

POSTGRADUATE SCHOOL OF
SCIENCES, TECHNOLOGY AND
GEOSCIENCES

RESEARCH AND POSTGRADUATE
TRAINING UNIT FOR PHYSIC
APPLICATIONS

LABORATOIRE D'ENERGIE DES SYSTEMES ELECTRIQUES ET
ELECTRONIQUES

Etude du Fonctionnement Dynamique d'une Centrale Solaire à Concentrateurs Cyllindro- Paraboliques Soumise aux Variation Météoro- logiques dans la Région Sahelienne du Tchad

Thèse Soumise en vue de l'Obtention du Diplôme de Doctorat/PhD en Physique

Option: Energie et Environnement

Par

MAHAMAT HASSANE Babikir

Matricule: 11W1358

Master en Physique

Directeurs

Prof. Donatien NJOMO

Professeur, Université de

Yaoundé I (Cameroun)

Prof. Mahamoud Youssouf KHAYAL

Professeur, Université de N'Djamena

(Tchad)



Année 2021



ATTESTATION DE CORRECTION DE LA THESE DE DOCTORAT/Ph.D

Nous, Professeur **BEN-BOLIE Germain** et Professeur **Pr. TAMBA Jean-Gaston**, Examineurs, et Professeur **OWONO OWONO Luc Kalvin**, Président du Jury de la Thèse de Doctorat/Ph.D de Monsieur **MAHAMAT HASSANE Babikir**, Matricule **11W1358**, préparée sous la codirection, sous la direction du Professeur **Donatien DJOMO** et sous la direction du Professeur **Mahamoud Youssouf KHAYAL**, intitulée: «Etude du fonctionnement dynamique d'une centrale solaire à concentrateurs cylindro-paraboliques soumise aux variations météorologiques dans la région sahélienne du Tchad», soutenue publiquement le **Vendredi, 07 Mai 2022**, en vue de l'obtention du grade de Docteur/Ph.D en Physique, spécialité : **Énergie et Systèmes Électriques et Électroniques**.

En foi de quoi, la présente attestation lui est délivrée pour lui servir et valoir ce que de droit.

Yaoundé, le **14 JAN 2022**

Les Examineurs

Le Président du Jury

Pr. BEN-BOLIE Germain Pr. TAMBA Jean-Gaston Pr. OWONO OWONO Luc Kalvin



Le Chef de Département de Physique

Jean-Marie Biemvona
Professeur

Université de Yaoundé I

Faculté des Sciences

Département de Physique

**ETUDE DU FONCTIONNEMENT DYNAMIQUE D'UNE CENTRALE
SOLAIRE A CONCENTRATEURS CYLINDRO-PARABOLIQUES
SOUmise AUX VARIATIONS METEOROLOGIQUES DANS LA
REGION SAHELIEENNE DU TCHAD**

Thèse Soumise en vue de l'Obtention du Diplôme de Doctorat/PhD en Physique
Option: Energie et Environnement

Par

MAHAMAT HASSANE Babikir

Matricule: 11W1358

Master en Physique

Directeur

Prof. Donatien NJOMO

Professeur, Université de Yaoundé I (Cameroun)

Co-Directeur

Prof. Mahamoud Youssef KHAYAL

Professeur, Université de N'Djamena (Tchad)

Laboratoire d'Energie, des Systèmes Electriques et Electroniques

Copyright ©Mahamat Hassane, hassanemahamat6@gmail.com
Année Académique 2020-2021

Dédicaces

A la lumière de ma vie, mes très chers parents pour leur soutien infailible tout au long de mon éducation.

A ma chère femme et ma chère fille, elles restent le diamant de mon coeur, tout le long de ma vie.

A mes chers soeurs et frères.

A tous mes amis.

Remerciements

À la fin de l'étude de doctorat, je suis profondément reconnaissant d'avoir eu l'occasion d'apprendre et de travailler avec tant de brillants Professeurs, collaborateurs et étudiants. Je suis heureux d'exprimer ma sincère gratitude à tous ceux qui, de près ou de loin, m'ont accompagné durant ces années de doctorat et ont contribué directement ou indirectement à la réalisation de ce document.

★ Avant tout, je remercie Dieu pour m'avoir donné le courage et la patience de mener ce modeste travail à son terme.

★ Je remercie tout le personnel de la Faculté des Sciences ainsi que l'Unité de Recherche de Physiques et Applications de l'Ecole Doctorale de l'Université de Yaoundé I, pour m'avoir donné la permission d'effectuer ce travail de thèse de doctorat dans ses locaux.

★ Je tiens à remercier du fond du cœur mes Directeurs de thèse, le **Professeur Donatien NJOMO** et le **Professeur Mahamoud Youssouf KHAYAL**, pour la confiance qu'ils m'ont accordée, leur énergie, leur bonne humeur, leurs critiques et leur disponibilité pendant ma formation. Je vous prie, Professeurs, de retrouver ici l'expression de ma profonde gratitude.

★ Je remercie profondément les honorables membres des jury de présoutenance, les **Professeurs NJANDJOCK NOUCK Philippe**, **BEN-BOLIE Germain Hubert**, **HONA Jacque** et **VONDOU Derbetini Apollinaire**, qui ont accepté évaluer nos travaux.

★ Je remercie profondément les honorables membres des jury d'audition, les **Professeurs TCHAWA Clement**, **ZEKENG Serge**, **BODO Bertrand** et **VONDOU Derbetini Apollinaire**, qui ont accepté évaluer nos travaux.

★ Je remercie profondément les honorables membres des jury de soutenance, les **Professeurs OWONO OWONO Luc Calvin**, **NJOMO Donatien**, **YOUSOUF KHAYAL Mahamoud**, **BEN-BOLIE Germain Hubert**, **WOAFO Paul TAMBA Jean Gaston** et **OBOUNOU AKONG Marcel**, qui ont accepté évaluer nos travaux.

★ Je tiens également à remercier le **Professeur Jean-Marie Bienvenu NDJAKA**, Chef de Département de Physique de l'Université de Yaoundé I et tout son corps enseignant, pour les enseignements et les conseils.

★ Je tiens également à remercier le **Professeur MAHAMAT Barka**, Recteur de l'Université de N'Djamena, pour son aide.

★ Je remercie les **Professeurs Marcel OBOUNOU**, **Jean Gaston TAMBA**, **Jean Luc SOUANDELE**, **Derbetini Apollinaire VONDOU** et **Docteur Landry AKANA NGUIMDO**, pour leur soutien et leurs précieux conseils dont j'ai pu bénéficier au cours de mon cursus universitaire.

★ Un merci très particulier à mes aînés de Laboratoire : **Dr. Deli GORON**, **Dr. Edouard MBOUMBOUE**, **Dr. Arnel TALLA** et **Dr. David Martial AWAKEM**.

★ Mes Remerciements vont aussi à l'endroit de **Dr. Thierry DJOMO, Dr. Mbieda DUPLEX, Dr. Ariel TEYOU NGOUPO** et **Dr. Maxime KEPNANG** pour leur soutien et leurs encouragements, et avec qui j'ai tissé des relations très fraternelles.

★ Mes remerciements vont également à tous les camarades et doctorants de Laboratoire d'Analyse des Technologies d'Energie-Environnement (LATEE) en particulier à **Messieurs Venant Sorel CHARA-DACKOU, Elie NZDADI SEWE, Jean Paul GRAMSHOU, Daniel Roméo KAMTA LEGUE, Claud Pafait KEOU** et **Hermann CHOPKAP NOUME**.

★ Mes remerciements vont également à mon ami **Mahamat Loutfi IMRAN**.

★ A mes chers et fidèles amis de 2-0, et à tous ceux qui me connaissent pour les bons moments passés ensemble. Je n'oublierai pas nos nombreuses discussions, nos soirées, nos matchs de football. Tout cela n'est pas fini, le meilleur reste à venir.

★ Je remercie profondément mes parents et toute ma grande famille pour le soutien moral, matériel et financier qu'ils n'ont cessé de m'apporter. Chers membres de famille, retrouvez en ces quelques mots, l'expression de ma profonde gratitude.

★ Je dis merci à tous ceux dont le nom n'est pas mentionné ici et qui ont été, de près ou de loin, une contribution pour cette thèse.

Table des matières

Dédicaces	i
Remerciements	ii
Table des Matières	iv
Liste des Figures	viii
Nomenclature	xi
Résumé	xiii
Abstract	xiv
Introduction Générale	1
Chapitre I Revue de la littérature	5
I.1 Introduction	5
I.2 Le secteur de l'électricité au Tchad	5
I.2.1 Etat des lieux	5
I.2.2 Les parcs de production de l'énergie électrique au Tchad	8
I.2.3 Enquête de terrain auprès des populations de Linia pour mesurer la pauvreté énergétique et l'acceptabilité du projet de centrale solaire CSCCP	9
I.2.4 Besoins énergétiques de Linia	13
I.2.5 Revue des technologies de centrales solaires à concentration	13
I.3 Les centrales solaires à concentration	16
I.3.1 Les centrales cylindro-paraboliques	17
I.3.2 Technologie à capteur parabolique Dish-stirling	19
I.3.3 Réflecteur de Fresnel	21
I.3.4 La centrale à tour solaire	22
I.4 La ressource solaire au Tchad	24
I.4.1 Variations des paramètres météorologiques dans la région sahélienne de N'Djamena au Tchad	28
I.4.2 Variations de l'irradiation solaire incidente au sol	28
I.5 Modélisation du rayonnement solaire direct-normal au Tchad	28
I.5.1 Calcul de différents composants du rayonnement solaire direct normal	31

I.5.2	Calcul de la déclinaison solaire	31
I.5.3	Variations de l'irradiation solaire incidente au sol	33
I.6	Modèle de Capderou [81]	34
I.6.1	Calcul de facteur de trouble atmosphérique de Linke	34
I.6.2	Calcul de l'irradiation directe sur un plan horizontal par ciel clair	35
I.6.3	Calcul de l'irradiation diffuse sur un plan horizontal par ciel clair	35
I.6.4	Calcul de l'irradiation globale sur un plan horizontal par ciel clair	36
I.6.5	Le rayonnement solaire sur un plan incliné	36
I.6.6	Calcul de l'irradiation diffuse sur un plan incliné par ciel clair	36
I.6.7	Calcul de l'irradiation diffuse incidente sur un plan incliné	38
I.6.8	Calcul de l'irradiation globale incidente sur un plan incliné	38
I.7	Rappels thermodynamiques sur le cycle de Rankine	38
I.8	Les centrales solaires à concentration : un atout pour l'Afrique	40
I.8.1	Vue d'ensemble	40
I.8.2	Egypte	43
I.8.3	Maroc	43
I.8.4	Algérie	43
I.8.5	Afrique du sud	44
I.9	Intérêts du développement de centrales solaires à concentration au Tchad	44
I.10	Conclusion	45
Chapitre II Modélisation énergétique d'une centrale solaire à concentrateurs cylindro-paraboliques		46
II.1	Introduction	46
II.2	Modèle physique d'une centrale solaire à concentrateurs cylindro-paraboliques (CSCCP)	46
II.2.1	Le réflecteur cylindro-parabolique	48
II.2.2	L'absorbeur	49
II.2.3	Le fluide de transfert	50
II.2.4	Le système de stockage thermique	51
II.3	Modèle optique du système à concentration	53
II.3.1	Analyse des transferts de chaleur dans le récepteur	56
II.3.2	Modèle mathématique du CCP	58
II.3.3	Le Bilan thermique	59
II.3.4	Les équations relatives aux bilans thermiques de l'enveloppe en verre	59
II.3.5	Le bilan thermique du tube absorbeur	60
II.3.6	L'équation du bilan thermique déterminant la température du fluide caloporteur	61
II.3.7	Les échanges thermiques	62
II.3.8	Le rendement thermique	67
II.4	Résolution numérique	67
II.4.1	Discrétisation de l'équation de l'enveloppe en verre	69

II.4.2	Discrétisation de l'équation de l'absorbeur	69
II.4.3	Discrétisation de l'équation du fluide caloporteur	70
II.4.4	Procédure de résolution numérique des équations du problème	71
II.5	Modèle thermique du système de stockage de chaleur	71
II.5.1	Le stockage thermocline	73
II.5.2	Modèle physique du stockage thermocline	73
II.5.3	Modèle mathématique	73
II.6	Résolution numérique du problème de stockage	77
II.6.1	Pour le fluide	78
II.6.2	Pour le solide	78
II.6.3	Pour la paroi	79
II.7	Analyse thermodynamique du module de conversion énergétique de 1 MW	80
II.7.1	La turbine	83
II.7.2	La pompe	83
II.7.3	Evaporateur	83
II.7.4	Modélisation de l'échangeur récupérateur	85
II.8	Dimensionnement technologique de la centrale solaire à concentrateurs cylindro- paraboliques	86
II.8.1	Modèle du champ de capteurs	86
II.8.2	Modèle optique	87
II.8.3	Modèle thermique du champ solaire	87
II.8.4	Modèle du Stockage thermocline	87
II.8.5	Modèle de machine thermodynamique	88
II.9	Conclusion	88
Chapitre III Résultats et Discussion		90
III.1	Introduction	90
III.2	Estimation de la moyenne mensuelle de la composante directe normale du rayonnement solaire au Tchad à partir d'un modèle simplifié	90
III.3	Modèle de rayonnement solaire	92
III.4	Simulation des performances du CCP de type Sandia	98
III.4.1	Validation du modèle	98
III.4.2	Effet de l'angle d'incidence	100
III.4.3	Rendement optique	100
III.5	Températures des composants du système	103
III.5.1	Influence de la longueur	104
III.5.2	Effet de l'espace annulaire sur la température de sortie	104
III.5.3	Influence de la vitesse du vent sur la température	105
III.5.4	Influence de la vitesse du vent sur les coefficients des échanges thermiques	106
III.5.5	Influence de la vitesse du vent sur les coefficients des pertes thermiques	108
III.5.6	Influence de la vitesse du vent sur le rendement thermique	108
III.5.7	Influence du débit massique sur les températures de sortie	110

III.6 Simulation d'un système de stockage thermocline	115
III.6.1 Résultats lors de la charge	115
III.6.2 Résultats lors de la décharge	118
III.7 Stratégie de contrôle-commande de production de la centrale	119
III.8 Simulation de la centrale électrique	119
III.8.1 Effet du débit massique de fluide sur la centrale	121
III.8.2 Résultats de la simulation pour une journée ensoleillée	122
III.8.3 Résultats de la simulation pour une journée perturbée	123
III.8.4 Résultats de la simulation de la production mensuelle de la centrale	124
III.8.5 Résultats de la simulation pour un mois défavorable	124
III.8.6 Résultats de la simulation pour un mois perturbé avec le système de stockage	125
III.8.7 Résultats de la simulation pour un mois ensoleillé	126
III.8.8 Résultats de la simulation pour un mois favorable avec le stockage	127
III.8.9 Résultats de la simulation pour une année entière	128
III.8.10 Résultats de la simulation pour une année entière sans stockage	129
III.8.11 Le coût d'investissement de la centrale	130
III.9 Conclusion	130
Conclusion Générale et Perspectives	131
Bibliography	134
Annexes	151
Liste des Publications	157

Table des figures

Figure 1	Rayonnement global sur un plan horizontal au Tchad [3]	3
Figure 2	Répartition bioclimatique et gisement des énergies renouvelables correspondants [8].	7
Figure 3	Centrale thermique de la SNE dans la ville de N'Djamena.	8
Figure 4	Photo montrant la pauvreté énergétique.	10
Figure 5	Pompage de l'eau	11
Figure 6	Zones appropriées pour l'installation de centrales thermiques à concentration.	14
Figure 7	Répartition des capacités opérationnelles en construction en projet par technologie [16].	15
Figure 8	Capacité solaire thermodynamique en projet en septembre 2011 [22]. . . .	16
Figure 9	Répartition des capacités opérationnelles /en construction /en projet par technologie en septembre 2011 [22].	17
Figure 10	La centrale à concentrateurs cylindro-paraboliques [25]	18
Figure 11	Quelques systèmes paraboles/Stirling [33].	20
Figure 12	Schéma de la centrale de Fresnel [44].	23
Figure 13	La tour solaire [48].	25
Figure 14	Valeur moyenne de rayonnement solaire direct sur une surface horizontale.	27
Figure 15	Repérage de soleil.	32
Figure 16	(a) Ecart entre le cycle à vapeur réel et le cycle de Rankine idéal. (b) Effets des irréversibilités dans la turbine et la pompe sur le cycle de Rankine [82].	39
Figure 17	Radiation solaire en Afrique.	41
Figure 18	Schéma du concentrateur cylindro-parabolique [127].	47
Figure 19	Dimensionnement du réflecteur [145].	48
Figure 20	Coupe longitudinale d'un absorbeur [146].	49
Figure 21	Les modes de poursuite solaire d'un concentrateur cylindro-parabolique[156].	56
Figure 22	Schéma d'un concentrateur cylindro-parabolique [175].	58
Figure 23	Division longitudinale de l'absorbeur.	68
Figure 24	Organigramme du programme de calcul.	72
Figure 25	Schéma d'une cuve de stockage thermocline.	74
Figure 26	Schéma de fonctionnement du stockage thermocline.	74
Figure 27	Système du cycle de Rankine organique de l'étude.	81
Figure 28	Diagramme T-S du système ORC.	82

Figure 29	Valeurs moyennes mensuelles de l'irradiation solaire normale directe journalière sur un plan incliné.	91
Figure 30	Distribution temporelle des éclairagements incidents sur un plan horizontal.	95
Figure 31	Distribution temporelle des éclairagements incidents sur un plan incliné. . .	97
Figure 32	Angle d'incidence modifié et Rendement optique en fonction de l'angle d'incidence.	100
Figure 33	Efficacité optique en fonction du temps local suivant le suivi solaire. (a) : Février ; (b) : Mars ; (c) : Juillet ; (d) : Novembre.	101
Figure 34	Moyenne journalière de l'efficacité optique dans une année.	102
Figure 35	Evolution de la température à la sortie de l'absorbeur en fonction du temps. (a) : Fluide utilisé : huile ; (b) : Fluide utilisé : eau.	103
Figure 36	La variation de la température des fluides le long de l'absorbeur à t=12h. .	104
Figure 37	Effet de l'espace annulaire sur l'évolution de la température du fluide de sortie.	105
Figure 38	Evolution temporelle de la température de sortie du fluide pour différentes valeurs de la vitesse du vent. (a) Température du fluide (Therminol VP-1) ; (b) Température de l'absorbeur ; (c) température de l'enveloppe de verre. .	106
Figure 39	Evolution temporelle des coefficients d'échanges thermiques pour différentes valeurs de la vitesse du vent. (a) Coefficients d'échanges internes ; (b) Coefficients d'échanges externes ; (c) Coefficients d'échanges utiles.	107
Figure 40	Evolution temporelle des pertes de chaleur pour différentes valeurs de la vitesse du vent. (a) Perte de chaleur interne ; (b) Perte de chaleur externe ; (c) Transfert de chaleur utile.	109
Figure 41	Efficacité thermique globale du fluide en fonction de vitesse du vent . . .	110
Figure 42	Evolution temporelle de la température de sortie du fluide pour différentes valeurs du débit massique. (a) Température du fluide (Therminol VP-1) ; (b) Température de l'absorbeur ; (c) température de l'enveloppe de verre. .	111
Figure 43	Evolution temporelle des coefficients d'échanges thermiques pour différentes valeurs du débit massique. (a) Coefficients d'échanges internes ; (b) Coefficients d'échanges externes ; (c) Coefficients d'échanges utiles.	112
Figure 44	Evolution temporelle des pertes de chaleur pour différentes valeurs du débit massique. (a) Perte de chaleur interne ; (b) Perte de chaleur externes ; (c) Transfert de chaleur utile.	113
Figure 45	Efficacité en fonction du temps local pour les différents types de fluides. .	114
Figure 46	Profils thermiques dans le réservoir en phase de charge au cours du temps.	116
Figure 47	Etats thermiques à l'intérieur de la cuve lors de la charge au cours du temps. (a) :t=0h ; (b) :t=0.5h ; (c) :t=1h ; (d) :t=1.5h ; (e) :t=2h ; (f) :t=2.5h et (g) :t=3h.	117
Figure 48	Profils thermiques dans le réservoir en phase de décharge au cours du temps.	118

Figure 49	Etats thermiques à l'intérieur de la cuve lors de la décharge au cours du temps. (a) :t=0h; (b) :t=2h; (c) :t=4h; (d) :t=6h; (e) :t=8h; (f) :t=10h et (g) :t=12h.	120
Figure 50	La stratégie de contrôle-commande de la production de la centrale.	121
Figure 51	Influence du débit massique sur la puissance.	122
Figure 52	Production journalière de la centrale en hiver, 16 mars 2018.	123
Figure 53	Production journalière de la centrale en été, 17 juillet 2018.	124
Figure 54	Production de la centrale en Juillet.	125
Figure 55	Production de la centrale avec le stockage en Juillet.	126
Figure 56	Production de toute la centrale (stockage + champ solaire) en Mars.	127
Figure 57	Production de la centrale (via le stockage) en Mars.	127
Figure 58	Production annuelle de la centrale.	128
Figure 59	Résultat de la simulation le long d'une année de la puissance produite sans stockage.	129

Nomenclature

Symboles

A	Surface (m^2)	kW	KiloWatt
A_0	Surface d'ouverture (m^2)	L	Longueur (m)
A_{he}	Alternance hiver-été	l	Nombre des divisions
az	Azimut du lieu (degré)	LT	Temps local
C	Capacité thermique (J/kg K)	m	Masse (kg)
C_0	Facteur de concentration	\dot{m}_f	Débit massique (kg/s)
D	Diamètre	mm	Millimètre
d	Déclinaison	MW	MégaWatt
DE	Différence de temps entre le méridien	N	Nombre de jour dans l'année
Dz	Distance entre noeuds (m)	Nu	Nombre de Nusselt
ET	Equation du temps	ORC	Cycle organique de Rankine
F	Distance focale (m)	P	Pression locale (Pa)
G	constante Solaire ($1367W/m^2$)	Pr	Nombre de Prandtl
H	Angle horaire	Q	Flux de chaleur (W)
h	Coefficient d'échange thermique (W/m^2)	Ra	Nombre de Rayleigh
h_s	Hauteur du soleil (degré)	Re	Nombre de Reynolds
I_D	Rayonnement solaire direct (W/m^2)	T	Température (degré)
I_d	Rayonnement solaire diffus (W/m^2)	TL	Facteur de trouble atmosphérique de Linke
I_r	Rayonnement solaire réfléchi (W/m^2)	TSV	Temps solaire vrai (h)
I_G	Rayonnement solaire global (W/m^2)	t	Temps (h)
I_0	Constante solaire (W/m^2)	W	Ouverture du concentrateur (m)
k	Conductivité thermique (W/mK)	Z	Coordonnée axiale (m) ; Altitude (m)
K	Angle incidence modifié	$(*)$	Valeur de l'instant précédent ($t - \Delta t$)

Symboles Grecs

α	Absorption	θz	Angle zenithal (degré)
α_0	Facteur de transmittivité-absorptivité	φ	Latitude (degré)
σ	Constante Stefan-Boltzmann ($5.67 \cdot 10^{-8} W/m^2 K^4$)	ρ	Masse volumique (kg/m^3); Albédo du sol
δ	Declination (degré)	ρ_0	Réflexion du réflecteur
γ	Facteur d'interception	τ	Transmittivité de l'enveloppe du verre
i	Angle d'incidence (degré)	μ	Viscosité Dynamique ($Pa \cdot s$)
η	Efficacité	ξ	Facteur de Friction

Indices

<i>a</i>	Ambiant	<i>G_{in}</i>	Global incliné
<i>ab</i>	Absorbeur	<i>in</i>	Entrée
<i>air</i>	Air	<i>inc</i>	Incliné
<i>c</i>	Convection	<i>int</i>	Intérieur
<i>cl</i>	Ciel	<i>lam</i>	Laminaire
<i>con</i>	Conduction	<i>max</i>	Maximum
<i>dif</i>	Diffus horizontal	<i>min</i>	Minimum
<i>dif f</i>	Diffusion	<i>nor</i>	Normal
<i>Din</i>	Direct incliné	<i>opt</i>	Optique
<i>din</i>	Diffus incliné	<i>out</i>	Sortie
<i>dir</i>	Direct horizontal	<i>r</i>	Rayonnement
<i>el</i>	Electrique	<i>re</i>	Retrodiffusion
<i>eff</i>	Effective	<i>th</i>	Thermique
<i>ext</i>	Extérieur	<i>turb</i>	Turbulent
<i>f</i>	Fluide	<i>u</i>	Utile
<i>g</i>	Global horizontal	<i>v</i>	Enveloppe de glace en verre

Acronymes

CCP	Centrale à concentrateurs cylindropara-bolique
CSP	Centrale solaire thermodynamique à concentration
CSCCP	Centrale solaire à concentrateurs cylindropara-bolique
DREM	Direction Nationale de la météorologie
FCFA	Francs CFA
HTF	Fluide de transfert thermique
LFR	Réflecteur linaire de Fresnel
R&TD	Recherche and Technology Development
SNE	Société National d'Electricité

Résumé

Ce travail de thèse s'inscrit dans le cadre d'une contribution à l'amélioration de l'accès à l'électricité rurale dans les banlieues de la région de N'Djamena au Tchad. Au regard de leur besoin grandissant en énergie, en vue de contribuer à leur développement économique. Vu le potentiel solaire dont regorge ladite ville et son très faible taux d'accès à l'électricité (moins de 1%), une centrale solaire à concentrateurs cylindro-paraboliques est modélisée et simulée numériquement dans ses conditions climatiques. Les évaluations du potentiel solaire au Tchad en général et à N'Djamena en particulier sont faites. Différents modèles semi-empiriques ont été utilisés pour l'estimation du rayonnement global au Tchad sur un plan incliné d'un angle quelconque et les résultats sont significatifs. Le modèle de Capderou a été utilisé pour estimer les rayonnements global, diffus et direct à N'Djamena. Un modèle numérique unidimensionnel a été développé en régime quasi-permanent simulant le comportement thermique du récepteur solaire. Les équations du bilan régissant le comportement thermique du capteur sont résolues implicitement par la méthode des différences finies, tout en considérant le flux solaire variable dans le temps. Le modèle simulé a été validé par des données expérimentales. Un excellent accord a été observé entre ces derniers. Une étude de sensibilité est effectuée afin d'observer l'influence de chaque paramètre sur la performance du capteur. En outre, le système de suivi solaire Est-Ouest polaire à un axe est le plus souhaitable pour un concentrateur cylindro-parabolique, donnant un rendement thermique global respectivement 67.8 %, 65.68%, 63.01% 62.21% pour le therminol 66, therminol V-P1, l'eau non traitée et l'eau traitée. Ensuite, une étude préliminaire de différents éléments constituant la centrale a permis d'évaluer le dimensionnement technologique de la centrale pour une puissance de 1 MW (champ de solaire, le stockage thermocline et la machine de Rankine Organique). Le productible annuel de la centrale a été simulé selon la procédure de contrôle-commande mise en place pour une stratégie de production adaptée aux besoins de Linia. Les données du rayonnement utilisées sont issues de la base de données SoDa, Hélioclim-3.

Mots clés : N'Djamena, Concentrateur Cylindro-parabolique, Régime Quasi-Permanent, Efficacité Thermique, Fluide caloporteur, Modélisation Numérique, Centrale Solaire à Concentration.

Abstract

This thesis work is part of a contribution to improving access to rural electricity in the suburbs of the N'Djamena region in Chad, in view of their growing need in energy, which can contribute to their economic development. Considering the solar potential that has this city and its very low rate of access to electricity (less than 1%), a solar power plant with parabolic trough concentrator was modeled and simulated numerically in its climatic conditions. Solar potential assessments in Chad and N'Djamena were carried out in order to quantify. Different semi-empirical models were used to estimate the global solar radiation in Chad on an inclined plane at any angle and the results are significant. The Capderou model was used to estimate global, diffuse solar radiation and direct to N'Djamena. A one-dimensional numerical model was developed in a quasi-steady state regime simulating the thermal behavior of the solar receiver. The energy balance equations governing the thermal behavior of the collector are solved by implicit finite difference method, while considering the variation of the solar radiation over time. The model was validated by experimental data existing in the literature. Excellent agreements is observed when comparing the numerical results to experimental data. The effect of various parameters including on the thermal performace of the parabolic trough solar collector. Besides, the one axis polar East-West tracking systems were most desirable for a parabolic trough collector throughout (PTC), giving an overall thermal efficiency respectively 67.8%, 65.68%, 63.01%, 62.21% for therminol 66, therminol V-P1 untreated water and treated water. Then, a preliminary study of the various elements constituting the power plant allowed to assess the technological sizing of the plant for a power of 1 MW (solar field, thermocline storage and Organic Rankine machine). The annual output of the plant was simulated according to the instrumentation and control procedure in place for a production strategy adapted to Linia's needs. Data from radiation used come from the SoDa database, HelioClim-3.

Keywords : N'Djamena, parabolic trough collector, Quasi-Steady State Regime, Thermal Efficiency, Heat Transfer Fluid, Numerical Modeling, Concentrating solar power Plant.

Introduction Générale

L'accès à l'énergie est un composant essentiel au développement économique, social et politique de l'humanité. Cependant, le continent africain est le plus marqué par la pauvreté énergétique avec plus de 634 millions de personnes n'ayant pas accès à l'électricité. Le taux global d'électrification en Afrique estimé à 45% dont 72% en milieu urbain et 28% en milieu rural [1]. Cette situation est particulièrement accentuée dans les zones rurales d'Afrique subsaharienne où plus de 80% des personnes vivent sans accès à l'électricité [2].

En effet, le Tchad est l'un des pays d'Afrique subsaharienne dont la situation de pauvreté énergétique est presque de 92% en milieu rural qu'urbain. Le secteur de l'énergie est fortement caractérisé par la consommation des combustibles ligneux (bois et charbon de bois) qui représentent plus de 90% de la consommation nationale. L'utilisation des énergies fossiles occupe une part insignifiante dans le bilan énergétique du Tchad malgré son abondance. Le taux d'accès à l'énergie électrique de la population tchadienne est très faible, de l'ordre de 4%, avec un taux variable de 14% dans la capitale N'djamena et 1% dans les provinces. La capacité de production de la Société Nationale d'Electricité (SNE), principal opérateur du secteur, est de l'ordre de 70MW essentiellement produit par des centrales thermiques à gasoil, dont 80% de leur production est consommée par la région de N'Djamena. Toutefois, seul le tiers de la ville est électrifié. En zone rurale, le taux d'accès est quasiment nul. Les réseaux électriques Tchadiens ne sont pas interconnectés à d'autres réseaux électriques hors du territoire.

Selon la SNE, la fourniture d'énergie électrique dans toutes les banlieues de la région de N'Djamena n'est pas envisageable du point de vue économique, à cause des coûts de construction des lignes de transmission et du changement de tension pour la fourniture à petite échelle. Un des principaux obstacles pour le développement socio-économique de la ville de N'Djamena est le manque d'énergie électrique pour les nombreuses petites communautés isolées (périphéries) de ladite région. Cette situation handicape l'ajout de valeur à leur production agro-pastorale, la croissance de revenus et la création d'emplois. La majorité de ces populations vivent avec un revenu journalier inférieur à 1000 Franc CFA. Ceci peut motiver, voire forcer la migration des

populations de ces périphéries vers le centre-ville, causant ainsi de graves problèmes sociaux dans celles-ci. Il y'a donc nécessité de mener des actions clés pour résoudre de façon générale le problème lié à l'accès à l'électricité dans les milieux ruraux.

Aujourd'hui, l'énergie solaire se positionne comme une alternative pour la production décentralisée d'électricité. Vu son abondance, sa disponibilité, son bilan carbone neutre et sa possibilité d'être transformée en vecteurs énergétiques, elle pourra être une alternative de transition au Tchad. C' est un pays très arrosé par l'irradiation solaire (voir figure 1). Il fait partie des régions sahéliennes fortement ensoleillées d'Afrique. Le nombre d'heures d'ensoleillement par année varie de 2850 heures au sud à 3750 heures au nord du pays et l'intensité du rayonnement global au sol varie en moyenne de 4,5 à 6,5 kWh/m²/j; ce qui est très indiqué pour la construction de centrales solaires à concentration de forte puissance. Dans certaines régions comme N'Djamena, on peut compter dans l'année jusqu'à 8 à 9 mois de fort ensoleillement.

De nombreux grands pays tels que les USA, l'Espagne, l'Australie, l'Inde, l'Allemagne et la France font un véritable retour en force vers les centrales solaires thermiques à concentration; pourtant cette technologie est maîtrisée depuis bien longtemps puisque les premiers projets ont été mis en service en Californie dans les années 1980 après l'avènement des chocs pétroliers. La première grande centrale solaire à concentration de nouvelle génération date seulement de juin 2007, dans le Nevada, baptisée Solar One, de puissance 65 MW. Cette technologie nécessite un très fort ensoleillement, un faible taux humidité et un grand espace. Elle est donc particulièrement adaptée aux régions sahéliennes d'Afrique et plus précisément du Tchad.

Il existe quatre grandes familles de centrales solaires à concentration à savoir, les centrales cylindro-paraboliques, les centrales à tour, les centrales à réflecteurs de Fresnel pour les centrales de grande puissance et les centrales à concentrateur parabolique, communément appelées dish-stirling, qui sont plus adaptées à des installations décentralisées pour la production d'électricité. Les centrales cylindro-parabolique possèdent un atout qui est leur capacité de stockage de la chaleur; ce qui permet à celles-ci de fonctionner en continu. Les principaux critères permettant l'estimation du potentiel d'installation des CSP doit tenir compte, en plus de l'ensoleillement direct, d'autres paramètres également importants tels que la disponibilité des terres et la disponibilité de la ressource en eau [4].

Dans ce contexte, le gouvernement du Tchad devrait donc intégrer dans sa politique énergétique, le développement des énergies renouvelables principalement le solaire à concentration, qui n'est

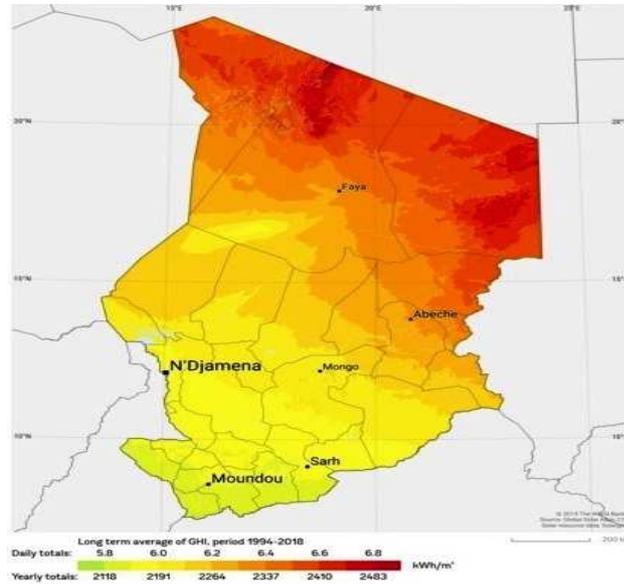


FIG. 1 – Rayonnement global sur un plan horizontal au Tchad [3]

pas encore exploité, au regard de l'ensoleillement très important, inégalement réparti sur tout le territoire. C'est dans cette optique que nous proposons dans ces travaux de thèse la simulation d'une centrale solaire à concentration dans la banlieue de la région de N'Djamena à partir d'un modèle numérique.

L'objectif général de cette thèse est de "modéliser et simuler une centrale solaire à concentrateurs cylindro-paraboliques dans la région de N'Djamena". Ce qui sera atteint via les objectifs spécifiques suivants :

- Estimation du gisement solaire dans la ville de N'Djamena à partir des modèles semi-empiriques ;
- Développement d'un modèle numérique de CCP en régime quasi-permanent ;
- Proposer un système de stockage de type thermocline dans les conditions de fonctionnement de ladite centrale ;
- L'analyse de pré faisabilité technique, d'une centrale solaire de type cylindro-parabolique de 1MWe.

L'ensemble de ces objectifs est résumé sur trois (3) chapitres que nous présentons succinctement.

Le Chapitre 1 présente un état de l'art sur le secteur de l'électricité au Tchad. Une enquête de

terrain a été menée auprès des populations de la ville de N'Djamena afin de jauger le niveau de la pauvreté énergétique et l'acceptabilité d'un projet de centrale électro-solaire composée d'un champ de miroirs cylindro-paraboliques dans la banlieue de la ville de N'Djamena. Un bref aperçu sur la revue des technologies de centrales solaires à concentration mise en œuvre dans le domaine de la production d'énergie électrique est présenté. Et au final, une évaluation du gisement solaire et la proportion de rayonnement solaire direct incident dans le site d'étude en utilisant un outil de modélisation et à partir d'une recherche documentaire est présentée.

Au chapitre 2, nous présentons le matériel, les données et la méthodologie générale utilisés pour conduire notre étude.

Le chapitre 3 est consacré à la présentation des résultats et de leur discussion. Ensuite, nous terminons ce travail par une conclusion générale et quelques perspectives au regard de tout ce qui a été fait tout au long de ces travaux de thèse.

REVUE DE LA LITTÉRATURE

I.1 Introduction

La première partie de ce manuscrit présente un état de l'art concernant la situation énergétique du Tchad et en particulier la région de N'Djamena. Après une présentation du potentiel solaire de la région, une brève description de revue détaillée des différentes technologies des centrales solaires thermodynamiques à concentration est abordée, aidant ainsi au choix technologique des différents composants de la centrale à modéliser. Ensuite, nous avons présenté une méthode de résolution pour estimer le rayonnement solaire direct normal in-situ.

I.2 Le secteur de l'électricité au Tchad

I.2.1 Etat des lieux

Le secteur de l'énergie est peu développé au Tchad, la consommation d'énergie a augmenté au cours de la dernière décennie, d'abord lentement (de 200 kep/habitant en 1993 à 240 en 2002), puis de façon accélérée (292 kep/habitant en 2005). L'essentiel de la consommation en énergie s'effectue dans les zones rurales où la consommation nationale d'énergie est dominée à concurrence de 96,5% par la consommation de combustibles ligneux, avec des conséquences désastreuses pour le couvert forestier et l'environnement. Cette surexploitation des ressources en bois pour les usages ménagers a conduit à une déforestation non maîtrisée de plus de 90% du patrimoine national entre 1970 et ce jour. Les énergies conventionnelles occupent une part négligeable dans le bilan énergétique national. La consommation de produits pétroliers représente 3% de la consommation totale et celle d'électricité seulement 0,5%. Plus de 80% de la production d'électricité est consommée à N'Djamena. Toutefois, c'est seulement le tiers de la ville qui a accès à l'électricité. Une dizaine de villes et centres secondaires disposent de réseaux indépendants car, il n'y a pas de réseau interconnecté dans le pays. Par conséquent, le taux d'accès à l'électricité est actuellement très faible. Estimé à 3,9% de la population, le niveau

de desserte en électricité est faible et son prix de vente parmi les plus chers du monde. Globalement, les opérateurs du pays (publics ou privés), ne disposent pas des ressources nécessaires à la mise en œuvre de projets de développement et d'investissements pour :

- Promouvoir et faire fonctionner les infrastructures sociales (écoles, dispensaires, éclairage) ;
- Améliorer la qualité de vie des populations ;
- Stimuler l'investissement privé pour des activités de production, et génératrices d'emplois ;
- Infléchir les dégradations environnementales [5].

Face à une population qui ne cesse de croître, la demande énergétique, notamment en énergie électrique est de plus en plus supérieure à l'offre. A cet effet, la SNE avec la société chinoise "*China machinery and equipment corporation*" ont adopté un important programme, qui consiste à accroître le parc des centrales thermiques en réhabilitant le groupe de l'ancienne centrale, en achetant des groupes conteneurisés et le renforcement de réseau électrique, l'interconnexion au réseau électrique camerounais.

Pour déterminer les futures exigences du développement du secteur de l'énergie (électrique) au Tchad, il est nécessaire, entre autres, de déterminer le développement futur de la population, de sa structure, de sa répartition et de son comportement social. En effet, la population est l'une des plus importantes consommatrices d'énergie électrique. L'électricité est considérée comme le vecteur énergétique qui soit le mieux à la réalisation des objectifs du millénaire [6]. Cependant, le pays regorge de ressources énergétiques importantes et diversifiées, à savoir : des énergies fossiles (pétrole), de l'uranium, des ressources renouvelables (solaire, biomasse, éolien, géothermie, etc.). La pénétration des énergies renouvelables est encore à un stade primaire puisque sa contribution actuelle se limite seulement à l'utilisation du solaire PV et de l'éolienne pour le pompage de l'eau, l'éclairage et l'alimentation de certains émetteurs récepteurs radio [7]. En outre, le Tchad est l'un des pays disposant de meilleur climat pour l'exploitation des énergies renouvelables. Le forum international sur les énergies renouvelables tenu à N'djamena en février 2012, révèle que le Tchad dispose d'un important potentiel en énergie renouvelable quasiment inexploité. Les ressources se répartissent selon les régions, mais les plus importantes et les mieux réparties sont la biomasse et le solaire. La figure 2 ci-dessous résume le découpage bioclimatique du Tchad qui a été pris afin de déterminer le potentiel énergétique de chacune des régions du pays.

D'après la répartition régionale en matière d'énergie, on constate que parmi toutes

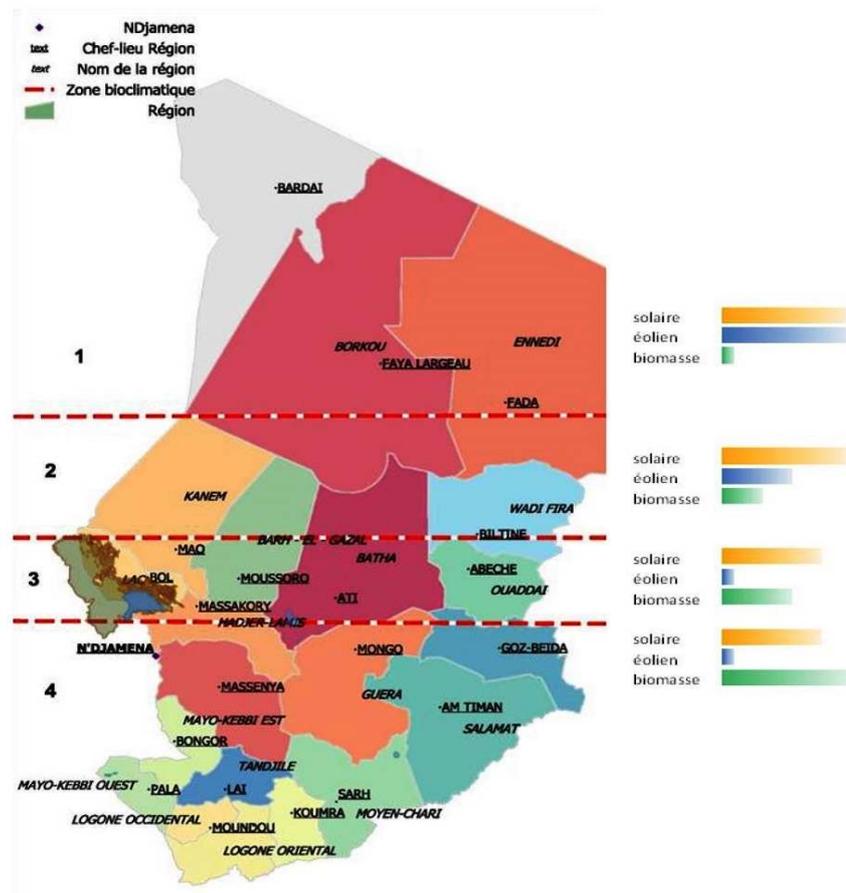


FIG. 2 – Répartition bioclimatique et gisement des énergies renouvelables correspondants [8].

ces ressources renouvelables, l'énergie solaire est la ressource la plus compétitive et disponible sur tout le territoire du Tchad. Contrairement aux ressources éoliennes et biomasse qui sont limitées et localisées dans certaines zones. Cette seule source suffirait à combler tous nos besoins énergétiques en électricité. Dans la partie qui suit, nous allons faire un bref aperçu sur les parcs de production de l'électricité au Tchad.

I.2.2 Les parcs de production de l'énergie électrique au Tchad

L'électricité est fournie uniquement par des centrales thermiques Diesels (figure 3), implantées seulement dans les grandes villes du pays. La production de l'électricité est assurée par la Société Nationale d'Electricité (SNE), qui détient le monopole exclusif. Cette production demeure toujours tributaire de source fossile, qui est de l'ordre de 178 MW. D'autres sources de production d'électricité existent pourtant pas exploitées (éolien, solaire).



FIG. 3 – Centrale thermique de la SNE dans la ville de N'Djamena.

Le parc de production d'électricité se focalise sur six principales centrales : Centrale de N'djamena Djambalbar avec 18 MW, centrale de N'djamena Farcha I avec 21 MW, centrale de N'djamena Farcha II avec 60 MW, centrale de Djarmaya avec 20 MW. L'urgence est de résoudre la question du réseau de N'djamena afin de permettre aux usagers de bénéficier de cette capacité de production [9]. La centrale de Sarh avec plus de 6,2 MW, les centrales de Moundou et

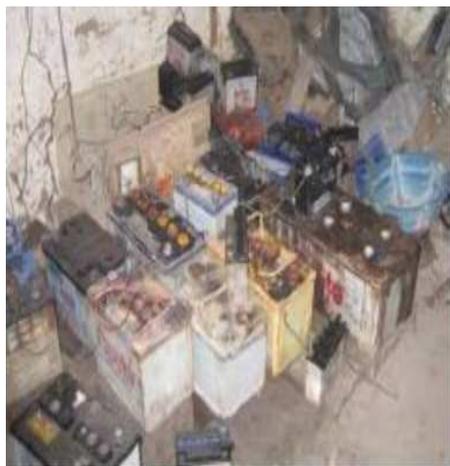
d'Abéché avec plus de 4 MW chacune. D'autres centres urbains (Bongor, Faya Largeau, Doba,) ont des centrales de production d'électricité de l'ordre de quelques centaines de kW. Ces centrales implantées dans les grandes villes et les centres urbains ont des capacités de production en deçà de la demande exprimée par la population, ce qui explique les nombreux délestages.

La crise de l'énergie électrique au Tchad est due à un problème de gestion : selon une enquête réalisée par l'Institut National Tchadien de Statistique, des études économiques et démographiques en 2011, montrent que la consommation d'énergie s'élève à 493 kilos équivalent pétrole (kep) par habitant par an, contre 2.000 kep par habitant par an, en moyenne dans le monde. L'énergie électrique dont la capacité actuelle de production est de 230 MW dont 178 MW seulement sont opérationnels, y compris celle de Komé la zone de production du pétrole (qui s'élève à 120 MW) ne répond pas aux besoins de la population. Seulement, 52 MW qui sont produites par la Société Nationale d'Electricité (SNE) qui monopolise le marché national, et dont les services ne répondent pas aux attentes des consommateurs sont résignés aux coupures intempestives du courant. Il est malheureusement normal de totaliser six mois de délestage du courant électrique dans certains quartiers de N'Djamena. La situation est encore pire en provinces.

Cette crise est due à : le parc est vétuste, datant de la colonisation. Son rendement n'est que de 40% à cause du manque de pièces détachées pour la maintenance et le savoir-faire du personnel. L'Etat ne paye pas régulièrement ses factures et d'autres clients piratent les lignes électriques. Cette situation rend l'énergie électrique au Tchad parmi les plus chères au monde ; le prix moyen de revente du kWh est de 157 FCFA bien qu'il soit vendu à perte, car son coût de revient moyen est de 226 FCFA ; ce qui ne facilite pas l'accès de la population à l'électricité. Face à cette crise énergétique, la population fait ce qu'elle peut pour survivre, comme l'illustre la figure 4. Plus de 88% de la population utilise les bois ligneux comme source d'énergie et 0.1% utilise des groupes électrogènes et les batteries pour l'éclairage des maisons.

1.2.3 Enquête de terrain auprès des populations de Linia pour mesurer la pauvreté énergétique et l'acceptabilité du projet de centrale solaire CSCCP

Linia, zone dans laquelle nous avons effectué notre étude, est située à la limite de la bande sahélienne dans la région de N'Djamena. Elle est caractérisée par un climat de type semi-aride, une température qui varie entre 30 et 42°C et une pluviométrie variant entre 300 et 450 mm par an, marquée par l'alternance d'une saison sèche qui débute au mois d'octobre et fini



(a)



(b)



(c)



(d)

FIG. 4 – Photo montrant la pauvreté énergétique.

en juin ; puis une saison froide qui s'étale de décembre à février, et d'une saison pluvieuse de trois mois, de juillet à septembre. Linia abrite une population d'environ 5 000 habitants, majoritairement agriculteurs et éleveurs, principaux axes d'activités économiques. C'est une zone de production maraîchère et arboricole par excellence. Elle approvisionne la ville de N'Djamena centre en légumes, fruits et lait.

Linia est devenue depuis peu une zone périurbaine de la ville de N'Djamena. Cette zone offre désormais un potentiel et des opportunités énormes en termes de marché orienté vers le centre-ville. Linia souffre d'une carence en énergie électrique ; seulement des petits groupes électrogènes sont utilisés pour le fonctionnement de système de pompage de l'eau pour alimenter la population locale et aussi pour l'irrigation figure 5.



(a)



(b)

FIG. 5 – Pompage de l'eau

L'électrification de Linia, située loin du réseau électrique de la SNE de N'Djamena par une centrale thermo-solaire, permet aux populations d'accéder à l'éclairage durant la nuit et aussi aux services d'information (TV et Radios), et de communication (Cellulaires). L'accès à ces commodités permettrait de réduire considérablement l'exode de la population de jeunes vers la capitale, et permettrait également de mieux réorganiser la vie sociale.

En l'occurrence, le lien entre énergie et pauvreté est indéniable, l'énergie joue un rôle non négligeable à toute activité humaine indispensable à la satisfaction des besoins quotidiens [10]. Les populations dans les zones reculées ont accès à différentes formes d'énergie. La biomasse en constitue le plus souvent la source principale (à hauteur de 95 % dans les pays afri-

cains). Environ deux milliards de personnes cuisinent toujours avec des combustibles traditionnels tels que le bois. Les prélèvements de proximité conduisent alors à la dégradation du milieu naturel et à la rareté de la ressource, ceci amplifie au final la situation de pauvreté. Par contre, les autres sources d'énergie (électricité, charbon de bois, gaz, etc,...) dépendent des mécanismes du marché, mais leur coût est en général trop élevé par rapport aux ressources financières des populations. De plus, ces services énergétiques constituent pour ces populations une part très souvent considérable des dépenses ménagères [11]. La faiblesse de la consommation d'énergie s'accompagne d'un recours limité à l'électricité.

Les actions que nous avons menées dans cette localité étaient focalisées sur la problématique de l'énergie électrique. L'objectif principal consiste à collecter les informations sur la nécessité de l'énergie électrique et en même temps sur l'implantation d'une centrale solaire à concentrateurs cylindro-paraboliques. La première étape a consisté à prendre contact avec les chefs de villages, les habitants de la localité et les institutions telles que les écoles et les centres de santé, afin de collecter les informations sur le secteur de l'énergie électrique. La seconde étape a permis de mener une enquête supplémentaire, afin de compléter les informations recueillies pour mesurer la pauvreté énergétique et l'acceptabilité d'un projet de centrale solaire à concentrateurs cylindro-parabolique à Linia.

Notre étude vise essentiellement à déterminer la faisabilité de la mise en valeur du potentiel Solaire de Linia en vue de l'approvisionnement en énergie électrique pour améliorer la vie des populations et songer à la protection de l'environnement. Notre sondage sur le terrain a montré que l'implantation d'une telle centrale dans cette localité devra permettre d'assurer la quasi-totalité de l'autonomie en terme d'électricité de Linia et ces hameaux, presque de 400 foyers. Le besoin type identifié est de 1 MWe . La population de la zone doit assurer l'entretien courant voire des réparations (pièces d'usures) de la centrale tant pour réduire les coûts d'exploitation que pour promouvoir la création d'emplois.

Les bénéfices directs et indirects de l'électrification rurale peuvent se résumer à l'augmentation de la production agricole, la promotion d'industries rurales, les améliorations dans les domaines de la santé et de l'éducation, l'amélioration des conditions de vie en général et de l'emploi ; ce qui réduit l'exode rural [12]. L'amélioration des conditions de vie de la population rurale par l'électrification se manifeste par le développement des infrastructures et équipements socio-collectifs.

I.2.4 Besoins énergétiques de Linia

Le secteur de l'énergie est caractérisé par une forte consommation de la biomasse sous forme traditionnelle (bois et charbon de bois), qui représentent près de 99% de la consommation finale totale d'énergie de la zone. Pourtant les besoins énergétiques ressentis de la population de Linia sont immenses et correspondent aux besoins tels que le pompage de l'eau pour l'irrigation, l'éclairage, la cuisson, le froid et l'utilisation d'appareils électriques à l'instar l'audiovisuel. Le besoin exprimé de la population en énergie électrique n'est pas assez lourd comme au centre-ville, ainsi la priorité est donnée à l'éclairage, à l'audiovisuel, au pompage de l'eau et les bureaux administratifs, etc.

I.2.5 Revue des technologies de centrales solaires à concentration

C'est à la fin de XIXème siècle que les premières expériences sous leurs formes actuelles, apparaissent dans le domaine du solaire à concentration. La première centrale thermo-solaire expérimentale à usage pratique fut construite en Egypte à Meadi en 1913 par Frank Schumann, destinée au pompage d'irrigation. De 1911 à 1980, le professeur Giovanni Franci a conçu et construit la première centrale à concentration, qui a été mise en service en Italie en 1968.

La flambée du prix du pétrole lors de la crise pétrolière de 1973 avait lancé les pays industrialisés dans la conquête aux alternatives énergétiques. Faciliter le développement de nouvelles technologies utilisant des ressources dites renouvelables, ayant un impact faible sur l'environnement et économiquement viable. Les centrales solaires thermodynamiques sont ces technologies qui ont fait l'objet des études et qui ont abouti à des prototypes mis en service dans les années 80. A la lumière de ces premières réalisations expérimentales, l'objectif de produire de l'électricité distribuée sur un réseau avec des unités de puissance largement supérieure au Mégawatt s'est montré techniquement atteignable. Malheureusement, la chute du prix du pétrole d'une part, et les politiques énergétiques de certains pays industrialisés d'autre part, ont freiné les efforts de recherches entrepris.

Sur le plan institutionnel, les politiques incitatives pratiquées dans certains pays comme les USA, l'Espagne et l'Allemagne, en faveur de centrale électro-thermo-solaire et même photovoltaïques, ouvrent la voie à une grande pénétration des technologies de solaires dans le marché de l'électricité. Les systèmes solaires thermodynamiques mettent en œuvre des dispositifs de concentration optique qui valorisent le rayonnement direct du soleil. Son plus grand

potentiel de croissance se trouvant en Afrique, en Amérique, en Asie, et une partie en Europe, comme l'illustre la figure 6 montrant les zones de sites favorables aux implantations de centrales solaires à concentrations, ces zones bénéficient d'un taux d'ensoleillement annuel supérieur à 2000kwh/an.

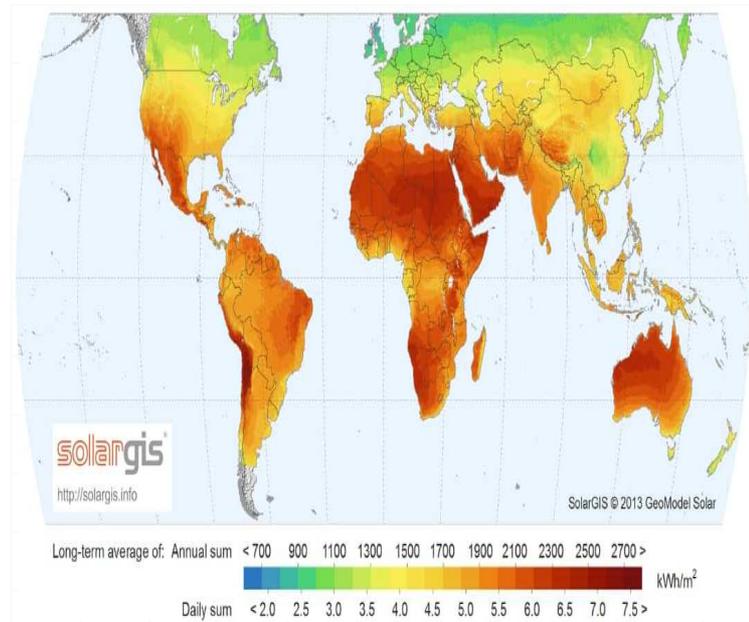


FIG. 6 – Zones appropriées pour l'installation de centrales thermiques à concentration.

Dans beaucoup de régions du monde, un kilomètre carré de terrain suffirait à générer jusqu'à 120 Gwh d'électricité par an, grâce à la technologie solaire à concentration. Cette énergie est équivalente à la production annuelle d'une centrale classique de 50 MW. La production d'électricité à partir du rayonnement solaire est un processus direct [13], dont le principe est basé sur la concentration du rayonnement solaire direct à l'aide de miroirs. La chaleur transmise actionne des turbines génératrices d'électricité (voir les schémas de la pages suivantes). L'immense intérêt du solaire à concentration réside dans sa capacité à délivrer de l'électricité par centaines de méga watt, au moyen d'une installation de dimensions industrielles, lesquelles peuvent couvrir des dizaines, et même, des centaines d'hectares [14].

La capacité installée des centrales solaires thermiques à concentration est de l'ordre de 500 MW dans le monde. Les premières centrales furent installées en Californie à la fin des années 80 et au début des années 90 (354 MW, miroirs cylindro-paraboliques, avec gaz natu-

rel comme source secondaire). Plusieurs projets sont actuellement en cours d’implantation ou de développement cumulant une capacité de plus de 3 000 MWe au total dans le monde une fois ces projets achevés, dont plus de 2 000 MWe en Espagne [15]. Cette technologie pourrait trouver de bons débouchés en Afrique du Nord avec des initiatives de développement de centrales comme celle d’Ouarzazate en Algérie, les Nours au Maroc, en Afrique du Sud et en Égypte voir la figure 7.

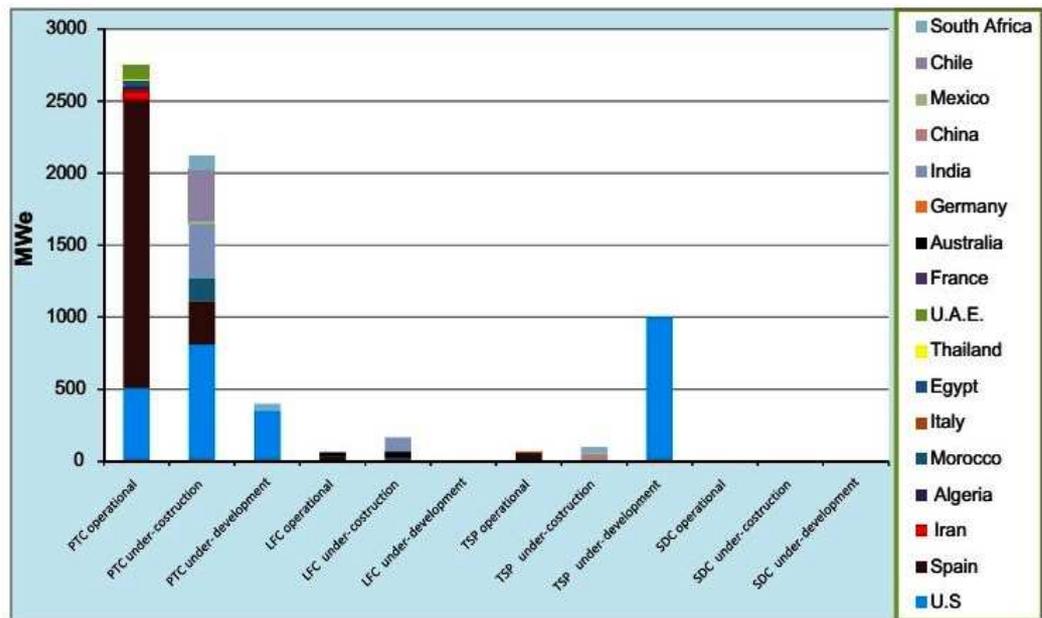


FIG. 7 – Répartition des capacités opérationnelles en construction en projet par technologie [16].

Ces technologies (solaires à concentrations) sont destinées à jouer un rôle important dans le futur mixte énergétique mondial, à l’horizon 2050 [17]. Plusieurs projets ont vu le jour à savoir, la capacité solaire thermodynamique en projet en septembre 2011 (voir figure 8), le projet desertec-mena, pour exploiter le potentiel énergétique des déserts d’Afrique du Nord et du Moyen-Orient, afin d’approvisionner durablement les régions avoisinantes (en particulier l’Europe) en électricité renouvelable [18]. Cet acheminement peut être très avantageux pour le pays impliqué. L’étude démontre ainsi qu’un tel système permettrait de réduire le coût de l’électricité, de contribuer à la protection de l’environnement et au renforcement de la sécurité énergétique [19]. L’Agence Internationale de l’Énergie (AIE) intègre les centrales thermodynamiques dans une dynamique de promotion des technologies de production d’électricité à faible contenu car-

bone. Son scénario bleu fait l'hypothèse pour 2050 d'une réduction de 50% des émissions de CO₂ mondiales par rapport à 2005 [20]; pourrait représenter 11% de la production mondiale d'électricité en 2050 au travers de son scénario "hi-Ren" du rapport de 2014 et 2010 [21]. Plusieurs études ont prouvé que la transformation du rayonnement solaire direct par la technologie à concentration en énergie pourrait être un bon substituant aux énergies fossiles. Nous allons maintenant passer aux différentes centrales thermodynamiques.

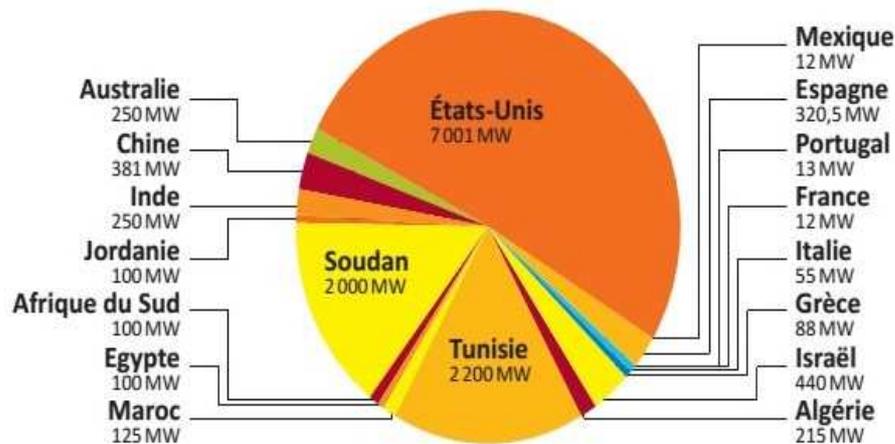


FIG. 8 – Capacité solaire thermodynamique en projet en septembre 2011 [22].

I.3 Les centrales solaires à concentration

La centrale solaire thermodynamique à concentration (CSP) se compose de trois sous-systèmes principaux : un champ solaire permettant la captation et la concentration du rayonnement, un absorbeur, et un système de conversion de la chaleur en électricité. Dans les centrales actuelles, un système d'appoint et/ou un système de stockage sont installés pour améliorer les performances et augmenter le facteur de capacité, c'est-à-dire sa durée annuelle de fonctionnement. L'absorbeur absorbe le rayonnement solaire concentré par les réflecteurs du champ solaire et le converti en chaleur qui est transférée au fluide de transfert thermique (HTF). Le fluide de transfert thermique alimente en source chaude le système de conversion qui est le cycle thermodynamique. Le sous-système de stockage permet de compenser l'intermittence du flux solaire. Actuellement, quatre types de centrales solaires thermodynamiques à concentration sont utilisés pour la production d'électricité. Chacun de ces procédés se distingue par sa géométrie, sa

température d'utilisation, sa performance optique et thermique et son coût que nous essayerons de décrire brièvement dans les paragraphes suivants.

I.3.1 Les centrales cylindro-paraboliques

Cette technologie est la plus utilisée sur le marché solaire thermodynamique à concentration, elle représente 96% des centrales actuellement en activité [22] (figure 9).

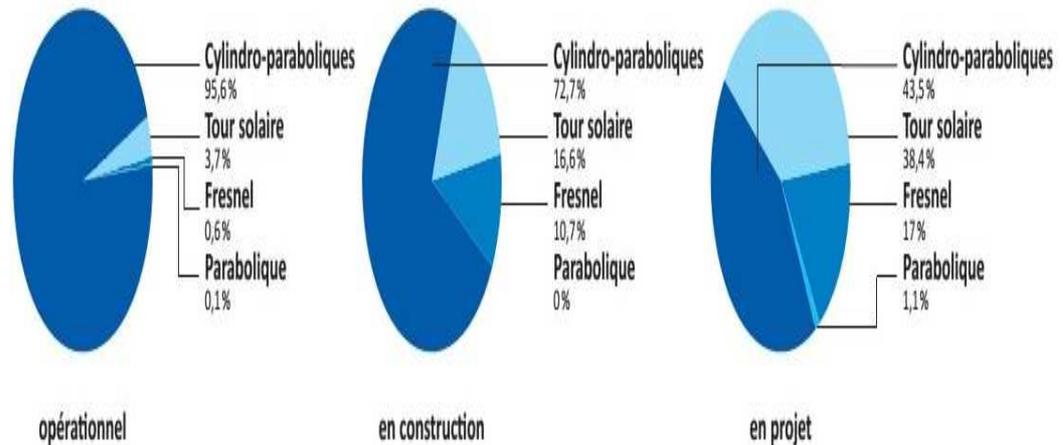


FIG. 9 – Répartition des capacités opérationnelles / en construction / en projet par technologie en septembre 2011 [22].

Aux Etats-Unis, les centrales CCP produisent ainsi depuis plus de 20 ans de l'électricité à l'échelle commerciale. Entre 1984 et 1990, 9 centrales d'une capacité totale de 354MW ont vu le jour sur 3 sites dans le désert de Mojave en Californie. Ces centrales couvrent le besoin en électricité de 300000 habitants, totalisant une économie de 2 millions de barils de pétrole par an [23]. L'exploitation de ces centrales (voir figure 10) a permis de réaliser des progrès significatifs dont le rendement annuel moyen est passé de 8% en 1985 à 14% aujourd'hui [24]. Ces centrales ont un avenir attrayant pour leur simple réalisation, leurs bas coûts et surtout, leurs faibles émissions des gaz à effet de serre [25]. En 2007, 18 centrales sont en cours de construction en Espagne ; ce qui représente 700 MW. Cette évolution, très rapide compte tenu du contexte économique défavorable (pétrole bon marché) a nettement démontré la viabilité économique de la technologie cylindro-parabolique [26].

Les programmes R&TD sont actuellement mis en œuvre dans plusieurs pays (Allemagne, Espagne, Italie, États-Unis, etc.) afin d'améliorer les performances et de réduire le coût

de ces installations. Le rendement nominal maximum de ces installations est actuellement de 16 % environ et est limité par la température du fluide de service. Les activités R&TD sont mises en œuvre afin de trouver des fluides plus efficaces tels que la génération directe de vapeur [27].

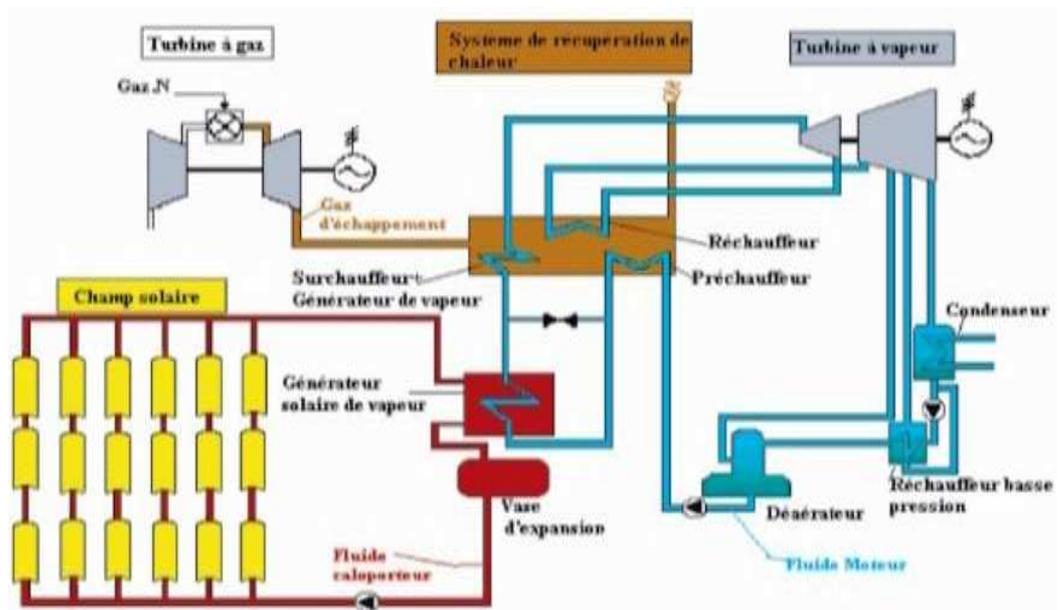
La technologie des concentrateurs cylindro-paraboliques est fondée sur la disponibilité



(a)



(b)



(c)

FIG. 10 – La centrale à concentrateurs cylindro-paraboliques [25]

du rayonnement solaire, elle est souvent hybridée avec des systèmes utilisant des combustibles fossiles. On peut aussi intégrer une chaudière à gaz, le stockage thermique peut également être

intégré dans la conception des installations, une autre approche est celle des centrales à cycle combiné. La puissance installée liée à un nombre croissant de pays fait le choix de développer cette technologie de production d'électricité, ce qui devrait accélérer son déploiement dans le marché mondial.

Le German Aerospace Center prévoit d'ici 2025 que les sources d'énergie renouvelable seront moins chères que celles fournies par les énergies fossiles [28]. En 2006 le prix de revient de l'énergie 100% solaire utilisant cette technologie était estimé à moins de 0.15 Dollar/KWh pour les centrales de plus de 130MW [29]. Ces architectures ont prouvé la possibilité d'un rendement nette annuelle de 14% pour une température de captage de 400°C à 500°C étant potentiellement envisageable dans leur futur, avec un rendement annuel de plus de 17% à l'horizon 2020 [30].

I.3.2 Technologie à capteur parabolique Dish-stirling

De toutes les technologies solaires, les capteurs paraboliques (figure 11) ont démontré les meilleurs rendements solaire-électricité 29.4% [31]. Ces systèmes offrent le meilleur rendement de transformation d'énergie solaire en électricité. Le système parabole-Stirling ne produit pas de la vapeur pour faire tourner une turbine, mais utilise des miroirs paraboliques pour concentrer la lumière du soleil sur un récepteur.

Ce dispositif, qui suit la trajectoire du soleil, peut chauffer un gaz jusqu'à des températures supérieures à 600 °C pour actionner un moteur Stirling qui produit de l'électricité [32]. Dans ce cas, la source chaude se situe généralement à une température de 700 °C et la source froide est assurée par l'air ambiant, brassé par un ventilateur à l'arrière du moteur. Le rendement chaleur-électricité du moteur Stirling à ces températures atteint 40%. Le principal avantage du moteur Stirling est que son fluide de travail (hélium ou hydrogène à une pression de 200 bars) est totalement isolé de son environnement. Le transfert de chaleur s'effectue de façon externe, ce qui simplifie singulièrement la conception du système.

Plusieurs cycles thermodynamiques pourraient être utilisés en réception de tels concentrateurs, qui permettent d'atteindre des températures élevées (de 600 à 800 °C voir d'avantage) machine à vapeur turbines de joule ou moteur stirling. Pour une question de rendement, l'utilisation de turbine à gaz serait intéressante à partir de 100kw, mais cela nécessiterait la fabrication de très grandes paraboles d'environ 25m, ce qui à ce jour reste un défi technique et économique non résolu. Aussi, seul le moteur stirling a réellement émergé, en raison de son rendement élevé,

sa fiabilité, son adaptabilité à tout type de source thermique et à l'hybridation [33].

Dès le début des années 80, après divers essais à petite échelle (quelques dizaines de watts) et des études préliminaires, il était estimé que le concept à parabole/stirling pourrait atteindre un rendement de conversion solaire/électrique d'environ 30%. Quelques années plus tard, l'hypothèse était prouvée par le système vanguard I qui atteignait en 1984 une efficacité de 29.4%. Ce record n'a été surpassé que très récemment dans de conditions d'ensoleillement exceptionnel.



(a)



(b)

FIG. 11 – Quelques systèmes paraboles/Stirling [33].

Le capteur parabolique Dish-stirling développé par Stirling Energy Systems (SES) à Phoenix, Arizona, est une centrale solaire d'une puissance de 25 kW. C'est l'aboutissement d'une vingtaine d'années de recherche et de développement. En 2005, SES avait prévu deux projets de constructions à savoir la construction d'une centrale de 300 à 900 MW de puissance, soit de 12.000 à 36.000 capteurs paraboliques dans le sud de la Californie, et la construction d'une centrale solaire de 500 MW (avec option d'augmentation à 850 MW) sur un terrain de 1850 hectares, à 110 km au nord-est de Los Angeles. En février 2008, un des capteurs de SES a battu le record mondial de rendement énergétique à partir d'un moteur Stirling alimenté à l'énergie solaire, soit 31,25% [34]. Ce système est équipé du même moteur USAB4-95. Plusieurs systèmes ont été réalisés et testé (figure 11)

La technologie dite 'Solar Dish/Stirling a donné lieu à diverses réalisations remarquables [35]. L'ensemble de cette installation conduit à un rendement global de conversion de l'énergie solaire en énergie électrique de 29-30%. Ce chiffre est environ le double de celui du

rendement de conversion par cellules photovoltaïque, mais l'infrastructure correspondante est évidemment plus lourde [36].

I.3.3 Réflecteur de Fresnel

Encore marginale dans la filière solaire thermodynamique, les centrales solaires à miroir de Fresnel (figure 12) pourraient néanmoins devenir plus compétitives que les centrales à réflecteurs parabolique et cylindro-parabolique. Inventé par le physicien français Augustin Fresnel, il a pour but d'utiliser dans le système optique des phares de signalisation marine [37]. Depuis les années 1990, David Mills, en Australie, développe un LFR. Il introduit le concept de réflecteur compact linéaire de Fresnel (CLFR). Il s'agit de disposer plusieurs lignes focales en parallèles. On ne tirait manifestement pas encore le meilleur de cette technologie : l'absorbeur à haute température sur le tube, le miroir secondaire, le système de suivi. Tous ces éléments restaient à développer et à mettre au point pour que la technologie LFR tienne ses promesses. La faisabilité restait quelque peu incertaine [38].

Aujourd'hui, le développement a bien avancé. Plusieurs entreprises proposent un système LFR. Les quatre les plus avancées sont : Novatec Solar, Solar Power Group (SPG), Areva Solar et industrial Solar. Les nouveaux acteurs émergent actuellement dans le cadre de la conception de prototype de concentrateur LFR. En octobre 2011, le groupe ALCEN vient encore renforcer le secteur du LFR. En 2004, une première installation solaire avec LFR (1MWe) est couplée avec la centrale électrique de Liddell en Australie (2000MWe à base de charbon) [39].

En 2008, une deuxième phase de ce projet est mise en service portant la puissance électrique d'origine solaire à 3MWe. Le prototype FresDemo, construit à la Plataforma Solar d'Almeria (PSA) par SPG, est opérationnel depuis 2007. Une autre centrale de démonstration a été mise en service en 2008 par Ausra à l'époque : il s'agit de la centrale solaire Kimberlina (26 000m², 5MWe), en Californie. En avril 2009, c'est en Espagne que la première centrale LFR commerciale Puerto Errado I (PE1, 1 ; 4MWe) a été connectée au réseau. Une deuxième centrale PE2 (302 000m², 30MWe) est en cours de construction depuis 2010 [40].

En 2014, une centrale solaire de 9 MW est en construction à LIO dans les Pyrénées-Orientales (France). Basée sur la technologie des miroirs de Fresnel, la température atteinte par le fluide caloporteur est cependant plus basse : 300°C au maximum. Une autre centrale de démonstration pour cette technologie (12 MW prévus) est en projet en France. Elle sera construite par la société

Solar Euromed à Alba Nova en Corse. Depuis 2012, deux centrales à miroirs de Fresnel délivrent déjà du courant électrique en Espagne et en Australie, pays qui ont en outre programmé pour 2013, une nouvelle mise en service d'une centrale utilisant cette technologie, sans compter plusieurs petits projets qui sont en cours de réalisation, tels que le projet du PE II de 30 MWe (vapeur saturée) en Espagne et le projet de 125 MWe en Inde (vapeur de surchauffeur), qui ont débuté l'opération commerciale respectivement en 2012 et 2014[41].

De plus, AUSRA, un industriel australien, développe actuellement des projets très ambitieux dont une centrale de 177 MWe en Californie et dont les travaux devraient démarrer en 2009 [42]. Plusieurs réalisations des prototypes sont faites comme nous l'avons énuméré sur la figure 12. Ces dernières années, l'intérêt pour la technologie LFR monte en puissance. Le congrès Solar PACES est un bon indicateur de l'activité sur les LFR Jusqu'en 2008 classé dans les concepts émergents [43]. Les avantages de cette technologie sont que les miroirs sont bien moins chers à produire que les collecteurs paraboliques ; l'installation peut se faire sur un bâtiment comme au sol.

I.3.4 La centrale à tour solaire

Le concept même de la Tour Solaire remonte au début du XXème siècle. En effet, de nombreux chercheurs dans le monde ont présenté différents projets de tour solaire. Plusieurs projets exploitant ce phénomène ont été étudié avec des principes de fonctionnement légèrement différents.

Le premier modèle de tour solaire fut imaginé en 1903 par un militaire espagnol : le colonel Isidoro Cabanyes. En 1926, un physicien français Bernard Dubos proposa d'exploiter un vent vertical soufflant dans un tube à flanc de montagne.

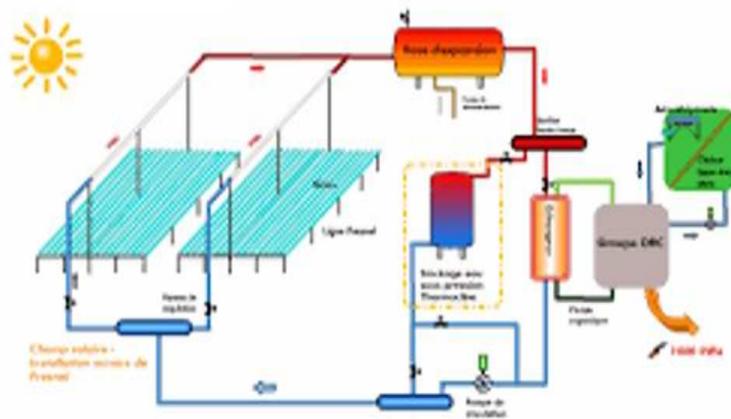
La première représentation d'une tour solaire date de 1931 et est l'oeuvre de l' Allemand Hans Gnther. Entre 1940 et 1960, un ingénieur français Edgard Nazare a étudié une tour à Vortex dont le principe était de générer artificiellement une ascendance tourbillonnaire de grande ampleur. Un projet assez proche fut décrit en 1975 par un ingénieur canadien Louis Michaud. Finalement, le premier prototype de tour fut construit en 1981 en Espagne ; c'est la centrale solaire PS10 qui est la première centrale solaire thermique à tour commerciale en Europe. Elle se situe près de Séville. Son champ d'héliostats est constitué de 624 héliostats implantés suivant un agencement radial étagé [45], dimensionné pour produire environ 23 GWh et 95 GWh par an



(a)



(b)



(c)

FIG. 12 – Schéma de la centrale de Fresnel [44].

[46].

Les principes basés sur la réflexion du rayonnement solaire par un champ, constitué de plusieurs centaines ou milliers de miroirs positionnés autour d'une tour. Situés au sol, ces héliostats sont orientables. Les rayons du soleil sont ainsi en permanence réfléchis en direction d'un point unique au sommet de la tour voir la figure 13. Le rayonnement solaire est directement concentré sur un absorbeur qui transforme le rayonnement en chaleur à haute température. Généralement, un fluide caloporteur (des sels fondus) circule au sommet de la tour. Chauffé par les rayons, celui-ci transfère son énergie à un circuit d'eau. La vapeur alors produite actionne une turbine qui produit de l'électricité.

La tour solaire offre l'avantage de ne pas avoir à faire circuler de fluide dans l'ensemble du champ de miroirs (la surface exposée est limitée), les pertes thermiques sont donc significativement réduites. Les performances de cette technologie, non négligeable dans l'absolu (gratuité de l'énergie solaire), sont faibles au regard des potentiels tours solaires en terme de température (de 800°C à 1000°C). La centrale expérimentale solar affiche un rendement de conversion solaire/électricité de 23% de crête [47]. Les figures 13 montrent la centrale et son principe de fonctionnement.

Une tour solaire thermique est une centrale électrique qui concentre le rayonnement du soleil à l'aide de miroirs réglables, pour ainsi chauffer de l'eau qui se vaporise. La vapeur d'eau va ensuite actionner une turbine [49]. L'utilisation de la technologie de la Tour Solaire est aussi appropriée à la production de l'hydrogène [50]. Des pays comme l'Espagne et l'Allemagne ont beaucoup investi sur cette technologie. La puissance totale actuelle installée est de 54,8 MW, ceci est très peu en comparaison des ressources solaires mondiales annuelles (37 Gtep) [51].

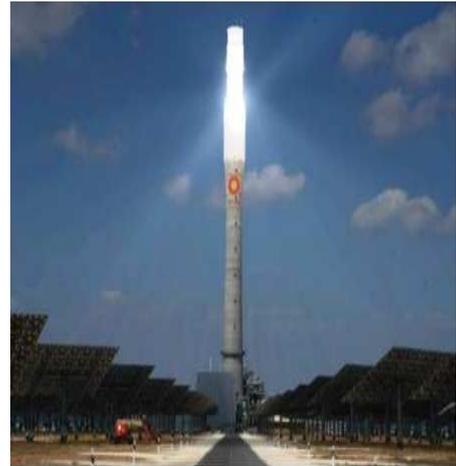
I.4 La ressource solaire au Tchad

La connaissance des variations saisonnières de l'irradiation solaire au sol à l'échelle mensuelle est très utile dans une région. Il est fondamental pour le dimensionnement de tout système de conversion de l'énergie solaire que l'on projette de faire fonctionner dans cette région. Ainsi, il est évident que ces informations sur l'irradiation solaire soient indispensables pour des applications dans plusieurs domaines.

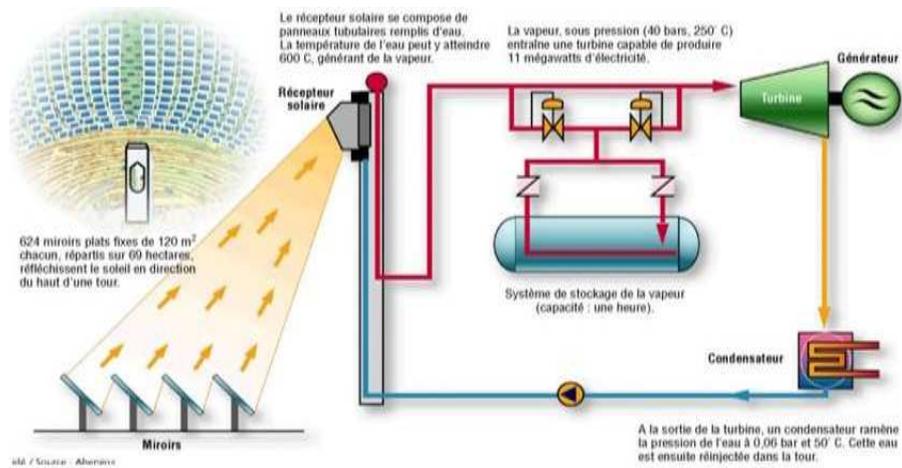
Cependant, le rayonnement se décompose en une fraction directe, correspondant aux rayons lumineux qui ont traversé l'atmosphère sans être déviés. En une fraction diffuse correspondant



(a)



(b)



(c)

FIG. 13 – La tour solaire [48].

aux rayons lumineux issus de toutes autres directions. Cette fraction diffuse du rayonnement dépend à chaque instant de la latitude du lieu, de la hauteur angulaire du soleil, de la quantité de vapeur d'eau dans l'atmosphère, de la nébulosité et de la turbidité de l'atmosphère qui caractérise la concentration en particules solides (poussières, fumées,).

Le rayonnement solaire direct est très important dans les applications industrielles de l'énergie solaire telles que les fours solaires ou les autres applications qui concentrent le rayonnement solaire.

La connaissance du rayonnement diffus est nécessaire en architecture pour prévoir l'illumination de l'intérieur des maisons. L'irradiation solaire globale reçue à la surface de la terre dépend de plusieurs facteurs (latitude, trouble atmosphérique, rythme des saisons dans l'année,) qui changent suivant les localités. Il est donc nécessaire de l'étudier dans chaque région géographique suivant les caractéristiques climatiques propres à ces régions.

Sur le territoire national du Tchad, la Direction de la Météorologie Nation (DREM) qui est chargée de collecter les mesures de différentes données météorologiques est caractérisée par un faible nombre en stations météorologiques et radiométriques. La collecte des différentes données météorologiques et radiométriques est rare et quasi inexistante pour des raisons de panne et de maintenance de matérielles. Elle dispose seulement des données annuelles arrangés comme celui de retsrun.

Pour notre travail, nous avons besoin des données mesurées annuellement, pour estimer le rayonnement solaire incident sur l'ensemble du territoire et d'identifier les régions favorables au développement d'une centrale plus tard. À cet effet, nous avons jugé nécessaire d'utiliser les données satellitaires pour constituer notre base des données. Cette base de données sera utilisée pour simuler la productible électrique de la centrale.

Le Tchad est situé dans la zone saharienne hyper-aride au cœur du plus grand désert chaud au monde. En été, la chaleur y est extrême et persistante puisque les températures maximales moyennes sont constamment supérieures à 40°C d'avril à septembre inclusivement, en atteignant un pic maximal de plus de 44°C en juin. La saison chaude dure environ 8 mois et aucun mois de l'année n'a une température moyenne journalière inférieure à 20°C. Les mois les moins chauds sont décembre et janvier avec des températures maximales moyennes entre 28°C et 29°C. Ainsi, même les mois les plus "frais" restent très chauds, très secs, très ensoleillés. Le nombre moyen de jours chauds par an, où le mercure atteint une température maximale supérieure à

32°C, est de 276, soit plus de 75 % du nombre de jours annuels.

Les précipitations annuelles moyennes sont de près de 16 mm et ne se produisent généralement qu'entre juin et septembre. Bien que certaines années ne reçoivent aucune précipitation du tout. La durée moyenne annuelle d'ensoleillement tourne autour de 4 000 h par an dans toute la région, avec plus de 300 heures à chaque mois de l'année, totalisant un ensoleillement annuel de 2850 heures au sud à 3750 heures au nord. L'énergie reçue quotidiennement sur une surface horizontale de 1 m² varie en moyenne de 4,5 à 6,5 KWh sur la majeure partie du territoire national comme le montre la figure 14. Le ciel est d'ailleurs parfaitement clair dans cette région extrêmement sèche. C'est l'une des régions les plus chaudes, les plus sèches, les plus arides et les plus ensoleillées au monde.

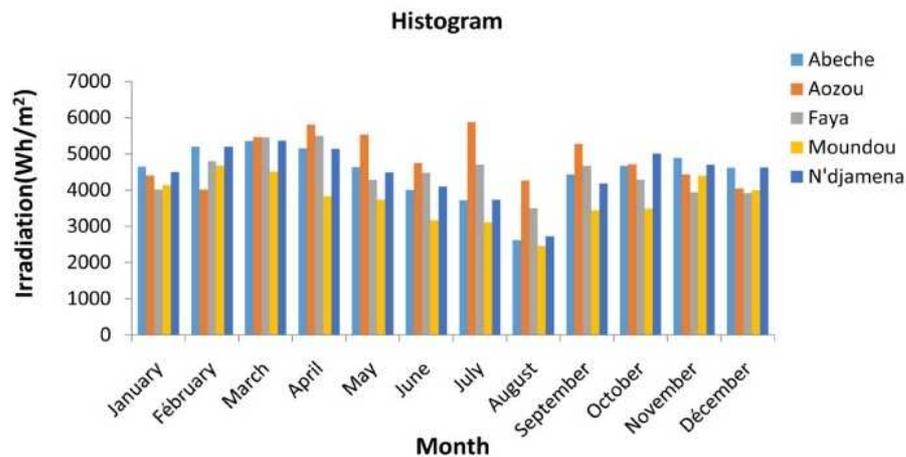


FIG. 14 – Valeur moyenne de rayonnement solaire direct sur une surface horizontale.

La figure 14 donne la valeur moyenne de rayonnement solaire direct sur une surface horizontale au cours de l'année. Ici, on montre qu'au Tchad, quelle que soit la région, les mois le plus ensoleillés vont de mars à mai ; puis juillet et septembre. Ensuite, nous avons les mois de février, juin et octobre connus pour leur faible ensoleillement parce qu'ils marquent la saison des pluies.

I.4.1 Variations des paramètres météorologiques dans la région sahélienne de N'Djamena au Tchad

N'Djamena est située à la latitude 12,8 degré Nord, en zone sahélienne chaude et sèche, à la confluence des fleuves Chari et Logone et de longitude 15,04 degré Est et d'altitude 295 m. Les précipitations sont inexistantes pendant cinq (5) mois de l'année de novembre à mars, tandis que les mois de juillet à août sont plus arrosés avec des précipitations qui varient de 144 mm à 175 mm, alors que le total annuel est de 509,8 mm. Les températures présentent des variations journalières avec des minimas de 20,8°C et des maximas 35,8°C à plus de 40°C.

I.4.2 Variations de l'irradiation solaire incidente au sol

L'énergie solaire provient des réactions thermonucléaires qui se produisent au sein du soleil, provoquant l'émission d'un rayonnement électromagnétique de très forte puissance, se présentant sensiblement comme celui d'un corps noir à 5800 K. Hors atmosphère, le flux solaire reçu par la terre varie selon la période de l'année entre 1320 et 1410 W/m² à cause de la trajectoire elliptique de la terre. Il est ensuite modifié pendant sa traversée des différentes couches d'atmosphère par de nombreux phénomènes (réflexion, absorption, émission). Ainsi, seulement 57% de l'énergie solaire primaire est reçue au sol après la traversée. Ce rayonnement reçu au sol comporte deux composantes :

- Une première composante correspond au rayonnement qui s'est propagé directement du soleil à la surface considérée (rayonnement direct) et représente 30% de l'énergie solaire entrant dans l'atmosphère.

- Une seconde partie parvient à la surface de différentes directions du ciel et provient de la diffusion du rayonnement solaire par les particules matérielles de l'atmosphère (vapeur d'eau, air, poussières atmosphériques, autres particules du rayonnement cosmique). Cette composante représente 27% de l'énergie solaire entrante. Le total variant entre 200 W/m² (ciel couvert) et environ 1000 W/m² (au zénith par ciel clair).

I.5 Modélisation du rayonnement solaire direct-normal au Tchad

La connaissance de la distribution temporelle de l'irradiation solaire au sol et à travers l'atmosphère est nécessaire à la modélisation de l'échauffement local de l'atmosphère ainsi qu'à

la planification des systèmes de production d'énergie. L'énergie solaire est abondante, gratuite et respectueuse de l'environnement [52] ; l'intermittence imprévisible demeure le seul inconvénient. L'énergie solaire, du fait de sa disponibilité presque sur toute la surface de notre planète et de son abondance, sera certainement au centre d'une transition énergétique presque sur toute la surface. Les mesures au sol permettent d'obtenir des informations précises sur l'estimation de la composante solaire, nécessaire pour la conception adéquate d'un système de conversion d'énergie [53].

Les paramètres de l'atmosphère et de l'irradiation solaire jouent aussi un rôle très important dans la surveillance du climat, le contrôle de l'environnement et les activités humaines [54]. Ils peuvent être obtenus par la mesure directe, la télédétection, par la simulation [55], par le réseau de neurone artificiel [56-58] et par des données satellitaires [59-60]. Il est donc nécessaire de l'étudier. Ainsi par conséquent, de nombreux travaux de recherches sont entrepris pour développer des modèles empiriques, théoriques, analytiques et statistiques [61]. Ces modèles sont des corrélations dépendant de plusieurs facteurs (latitude, trouble atmosphérique, rythme de saison dans l'année) qui changent suivant les localités.

De nombreuses méthodes ont été proposées par différents chercheurs pour estimer le rayonnement solaire sur un plan quelconque. Ces modèles tiennent compte des paramètres météorologiques astronomiques in-situ [62-63].

Les travaux publiés par [64] utilisent cinq modèles pour estimer le rayonnement solaire dans les régions sud de Pakistan. Ces modèles basés sur des paramètres météorologiques et géographiques in situ. Pour évaluer l'efficacité de ces derniers, ils ont calculé les erreurs moyennes de prédiction ; ils montrent par la suite que l'efficacité du modèle varie en fonction des régions.

Les travaux publiés par [65] pour estimer la composante solaire sur un plan incliné de 11°. Ils concluent que seul le modèle de Liu Jordan est le mieux adapté pour la prévision du rayonnement solaire sur un plan incliné de leurs sites choisis. Dans leurs travaux, [66] estiment que le modèle gaussien DYB (Day of the year-based) est favorable par rapport aux autres modèles du rayonnement solaire quotidien ; ils démontrent ensuite que ce modèle est fortement variable aux conditions climatiques de la zone d'étude. Ainsi, d'autres auteurs [67] développaient des algorithmes Pro-Energy basé sur de séries chronologiques pour prédire les erreurs de l'ensoleillement pendant des heures variables. Les auteurs comme [68] testaient plusieurs modèles théoriques pour estimer le potentiel solaire horaire de la ville de Nairobi pendant 10 ans. Le résultat montre que le modèle d'Akinoglu et d'Ecevit donne une meilleure estimation sur la

plupart de modèles testés pour estimer la moyenne mensuelle journalière de rayonnement global.

Les auteurs [69] incluent sept modèles statistiques tarplay calculant le rayonnement solaire global horaire sur un plan horizontal basé sur les données astronomiques et météorologiques de sept stations en Uruguay. Les travaux publiés par [66] montrent que le modèle Mc Clear estime bien avec précision le rayonnement global. Les chercheurs comme [70] utilisaient des modèles de régression linéaire pour évaluer la moyenne horaire mensuelle et annuelle du rayonnement solaire global de la ville de Troyes-Barbery. Ensuite, ils ont comparé les modèles avec les données mesurées sur 3 ans, et montrent enfin que les modèles de régression utilisés pour estimer le rayonnement global donnent de résultats satisfaisants où les erreurs entre les valeurs mesurées et calculées sont presque négligeables. En outre, les modèles reliant les composantes du rayonnement solaire aux principaux paramètres météorologiques pour estimer le rayonnement global ont fait l'objet de nombreux travaux dans la littérature.

Cependant, [71] ont développé un modèle estimant l'irradiation globale sur un plan horizontal à partir de la durée d'insolation et de l'humidité relative. [72] a développé un modèle tenant compte de six paramètres astronomiques et météorologiques pour calculer le rayonnement global. Un autre modèle a été développé par [73] pour modéliser l'irradiation globale, mais celui-ci est basé sur des mesures des moyennes mensuelles journalières, de l'humidité absolue et de la durée d'insolation. [74] révèle que le rayonnement solaire peut aussi être estimé à l'aide de facteur de correction sans appliquer de paramètres météorologiques aux emplacements dont la longitude varie de 70 à 125. Ces dernières années, les réseaux de neurone artificiel ont attiré l'attention de beaucoup de chercheurs dans les domaines de prédiction de l'énergie solaire. [75] utilisait deux fonctions pour prédire le rayonnement solaire sur une année, il subdivise l'année en quatre saisons. Les résultats de cette étude montrent que les réseaux BPNN et RBFNN sont moins performants pendant les jours nuageux et efficaces dans des conditions météorologiques variables.

L'indisponibilité de mesures de stations météorologiques pour assurer la collecte et la vulgarisation des informations météorologiques au Tchad. Il devient impérieux de trouver des alternatives pour la détermination du climat solaire de la ville de N'Djamena. La démarche préconisée ici est celle de trouver à l'aide d'un modèle numérique, un modèle bien adapté à notre région ; c'est ainsi que le modèle de Capderou [76-77] est choisi. Ce modèle relie les com-

posantes du rayonnement solaire aux principaux paramètres météorologiques, tels que la durée d'insolation et des paramètres astronomiques tels que la durée maximale du jour, la déclinaison du soleil, la variation de la distance terre-soleil et l'irradiation solaire à la limite de l'atmosphère.

I.5.1 Calcul de différents composants du rayonnement solaire direct normal

Le calcul de l'énergie solaire incidente dépend de la position géométrique du vecteur soleil par rapport à la surface d'un capteur. La procédure de calcul commence par l'estimation de la position du soleil dans l'espace et le calcul des angles azimut et élévation du soleil. Ces angles permettent par la suite de calculer les angles d'incidence sur la surface réceptrice.

I.5.2 Calcul de la déclinaison solaire

C'est l'angle formé par la direction du soleil avec le plan équatorial ; elle varie au cours de l'année entre -23.45° et $+23.45^\circ$. Cette inclination a pour effet la présence des saisons et également la cause des plus longues ou plus courtes heures de lumière au fil des saisons. On peut la calculer à n'importe quel jour de l'année.

$$d = 23.45 \sin \left(\frac{360}{365} (N + 284) \right) \quad (1)$$

■ Coordonnées horizontales

Le soleil est repéré par rapport au plan horizontal du lieu d'altitude par deux angles, la hauteur et azimut du soleil.

■ Calcul de l'angle horaire

C'est l'angle formé par la projection du Soleil sur le plan équatorial à un moment donné et la projection du Soleil sur ce même plan à midi vrai. L'angle horaire du Soleil augmente approximativement de 360° en 24 heures (environ 15° par heure) ; il est mesuré négativement le matin et positivement l'après-midi

$$H = 15 (TSV - 12) \quad (2)$$

$$TSV = TL - DE + \left(\frac{ET - 4\lambda}{60} \right) \quad (3)$$

$$ET = 9.87 \sin(n) - 7.35 \cos(n) - 1.5n \quad (4)$$

Avec

$$n = \frac{360}{365} (N - 81); \quad DE = 1 \quad (5)$$

Où DE représente le décalage horaire par rapport au méridien de Greenwich.

■ Calcul de la hauteur du soleil

La hauteur du soleil est l'angle que fait la direction du soleil avec sa projection sur le plan horizontal du lieu. La hauteur évolue à chaque instant de la journée, on peut observer cette évolution sur la figure 15. La hauteur du soleil est donnée par la relation suivante :

$$\sin(h) = \cos(d) \cos(\varphi) \cos(H) + \sin(\varphi) \sin(d) \quad (6)$$

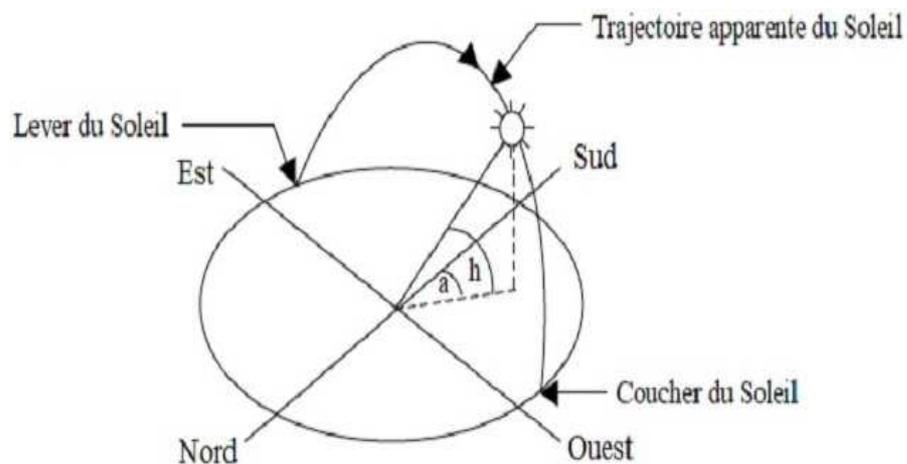


FIG. 15 – Repérage de soleil.

■ Azimut du soleil

L'azimut du soleil est l'angle compris entre la projection de la direction du rayonnement solaire sur le plan horizontal avec la direction sud du lieu, qui est représenté par :

$$\cos(\theta_z) = \sin(h) \quad (7)$$

■ Calcul angle zénithal

L'angle zénithal est l'angle que fait la direction du soleil avec la verticale du lieu ; il est donné ci-dessous :

$$\sin(a) = \frac{\cos(\delta) \sin(\omega)}{\cos(h)} \quad (8)$$

■ Calcul de l'angle d'incidence sur un plan

C'est l'angle entre la direction du soleil et la normale du plan. Cet angle peut être déterminé par la connaissance de cosinus directeur de rayon incident et la normale du plan incliné en coordonnées horizontales du lieu. Cet angle dépend des paramètres de la position du soleil et de l'angle d'inclinaison du capteur [78-80]. Il est défini par :

$$\begin{aligned} \cos(i) = & \sin(\alpha) \cos(\omega) \sin(H) \cos(d) + \cos(\alpha) \cos(\omega) [\cos(H) \cos(d) \sin(\varphi) - \sin(d) \cos(\varphi)] \\ & + \sin(\omega) \cos(H) \cos(d) \cos(\varphi) + \sin(d) \sin(\varphi) \end{aligned} \quad (9)$$

I.5.3 Variations de l'irradiation solaire incidente au sol

Le rayonnement solaire est la fraction d'énergie solaire émise sous forme d'une énergie électromagnétique traversant l'atmosphère terrestre. Cette dernière atténue une partie de ce rayonnement par absorption, réflexion, ou diffusion par des particules en suspension, la vapeur d'eau, l'ozone, pression atmosphérique de géométrie solaire. Ainsi, d'une manière générale, la composante du rayonnement solaire globale s'est définie comme étant la somme de ces différents composants qui sont : la composante du rayonnement solaire direct, la composante du rayonnement diffus et la composante du rayonnement réfléchi.

$$I_G = I_D + I_d + I_r \quad (10)$$

Dans le paragraphe qui suit, nous utilisons la relation (10) appliquée au modèle de Capderou pour déterminer la composante globale (la composante du rayonnement solaire direct, la composante du rayonnement diffus et la composante du rayonnement réfléchi).

I.6 Modèle de Capderou [81]

C'est un modèle basé sur un bilan de trouble atmosphérique dû à l'absorption et à la diffusion causée par les constituants de l'atmosphère. Ce modèle peut être exprimé par le facteur de trouble pour déterminer les composantes du rayonnement solaire sur une surface. On peut obtenir ce facteur à partir de relations développées par Capderou en 1987 dans l'Atlas Solaire de l'Algérie[81].

I.6.1 Calcul de facteur de trouble atmosphérique de Linke

L'atmosphère est la couche d'air constituée en majeure partie de : O₂, O₃, H₂O et du CO₂ qui environnent la planète terre. Le rayonnement solaire le long de son trajet vers la surface se trouve modifié à la suite des interactions avec les composants atmosphériques. Ce facteur de trouble caractérise la perturbation atmosphérique due à la vapeur d'eau, la brume, aux fumées, aux poussières d'un ciel clair ou peu occulté. Ce facteur permet de tenir compte de la transmission atmosphérique en fonction de l'altitude du point et du coefficient de turbidité, lié au microclimat particulier du site résultant de son aménagement. Ce facteur est la somme de trouble dû à l'absorption gazeuse, à la diffusion par les aérosols et à la diffusion par les aérosols.

■ Trouble dû à l'absorption gazeuse

On peut définir ce facteur comme étant le trouble atmosphérique dépendant seulement du seul paramètre géo-astronomique de l'atmosphère et des constituants fixes de l'atmosphère : l'ozone et la vapeur d'eau sont déterminées à partir de l'équation suivante :

$$T_0 = 2.4 - 0.9 (\sin(\varphi)) + 0.1 (2 + \sin(\varphi)) Ahe - 0.2z - (1.22 + 0.14Ahe) (1 - \sin(h)) \quad (11)$$

Avec

$$Ahe = \sin\left(\frac{360}{365}(N - 121)\right); \quad (12)$$

■ Calcul de trouble dû à la diffusion par les gaz

Ces gaz sont : O₂, CO₂, O₃ et à la diffusion moléculaire de Rayleigh est :

$$T_1 = 0.89^z \quad (13)$$

■ Calcul de trouble dû à la diffusion par les aérosols

Le trouble dû à la diffusion par les aérosols est déterminé à partir de l'équation :

$$T_2 = (0.9 + 0.4Ahe) (0.63)^z \quad (14)$$

Le facteur de trouble de Linke est la somme de ces trois composants atmosphériques :

$$T_L = T_0 + T_1 + T_2 \quad (15)$$

I.6.2 Calcul de l'irradiation directe sur un plan horizontal par ciel clair

La composante du rayonnement solaire direct représente le flux solaire qui atteint directement une surface quelconque. Elle dépend de la hauteur du soleil et de l'angle d'exposition de la paroi au soleil à l'instant considéré. L'équation suivante est utilisée pour calculer le rayonnement solaire direct incident sur un plan quelconque au niveau du sol [81].

$$I_{dir} = I_0 \psi \sin(h) \exp\left(-T_L \left(0.9 + \frac{9.4}{0.89^z} \sin(h)\right)^{-1}\right) \quad (16)$$

avec $I_0 = 1367$. ψ est la corrélation terre-soleil qui est variable au cours de l'année est donnée par la relation suivante :

$$\psi = 1 + 0.034 \cos\left(\frac{360}{365}(n - 2)\right) \quad (17)$$

I.6.3 Calcul de l'irradiation diffuse sur un plan horizontal par ciel clair

Le rayonnement diffus provient des multiples diffractions et réflexions issus de toutes les autres directions. Ces fractions de rayonnement dépendent à chaque instant de phénomènes météorologiques et astronomiques exprimés par l'équation ci-dessous :

$$I_{dif} = I_0 \psi \exp\left(-1 + 1.06 \log\left(\sin(h) + a - (a^2 + b^2)^{0.5}\right)\right) \quad (18)$$

avec

$$a = 1.1; \quad b = \log(T_1 - T_0) - 2.8 + 1.02(1 - \sin(h))^2 \quad (19)$$

I.6.4 Calcul de l'irradiation globale sur un plan horizontal par ciel clair

Le rayonnement global sur un plan horizontal est la somme de deux composantes sur le même plan horizontal donné par l'équation suivante :

$$I_g = I_{dir} + I_{dif} \quad (20)$$

I.6.5 Le rayonnement solaire sur un plan incliné

Pour une surface inclinée quelconque faisant un angle d'inclinaison " i " sur l'horizontal et un angle azimutal compté à partir de la direction sud, les capteurs solaires sont souvent installés suivant une inclinaison et une orientation fixées vers le sud ou le nord, suivant la situation géographique in situ par rapport à l'équateur, pour que les capteurs puissent absorber le maximum d'énergie possible quand le rayonnement solaire est maximal.

Calcul de l'irradiation direct sur un incliné par ciel clair

La résolution de l'équation (22) permet de présenter par la suite le modèle de calcul du rayonnement solaire direct incident sur une surface inclinée au niveau du sol qui est :

$$I_{inc} = I_{nor} \cos(i) \quad (21)$$

$$I_{nor} = I_0 \psi \exp \left(-T_L \left(0.9 + \frac{9.4}{0.89^z} \sin(h) \right)^{-1} \right) \quad (22)$$

I.6.6 Calcul de l'irradiation diffuse sur un plan incliné par ciel clair

Pour calculer le rayonnement diffus, nous allons utiliser les équations décrites ci-dessous[81] :

$$\sigma d = I_0 \psi \exp \left(-2.48 \sin(h) + a_1 - (a_1^2 + 4b_1^2)^{0.5} \right) \quad (23)$$

avec

$$a_1 = 3.1 - 0.4b_1; \quad b_1 = \log(T_1 - T_0) - 2.28 - 0.5 \log \sin(h) \quad (24)$$

– La composante isotrope correspond à un ciel de luminance uniforme :

$$\sigma i = I_{diffus} - \sigma d \sin(h) \quad (25)$$

– La composante du cercle de l'horizon provient d'une bande d'horizon d'une hauteur de 6°C, elle semble associée à une accumulation d'aérosol dans les basses couches atmosphériques :

$$\sigma h = \left(-0.02 \left((a_2^2 + a_2 b_2 + 1.8)^{-1} \right) \right) \exp(\sin(h)) \psi I_0 \quad (26)$$

avec

$$a_2 = \log(T_1 - T_0) - 3.1 - \log(\sin(h)); \quad b_2 = \exp(0.2 + 1.75 \log \sin(h)) \quad (27)$$

Calcul de l'irradiation diffuse du ciel

$$d_{cl} = \sigma d \cos(i) + \sigma i \frac{1 + \sin(\omega)}{2} + \sigma h \cos(\omega) \quad (28)$$

Calcul de l'irradiation diffuse du sol

$$\sigma s = \rho I_{gh}; \quad d_{sol} = \sigma s \frac{1 + \sin(h)}{2} \quad (29)$$

Calcul de la rétrodiffuse

$$d_{re} = 0.9(\rho - 0.2) I_{gh} \exp\left(\frac{-4}{(T_1 - T_0)^{0.5}}\right) \quad (30)$$

I.6.7 Calcul de l'irradiation diffuse incidente sur un plan incliné

La composante diffuse reçue sur un plan incliné se décompose en trois composantes ; le diffus du ciel, le diffus du sol et le diffus rétrodiffuse, qui est donnée par l'équation suivante :

$$I_{din} = d_{sl} + d_{cl} + \left(d_{re} \frac{1 + \sin(\omega)}{2} \right) \quad (31)$$

I.6.8 Calcul de l'irradiation globale incidente sur un plan incliné

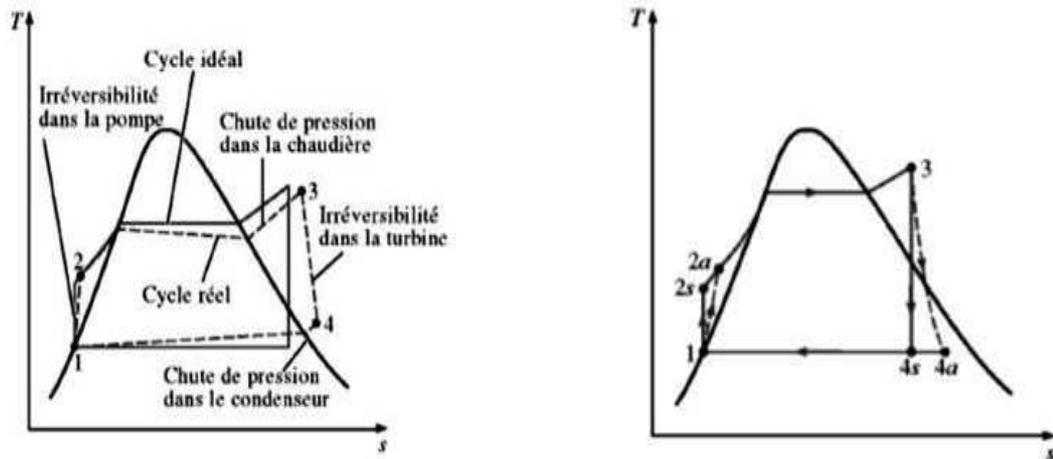
Le rayonnement solaire global est évalué comme la somme des rayonnements solaires diffus, direct avec angle d'incidence quelconque.

$$I_{Gin} = I_{Din} + I_{din} \quad (32)$$

I.7 Rappels thermodynamiques sur le cycle de Rankine

Le cycle de Rankine plus connu sous le nom du cycle à vapeur est la technologie la plus utilisée dans les centrales électriques. Le cycle de Rankine converti la chaleur en travail. Le cycle démarre par le réchauffement d'eau qui se transforme en vapeur surchauffée à haute pression (500°C, 100 bar) qui, ensuite, se détend dans une turbine. Le travail ainsi produit est converti par le biais d'un générateur en électricité valorisable. La vapeur expansée est condensée et pompée à nouveau vers le générateur de vapeur pour ensuite accomplir un nouveau cycle. On distingue le cycle idéal et le cycle réel (figure (16)) ; le cycle est idéal lorsqu'on ne tient pas compte des causes d'irréversibilités tels que les frottements, pertes de pression engendrés par frottements, la transmission de chaleur des produits de combustion au fluide moteur, le rejet de chaleur dans l'environnement via le condenseur et il est réel dans le cas contraire. Le cycle idéal comprend :

Le Cycle Organique de Rankine est un processus thermodynamique, bien adapté aux faibles puissances. Il emploie généralement des fluides plus volatiles que l'eau, autorisant ainsi des pressions de fonctionnement à des températures plus faibles que le cycle traditionnel de Rankine à l'eau. Comme l'ont démontré [83] dans leur étude sur la configuration d'une centrale 5-MWe CSP-ORC, la température de sortie obtenue est de 400°C. Les travaux de [84] sur la centrale solaire thermodynamique de Saguero CSP-ORC utilisant comme fluide thermodynamique le pentane, la température de sortie ainsi obtenue est de 300°C. A cause de son faible impact



(a)

(b)

FIG. 16 – (a) Ecart entre le cycle à vapeur réel et le cycle de Rankine idéal. (b) Effets des irréversibilités dans la turbine et la pompe sur le cycle de Rankine [82].

sur le réchauffement climatique, son utilisation s’avère être une solution intéressante dans le domaine de récupération de chaleur à basse température et la génération d’électricité à partir des sources thermiques. C’est aussi une technologie simplifiée pour la production de l’électricité à partir de sources de chaleurs décentralisées et son utilisation date depuis la moitié du XXIème siècle [85].

Le cycle organique de Rankine a le même principe de fonctionnement et les mêmes composants (vaporisateur, condensateur, turbine et pompe) que le cycle de Rankine à vapeur d’eau :

- Un transfert (compression) d’un liquide froid à basse pression vers une haute pression ;
- Une évaporation devant une source de chaleur de ce liquide devenant vapeur sous pression ;
- Une détente de cette vapeur sous-pression fournissant du travail à une machine ;
- Un refroidissement devant une source froide et une condensation de cette vapeur détendue permettant de fermer le cycle.

En même temps, il y a quelques différences principales entre les deux cycles. Les différences sont principalement dues au fluide de fonctionnement dans le cycle, aux propriétés thermophysiques du fluide de fonctionnement, à la température de la source de chaleur et à l’architecture de cycle. La performance du cycle organique de Rankine est strictement liée aux propriétés thermodynamiques du fluide de fonctionnement. Les fluides organiques utilisés comme fluide de fonctionnement dans le cycle organique de Rankine sont les alcools, les hydrocarbures, les

siloxanes, les Hydrofluorocarbures, les éthers et les Chlorofluorocarbones.

Aujourd'hui, les recherches s'orientent beaucoup plus sur l'amélioration de la performance du cycle ORC [86-87] pour un meilleur rendement thermique. Le cycle organique de Rankine peut extraire l'énergie et développer la puissance de la température basse de la source de chaleur que le cycle traditionnel de Rankine. Selon [88], l'utilisation de l'eau, comme fluide de travail, n'est technologiquement ou économiquement pas la meilleure sélection pour des applications de faible puissance. Les chercheurs démontraient cette différence.

D'après [89], des configurations qui ne sont pas réalisables pour l'eau peuvent être obtenues pour des fluides organiques ayant des paramètres différents. beaucoup de chercheurs [90-93] ont fait des revues complètes sur les différences entre le cycle organique de Rankine et le cycle conventionnel. Ses applications se trouvent notamment dans les solaires à concentration pour la production de la chaleur industrielle et de l'électricité, depuis les années 80 [94-95] après les chocs pétroliers. Plusieurs recherches effectuaient ces dernières années pour améliorer l'efficacité de Cycle de Rankine Organique de différente manière. [96] a proposé une méthode d'optimisation de cycles organiques de Rankine théoriques dont les fonctions à optimiser sont réversibles. [97] utilisaient un algorithme génétique pour optimiser le rendement d'ORC. [98] Ont également proposé une optimisation par un algorithme génétique d'ORC, au profit de critères purement thermodynamiques. Le cycle de Rankine organique trouve son intérêt particulier dans la transformation de chaleur en travail. Nous essayerons de présenter les atouts de la technologie solaire CSP sur le territoire africain dans le paragraphe qui suit.

I.8 Les centrales solaires à concentration : un atout pour l'Afrique

I.8.1 Vue d'ensemble

Les centrales solaires à concentrations sont des technologies qui valorisent le rayonnement solaire direct, possédant un important potentiel de développement aux pays ensoleillés, nécessite un ensoleillement direct élevé et un faible taux d'humidité [99]. Elles offrent une grande opportunité aux pays ensoleillés, comme les pays situés sur le continent africain, notamment les pays sahéliens/sahariens. Ces pays ont un avantage indiscutable pour la technologie solaire thermique à concentration. Ces régions de l'Afrique disposent d'un ensoleillement parmi les plus élevés au monde. On observe sur la carte que l'ensoleillement varie d'une zone à une autre.

Sur la figure 17, on observe une abondance de la ressource solaire, sa disponibilité et sa répartition dans le continent africain et qui sera une source d'énergie alternative pour la production d'électricité. Les zones les plus adaptées pour les centrales solaires à concentration se situent dans la région bénéficiant d'ensoleillement le plus favorable ($1800 \text{ kWhm}^{-2}\text{an}^{-1}$). L'Afrique dispose d'un important espace disponible pour le champ de capteurs solaire, car sa superficie est 30415873km^2 contrairement aux autres continents [100]. Un tel avantage permettra ainsi à l'Afrique de faire de son important potentiel solaire, une des composantes de base de l'approvisionnement en électricité, mais aussi de réduire son coût des énergies à faible émission de carbone afin d'entrer dans une nouvelle ère de production d'électricité d'origine renouvelable. En outre, l'Afrique est un continent en développement, et son urbanisation passe par l'éclairage public en zone rurale et urbaine. Le faible lien qui existe entre la croissance économique et la production d'électricité met en évidence un important enjeu de politique publique.

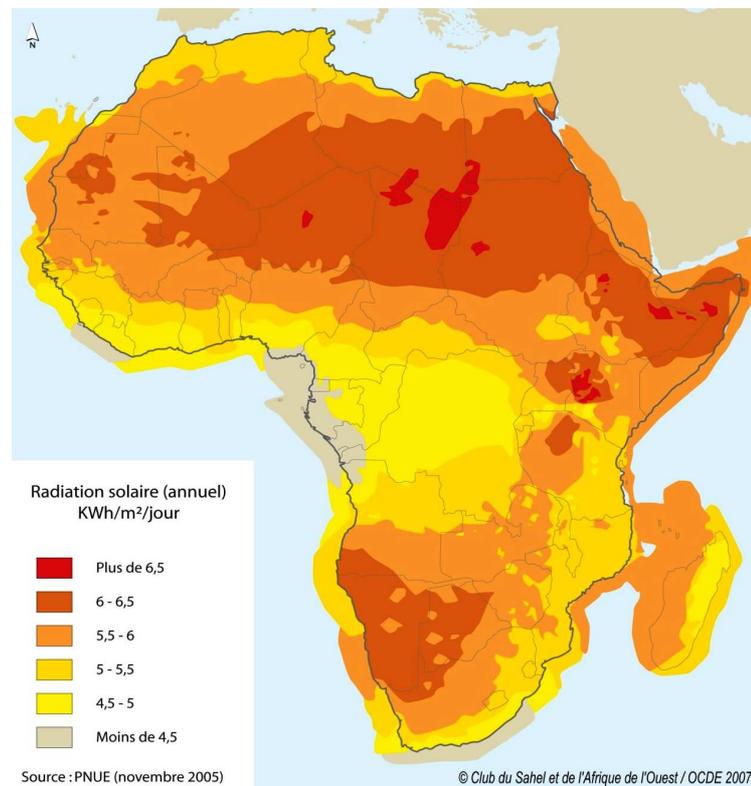


FIG. 17 – Radiation solaire en Afrique.

L'énergie est l'une des principales préoccupations influençant tous les aspects de la vie

sociale et économique. Le continent africain subit une crise énergétique qui nécessite une attention politique immédiate. Deux Africains sur trois, soit environ 621 millions de personnes, n'ont pas accès à l'électricité [101]. Les conséquences du déficit énergétique doivent occuper une place plus importante dans les programmes politiques des États africains.

D'ici 2030, dans son scénario de référence, l'AIE prévoit un accroissement de la demande supérieur à 50% par rapport à aujourd'hui. Plus des deux tiers de cet accroissement proviendra des pays en voie de développement [102]. Il est de plus en plus clair que des investissements dans les solaires à concentration peuvent contribuer à améliorer les services énergétiques pour la plus grande partie de la population africaine, particulièrement les plus pauvres. Cette technologie représente une opportunité largement négligée, car le coût en matière de CSP est encore très élevé et nécessite des incitations financières pour affronter le marché. L'Agence Internationale de l'Énergie (AIE) estime un investissement actuel dans des capteurs cylindro-paraboliques entre 3000 Euros/kW et 6300 Euros/kW (dépendant des conditions locales, de la radiation solaire et pas des moindres la maturité du projet, c'est-à-dire un projet-pilote, un projet de démonstration, une utilisation préindustrielle) et les coûts du projet perdront jusqu'à 50% en 2020 à cause d'une plus grande production industrielle de composants CSP. Selon les perspectives mondiales concernant le CSP, les coûts des investissements vont diminuer en se basant sur les niveaux actuels de 3700 Euros/kW (2010) pour se fixer à un montant de 2500 Euros/kW en 2030.

Dans la littérature spécialisée, de nombreux travaux sont consacrés aux options technologiques d'utilisation de l'énergie solaire, pour la production décentralisée d'électricité. Celles-ci concernent majoritairement le solaire thermodynamique. Dans le contexte global de la transition énergétique par la diversification de l'utilisation des ressources naturelles, le recours aux énergies renouvelables, et en particulier le solaire thermodynamique, se fait de plus en plus ressentir. L'association européenne pour l'électricité solaire thermique (ESTELA) estime que, dans les dix prochaines années, les CSP seront à même de fournir de l'électricité à un prix concurrentiel par rapport aux sources conventionnelles et aux autres sources renouvelables [103].

Les efforts pour promouvoir l'utilisation de la technologie solaire à concentration dans certaines régions du continent africain (Égypte, Maroc, Algérie et Afrique du sud) gagnent du terrain. Le taux d'accès à l'électricité présente un rendement encourageant depuis l'année 2015, 20 MW en Ain Beni Mathar au Morocco, 20MW à Hassi R'me en Algérie et 20MW Kuraymat

en Egypte [104-107]. L'intégration de cette technologie en Afrique offre une énorme opportunité d'améliorer le rendement et l'efficacité en période de pointe et de réduire l'émission de CO₂, l'analyse est faite en Espagne sur 51 centrales thermiques combinées [108]. Ainsi nous pouvons faire un bref aperçu sur les régions d'Afrique bénéficiant de cette technologie.

I.8.2 Egypte

L'énergie solaire thermodynamique est exploitée depuis un siècle en Afrique. La première centrale à concentration expérimentale à usage pratique fut construite en 1913 à Maedi en Egypte par F. Shuman et V. Boys pour l'irrigation, grâce à des machines à vapeur. Le gouvernement Egyptien, pour diversifier sa stratégie de la production électrique et réduire les émissions anthropogéniques des gaz à effet de serre, utilise la technologie solaire à concentration. La centrale solaire de Kuraymat est la première plus grande installation solaire thermique moderne et a été réalisée en juin 2011 en Egypte [109]. Ce site de Kuraymat fournit en moyenne plus de 2,400 kilowatt/heure de rayonnement solaire par mètre carré et par an [110].

I.8.3 Maroc

Le Maroc dispose d'une stratégie énergétique depuis une dizaine d'années. Son ambition est d'arriver à 42 % de son énergie d'origine renouvelable dont 14% du solaire. Pour sécuriser son approvisionnement, le Maroc prévoit 2000 MW à l'horizon 2020 [111] une réduction annuelle de l'émission de 3,7 millions de tonnes CO₂ [112]. Le projet solaire Ouarzazate (500 MW) Prévu 2012 première phase Nour I 165MW la seconde phase (Nour II, Nour III) 300MW [113].

I.8.4 Algérie

Grâce à son climat favorable, l'Algérie s'est engagée à développer l'énergie solaire comme sa plus grande source d'énergie renouvelable. Elle va couvrir 20% des besoins nationaux en électricité d'ici 2030 avec des énergies renouvelables et 35% en 2040 [114] avec des centrales solaires thermiques [115]. L'Algérie a mis sur pied la première centrale hybride solaires-gaz de production d'électricité, elle fournit au réseau national une puissance de 150 MW dont 30 MW solaires à partir de capteurs cylindro-paraboliques [116]. Deux projets pilotes de centrales thermiques à concentration avec un stockage d'une puissance totale d'environ 150 MW chacune

seront lancés sur la période 2011-2013. Sur la période 2016-2020, quatre centrales solaires thermiques, avec un stockage d'une puissance totale d'environ 1 200 MW, devraient être mises en service. Le programme de la phase 2021-2030 prévoit l'installation de 500 MW par an jusqu'en 2023, puis 600 MW par an jusqu'en 2030. [117]

I.8.5 Afrique du sud

L'Afrique du Sud prévoit la construction et l'exploitation d'une centrale solaire thermodynamique de 100 MW à Humansrus Farm [118].

Le secteur des centrales CSP se caractérise par son dynamisme, ci aujourd'hui, peu de centrales sont opérationnelles ou en construction en Afrique, on peut envisager dans le futur un développement à grande échelle de cette technologie ; si l'on réussit à surmonter les principaux obstacles en termes de politiques, de finances et de compétences avec une approche adéquate. Le solaire thermodynamique peut devenir un acteur important du secteur énergétique et peut couvrir une partie importante des besoins de la population. Le développement des CSP en Afrique peut jouer un rôle significatif en terme de création d'emplois ou de création de revenus et fournir des services énergétiques sans danger pour l'environnement. D'après une étude effectuée auprès d'entreprises européennes en ce qui concerne les centrales CSP, chaque centaine de mégawatts installés fournira l'équivalent de 400 emplois à plein-temps dans la fabrication, 600 emplois dans la sous-traitance et chez les installateurs et 30 emplois annuels pour le fonctionnement et la gestion [119].

Les inconvénients de vulgarisation du CSP en Afrique sont :

- Les coûts d'investissement initiaux élevés ;
- Des stratégies de diffusion peu efficaces ;
- Un manque de main d'oeuvre qualifiée.

I.9 Intérêts du développement de centrales solaires à concentration au Tchad

Malgré l'existence des centrales thermiques des grandes villes, l'accès à l'énergie électrique pour des petites communautés vivant aux périphériques est l'un des problèmes majeurs que l'État Tchadien n'a pas résolu jusqu'à présent. En général, les communautés villageoises tcha-

diennes vivant dans les périphéries pratiquent souvent l'agriculture et l'élevage qui constituent leurs seules sources de revenus journalières. Cependant, moins de 1% de ces populations dépendent de l'énergie électrique produite à partir des petits groupes électrogènes. En plus de cela, le coût du combustible est élevé, parfois les groupes électrogènes sont panne. Ce type de production n'est toutefois pas très fiable dans ces zones. Une option serait d'établir des lignes de transmission reliant les petites communautés aux centrales thermiques des grandes villes, mais les coûts seraient trop élevés par rapport à la demande, causant ainsi des déficits financiers à la société productrice de l'énergie électrique.

Cette situation critique incite le gouvernement et les chercheurs tchadiens à envisager d'autres alternatives afin de développer des solutions adaptées aux besoins de ces zones. En outre, cette thèse de doctorat propose une méthodologie visant à contribuer pour la solution du problème de génération d'énergie électrique pour les zones périphériques du Tchad. Cette contribution est envisagée à partir des centrales solaires à concentrateurs cylindro-paraboliques.

I.10 Conclusion

L'étude bibliographique réalisée dans ce chapitre a permis de faire un aperçu général sur la pauvreté énergétique de la zone d'étude ainsi que le potentiel de l'énergie solaire est souligné. Elle relève également que l'énergie solaire a le potentiel le plus élevé, mais inégalement repartie sur tout le territoire du Tchad. Une revue sur l'expansion de différentes technologies des centrales solaires thermodynamiques à concentration est présentée. Un modèle pour estimer le rayonnement solaire direct normal dans la région de N'Djamena est présenté afin d'évaluer la composante directe normale du rayonnement solaire in situ. Un bref rappel sur la conversion thermodynamique de l'énergie via un cycle de Rankine organique est présenté aussi. Enfin, nous avons montré l'atout de la centrale à concentration en Afrique tout en essayant de montrer l'existence de quelques centrales en Afrique et les projets en cours. Le chapitre suivant présente la modélisation énergétique d'une centrale solaire à concentrateurs cylindro-paraboliques.

MODÉLISATION ÉNERGÉTIQUE D'UNE CENTRALE SOLAIRE À CONCENTRATEURS CYLINDRO-PARABOLIQUES

II.1 Introduction

Dans ce chapitre, on présente une description de différents composants de la centrale solaire modélisée (le concentrateur cylindro-parabolique, le système de stockage thermocline et le cycle de Rankine organique). Une modélisation du capteur solaire cylindro-parabolique va être présentée en vue d'analyser les différents échanges thermiques en son sein. Les équations d'énergie seront présentées pour les composants du capteur à savoir la vitre, l'absorbeur et le fluide caloporteur. Un modèle de stockage thermocline en une dimension et un modèle simplifié de cycle thermodynamique sera présenté afin d'étudier les étapes de la chaîne de conversion solaire-électricité de la centrale. Et, au final, un dimensionnement technologique est effectué pour produire 1MWe par heure.

II.2 Modèle physique d'une centrale solaire à concentrateurs cylindro-paraboliques (CSCCP)

Les concentrateurs cylindro-paraboliques sont des miroirs incurvés utilisés pour former les surfaces réfléchissantes qui concentrent les rayons du soleil sur une ligne focale comme indiqué dans la figure 18 [120-122]. Ces réflecteurs sont généralement en miroir ou en un autre métal incurvé réfléchissant, composés de verre pauvre en fer. Ce verre est recouvert d'une pelli-

cule d'argent en sa partie inférieure et d'un enduit spécial de protection [123]. Les miroirs sont courbés pour obtenir la forme d'un parabole, l'épaisseur de la couche de verre doit être fine, c'est-à-dire inférieure au millimètre (0.8 mm) ; ceci augmente le taux de réflexion du miroir, parfois jusqu'à 94 à 97% avec des températures atteignant les 200 à 400°C dans des conditions normales (ciel clair) [124]. Cette géométrie permet au concentrateur de concentrer l'énergie solaire incidente vers un récepteur qui transforme cette énergie radiante du soleil en une énergie thermique extraite grâce à un fluide caloporteur en circulation dans l'absorbeur [125-126].

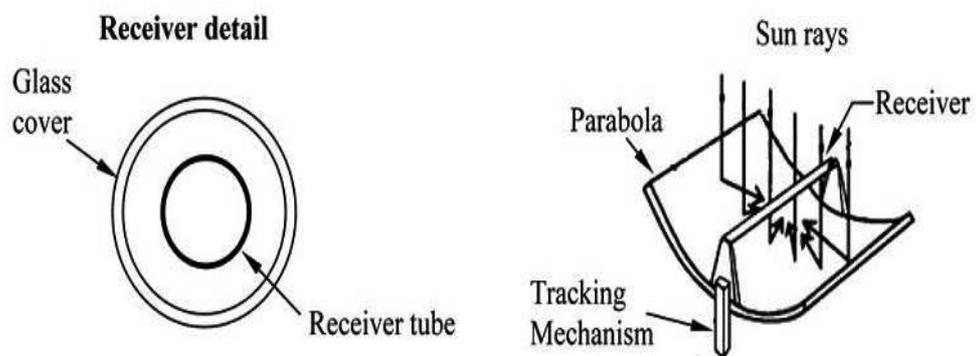


FIG. 18 – Schéma du concentrateur cylindro-parabolique [127].

Pour rendre optimal la captation du rayonnement solaire, le concentrateur cylindro-parabolique doit avoir un système de poursuite solaire capable d'adapter l'inclinaison du système de manière à ce que toutes les radiations solaires incidentes soient toujours perpendiculaires au plan d'ouverture du concentrateur.

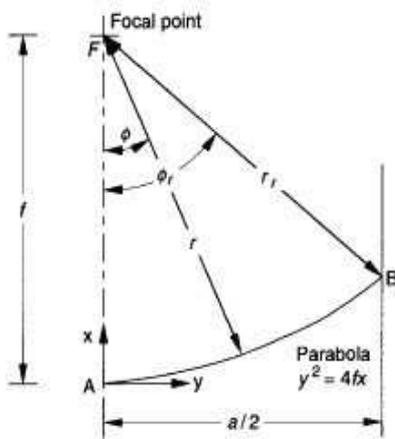
La technologie de concentrateur cylindro-parabolique est actuellement la plus avancée et utilisée [128-129] des techniques de concentration solaire en raison de sa plus grande vulgarisation dans les marchés. Il offre un bon rendement thermique jusqu'à atteindre des températures supérieures à 400°C [130]. L'énergie produite par cette technologie est utilisée pour produire soit de la chaleur thermique à de très hautes températures [131-132], soit de l'énergie électrique [133], mais aussi utilisée dans d'autres applications telles que la chaleur industrielle [134-135], le chauffage de locaux le séchage [136] ainsi que la réfrigération solaire [137-138]. Dans ce cadre, un grand nombre de travaux de recherche théorique et expérimentale s'appliquent couramment dans ces domaines aussi variés pour améliorer son efficacité [139]. Ces travaux de recherches s'orientent souvent sur des analyses, ou sur des études optiques ou thermiques [140-142] des concentra-

teurs solaires, et dont l'objectif principal est de trouver un meilleur rendement énergétique. Ces exigences, pour une plus grande capacité de conversion conduit à la nécessité d'améliorer les méthodes de prédiction des paramètres de conception des modèles énergétiques du capteur cylindro-parabolique [143- 144]. Nous allons ci-dessous décrire brièvement les éléments qui constituent le concentrateur cylindro-parabolique.

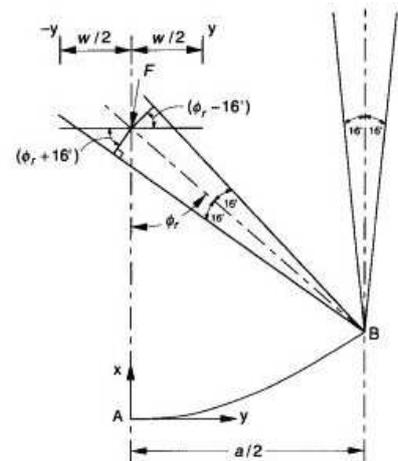
II.2.1 Le réflecteur cylindro-parabolique

Les réflecteurs sont généralement en miroir ou en un autre métal, composés de verre pauvre en fer. Ce verre est recouvert d'une pellicule d'argent en sa partie inférieure et d'un enduit spécial de protection [123]. Les miroirs sont courbés pour obtenir la forme d'un demi-cylindre d'épaisseur très fine. Ces miroirs ont la propriété d'être stigmatique pour un point situé à l'infini sur son foyer. Cette dimension est régie par une équation générale en coordonnées cartésiennes et polaire qui est donnée par la relation (33) proposée par [145]. Les paramètres de la dimension de réflecteurs utilisés dans les deux équations sont présentés schématiquement par la figure 19.

$$x = \frac{y^2}{4f}; \quad r = \frac{2f}{1 + \cos \phi}; \quad \varphi_r = \left[\frac{8 \left(\frac{f}{a} \right)}{16 \left(\frac{f}{a} \right)^2 - 1} \right] = \sin^{-1} \left(\frac{a}{2r_r} \right) \quad (33)$$



(a)



(b)

FIG. 19 – Dimensionnement du réflecteur [145].

II.2.2 L'absorbeur

L'absorbeur est un dispositif permettant d'absorber le flux solaire concentré par le réflecteur et transmettre la chaleur à un fluide de transfert pour produire de la chaleur exploitable (voir figure 20). Il est constitué de matériaux thermiquement conductifs tels que le cuivre, l'aluminium et l'acier, et aussi de la céramique (cuivre : 389W/mk, aluminium : 200 W/mk, acier : 60 W/mk), et d'un revêtement sélectif en cermet qui est un composite céramique/métal. Sa surface doit être rigide, avoir une bonne résistance chimique vis à vis de différents fluides utilisés. L'enveloppe de l'absorbeur doit avoir de faible teneur en oxyde de fer pour absorber le maximum de rayonnement solaire direct normal incident réfléchi par le réflecteur, tout en limitant les pertes thermiques. L'effet de serre se crée fréquemment au sein de l'absorbeur pour réduire les pertes radiatives. Dans ce cas, le type de verre utilisé est très souvent faible en teneur en oxyde de fer, transparent au spectre solaire et réfléchissant à l'infrarouge. Le vide dans l'espace annulaire est créé pour limiter les pertes convectives du tube absorbeur vers le milieu environnant. L'absorbeur est le principal composant dans le concentrateur cylindro-parabolique, qui se caractérise par son coefficient d'absorption (ou absorptivité) et par le coefficient d'émission infrarouge (ou émissivité). L'absorbeur est placé le long de la ligne focale du concentrateur cylindro-parabolique. Le rayonnement solaire direct normal réfléchi par le réflecteur n'est pas entièrement transmis au fluide caloporteur. Une partie est dissipée sous forme de pertes d'énergie thermiques entre l'absorbeur et la couverture de verre et l'environnement.

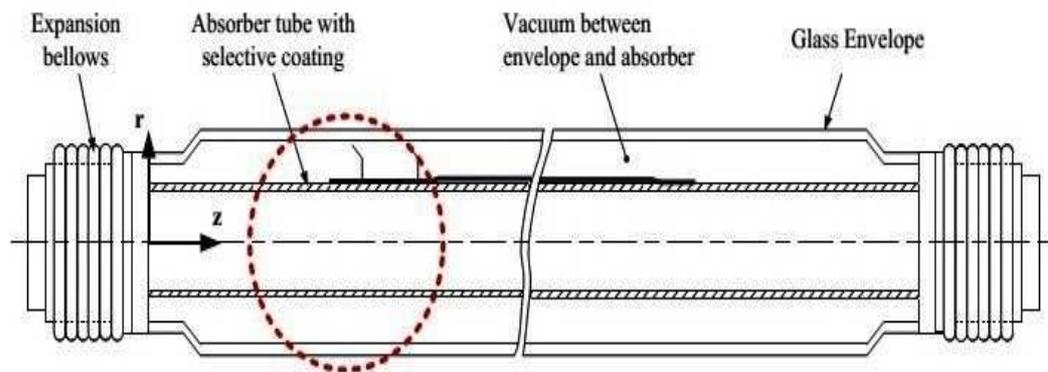


FIG. 20 – Coupe longitudinale d'un absorbeur [146].

II.2.3 Le fluide de transfert

Le fluide de transfert également appelé fluide caloporteur est un fluide qui, par ses propriétés physico-chimiques, permet de transférer l'énergie thermique reçue par le champ solaire au bloc de puissance. Le choix du fluide de transfert (caloporteur) doit avoir ses propriétés physico-chimiques, telles la viscosité, la capacité thermique volumique, la chaleur latente de vaporisation (ou de liquéfaction) en cas de changement de phase, la conductivité thermique, les propriétés anticorrosives et son coût. Ce fluide doit être assez inoffensif pour notre atmosphère. Il est notoire que le choix du fluide caloporteur doit être en adéquation avec nos besoins comme cité ci-dessous :

- Être peu corrosif, afin de garder en bon état les tuyauteries, un impact sur l'environnement ;
- Avoir une bonne résistance aux températures élevées et au gel pour éviter les problèmes de dilatation qui pourraient créer des dégâts importants ;
- Avoir une faible viscosité pour que la circulation soit facilitée ;
- Une bonne capacité calorifique ou thermique pour diminuer les pertes thermiques ;
- Un prix de revient aussi bas que possible.

Nous allons essayer de citer seulement quelques fluides caloporteurs usuels parmi tant de variétés qu'on ne saurait ici décrire en détail.

■ *L'eau*

L'eau est à priori un fluide de transfert idéal. En plus, son principal avantage en tant que fluide caloporteur est son faible coût et le respect de l'environnement. Elle offre un excellent coefficient d'échange et possède une forte capacité thermique. En outre, elle peut être utilisée directement comme fluide thermodynamique dans un cycle de Rankine. Cependant, son utilisation implique de travailler à des pressions très élevées dans les récepteurs en raison des hautes températures atteintes ; ce qui pose problème pour les technologies cylindro-paraboliques. L'eau peut se présenter ; comme un excellent caloporteur, sous la forme liquide et vapeur, compte tenu de ses propriétés telles que sa chaleur spécifique élevée et relativement constante selon la température. Son usage, à l'état pur, est limité à des températures supérieures à 0,01°C et inférieures à 300°C. L'inconvénient majeur de l'eau comme fluide caloporteur est la nécessité d'avoir une pression élevée dans le circuit lorsque la température de vaporisation est supérieure à 100°C pour maintenir l'équilibre ; l'eau contient des particules minérales en suspension qui

sont favorables à la corrosion de la plupart de métaux.

■ *Les huiles (synthétiques)*

Les huiles (synthétiques) sont des fluides monophasiques qui présentent un bon coefficient d'échange. La stabilité chimique doit également assurer une grande durée de vie de l'huile thermique. Leur gamme de température est limitée à environ 400°C. Elles posent moins de problèmes de solidification et peuvent donc être refroidies jusqu'à la température ambiante si nécessaire. Elles sont cependant relativement onéreuses et inflammables. Les huiles synthétiques utilisées comme fluide de stockage induisent l'utilisation d'une énorme masse de produit combustible, centralisée dans une cuve ; ce qui ne paraît pas judicieux. C'est le fluide le plus couramment employé dans les centrales à collecteurs cylindro-paraboliques.

■ *Les sels fondus*

Les sels fondus à base de nitrates de sodium et de potassium offrent un bon coefficient d'échange et possèdent une densité élevée. Ils sont donc également de très bons fluides de stockage ; leur température de sortie peut atteindre 650°C. L'avantage des sels fondus comme fluide caloporteur est son pouvoir de fonctionner à pression atmosphérique comprise entre 150 à 550°C et nécessite bien un système adapté pour éviter la solidification [147]. Leur association avec une tour solaire et un cycle de Rankine constitue une combinaison déjà éprouvée [148] et être aussi une solution convenable aux centrales solaires à concentration par rapport à leur coût et performance.

■ *Les fluides organiques*

Les fluides organiques (butane, propane, etc.) possèdent une température d'évaporation relativement basse et sont utilisés comme fluide thermodynamique dans un cycle de Rankine.

En gros, nous pouvons dire qu'il n'y a donc pas de fluide idéal : à chaque système sera trouvée une configuration optimale en fonction des niveaux de températures et des contraintes technico-économiques rencontrées.

II.2.4 Le système de stockage thermique

Le stockage thermique est la récupération de chaleur dérivant souvent des centrales à production d'énergie variable, des énergies telles que les énergies renouvelables. Très souvent, les énergies renouvelables sont de sources d'énergie variable c'est-à-dire intermittente. Pour synchroniser l'offre et la demande de l'énergie produite par la centrale solaire, il est nécessaire de

stocker cette énergie thermique collectée pendant la période de fort ensoleillement pour pouvoir l'exploiter plus tard. L'énergie thermique peut être stockée sous différentes formes à savoir, le stockage sensible, le stockage latent et le stockage thermo-chimique [149- 150]. Les dispositifs de stockage de l'énergie thermique peuvent être actifs et passifs [151-152]. Le système est actif lorsque le matériau de stockage est un fluide qui récupère lui-même la chaleur depuis la source. Le système est dit passif si le matériau de stockage est un solide.

■ *Les systèmes de stockage actifs*

Les systèmes de stockage actifs utilisent un mouvement de convection forcée à l'intérieur même du matériau de stockage. Il permet d'augmenter significativement le flux thermique échangé pour booster l'efficacité du système. On distingue deux types de systèmes de stockage actif : les systèmes directs, dans lesquels le fluide caloporteur sert également de matériau de stockage et est stocké directement dans un réservoir et les systèmes indirects, dans lesquels le fluide caloporteur et le matériau de stockage sont deux fluides différents.

■ *Les systèmes de stockage passifs*

Ces systèmes sont composés d'un réservoir thermique contenant un matériau solide, tels que le béton, liquide ou gazeux. On distingue également les systèmes à chargement direct, où l'air comprimé passe directement à l'intérieur du matériau de stockage, des systèmes à chargement indirect, où la chaleur contenue dans l'air comprimé est d'abord extraite par un fluide caloporteur via un échangeur de chaleur. Ces systèmes de stockage sont généralement assez compliqués, et leur fonctionnement est très peu flexible, ce qui constitue un problème pour ces systèmes. Tout le fonctionnement du système dépend de la puissance délivrée par la centrale, elle-même proportionnelle au soleil, qui est très souvent variable au cours de la journée.

■ *Stockage par chaleur sensible*

Le système de stockage par chaleur sensible consiste en l'accroissement de l'enthalpie d'un matériau pendant la charge. Outre, lors de cette phase, une grande quantité d'énergie peut être emmagasinée dans une gamme de température réduite autour de la température de changement d'état en utilisant la chaleur émise durant le passage d'un matériau de l'état liquide à l'état solide [153]. La chaleur étant restituée pendant la décharge. Les matériaux usuels les plus utilisés pour le stockage sensible sont souvent, l'eau, le sable, le béton, et la terre [154].

■ *Stockage par chaleur latente*

Le stockage par chaleur latente consiste à exploiter la chaleur d'un matériau grâce au

changement d'état d'un corps, autrement dit, sa capacité à passer de l'état solide à l'état liquide sous l'effet de la chaleur, est un processus endothermique. L'opération opposée consiste à revenir à la phase initiale du matériau et est exothermique. L'énergie absorbée lors de la fusion sera restituée lors de sa solidification. La température correspondant à cette phase transition est constante. Le stockage par chaleur latente demeure aujourd'hui la seule possibilité de réduire considérablement le volume d'un élément de stockage d'énergie (sa compacité), ou encore d'augmenter très fortement la quantité d'énergie contenue dans un même volume de stockage (sa densité énergétique).

■ *Le stockage thermochimique*

Le stockage thermochimique consiste à emmagasiner de l'énergie en dissociant deux corps ou en forçant la désorption d'un corps piégé par un autre (réactions endothermiques). L'énergie peut ensuite être restituée par mise en contact des deux corps, donnant respectivement une recombinaison (absorption si un fluide pénètre dans un corps et une adsorption si le fluide se fixe sur la surface d'un solide). Le solide et le fluide sont stockés séparément. Lors de la phase de déstockage, le solide et le fluide sont mis en contact. Le fluide hydrate le solide. Cette réaction est exothermique. La chaleur libérée lors de cette réaction est donc récupérée. Ces trois formes de stockage se distinguent par leur densité d'énergie stockable, leur rendement, leur coût et leur mise en œuvre.

Après avoir décrit brièvement les différents éléments constituant la centrale solaire à concentrateurs cylindro-paraboliques, nous allons maintenant passer à la présentation du modèle et à la mise en équation caractérisant les évolutions, compartiment par compartiment, de la centrale solaire.

II.3 Modèle optique du système à concentration

La puissance solaire reçue par le récepteur d'un capteur cylindro-parabolique n'est pas homogène, hormis le fait que les extrémités de ces récepteurs peuvent être non éclairées. Elle dépend aussi de la position apparente du soleil. Les positions des miroirs par rapport au récepteur changent constamment par rapport au déplacement du soleil. Il est donc primordial de déterminer cette répartition pour chaque position du soleil et évaluer les performances optiques pour chaque position. En outre, l'efficacité optique s'est défini par le rapport de l'énergie qui atteint l'absorbeur sur l'énergie solaire incidente sur la surface d'ouverture du collecteur so-

laire. En réalité, tout le rayonnement solaire incident n'est pas totalement réfléchi, une partie est renvoyée vers l'extérieur ou bien passe à côté de l'absorbeur, lorsque les surfaces optiques présentent des défauts des irrégularités ou, lorsque l'absorbeur est mal positionné dans le plan focal. Ces anomalies sont dues à l'angle d'incidence des rayons solaires, aux propriétés optiques des matériaux utilisés et la géométrie du collecteur ainsi et aux imperfections dues au processus de fabrication [155].

Dans ce contexte, nous optons pour l'utilisation d'un système de suivi solaire basé sur des données astronomiques et géographiques, calculant la position instantanée du soleil, pour un meilleur rendement optique. Ainsi, le principal paramètre qui affecte le système est l'angle d'incidence solaire, qui est déterminé pour différents modes de poursuite solaire. Cet angle peut être mono-axial ; dans ce cas, le capteur tourne autour d'un axe de rotation parallèle à l'axe du récepteur et contenu dans le plan formé par ce dernier et par la normale à la surface d'ouverture du réflecteur. Dans ce cas, le mouvement peut être de différentes manières :

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

Il faut aussi noter que, l'énergie, reçue par ce capteur, est proportionnelle aux cosinus de l'angle d'incidence ; cet angle est variable par rapport au mode de poursuite solaire. Généralement, les constructeurs indiquent le rendement optique nominal des miroirs, et ce rendement est très souvent altéré. Dans cette condition, nous utilisons les corrélations proposées par [155] ci-dessous pour déterminer le rendement optique de CCP pour tous les modes de fonctionnement cités ci-dessus :

- Pour une poursuite totale du soleil, on a un réglage continu lorsque :

$$\cos(i) = 1 \quad (34)$$

- Suivi solaire suivant l'axe de la terre avec une inclinaison égale à la latitude du lieu

(Est-Ouest polaire) :

$$\cos(i) = \cos(\delta) \quad (35)$$

– Suivi solaire suivant l'axe Est-Ouest horizontal, le tube récepteur du concentrateur est parallèle à l'axe Nord-Sud :

$$\cos(i) = \sqrt{(\cos(\delta) \sin(\varphi) \cos(\omega) - \cos(\delta) \cos(\omega))^2} \quad (36)$$

– Suivi solaire suivant l'axe Nord-Sud horizontal, le tube récepteur du concentrateur est parallèle à l'axe Est-Ouest :

$$\cos(i) = \sqrt{(1 - \cos^2(\delta) \sin^2(\omega))} \quad \text{Ou} \quad \cos(i) = \sqrt{(\sin^2(\delta) \cos^2(\delta) \cos^2(\omega))} \quad (37)$$

Le calcul de rendement optique est donné par la relation ci-dessous tenant compte de plusieurs paramètres :

$$\eta_{optique} = \alpha_0 \gamma \rho_0 k \quad (38)$$

Où α_0 , γ , ρ_0 et k sont respectivement facteur de transmittivité-absorptivité, facteur d'interception, la réflectivité de la surface réfléchissante (verre) et le facteur correctif de l'angle d'incidence.

$$k = 1 - 0.00384(i) - 0.000143(i)^2 \quad (39)$$

L'angle d'incidence i des rayons solaire a une influence sur la quantité d'énergie transmise par le soleil [155]. Cet angle varie avec la position de soleil (voir figure 21); par conséquent, il affecte l'efficacité optique du CCP.

Après avoir fini avec le modèle optique, nous passons maintenant au modèle thermique. Il faut noter que le modèle optique est couplé au thermique pour faire une analyse des transferts thermiques au sein du récepteur.

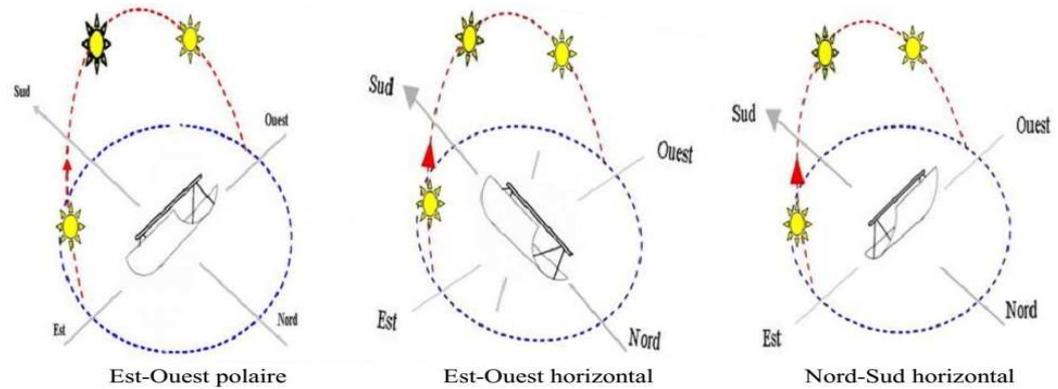


FIG. 21 – Les modes de poursuite solaire d'un concentrateur cylindro-parabolique[156].

II.3.1 Analyse des transferts de chaleur dans le récepteur

■ Revue des modèles thermiques pour les récepteurs

Plusieurs auteurs se sont intéressés à la modélisation énergétique du capteur cylindro-parabolique [140, 141]. Les modèles développés par ces auteurs permettent de bien estimer les comportements thermiques de récepteur cylindro-parabolique avec des approches bien précises. Ces approches consistent à faire des bilans énergétiques sur chaque élément du récepteur et sur le fluide caloporteur. La modélisation de récepteur permet non seulement de déterminer les différents échanges thermiques, mais également de visualiser l'évolution de la température de chaque élément du récepteur en régime dynamique. Ces dernières années, les recherches dans ce domaine s'orientent beaucoup plus sur l'amélioration de la performance de CCP (influence des propriétés géométriques et thermiques du récepteur). Ainsi, Padilla et al [157] ont développé un modèle thermique pour faire une analyse des différents modes de transfert au sein de concentrateur cylindro-parabolique, et un bilan de masse et d'énergie a été appliqué. Faristall [158] a proposé un modèle détaillé uni et bidimensionnel en faisant varier plusieurs paramètres pour étudier les performances thermiques et optiques du CCP. Kalogirou [127] a proposé un modèle thermique bien détaillé d'un récepteur à concentrateur cylindro-parabolique par EES (Engineering Equation Solver). Cheng et al [159] ont proposé un modèle couplé basé sur MCRT (Monte-Carlo Ray Trace) et FVM (méthode des volumes finis) pour déterminer le transfert de chaleur d'un concentrateur cylindro-parabolique. Dans le modèle Chen et al [160], ils ont créé un vortex pour augmenter les surfaces dans la zone à forte concentration de flux solaire pour ainsi

améliorer le transfert de chaleur dans l'absorbeur. Ya-Ling et al [161] ont proposé un modèle qui tient compte des paramètres géométriques (la diminution de diamètre de tube absorbeur) et une amélioration de la distribution du flux pour augmenter l'efficacité thermique de CCP. Schiricke et al [162] ont confirmé après mesures et modélisation que les résultats de la distribution du flux dans le concentrateur cylindro-parabolique concordent bien avec les données mesurées par Cheng et Wang. Zhiyong et al [143] énumèrent dans leurs travaux que la distribution du flux de chaleur dépend des paramètres de conception de l'absorbeur solaire. Lu et al [163] ont analysé les caractéristiques des transferts de chaleur dans le tube absorbeur externe unilatéral sous un ensoleillement concentré. Premjit [164] a présenté une étude numérique sur la performance externe du récepteur cylindro-parabolique à vide. Tao et al [165] ont présenté une étude numérique sur le processus de transfert de chaleur et de fluide couplé dans un tube de concentrateur cylindro-parabolique.

A cause de la densité de rayonnement solaire, certains chercheurs ont proposé de modèles et corrélations de prédiction pour uniformiser le transfert de chaleur dans l'absorbeur. Ainsi Jianfeng et al [166] ont effectué une étude théorique sur le mode de transfert de chaleur non uniforme afin d'analyser les performances d'un concentrateur cylindro-parabolique. Après calcul, ils conclurent que le modèle non uniforme engendre plus de pertes. En outre, Eck et al [168] ont étudié un modèle de contrainte plane bidimensionnel considérant la distribution locale non uniforme de la chaleur solaire sur l'absorbeur. En effet, plusieurs modèles existent dans ce domaine, nous ne pouvons citer que quelques-uns parmi tant de modèles existant dans la littérature [127,157, 168-175]. Les modèles numériques développés cités ci-dessus prennent en compte plusieurs paramètres, incluant la zone d'étude choisie comme l'ensoleillement, la température ambiante, la température atmosphérique et la vitesse du vent.

Dans ces conditions, pour estimer la production électrique de la centrale thermo-solaire modélisée dans cette étude, il va falloir évaluer tout d'abord la quantité de chaleur journalière que le champ de capteurs peut fournir au système. Cependant, nous devons prendre un CCP, effectuer une analyse de différents transferts thermiques en son sein figure 22, sachant que ce dernier présente l'organe principal qui permet la conversion du rayonnement direct normal, préalablement concentré par les miroirs.

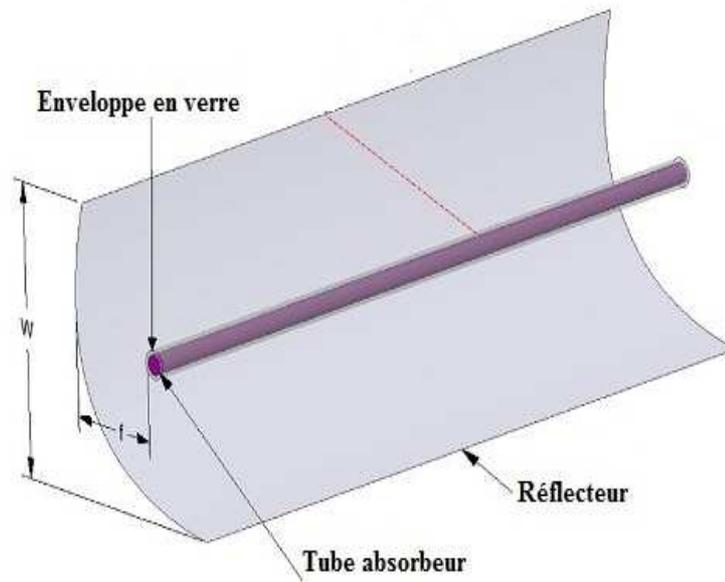


FIG. 22 – Schéma d'un concentrateur cylindro-parabolique [175].

II.3.2 Modèle mathématique du CCP

Le modèle est basé sur des équations d'énergie, ces équations décrivent des phénomènes de transfert thermique au sein de l'absorbeur solaire. Ces équations restent valables pour les composants de l'absorbeur solaire (l'enveloppe du verre, le tube absorbant et le fluide). Ainsi, le bilan énergétique pour les composants est considéré indépendamment, et les différents coefficients de transfert de chaleur doivent être connus. Les équations de bilan qui seront établies par la suite reposent sur les hypothèses simplificatrices suivantes pour réduire la complexité du problème liée au phénomène des transferts thermiques :

- Le régime est quasi-permanent ;
- L'écoulement du fluide est unidimensionnel ;
- Le flux solaire au niveau de l'absorbeur est uniformément réparti ;
- La répartition de la température est linéaire au niveau de l'absorbeur afin de limiter les pertes, c'est-à-dire qu'il n'y a pas de perte thermique par conduction au niveau de l'absorbeur ;
- La chute de pression dans les différents éléments du récepteur est négligeable ;
- Les propriétés thermo-physiques du fluide varient en fonction de la température du

fluide de l'absorbeur et de l'air ambiant.

Toutes ces hypothèses simplificatrices prises en considération permettent de minimiser beaucoup plus le temps de calcul pour pouvoir intégrer ce modèle à celui de la centrale entière.

II.3.3 Le Bilan thermique

Dans la pratique, les variations dans le temps de l'enthalpie des composants du récepteur sont faibles et peuvent être négligées [176]. Nous considérons l'hypothèse où le régime du fonctionnement du récepteur est quasi-permanent. Cette hypothèse a pour but de simplifier les équations sans toutefois masquer l'évolution temporaire des phénomènes qui restent liés au flux solaire variable dans le temps.

Les méthodes de calcul qui vont être utilisées décrivent le comportement thermique de chaque composant de récepteur en régime quasi-permanent, et sont régies par des équations d'énergie. Ces équations constituent un moyen approprié pour déterminer les caractéristiques thermiques du concentrateur cylindro-parabolique.

II.3.4 Les équations relatives aux bilans thermiques de l'enveloppe en verre

Les équations établies sont présentées ci-après par l'équation (40) :

$$Q_{v(ab)} + Q_{v(diff)} + Q_{v(int)} - Q_{v(ext)} = 0 \quad (40)$$

Où $Q_{v(ab)}$ est la puissance solaire reçue par le tube absorbeur, elle dépend des propriétés thermo-physiques de l'absorbeur et de la variation de l'intensité du rayonnement solaire est donnée par la relation (41) suivante [177] :

$$Q_{v(ab)} = \rho_0 \alpha_v \gamma K Q_c \quad (41)$$

$Q_{v(diff)}$ est la diffusion thermique de l'énergie dans l'enveloppe en verre, elle est représentée par l'équation suivante :

$$Q_{v(diff)} = A_v k_v \frac{\partial^2 T_v}{\partial x^2} \quad (42)$$

$Q_{v(int)}$ est la perte intérieure entre la surface interne de l'enveloppe en verre et la surface extérieure de l'absorbeur s'écrit :

$$Q_{v(int)} = \pi D_{ab(ext)} h_{int} (T_{ab} - T_v) \quad (43)$$

$Q_{v(ext)}$ est la perte extérieure entre la surface externe de l'enveloppe et l'environnement ambiant est donnée par l'équation suivante :

$$Q_{v(ext)} = \pi D_{v(ext)} [h_{c(ext)}(T_v - T_a) + h_{r(ext)}(T_v - T_{ciel})] \quad (44)$$

En substituant les équations (41)-(44) dans (40), on obtient l'équation de l'évolution de la température au niveau de l'enveloppe en verre :

$$\begin{aligned} \rho_0 \alpha_v \gamma K Q_c + A_v k_v \frac{\partial^2 T_v}{\partial x^2} + \pi D_{ab(ext)} h_{int} (T_{ab} - T_v) \\ - \pi D_{v(ext)} [h_{c(ext)}(T_v - T_a) + h_{r(ext)}(T_v - T_{ciel})] = 0 \end{aligned} \quad (45)$$

II.3.5 Le bilan thermique du tube absorbeur

Ces équations s'écrivent comme suit :

$$Q_{ab} + Q_{ab(diff)} - Q_{ab(in)} - Q_u = 0 \quad (46)$$

Où Q_{ab} est l'énergie absorbée par l'absorbeur est donnée par :

$$Q_{ab} = \rho_0 \alpha_0 \gamma K Q_c \quad (47)$$

$Q_{ab(diff)}$ est la diffusion thermique de l'énergie dans l'absorbeur est donnée par :

$$Q_{ab(diff)} = A_{ab} k_{ab} \frac{\partial^2 T_{ab}}{\partial x^2} \quad (48)$$

$Q_{ab(int)}$ représente les pertes intérieures entre la surface extérieure de l'absorbeur et la surface intérieure de l'enveloppe égale à :

$$Q_{ab(int)} = \pi D_{ab(ext)} h_{int} (T_{ab} - T_v) \quad (49)$$

Q_u est l'énergie utile récupérée par le fluide caloporteur est donnée par :

$$Q_u = \pi D_{ab(int)} h_u (T_{ab} - T_f) \quad (50)$$

En remplaçant donc les équations (47)-(50) dans l'équation du bilan thermique (46), on obtient l'équation de l'évolution de la température de l'absorbeur en régime quasi-permanent, est calculée par l'expression suivante :

$$\rho_0 \alpha_0 \gamma K Q_c + A_{ab} k_{ab} \frac{\partial^2 T_{ab}}{\partial x^2} - \pi D_{ab(ext)} h_{int} (T_{ab} - T_v) - \pi D_{ab(int)} h_u (T_{ab} - T_f) = 0 \quad (51)$$

II.3.6 L'équation du bilan thermique déterminant la température du fluide caloporteur

Cette équation s'écrit comme suit, en utilisant en plus de la diffusion thermique dans l'absorbeur, l'expression de la ref.[178] :

$$Q_f = Q_{f(diff)} + Q_u \quad (52)$$

Où Q_f est la chaleur convertie par le fluide, est donnée par :

$$Q_f = \dot{m}_f C_{p_f} \frac{\partial T_f}{\partial x} \quad (53)$$

$Q_{f(diff)}$ est la diffusion thermique dans le fluide, est donnée par :

$$Q_{f(diff)} = A_f k_f \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} \quad (54)$$

En remplaçant donc les équations (52)-(54) dans l'équation du bilan thermique (51), on obtient l'équation de l'évolution de la température du fluide caloporteur en régime quasi-permanent,

est donnée par :

$$\dot{m}_f C_{p_f} \frac{\partial T_f}{\partial x} = A_f k_f \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + \pi D_{ab(int)} h_u (T_{ab} - T_f) \quad (55)$$

Les équations (45), (51) et (55) traduisent l'évolution des températures de l'enveloppe, l'absorbeur et du fluide caloporteur le long du récepteur solaire. Dans ces équations, nous constatons que les coefficients de transferts thermiques interviennent ; d'où leurs évaluations dans la prochaine sous-section.

II.3.7 Les échanges thermiques

Les échanges thermiques au sein de l'absorbeur solaire tiennent compte de plusieurs facteurs : la géométrie du capteur, les propriétés thermo-physiques du fluide caloporteur, l'optique et les propriétés de l'atmosphère.

■ *L'échange thermique intérieur entre l'enveloppe et l'absorbeur*

Le transfert de chaleur intérieure entre l'absorbeur et l'enveloppe s'effectue par convection et rayonnement et est donné par l'équation (56) ci-dessous :

$$Q_{int} = Q_{c(int)} + Q_{r(int)} \quad (56)$$

► *L'échange thermique par convection*

Le flux intérieur s'exprime comme suit :

$$Q_{c(int)} = h_{c(int)} (T_{ab} - T_v) \quad (57)$$

Où $h_{c(int)}$ est coefficient de transfert convectif, qui est évalué par rapport à la pression dans l'espace annulaire entre l'absorbeur et l'enveloppe en verre.

Lorsque la pression dans l'espace annulaire est supérieure à 0.013Pa, le fluide qui s'y trouve est responsable du transfert de chaleur entre les parois de l'absorbeur externe et de l'enveloppe interne, et est pratiquement immobile [173]. Il en résulte une accumulation d'énergie significative dans ce volume élémentaire. Cependant, l'analyse des échanges thermiques entre les deux parois conduit à utiliser simplement la relation de la convection naturelle entre deux cylindres horizontaux et concentriques. Ainsi, le coefficient de transfert de chaleur dans ce cas

est donné par la relation suivante :

$$h_{c(int)} = \frac{2k_{eff}}{D_{ab(ext)} \ln \left(\frac{D_{v(int)}}{D_{ab(ext)}} \right)} \quad (58)$$

Où k_{eff} représente la conductivité thermique du fluide stationnaire entre l'absorbeur et l'enveloppe. Elle est exprimée de la manière suivante :

$$k_{eff} = 0.386k_{air} \left(\frac{pr_{air}}{0.861 + pr_{air}} \right)^{\frac{1}{4}} (Ra_c)^{\frac{1}{4}} \quad (59)$$

Où

$$Ra_c = \frac{\left(\ln \left(\frac{D_{v(int)}}{D_{ab(ext)}} \right) \right)^4}{L_{eff}^3 \left(D_{ab(ext)}^{-3/5} + D_{v(int)}^{-3/5} \right)^5} Ra_{eff}; \quad (60)$$

$$L_{eff} = \frac{D_{v(int)} - D_{ab(ext)}}{2}; \quad Ra_{eff} = Gr_{air} Pr_{air}$$

Si l'espace entre l'absorbeur et l'enveloppe du verre est vide, alors, la pression est inférieure à 0.013Pa, et la convection n'a pas d'effet [172,179]. Seul le rayonnement est considéré, et dans ce cas, le flux intérieur est évalué par l'expression (61) ci-dessous :

$$Q_{r(int)} = h_{r(int)} (T_{ab} - T_v) \quad (61)$$

► L'échange thermique par rayonnement

Le coefficient d'échange par rayonnement est donné par l'équation :

$$h_{r(int)} = \varepsilon_{int} \delta \left[(T_{ab} + 273)^2 + (T_v + 273)^2 \right] (T_{ab} + T_v + 546) \quad (62)$$

Avec

$$\varepsilon_{int} = \frac{\left(\frac{D_{v(int)}}{D_{ab(ext)}} \right)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_{ab}} + \frac{1 - \varepsilon_v}{\varepsilon_v} \right)} \quad (63)$$

En introduisant (57) et (65) dans (56), on obtient l'équation (64) représentant le flux

intérieur qui est exprimé par :

$$Q_{(int)} = A_{ab(ext)} h_{(int)} (T_{ab} - T_v) \quad (64)$$

Où $h_{(int)}$ représente le coefficient de transfert de chaleur intérieure qui est donné par la relation (65) suivante :

$$h_{(int)} = h_{c(int)} + h_{r(int)} \quad (65)$$

■ L'échange thermique extérieur

La présence de l'air atmosphérique aux alentours du récepteur provoque deux modes de transferts thermiques, qui s'effectuent par convection et rayonnement entre l'atmosphère et la paroi extérieure de l'enveloppe en verre.

► Dans le cas de transfert par convection

La convection est conditionnée par la vitesse du vent.

– Si **la vitesse du vent est nulle**, la variation de masse volumique de l'air en contact avec l'extérieur de l'enveloppe en verre légèrement plus chaud que l'environnement, provoque un échange de chaleur qui se produit par convection naturelle. Dans ce cas, nous utilisons la relation proposée par [127,157] en convection naturelle pour calculer le coefficient de transfert convectif :

$$h_{c(ext)} = \left[0.6 + 0.387 \left(\frac{Ra_{air}}{1 + \left(\frac{0.559}{Pr_{air}} \right)^{\frac{16}{9}}} \right)^{\frac{1}{6}} \right]^2 \frac{k_{air}}{D_{v(ext)}} \quad (66)$$

– Si **la vitesse du vent n'est pas nulle**, la relation de la convection forcée est utilisée [127,157] pour calculer le coefficient de transfert convectif :

$$h_{c(ext)} = C Re_{air}^n Pr_{air}^m \left(\frac{Pr_v}{Pr_{air}} \right)^{\frac{1}{4}} \frac{k_{air}}{D_{v(ext)}} \quad (67)$$

Où C , m et n sont des constantes qui dépendent de la valeur du nombre de Reynolds qui sont données par le tableau 1 [180-182].

Tableau 1 : Paramètres de la corrélation

Re_{air}	C	n
1 – 40	0.75	0.4
40 – 10^3	0.51	0.5
$10^3 – 2 \times 10^5$	0.26	0.6
$2 \times 10^5 – 10^6$	0.076	0.7

Et le coefficient m a pour valeur :

$$\begin{cases} m = 0.36 & \text{si } Pr_{air} \leq 10 \\ m = 0.37 & \text{si } Pr_{air} \geq 10 \end{cases} \quad (68)$$

► *Dans le cas du transfert par rayonnement*

De même, l'échange thermique entre la paroi extérieure de l'enveloppe en verre et le ciel est donné par la corrélation de Sahota et al [183] ci-dessous :

$$Q_{r(ext)} = h_{r(ext)} (T_{ciel} + T_v) \quad (69)$$

En effet, le coefficient d'échange thermique par rayonnement se calcule de la manière suivante :

$$h_{r(ext)} = \varepsilon_v \delta \left[(T_{ciel} + 273)^2 + (T_v + 273)^2 \right] (T_{ciel} + T_v + 546) \quad (70)$$

Où T_{ciel} est la température du ciel, qui est fonction de la température ambiante et peut être calculée par la corrélation de [184] donnée ci-dessous :

$$T_{ciel} = 0.0553 T_a^{1.5} \quad (71)$$

T_a représente la température ambiante qui est calculée par l'expression donnée par [185] ci-dessous :

$$T_a(t) = \frac{T_{\max} + T_{\min}}{2} + \frac{T_{\max} - T_{\min}}{2} \sin(\pi(t - 1)) \quad (72)$$

Et au final l'énergie extérieure est définie comme étant la somme de flux de transfert de chaleur

vers l'extérieur par convection et rayonnement :

$$Q_{(ext)} = Q_{c(ext)} + Q_{r(ext)} = A_{v(ext)} (h_{c(ext)} (T_v - T_a) + h_{r(ext)} (T_v - T_{ciel})) \quad (73)$$

■ La chaleur utile

la convection du fluide caloporteur dans le tube absorbeur étant considérée forcée, nous utilisons les corrélations de [186] dans ce cas du régime d'écoulement. Cependant, le coefficient de transfert convectif utile entre le fluide et les parois de la conduite est calculé à partir de la relation (74) :

$$h_{u(f)} = \frac{k_f}{D_{ab(int)}} Nu_f \quad (74)$$

L'expression du nombre de Nusselt Nu_f dans l'équation (74) est obtenue de différentes corrélations par rapport au régime d'écoulement :

◇ Lorsque l'écoulement est à faible vitesse, ($Re < 2300$), le régime est laminaire, le nombre de Nusselt est donné par [171] :

$$Nu_{f1} = \left\{ (3.66)^3 + (0.7)^3 + \left(1.615 \sqrt[3]{Re_f Pr_f d} - 0.7 \right)^3 + \left(\left(\frac{2}{1.22 Pr_f} \right)^{\frac{1}{6}} \sqrt{Re_f Pr_f d} \right)^3 \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (75)$$

avec

$$Re_f = \frac{\rho_f D_{ab(int)} V_f}{\mu_f}; \quad V_f = \frac{4\dot{m}_f}{\pi D_{ab(int)}^2} \quad (76)$$

◇ Par ailleurs, en régime turbulent ($Re > 4000$), la corrélation ci-dessous est utilisée :

$$Nu_f = \frac{(\xi/8) (Re_f - 1000) \left(1 + d^{\frac{2}{3}} \right) Pr_f \left(\frac{Pr_f}{Pr_{ab}} \right)^{0.11}}{1 + 12.7 \sqrt{(\xi/8)} \left(Pr_f^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \quad (77)$$

ξ représente le facteur de friction d'un écoulement turbulent dans un tube, il est présenté par la

relation suivante [170].

$$\xi = (1.8 \log_{10} Re_f - 1.5)^{-2} \quad (78)$$

◇ En régime transitoire ($2300 \leq Re \leq 4000$) par :

$$Nu_f = (1 - \varepsilon) Nu_{(lam,2300)} + \varepsilon Nu_{(turb,4000)} \quad (79)$$

Où $\varepsilon = (Re_f - 2300)/(1700)$.

II.3.8 Le rendement thermique

Le rendement thermique est le rapport de l'énergie utile produite par le tube absorbeur sur l'énergie absorbé par le concentrateur donnée par la relation ci-dessous :

$$\eta_{th} = \frac{Q_u}{A_0 I_d} \quad (80)$$

II.4 Résolution numérique

L'analyse du comportement thermique du récepteur a été faite selon une approche nodale. Cette approche consiste à discrétiser spatialement le récepteur linéaire et appliquer les différentes équations à chaque tranche de volume de contrôle obtenu. Le système d'équation modélisant ce système est constitué des équations du bilan d'énergie. Les propriétés thermiques mises en jeu dans ces systèmes d'équation sont dépendantes des températures. Ainsi, le récepteur linéaire a été divisé régulièrement en (l) sections et chaque section est représentée par trois températures (le verre en glace, le tube absorbeur et le fluide caloporteur).

Les expressions des transferts radiatifs et des propriétés thermo-physiques utilisées introduisent des non-linéarités dans les équations à résoudre. La résolution de ce système, par la méthode itérative, s'avère indispensable ; pour cela, la méthode de Gauss-Seidel est employée pour résoudre le système avec un critère de convergence égale à 0.001°C . Les équations sont discrétisées implicitement par la méthode des différences finies. Dans cette méthode, chaque dérivée partielle dans les équations différentielles est approchée par une expression discrétisée appelée schéma numérique. Les équations différentielles sont ainsi remplacées par un système

des équations algébriques à coefficients constants ou variables dont les inconnues sont les températures aux nœuds du maillage.

Les équations étant couplées car liées par différents échanges thermiques, leur résolution doit être simultanée. Pour cela, nous admettons que les températures des différents nœuds à l'instant initial sont connues et chaque partie du collecteur constitue un nœud sur lequel on établit un bilan thermique. Nous déterminons aussi les différents coefficients des transferts thermiques et l'estimation sera répétée pour chaque intervalle de temps (heure) et pour chaque tranche de l'absorbeur jusqu'à obtenir un système d'équations dont la résolution permet de déterminer toutes les inconnues. Sur la figure 23 nous présentons schématiquement le tube absorbeur sur lequel les bilans énergétiques sont opérés.

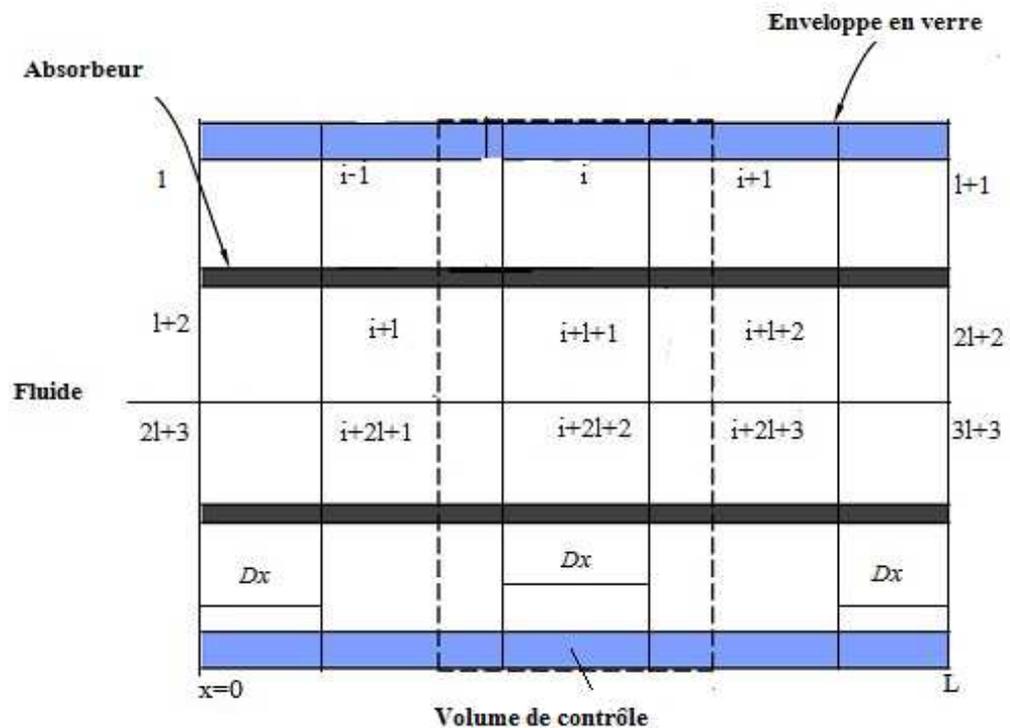


FIG. 23 – Division longitudinale de l'absorbeur.

II.4.1 Discrétisation de l'équation de l'enveloppe en verre

Pour $i = 2$ à l , la forme discrétisée de (45) s'écrit :

$$\begin{aligned} \rho_0 \alpha_0 \gamma k Q_c(j) + A_v K_v \left(\frac{T_{i+1} - 2T_i + T_{i-1}}{\Delta x^2} \right) + \pi D_{ab(ext)} h_{int}(i) (T_{i+l+1} - T_i) - \\ \pi D_{v(ext)} [h_{cext}(i) (T_i - T_{amb}) + h_{rext}(i) (T_i - T_{ciel})] = 0 \end{aligned} \quad (81)$$

En introduisant de nouveaux paramètres selon la relation (82),

$$B_{v1} = \rho_0 \alpha_0 \gamma k Q_c; \quad B_{v2} = A_v K_v; \quad B_{v3} = \pi D_{ab(ext)}; \quad B_{v4} = \pi D_{v(ext)} \quad (82)$$

Nous pouvons obtenir une forme plus réduite de (81) sous la forme ci-dessous :

$$\begin{aligned} B_{v1}(j) + B_{v2} \left(\frac{T_{i+1} - 2T_i + T_{i-1}}{\Delta x^2} \right) + B_{v3} h_{int}(i) (T_{i+l+1} - T_i) \\ - B_{v4} [h_{cext}(i) (T_i - T_{amb}) + h_{rext}(i) (T_i - T_{ciel})] = 0 \end{aligned} \quad (83)$$

Après réarrangement, les équations algébriques correspondantes sont trouvées :

$$A_{i,i-1} T_{i-1} + A_{i,i} T_i + A_{i,i+1} T_{i+1} + A_{i,i+l+1} T_{i+l+1} = Z_i \quad (84)$$

Avec

$$\begin{aligned} A_{i,i-1} = \frac{B_{v2}}{\Delta x^2}; \quad A_{i,i+1} = \frac{B_{v2}}{\Delta x^2}; \quad A_{i,i} = \frac{-2B_{v2}}{\Delta x^2} - B_{v3} h_{int}(i) + B_{v4} (h_{cext}(i) + h_{rext}(i)); \\ A_{i,i+l+1} = B_{v3} h_{int}(i); \quad Z_i = -B_{v1}(j) + B_{v4} (h_{cext}(i) T_a(j) + h_{rext}(i) T_{ciel}(j)) \end{aligned} \quad (85)$$

Conditions aux limites au niveau de l'enveloppe :

$$\begin{cases} A_{11} = 1; & A_{12} = -1; & Z_1 = 0, & \text{pour } i = 1 \\ A_{l+1,l} = 1; & A_{l+1,l+1} = -1; & Z_{l+1} = 0 & \text{pour } i = l + 1 \end{cases} \quad (86)$$

II.4.2 Discrétisation de l'équation de l'absorbeur

Pour $i = l + 3$ à $2l + 1$, la forme discrétisée de (51) s'écrit :

$$\begin{aligned} \rho_0 \alpha_0 \gamma k Q_c(j) + A_{ab} K_{ab} \left(\frac{T_{i+1} - 2T_i + T_{i-1}}{\Delta x^2} \right) + \pi D_{ab(ext)} h_{int}(i) (T_{i+(l+1)} - T_i) - \\ \pi D_{ab(int)} h_u (T_i - T_{i+(l+1)}) = 0 \end{aligned} \quad (87)$$

En introduisant de nouveaux paramètres selon la relation (88),

$$B_{ab1} = \rho_0 \alpha_0 \gamma k Q_c; \quad B_{ab2} = A_{ab} K_{ab}; \quad B_{ab3} = \pi D_{ab(ext)}; \quad B_{ab4} = \pi D_{ab(int)} \quad (88)$$

Nous pouvons obtenir après réarrangement, les équations algébriques correspondantes de (87) sous la forme ci-dessous :

$$\begin{aligned} & A_{i+l+1,i} T_i + A_{i+l+1,i+l} T_{i+l} + A_{i+l+1,i+l+1} T_{i+l+1} \\ & + A_{i+l+1,i+l+2} T_{i+l+2} + A_{i+l+1,i+2l+2} T_{i+2l+2} = Z_{i+l+1} \end{aligned} \quad (89)$$

Avec

$$\begin{aligned} & A_{i+l+1,i} = B_{ab3} h_{int}(i); \quad A_{i+l+1,i+l} = \frac{B_{ab2}}{\Delta x^2}; \quad A_{i+l+1,i+2l+2} = -B_{ab4} h_u(i); \\ & A_{i+l+1,i+l+1} = \frac{-2B_{ab2}}{\Delta x^2} + B_{ab3} h_{int}(i) + B_{ab4} h_u(i); \quad A_{i+l+1,i+l+2} = \frac{B_{ab2}}{\Delta x^2}; \quad Z_{i+l+1} = -B_{ab1}(j) \end{aligned} \quad (90)$$

Condition aux limites au niveau de l'absorbeur sont :

$$\begin{cases} A_{2l+2,l+2} = 1; & A_{l+2,l+3} = -1; & Z_{l+2} = 0, & \text{pour } i = l + 3 \\ A_{2l+2,2l+2} = 1; & A_{2l+2,2l+2} = -1; & Z_{2l+2} = 0, & \text{pour } i = 2l + 1 \end{cases} \quad (91)$$

II.4.3 Discrétisation de l'équation du fluide caloporteur

Pour $i = 2l + 4$ à $3l + 2$, la forme discrétisée de (55) s'écrit :

$$-B_{f1}(i) \left(\frac{T_{i+1} - T_i}{2\Delta x} \right) + B_{f2} \left(\frac{T_{i+1} - 2T_i + T_{i-1}}{\Delta x^2} \right) + B_{f3} h_u(i) (T_{i+(l+1)} - T_i) = 0 \quad (92)$$

avec

$$B_{f1} = \dot{m}_f C p_f; \quad B_{f2} = A_f K_f; \quad B_{f3} = \pi D_{ab(int)} \quad (93)$$

Nous pouvons obtenir après réarrangement, les équations algébriques correspondantes de (92) sous la forme ci-dessous :

$$A_{i+2l+2,i+l+1}T_{i+l+1} + A_{i+2l+2,i+2l+1}T_{i+2l+1} + A_{i+2l+2,i+2l+2}T_{i+2l+2} + A_{i+2l+2,i+2l+3}T_{i+2l+3} = 0 \quad (94)$$

avec

$$\begin{aligned} A_{i+2l+2,i+l+1} &= B_{f_3}h_u(i); & A_{i+2l+2,i+2l+1} &= \frac{B_{f_1}(i)}{2\Delta x} + \frac{B_{f_2}(i)}{\Delta x^2}; \\ A_{i+2l+2,i+2l+2} &= -\frac{B_{f_2}(i)}{\Delta x^2} - B_{f_3}h_u(i); & A_{i+2l+2,i+2l+3} &= -\frac{B_{f_1}(i)}{2\Delta x} + \frac{B_{f_2}(i)}{\Delta x^2}. \end{aligned} \quad (95)$$

Condition aux limites au niveau du fluide caloporteur sont :

$$\begin{cases} A_{2l+3,2l+3} = 1; & Z_{2l+3} = T_{in}, & \text{pour } i = 2l + 4 \\ A_{3l+3,3l+2} = 1; & A_{3l+3,3l+3} = -1; Z_{3l+3} = 0, & \text{pour } i = 3l + 2 \end{cases} \quad (96)$$

II.4.4 Procédure de résolution numérique des équations du problème

Les équations (45), (51) et (55) traduisent l'évolution des températures de l'enveloppe, l'absorbeur et du fluide caloporteur le long du récepteur solaire. Sous forme discrétisées, elles sont données respectivement par (84), (89) et (94). La procédure de résolution numérique de ces équations se fait d'une manière bien structurée. Ainsi, nous présentons à la figure 24, un organigramme permettant de donner les grands axes de calcul effectué sur l'absorbeur.

II.5 Modèle thermique du système de stockage de chaleur

La technologie solaire à concentration est souvent confrontée à un problème de l'intermittence solaire, et en même temps le problème lié au stockage thermique bien adapté. L'utilisation d'un système de stockage d'énergie thermique est souvent un moyen permettant de palier le problème d'intermittence solaire ; tout en adaptant la production aux besoins, pendant les heures d'ensoleillement afin de pouvoir continuer à alimenter le bloc moteur de la centrale CSP après le coucher du soleil. Il permet aussi de créer les conditions les plus favorables, en dépit de la variabilité de la ressource ; c'est pourquoi, la plupart de centrales à concentration intègrent le système de stockage thermique pour maintenir la production de la centrale pendant les heures obscures.

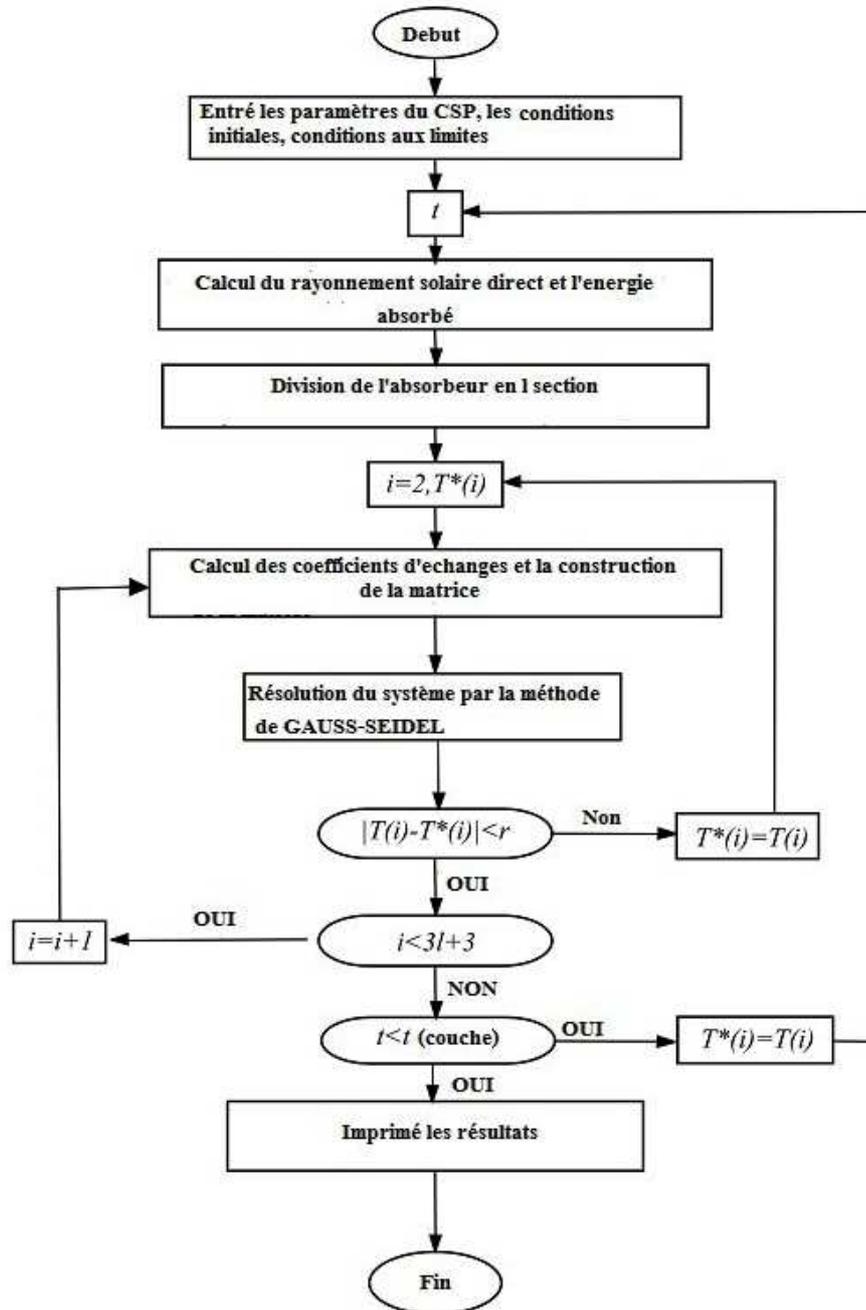


FIG. 24 – Organigramme du programme de calcul.

Le stockage d'énergie thermique intégré aux CSP demeure à nos jours la seule technologie la plus performante et la plus économique en comparaison avec les autres technologies (avec plus de 95% d'efficacité, contre environ 80% pour la plupart des technologies concurrentes) [187].

II.5.1 Le stockage thermocline

L'utilisation d'une seule cuve de stockage de chaleur est considérée comme une alternative moins coûteuse pour les centrales thermiques à concentration. Cependant, de tels dispositifs doivent être capables de contenir à la fois du fluide et du solide. Lors d'une charge, la cuve doit être entièrement remplie du fluide chaud ; et lors d'une décharge, la cuve est froide, ou du fluide avec plusieurs niveaux de température, charge/décharge partielle. La séparation entre la zone froide et la zone chaude est uniquement thermique. Il y a donc des échanges d'énergie entre la zone chaude et la zone froide. Apparaît une troisième zone, située entre les deux premières, dans laquelle la température varie plus ou moins brusquement (gradient de température depuis la zone froide jusqu'à la zone chaude). Cette zone est appelée zone de thermocline.

II.5.2 Modèle physique du stockage thermocline

Pour le modèle de stockage d'énergie dans la centrale, nous avons choisi de modéliser un réservoir de stockage de type thermocline. Cette cuve mesure environ 5.5 mètres de haut, pour un diamètre extérieur d'environ 3.51 mètres. Le garnissage solide est maintenu dans la cuve grâce à 12 paniers métalliques facilitant son insertion et son extraction. Enfin, la cuve est isolée grâce à 20 cm de laine minérale. Toutes ses caractéristiques sont détaillées à la figure 25.

Le principe de fonctionnement du stockage thermocline est présenté dans la figure 26. Il consiste en une seule cuve, remplie d'un mélange d'un fluide caloporteur et d'un solide. En charge, le fluide chaud est introduit par le haut du réservoir et cède son énergie au lit de solide, qui s'élève en température. En décharge, le fluide froid est introduit par le bas du réservoir, et se réchauffe au contact du solide.

II.5.3 Modèle mathématique

Le modèle est basé sur un bilan d'équation de la chaleur entre les différents composants (le fluide, le solide et la paroi) de la cuve de stockage thermocline. Le fluide de transfert thermique circule de manière uniforme à travers la fraction de porosité du milieu granulaire

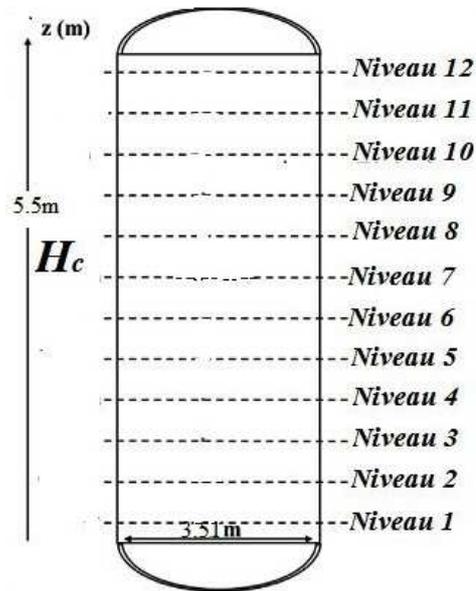


FIG. 25 – Schéma d'une cuve de stockage thermocline.

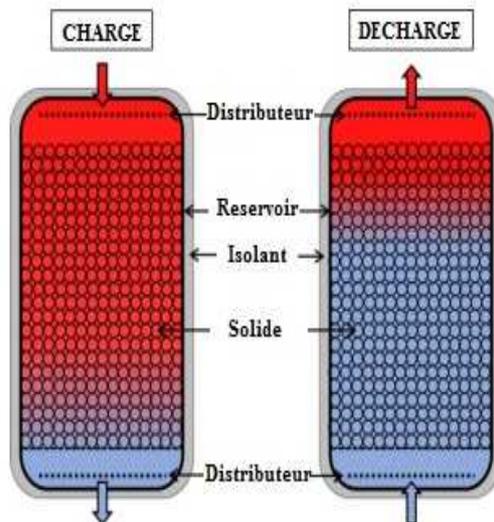


FIG. 26 – Schéma de fonctionnement du stockage thermocline.

contenu dans le réservoir. Le problème est considéré comme axisymétrique selon l'axe vertical au centre du réservoir.

Quelques hypothèses simplificatrices envisagées pour modéliser le comportement thermique du réservoir de stockage thermocline :

- L'écoulement du fluide caloporteur est axial et s'effectue du bas vers le haut et du haut vers le bas ;
- La vitesse de l'écoulement du fluide est supposée constante et uniforme ;
- L'échange de chaleur entre le fluide et le solide est considéré être celui d'un fluide circulant à travers un lit de solide possédant des caractéristiques homogènes et de même diamètre en tous points ;
- Les propriétés thermiques du lit de roche sont indépendantes de la température ;
- La diffusion thermique à l'intérieur même des éléments est négligée ;
- Le lit de roche est considéré comme milieu poreux continu, homogène et isotrope ;
- La porosité est isotrope et constante ;
- Le modèle est unidimensionnel, selon l'axe Z .

Les équations régissant le système de stockage thermocline sont :

♣ Bilan thermique sur le fluide est représenté par l'équation suivante :

$$Q_{cc,f} + Q_{adv,f} = Q_{diff,f} + Q_{conv,f \leftrightarrow s} + Q_{conv,f \leftrightarrow w} \quad (97)$$

où $Q_{cc,f}$ est la variation de l'énergie interne, $Q_{adv,f}$ est Chaleur convertie par le mouvement du fluide, $Q_{diff,f}$ est la diffusion thermique, $Q_{conv,f \leftrightarrow s}$ est la convection du fluide avec le solide et $Q_{conv,f \leftrightarrow w}$, la convection du fluide avec la paroi. En remplaçant chaque terme par son expression, nous obtenons la forme explicite de l'équation du bilan thermique sur le fluide donnée par :

$$\varepsilon \rho_f C_f \frac{\delta T_f}{\delta t} + \varepsilon \rho_f C_f u_f \frac{\delta T_f}{\delta z} = K_{eff,f} \frac{\delta T_f}{\delta z^2} + h_{conv,f \leftrightarrow s}^v (T_s - T_f) + h_{conv,f \leftrightarrow w}^v \frac{S_{f \leftrightarrow w}}{v_f + v_s} (T_w - T_f) \quad (98)$$

La vitesse interstitielle du fluide dans le milieu poreux est déterminée par [188] :

$$u_f = \frac{\dot{m}_f}{\rho_f \cdot S_{passage}} \quad (99)$$

où \dot{m}_f est le débit massique du fluide, $S_{passage}$ est la section transversale de passage du fluide à travers les matériaux solides, ρ_f est la masse volumique du fluide de transfert thermique, $K_{eff,f}$ est la conductivité thermique efficace du fluide et ε est la porosité.

Le coefficient d'échange thermique volumique entre les fluides et le solide est déterminé à partir d'une corrélation empirique donnant le nombre de Nusselt pour un fluide traversant un lit de sphères de diamètres identiques D_s et de porosité connue donné par [188-190] :

$$h_{conv,f\leftrightarrow s}^v = \frac{Nu \cdot K_f}{D_s} = \frac{\left(6 \cdot (1 - \varepsilon) \cdot K_f \cdot \left(2 + 1.1 \cdot Re_f^{0.6} \cdot Pr_f^{1/3}\right)\right)}{D_s^2} \quad (100)$$

Le coefficient d'échange surfacique entre la paroi métallique et le fluide est donné par la corrélation proposée par [191-192] :

$$h_{conv,f\leftrightarrow w}^v = \frac{K_s}{D_s} = \left[\left(2.576 \cdot Re_f^{1/3} \cdot Pr_f^{1/3}\right) 0.0936 \cdot Re_f^{0.8} \cdot Pr_f^{0.4} \right] \quad (101)$$

Les nombres de Reynolds et de Prandtl apparaissant dans la formulation du coefficient de convection s'écrivent respectivement [192] :

$$Re_f = \frac{\rho_f \cdot u_f \cdot D_s}{\mu_f}; \quad Pr_f = \frac{\mu_f \cdot c_f}{K_f} \quad (102)$$

♣ Bilan thermique sur le solide est représenté par l'équation suivante :

$$Q_{cc,s} = Q_{diff,f} + Q_{conv,s\leftrightarrow f} \quad (103)$$

où $Q_{cc,s}$ est l'augmentation de l'énergie interne, $Q_{diff,f}$ est la diffusion thermique et $Q_{conv,s\leftrightarrow f}$, la convection de solide avec du fluide. En remplaçant chaque terme par son expression, nous obtenons la forme explicite de l'équation du bilan thermique sur le solide donnée par :

$$(1 - \varepsilon) \rho_s C_s \frac{\delta T_s}{\delta t} = K_{eff,s} \frac{\delta T_s}{\delta z^2} + h_{conv,f\leftrightarrow s}^v (T_s - T_f) \quad (104)$$

Les conductivités thermiques effectives pour le fluide et le solide indispensables pour

estimer le transfert de chaleur à l'intérieur du milieu, et est donné par [193] :

$$K_{eff,f} = \varepsilon K_f; \quad K_{eff,s} = (1 - \varepsilon) K_f \quad (105)$$

♣ Bilan thermique sur la paroi est représenté par l'équation suivante :

$$Q_{cc,w} = Q_{diff,w} + Q_{conv,w \leftrightarrow f} + Q_{perte,w \leftrightarrow ext} \quad (106)$$

où $Q_{cc,w}$ est l'augmentation de l'énergie interne, $Q_{diff,w}$ est la diffusion thermique, $Q_{conv,w \leftrightarrow f}$ est la convection de paroi avec le fluide et $Q_{perte,w \leftrightarrow ext}$, les pertes thermiques de la paroi vers l'extérieur. En remplaçant chaque terme par son expression, nous obtenons la forme explicite de l'équation du bilan thermique sur la paroi donnée par :

$$\rho_w C_w \frac{\delta T_w}{\delta t} = K_{eff,w} \frac{\delta T_w}{\delta z^2} + h_{conv,f \leftrightarrow w}^v \frac{S_{f \leftrightarrow w}}{v_w} (T_f - T_w) + \frac{T_{amb} - T_w}{v_w R_{th}} \quad (107)$$

L'expression de la surface de contact entre la paroi et le fluide $S_{f \leftrightarrow w}$ est donnée par :

$$S_{f \leftrightarrow w} = 2 \cdot \pi \cdot R_{cuve} \cdot H_{cuve} \cdot \varepsilon \quad (108)$$

II.6 Résolution numérique du problème de stockage

La cuve thermocline est subdivisée en 300 noeuds de hauteur identiques, tenant compte de la dépendance des propriétés thermiques de la température, et une méthode des différences finies est utilisée pour la résolution numérique du système. Les dérivés du premier ordre et du second ordre ont été approximés respectivement par un schéma de type décentré gauche et un schéma de type centré par rapport à Z . Le temps est discrétisé en intervalles réguliers grâce à un type de schéma décentré droit, la résolution est effectuée par l'approche implicite.

II.6.1 Pour le fluide

Les températures du fluide dans la cuve de stockage au cours du temps peuvent être réécrites sous la forme suivante :

$$T_f(t, z) = T_i(t), \quad i = 1, \dots, N. \quad (109)$$

La forme discrétisée de l'équation du fluide (98) s'écrit :

$$\begin{aligned} d_{1f}(T_i - T_i^*) + d_{2f}(T_i - T_{i-1}) &= d_{3f}(T_{i+1} - 2T_i + T_{i-1}) \\ &+ d_{4f}(T_{i+N} - T_i) + d_{5f}(T_{i+2N} - T_i) \end{aligned} \quad (110)$$

avec

$$\begin{aligned} d_{1f} &= \frac{\varepsilon \rho_f C_f}{\Delta t}; & d_{2f} &= \frac{\varepsilon \rho_f C_f u_f}{\Delta z}; & d_{3f} &= \frac{K_{eff,f}}{\Delta z^2}; \\ d_{4f} &= h_{conv,f \leftrightarrow s}^v; & d_{5f} &= h_{conv,f \leftrightarrow w}^v \frac{S_{fs}}{v_f + v_s} \end{aligned} \quad (111)$$

Après réarrangement, cette équation peut se réécrire sous la forme algébrique :

$$Z_{i,i-1}T_{i-1} + Z_{i,i}T_i + Z_{i,i+1}T_{i+1} + Z_{i,i+N}T_{i+N} + Z_{i,i+2N}T_{i+2N} = P_i, \quad i = 2, \dots, N-1 \quad (112)$$

avec

$$\begin{aligned} Z_{i,i-1} &= d_{2f} - d_{3f}; & Z_{i,i} &= -d_{1f} - d_{2f} - d_{3f} - d_{4f} - d_{5f}; & Z_{i,i+1} &= d_{3f}; \\ Z_{i,i+N} &= d_{4f}; & Z_{i,i+2N} &= d_{5f}; & P_i &= -d_{1f}T_i^* \end{aligned} \quad (113)$$

II.6.2 Pour le solide

Les températures des solides dans la cuve de stockage au cours du temps peuvent être réécrites sous la forme suivante :

$$T_s(t, z) = T_{i+N}(t), \quad i = 1, \dots, N. \quad (114)$$

La forme discrétisée de l'équation du solide (107) s'écrit :

$$d_{1s} (T_{i+N} - T_i^*) = d_{2s} (T_{i+1+N} - 2T_{i+N} + T_{i-1+N}) + d_{3s} (T_i - T_{i+N}) \quad (115)$$

avec

$$d_{1s} = \frac{(1 - \varepsilon) \cdot \rho_s \cdot C_s}{\Delta t}; \quad d_{2s} = \frac{K_{eff,s}}{\Delta z^2}; \quad d_{3s} = h_{conv,f \leftrightarrow s}^v; \quad (116)$$

Après réarrangement, cette équation peut se réécrire sous la forme algébrique ci-dessous :

$$Z_{i+N,i-1+N} T_{i-1+N} + Z_{i+N,i} T_i + Z_{i+N,i+N} T_{i+N} + Z_{i+N,i+1+N} T_{i+1+N} = P_{i+N}, \quad i = 2, \dots, N - 1 \quad (117)$$

avec

$$\begin{aligned} Z_{i+N,i-1+N} &= d_{s2}; & Z_{i+N,i} &= -d_{3s}; & Z_{i+N,i+N} &= d_{1s} + 2d_{2s} + d_{3s}; \\ Z_{i+N,i+1+N} &= d_{2s}; & P_{i+N} &= d_{1s} T_i^* \end{aligned} \quad (118)$$

II.6.3 Pour la paroi

Les températures de la paroi de la cuve de stockage au cours du temps peuvent être réécrites sous la forme suivante :

$$T_w(t, z) = T_{i+2N}(t), \quad i = 1, \dots, N. \quad (119)$$

La forme discrétisée de l'équation du paroi (107) s'écrit :

$$d_{1w} (T_{i+2N} - T_i^*) = d_{2w} (T_{i+1+2N} - 2T_{i+2N} + T_{i-1+2N}) + d_{3w} (T_i - T_{i+2N}) + d_{4w} (T_{amb} - T_{i+2N}) \quad (120)$$

avec

$$d_{1w} = \frac{\varepsilon \cdot \rho_w \cdot C_w}{\Delta t}; \quad d_{2w} = \frac{K_{eff,w}}{\Delta z^2}; \quad d_{3w} = h_{conv,f \leftrightarrow w}^v \cdot \frac{S_{fs}}{v_w}; \quad d_{4w} = \frac{1}{V_w \cdot Rth} \quad (121)$$

Après réarrangement, cette équation peut se réécrire sous la forme algébrique suivante :

$$Z_{i+2N,i-1+2N}T_{i-1+2N} + Z_{i+2N,i}T_i + Z_{i+2N,i+2N}T_{i+2N} + Z_{i+2N,i+1+2N}T_{i+1+2N} = P_{1+2N}, \quad i = 2, \dots, N - 1 \quad (122)$$

avec

$$\begin{aligned} Z_{i+N,i-1+N} &= d_{s2}; & Z_{i+N,i} &= -d_{3s}; & Z_{i+N,i+N} &= d_{1s} + 2d_{2s} + d_{3s}; \\ Z_{i+N,i+1+N} &= d_{2s}; & P_{i+N} &= d_{1s}T_i^* \end{aligned} \quad (123)$$

II.7 Analyse thermodynamique du module de conversion énergétique de 1 MW

La machine mise en oeuvre pour la conversion thermodynamique de l'énergie thermique issue des champs de collecteurs solaire est le cycle de Rankine Organique, qui utilise le fluide de travail identique au fluide de transfert thermique utilisé dans les champs de collecteurs solaire. Ce système fournit une puissance nominale nette d'environ 1MWe. Le Cycle de Rankine Organique proposé est constitué d'une pompe, d'une chaudière, d'un condenseur et d'une turbine, qui est présenté par la figure 27. Dans un premier temps, le fluide de travail qui se trouve à l'état liquide saturé à une pression de condensation est porté à la haute pression grâce à la pompe. Ensuite, il est chauffé, puis vaporisé dans l'échangeur de chaleur à haute pression (chaudière) grâce à la chaleur du fluide issu de champs des collecteurs solaires. A la sortie de l'échangeur de chaleur à haute pression, le fluide de travail libère son énergie dans les aubages de la turbine pendant l'étape de détente. La vapeur basse pression à la sortie de la turbine est dirigée vers le récupérateur où il se refroidit puis vers le condenseur, et où il est liquéfié. Le liquide disponible est ensuite réinjecté dans le champ des collecteurs par la pompe pour recommencer un nouveau cycle. Tout le processus décrit est montré sur le diagramme T- S de la figure 28.

Les différents composants du cycle ORC sont des systèmes ouverts qui échangent de la matière et de l'énergie (chaleur) entre eux . L'échange entre le système et le milieu extérieur est régi par la puissance mécanique notée W et de la puissance thermique notée Q . Pour chaque composant du cycle, on lui associe un volume de contrôle correspondant.

L'application des principes de conservation de la masse et de l'énergie sur un volume de

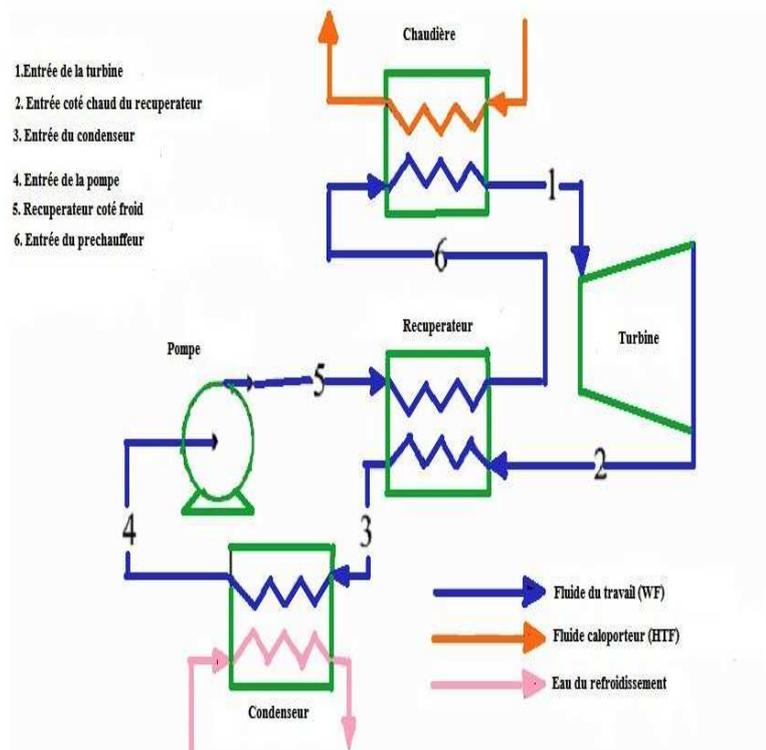


FIG. 27 – Système du cycle de Rankine organique de l'étude.

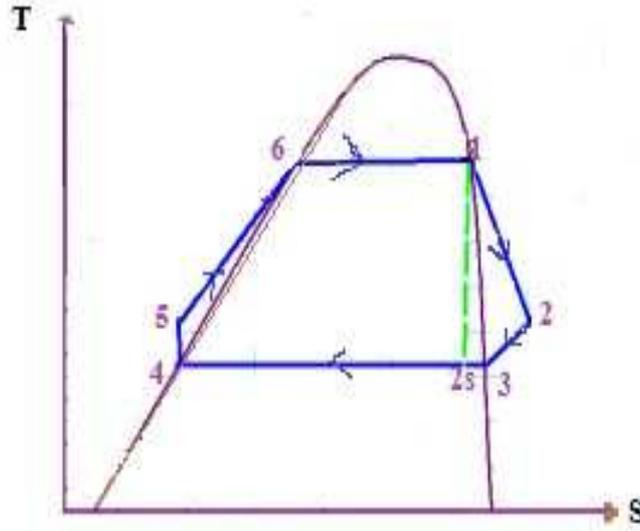


FIG. 28 – Diagramme T-S du système ORC.

contrôle entre l'instant t et $t + \Delta t$ peut se réduire, en régime permanent, aux équations suivantes :

$$\begin{cases} \sum_e \dot{m}_e + \sum_s \dot{m}_s = 0 \\ \dot{Q} + W + \sum_{e,s} \dot{m} (h + \frac{1}{2}v^2 + gz) = 0 \end{cases} \quad (124)$$

Pour la plupart des machines thermiques en régime permanent avec un écoulement unidirectionnel, les variations des énergies cinétique et potentielle sont souvent négligeables, le système d'équation se simplifie encore :

$$\dot{Q} + \dot{w} + \dot{m} (h_e - h_s) = 0 \quad (125)$$

L'équation (125) ci-dessus sera particulièrement utilisée dans l'étude du cycle thermodynamique, pour ces différents composants.

II.7.1 La turbine

L'équation (126) est utilisée pour calculer la puissance délivrée par la turbine :

$$\dot{W}_t = \dot{m} (h_2 - h_1) \quad (126)$$

II.7.2 La pompe

Dans le cas de la pompe, le fluide sortant du condenseur (liquide saturé) à la pression constante, entre dans la pompe et voit sa pression augmenter à la sortie de la pompe. Ainsi, la puissance fournie par la pompe pour assurer le fonctionnement du cycle s'écrit de la manière suivante :

$$\dot{W}_p = \dot{m} (h_4 - h_5) \quad (127)$$

II.7.3 Evaporateur

L'évaporateur est un échangeur de chaleur à contre-courant à faisceau de tube et ca-landre. Le fluide bout à la surface des tubes et sort de ce dernier comme vapeur saturée. Ensuite à l'aide de bilan thermique, la chaleur cédée par la source chaude au fluide de travail est donnée par la relation suivante :

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m} (h_1 - h_6) \quad (128)$$

L'évaporateur est modélisé à l'aide de la méthode de NUT pour un échangeur de chaleur à contre-courant. Le coefficient de transfert de chaleur U est calculé en considérant deux résistances de transfert de chaleur convective en série :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{U_{fc}} + \frac{1}{U_{ff}} \quad (129)$$

Où U_{fc} représente les coefficients d'échange du fluide chaud ; U_{ff} est le coefficient d'échange du fluide froid. Les coefficients d'échange U_{fc} U_{ff} sont calculés à partir du nombre de Nusselt :

$$\begin{cases} U_{fc} = \frac{Nu_{fc}\lambda_{fc}}{d_{fc}} \\ U_{ff} = \frac{Nu_{ff}\lambda_{ff}}{d_{ff}} \end{cases} \quad (130)$$

Le nombre de Nusselt est calculé à l'aide de l'expression [202] :

$$Nu_f = 0.023 \times Re_f^{0.8} \times Pr_f^n; \quad \begin{cases} n = 0.3 & \text{si le fluide est froid} \\ n = 0.4 & \text{si le fluide est chaud} \end{cases} \quad (131)$$

La surface totale de l'évaporateur est calculée à partir de l'équation :

$$S_{evap} = \frac{NUT \times \dot{m}_{t\min}}{U} \quad (132)$$

Le débit thermique unitaire minimal est le plus faible débit entre le fluide chaud et froid :

$$\dot{m}_{t\min} = \min(\dot{m}_{tff}, \dot{m}_{tfc}) \quad (133)$$

Le débit thermique unitaire de deux fluides est calculé à partir des équations :

$$\begin{cases} \dot{m}_{tff} = \dot{m}_{mff} Cp_{ff} \\ \dot{m}_{tfc} = \dot{m}_{mcf} Cp_{cf} \end{cases} \quad (134)$$

Dans un échangeur à contre-courant, $\dot{m}_{t\min} = \dot{m}_{tff}$, le NUT est donné par l'équation :

$$NUT = \frac{1}{R} \ln \frac{1 - R \times E}{1 - E} \quad (135)$$

E est l'efficacité thermique de l'échangeur et R représente le rapport des débits thermiques unitaires, sont donnés par l'équation ci-dessous :

$$\begin{cases} E = \frac{T_{ffs} - T_{ffe}}{T_{fce} - T_{fcs}} \\ R = \frac{T_{fce} - T_{fcs}}{T_{ffs} - T_{ffe}} \end{cases} \quad (136)$$

La température de sortie du fluide chaud est déterminée à partir du bilan d'énergie :

$$T_{fcs} = T_{fce} - \frac{\dot{m}_{tff}}{\dot{m}_{tfc}} (T_{ffe} - T_{ffs}) \quad (137)$$

II.7.4 Modélisation de l'échangeur récupérateur

La méthode de *NUT* a été également utilisée pour la modélisation de l'échangeur récupérateur. Le principe reste le même que celui utilisé dans la modélisation de l'évaporateur sauf que le débit thermique unitaire de fluide chaud et froid son égaux. La configuration à contre-courant est maintenue. Toutes les équations développées dans le modèle de l'évaporateur sont valables sauf les équations suivantes : La température de sortie du fluide froid est déterminée à partir du bilan d'énergie :

$$T_{ffs} = T_{ffe} - \frac{\dot{m}_{tfc}}{\dot{m}_{tff}} (T_{fce} - T_{fcs}) \quad (138)$$

Dans un échangeur contre-courant $\dot{m}_{tfc} = \dot{m}_{tff}$ et $R = 1$, le *NUT* est donné par l'équation :

$$NUT = \frac{E}{1 - E} \quad (139)$$

Le nombre de Nusselt côté fluide froid et fluide chaud est calculé à l'aide de l'expression de [193] par :

$$\begin{cases} Nu_{fc} = 0.023 \times Re_f^{0.6} \times Pr_f^{0.33} \\ Nu_{ff} = 0.023 \times Re_f^{0.8} \times Pr_f^{0.4} \end{cases} \quad (140)$$

La surface totale de l'évaporateur est calculée à partir de l'équation :

$$S_{tevap} = \frac{NUT \cdot \dot{m}_{tfc}}{U_g} \quad (141)$$

♣ Condenseur

Le modèle utilisé pour calculer la puissance thermique rejetée au puits froid (Conden-

seur) est un modèle simplifié basé sur les données du fabricant :

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m} (h_3 - h_2) \quad (142)$$

♣ **Puissance mécanique [195] :**

Le modèle utilisé pour calculer la puissance est donné par :

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_t - \dot{W}_p \quad (143)$$

♣ **Rendement thermique (rendement au sens du premier principe de thermodynamique) :**

Il est donné par :

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{ch}} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_p}{\dot{Q}_{ch}} \quad (144)$$

II.8 Dimensionnement technologique de la centrale solaire à concentrateurs cylindro-paraboliques

Il est important de faire un dimensionnement technologique de chaque composant de la centrale (le champ de capteurs, le stock de chaleur et la machine thermodynamique sont les trois systèmes principaux qui constituent la centrale modélisée dans cette étude) de manière à tendre vers un meilleur rendement.

II.8.1 Modèle du champ de capteurs

Le champ solaire est défini par ses dimensions (longueur et largeur), le nombre de miroirs chargés de recevoir le rayonnement solaire incident. Son organisation revêt une importance toute particulière, basée sur le type de centrale, la puissance désirée, du fluide caloporteur utilisé,... Ce sont autant de critères qui permettent d'adapter la centrale pour ainsi améliorer son rendement. Pour la détermination de la surface approximative du réflecteur nécessaire pour satisfaire aux conditions de fonctionnement nominales de la machine ORC, le champ solaire doit être bien dimensionné. Pour cela, la relation permettant le calcul de rendement thermique est utilisé. Cette relation permet donc de calculer la puissance utile transportée par le fluide calo-

porteur à travers le champ solaire en fonction du rayonnement direct normal multiplié par la surface totale de champs des miroirs. Cette surface est le produit de la largeur cumulée des miroirs :

$$S_{ch} = \frac{Q_u}{\rho_0 \alpha_0 \gamma K I_d} \quad (145)$$

II.8.2 Modèle optique

L'angle d'incidence des rayons du soleil sur les collecteurs est déterminé à partir de la position apparente de ce dernier ; par la suite, nous avons utilisé la corrélation proposée par Velázquez et al pour estimer l'efficacité optique des collecteurs :

$$\eta_{opt} = \rho_0 \alpha_0 \gamma k \quad (146)$$

II.8.3 Modèle thermique du champ solaire

La simulation du champ solaire a permis de connaître la puissance utile à la sortie des champs de capteurs, conformément à la puissance demandée par machine thermodynamique. La puissance utile fournie peut être exprimée en fonction de deux températures :

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_{cs} \int_{T_B}^{T_{cs,s}} C(T) \cdot dT \quad (147)$$

où $T_{cs,s}$ est la température de sortie du champ solaire ; T_B est la température basse à la sortie de la machine thermodynamique.

II.8.4 Modèle du Stockage thermocline

Le dimensionnement d'une cuve de stockage thermocline implique des conditions opératoires fixées par un cahier de charges : le volume de la cuve et la géométrie du réservoir de la cuve. Ces paramètres sont nécessaires pour le choix et le bon fonctionnement de la cuve de stockage. En effet, l'énergie totale est calculée à partir de la puissance thermique et du temps de décharge

à partir de l'équation :

$$E_{tot} = P_{th} \cdot \Delta t \quad (148)$$

Le volume du matériau solide est déterminé à partir de l'expression ci-dessous [196] :

$$V_s = \frac{E_{tot}}{(\rho C_p)_s \Delta T + \frac{(\rho C_p)_f \Delta T}{1 - \varepsilon} - (\rho C_p)_f \Delta T} \quad (149)$$

Ensuite, le volume total du réservoir est calculé à partir de l'équation ci-dessous :

$$V_{tot} = \frac{V_s}{1 - \varepsilon} \quad (150)$$

Le volume du fluide de transfert est donné par l'expression suivante :

$$V_f = V_{tot} - V_s \quad (151)$$

II.8.5 Modèle de machine thermodynamique

La puissance électrique calculée à partir de l'équation suivante :

$$P_{el} = \dot{W} \cdot \eta_{th} \cdot \eta_g \quad (152)$$

Avec η_g est rendement réel de la génératrice turbine de Rankine organique de la centrale voir le tableau 7 [197] et η_{th} est l'efficacité du groupe de puissance qui est définie comme le produit du rendement de Carnot :

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_p}{\dot{Q}_{evap}} \quad (153)$$

II.9 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les différentes équations du modèle de la centrale solaire à concentrateurs cylindro-parabolique de 1 MW électrique dans la banlieue de la région de N'Djamena. La modélisation et l'analyse de rayonnement solaire in situ ont également

été faites. Ce modèle tient compte de paramètres astronomiques et géographiques de la zone d'étude. Un modèle basé sur la position apparente du soleil a été présenté pour trouver la position idéale pour chaque saison de l'année d'un capteur, ainsi que la centrale, pour un meilleur rendement optique. Une analyse thermique basée sur des équations d'énergie a été effectuée pour simuler le fonctionnement en régime quasi-permanent d'un concentrateur cylindro-parabolique dans le climat solaire de la ville de N'Djamena. Ces équations sont résolues par la méthode de Gauss-Seidel. Le résultat est validé avec le résultat expérimental des études antérieures. Par ailleurs, une étude thermique de stockage thermocline basée sur les équations de la conservation de la masse a été menée pour estimer une charge et une décharge pendant un temps bien précis. Il ressort que, le réservoir de stock permet de bien assurer le fonctionnement de la centrale solaire pendant une période prolongée de couverture nuageuse et la nuit.

Pour la machine thermodynamique, le modèle de NUT (Nombre d'Unité de Transfert) a été utilisé pour déterminer la température de sortie au niveau de l'évaporateur et récupérateur. Ce modèle permet de calculer une puissance nominale nette de 1081 kW électrique. Et enfin, une étude de dimensionnement technologique présentée a permis de déterminer les différents compartiments de la centrale pour une fourniture de la puissance électrique demandée par Linia.

Dans le prochain chapitre nous allons présenter les résultats et interprétations de nos simulations et après, nous allons clore par une conclusion et quelques perspectives pour le besoin de Linia.

RÉSULTATS ET DISCUSSION

III.1 Introduction

Nous présentons et discutons dans ce chapitre, les principaux résultats obtenus. La première partie donne un aperçu général du gisement solaire tchadien obtenu par simulation du modèle de Capderou. La deuxième partie s'intéresse au bilan thermique du CCP ayant permis d'exprimer son rendement pour quatre fluides différents. Il ressort que, l'huile synthétique therminol 66 est prise comme fluide caloporteur à cause de son efficacité thermique par rapport aux trois autres fluides. La troisième partie sera consacrée aux présentations des résultats de phase de charge et de décharge de la cuve de stockage thermocline de la centrale pendant une période de l'année. Et au final, nous avons utilisé ces outils pour simuler le productible annuel de la centrale dans la banlieue de la région de N'Djamena (Linia).

III.2 Estimation de la moyenne mensuelle de la composante directe normale du rayonnement solaire au Tchad à partir d'un modèle simplifié

La figure 29 présente pour les 5 sites représentatifs du Tchad, les moyennes mensuelles de l'irradiation solaire directe journalière reçue sur une surface inclinée. On constate sur la figure 29 que le rayonnement varie dans chaque région. Dans la zone saharienne telle que la région de Faya et Aozou, en observant l'histogramme, on remarque que la variation maximale de la moyenne mensuelle de l'irradiation solaire est comprise entre 6 à 6.5 kWh/m², et le minimum est compris entre 4,5 à 5,5 kWh/m² durant toute l'année.

Dans la zone sahélienne (Abèche, N'Djamena), le maximum observé pendant les périodes de janvier à juin et de septembre à décembre est de 5 à 6 kWh/m² et le minimum de 4 à 5 kWh/m². La période de juillet à septembre est caractérisée par un faible ensoleillement (un max de 3 à 4

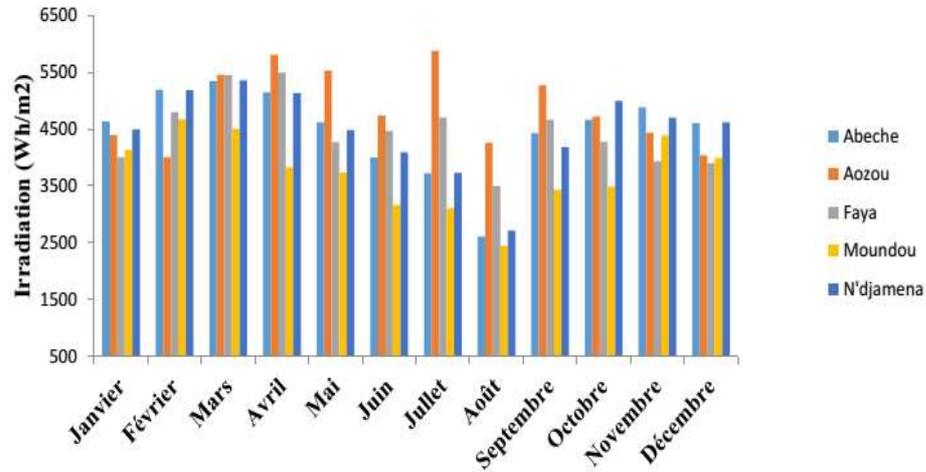


FIG. 29 – Valeurs moyennes mensuelles de l'irradiation solaire normale directe journalière sur un plan incliné.

kWh/m² et un min de 2,8 à 3 kWh/m²) à cause des incidences climatologiques locales.

Dans la partie sud dupays où règne un climat soudanien, le rayonnement solaire direct normal est un peu perturbé par les aléas climatiques et aussi la longue durée de la saison pluvieuse, parfois dépassant le 4 à 5 mois d'une part, et à cause de la faible altitude d'autre part. Le rayonnement solaire direct est beaucoup plus sensible lors d'un passage léger de nuage, même peu visible à l'œil nu. Ceci implique la chute du rayonnement solaire direct dans cette zone. Nous y donnons les résultats du mois pendant lequel l'irradiation est déficitaire, dont la valeur numérique maximale de la moyenne mensuelle de l'irradiation solaire normale directe du mois d'avril jusqu'à octobre est de 3 à 4 KWh/m², et le minimum est de 2,6 à 4KWh/m².

Les résultats obtenus sur la figure 29 montrent que la repartition relative sur l'année de l'irradiation solaire mensuelle est quasiment les mêmes sur l'ensemble du territoire national du Tchad. Les régions du nord et celles du centre bénéficient des plus grands nombres de mois parfaitement ensoleillés. Par contre, vers les régions du Sud, ce nombre est plus faible à cause de la couverture nuageuse, beaucoup plus fractionnée vers ces régions. Cette hypothèse doit être vérifiée, car une couverture nuageuse fractionnée conduisant à une forte intermittence du rayonnement solaire est préjudiciable pour le fonctionnement d'une centrale solaire thermodynamique.

Ce résultat est important, car il permet de donner un aperçu général sur les valeurs minimales et maximales de la puissance solaire reçue sur une surface inclinée de chaque mois de l'année, et les valeurs de la composante directe normale du rayonnement solaire nécessaire à l'application du modèle thermique. Le premier résultat de cette étude est quantitatif, car sur l'ensemble du territoire tchadien, la composante directe normale du rayonnement solaire est toujours supérieure à $1800\text{KWh/m}^2/\text{an}$, seuil minimum estimé par Breyer et Keys[210] pour implanter une centrale à concentration dans une région.

III.3 Modèle de rayonnement solaire

Le modèle de calcul choisi a permis de déterminer la composante du rayonnement solaire sur deux surfaces (horizontale et inclinée). Il prend en compte tous les paramètres atmosphériques comme la durée d'insolation, la déclinaison du soleil, la variation de la distance terre-soleil, l'albédo et l'irradiation solaire à la limite de l'atmosphère, mais aussi de paramètres d'atténuation du rayonnement (gaz, la vapeur d'eau et des aérosols). Grâce à ce modèle, nous avons pu déterminer la composante du rayonnement solaire global, direct et diffus sur une période qui couvre les différentes saisons de l'année. Le calcul est effectué selon les jours de Klein tableau 2 (Jour de chaque mois, comme le plus représentatif du jour moyen du mois considéré) sur tous les mois de l'année.

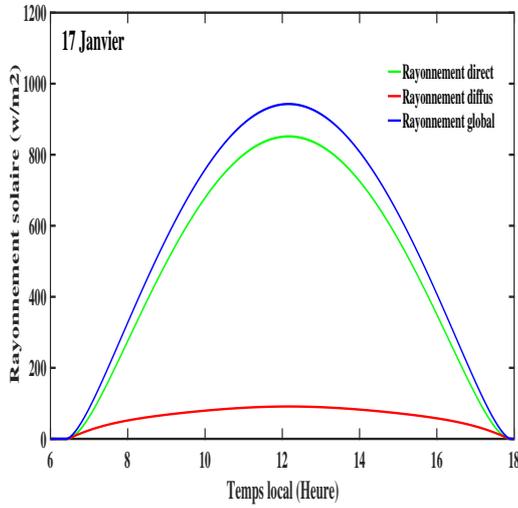
Tableau 2 : Jours représentatifs des mois de l'année selon Klein [198].

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

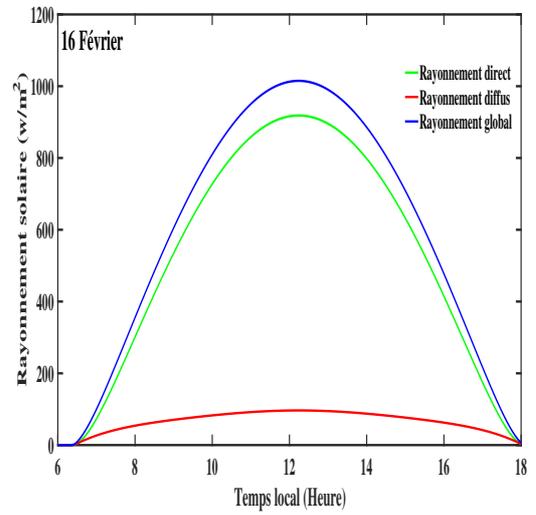
Selon les jours de Klein, les résultats théoriques du modèle ainsi décrit, représentant l'ensoleillement de la région de N'Djamena, sont présentés à la figure 30, pour le plan horizontal, et à la figure 31, pour le plan incliné. Chacune des courbes représente la variation journalière de la distribution temporelle des éclairagements solaires incidents sur un plan.

On remarquera que les variations d'amplitude sont fortes pour les mois de mars, avril et mai qui caractérisent le printemps. On peut aussi remarquer que les valeurs minimales se situent en juillet et août caractérisant l'été. Toutes les courbes ont les mêmes allures et la valeur maximale atteinte respectivement du global, direct et diffus dans un plan horizontal pour le mois le plus favorable est quasiment égale à 1050 W/m^2 pour le global, 900 W/m^2 pour le direct et 150 W/m^2 pour le diffus, les mêmes observations ont été faites pour la surface inclinée. Le Tchad ne dispose pas de station radiométrique de mesure de l'irradiation solaire, d'où la nécessité de modéliser le rayonnement solaire incident sur un capteur afin d'estimer le rayonnement solaire in situ. Pour valider le modèle ainsi développé, nous allons confronter les valeurs calculées aux valeurs mesurées au sol. A défaut des données prises au sol, nous avons comparé nos résultats de calcul avec ceux de différents auteurs [19, 20, 15].

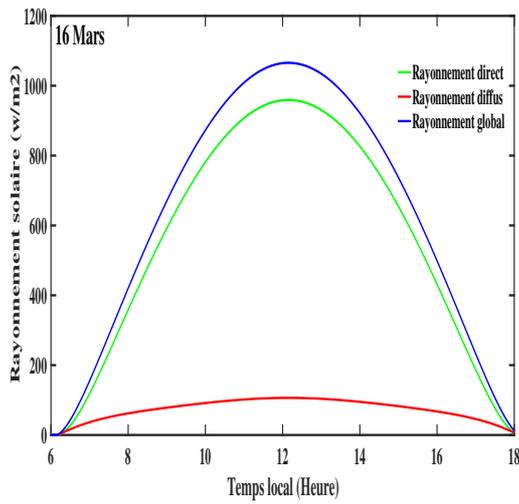
Ce travail a permis de confronter les résultats théoriques du modèle appliqué à notre site avec ceux des auteurs susmentionnés. On a remarqué que les résultats sont quasi similaires



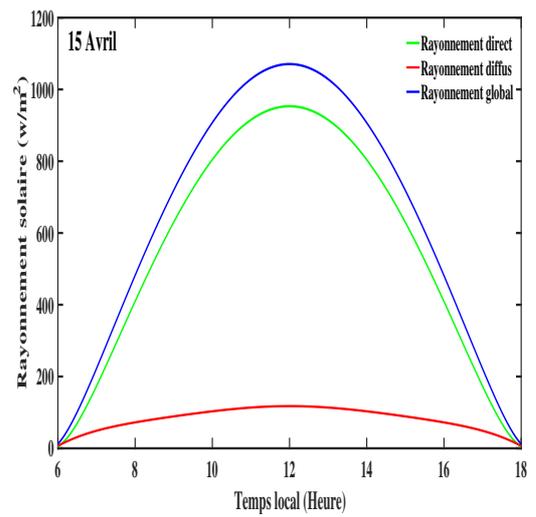
(a)



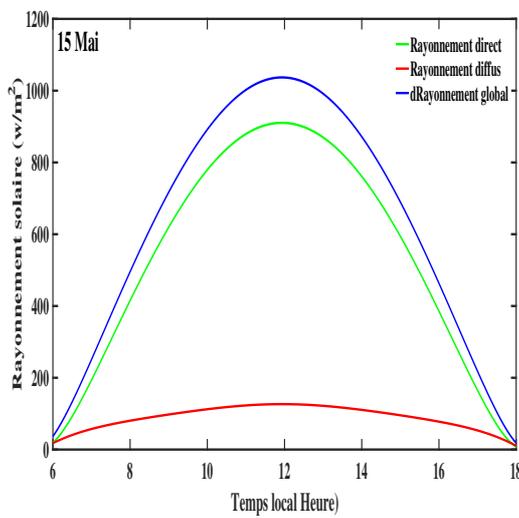
(b)



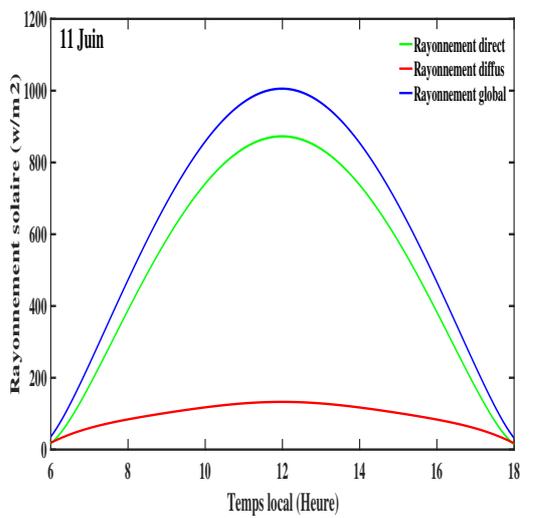
(c)



(d)



(e)



(f)

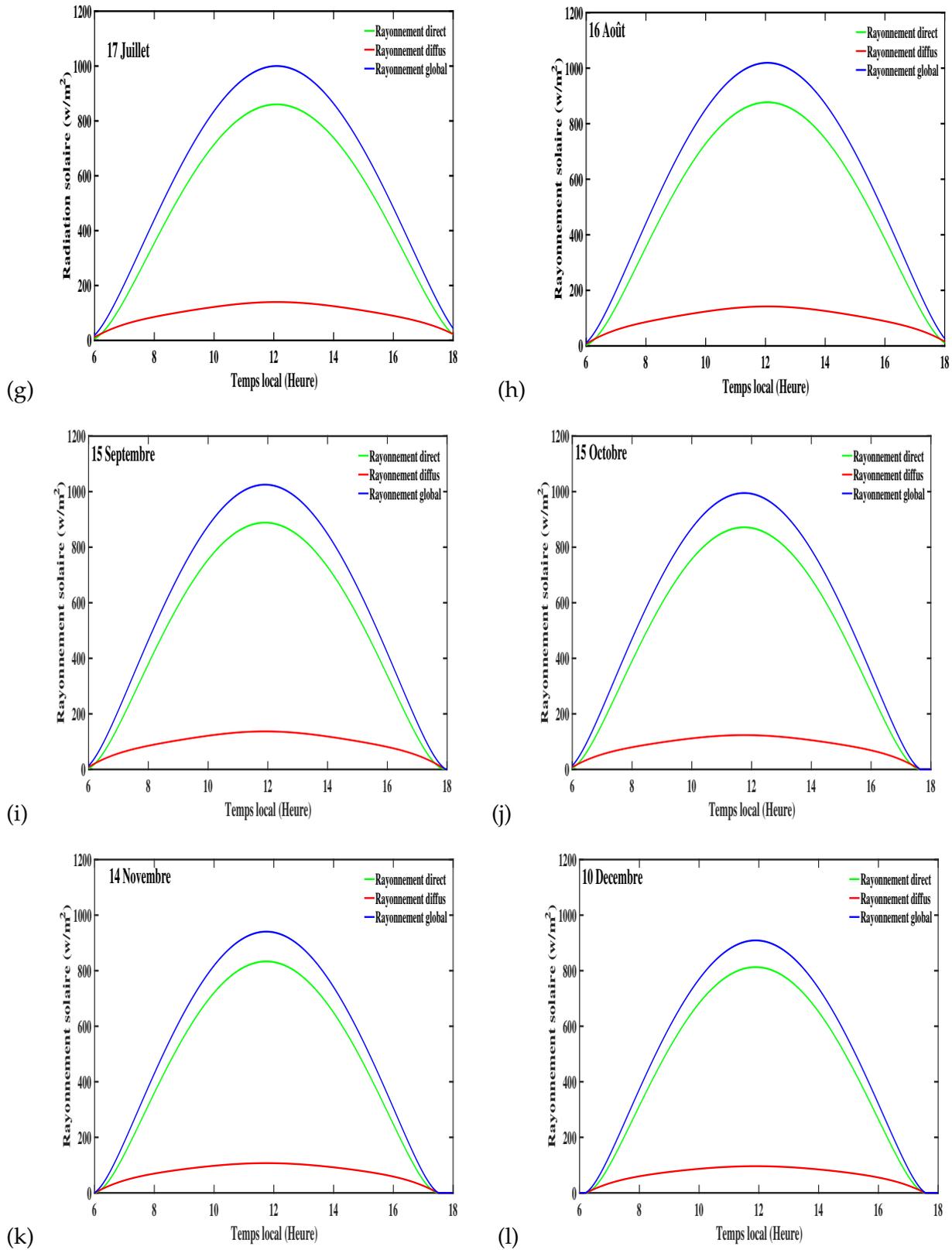
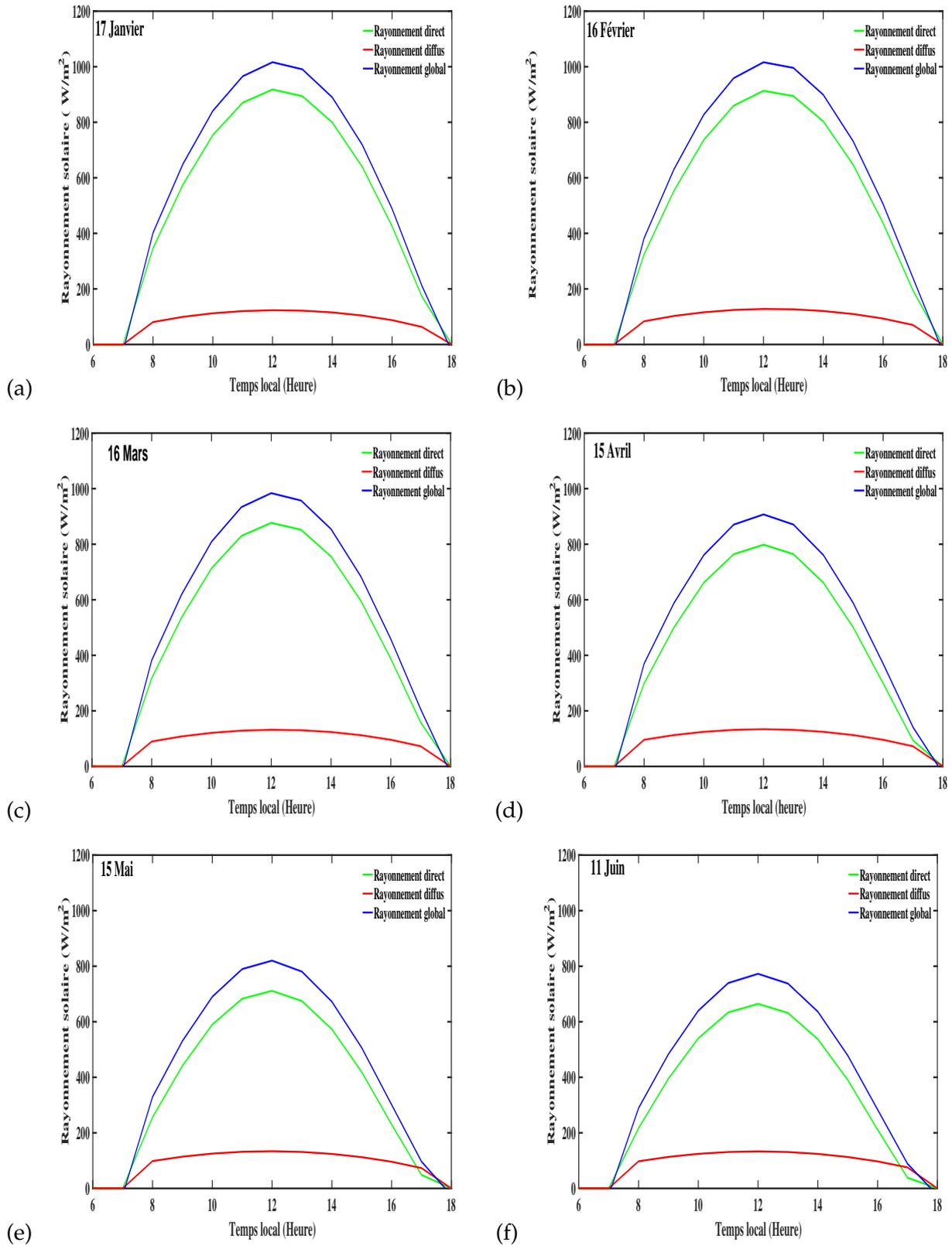


FIG. 30 – Distribution temporelle des éclaircissements incidents sur un plan horizontal.



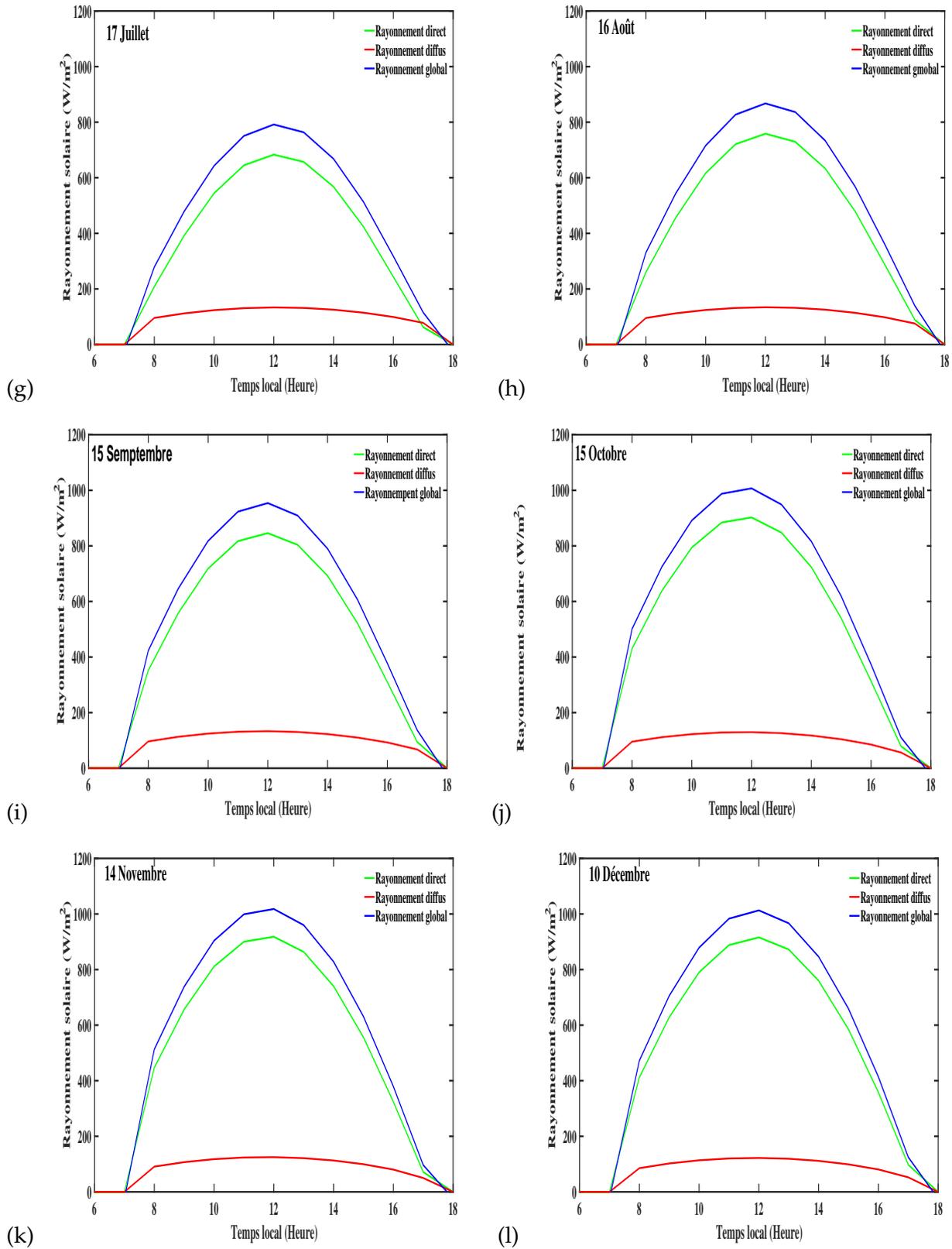


FIG. 31 – Distribution temporelle des éclaircements incidents sur un plan incliné.

et on attire l'attention ici sur l'observation faite, est sur les amplitudes minimales et maximales pour chaque mois de l'année. On en déduit ainsi que le modèle de Capderou [81] peut aussi être appliqué dans un climat de type semi-désertique comme celui du Tchad pour estimer le rayonnement solaire incident dans le cas d'un ciel clair, donnant des résultats appréciables.

Par ailleurs, ce travail est ainsi, comme celui de plusieurs autres auteurs dans la littérature, une contribution à l'évaluation du gisement solaire de notre pays. Les différents modèles établis par les chercheurs et l'étroite dépendance des coefficients de ces relations avec les conditions climatiques propres aux localités où ces relations sont établies rendant le choix de la relation pertinente à utiliser pour évaluer le gisement solaire. Ce modèle est intéressant pour effectuer une étude sur le dimensionnement des systèmes solaires (photovoltaïques et thermiques) que nous verrons par la suite.

III.4 Simulation des performances du CCP de type Sandia

III.4.1 Validation du modèle

Le laboratoire national de Sandia (Sandia National Laboratory, S.N.L) met à la disposition des chercheurs des données expérimentales depuis 1994, nécessaires à la validation du modèle numérique. Ainsi, pour montrer la cohérence du modèle numérique, une comparaison avec les données expérimentales provenant de collecteurs de la même taille est effectuée. Les caractéristiques de ce dernier sont présentées dans l'annexe tableau 5. Cependant, la validation de notre modèle a été effectuée en comparant nos résultats de simulation avec les données expérimentales du laboratoire national de Sandia (Sandia National Laboratory, S.N.L). Les résultats sont regroupés dans le tableau 3 ci-dessous.

Pour la validation du modèle, nous avons utilisé le même paramètre d'entrée ainsi que le même fluide qui est l'huile syltherm 800 comme fluide caloporteur dans le modèle numérique, dans laquelle leurs propriétés thermiques varient avec la température.

On va procéder de la même façon, c'est-à-dire le même type de test en régime statique que ceux qui ont été effectués au S.N.L. Ces tests consistent à choisir des paramètres constants comme le débit, la température d'entrée, la température ambiante, la période de temps et la valeur de rayonnement direct normal.

Tableau 3 : Comparaison entre les résultats expérimentaux et de simulation.

Cas	I_d (W/m ²)	\dot{m}_f (kg/s)	T_{en} (°C)	Exp.[199] ΔT (°C)	ref.[171] ΔT (°C)	Modèle ΔT (°C)	ref.[171] erreur(%)	Erreur(%) du modèle
1	933.37	0.6782	102.2	21.8	22.3	21.3	2.29	2.29
2	937.9	0.6206	297.8	19.1	20.18	17.83	5.65	6.65
3	920.9	0.5457	379.5	18.5	20.95	18.65	13.24	0.81
4	880.6	0.6205	299.0	18.2	17.61	16.72	3.24	8.13
5	909.5	0.6580	250.7	18.7	19.30	17.22	3.2	7.91
6	968.2	0.6536	151.0	22.3	22.86	23.3	2.51	4.8
7	982.3	0.6350	197.5	22	22.78	20.07	3.54	6.05
						Valeur Moy	4.81	4.57

avec $\Delta T = T_{sor} - T_{en}$

Le fluide est envoyé avec un débit constant, une température d'entrée constante, avec la même température ambiante, un rayonnement direct normal constant et un temps de calcul fixe. Une fois la température de sortie obtenue, on peut facilement déterminer l'efficacité globale du collecteur pour chacun de ces tests. À partir des conditions expérimentales données en entrée du modèle numérique, des résultats numériques peuvent être facilement obtenus. L'ensemble de ces résultats sont regroupés dans le tableau 3.

Ce tableau regroupe 7 tests des résultats théoriques du modèle et expérimentaux de Laboratoire National de Sandia. On constate que les résultats théoriques et expérimentaux sont très proches. Pour confirmer cela, nous avons effectué des calculs des erreurs relatives minimales et maximales. Il ressort de ces calculs que l'erreur minimum était estimée à 0.81% et l'erreur relative maximale était de 8.13%, avec un écart moyen de $\pm 4.57\%$. Une autre comparaison effectuée pour montrer l'appropriation du modèle numérique est celle de comparer les températures de sortie de simulation avec les résultats de simulation d'un autre modèle existant dans la littérature [171] avec un écart moyen de $\pm 4.81\%$. L'écart d'erreur moyen entre le deux modèles est de 0.24% ; fort de ces résultats, nous pouvons conclure que le modèle quasi-permanent se rapproche beaucoup plus de l'expérimental par rapport au modèle de [171]. L'examen de tous ces résultats montre que le modèle proposé simule bien le comportement thermique du CCP. Ce modèle pourra être adopté pour prédire les performances de collecteur de différentes tailles. Nous pouvons maintenant l'appliquer à différents tests, sous différentes conditions climatiques de fonctionnement. Ci-dessous, nous allons poursuivre notre étude en faisant varier des différents paramètres sur le modèle ainsi décrit pour voir leurs influences sur l'efficacité de CCP.

III.4.2 Effet de l'angle d'incidence

Nous montrons sur la figure 32 l'influence de l'angle d'incidence sur l'angle d'incidence modifié et la performance optique du CCP. On constate que l'angle d'incidence modifié et l'efficacité optique diminuent sensiblement avec l'augmentation de l'angle d'incidence. A noter que l'effet de l'angle d'incidence sur le rendement optique est quantifié par l'angle d'incidence modifié parce que ce paramètre inclut toutes les pertes optiques dues à un angle d'incidence supérieur à 0° . Dans ce cas, l'apport d'un système de poursuite solaire est nécessaire afin que le collecteur intercepte le maximum d'énergie solaire incidente.

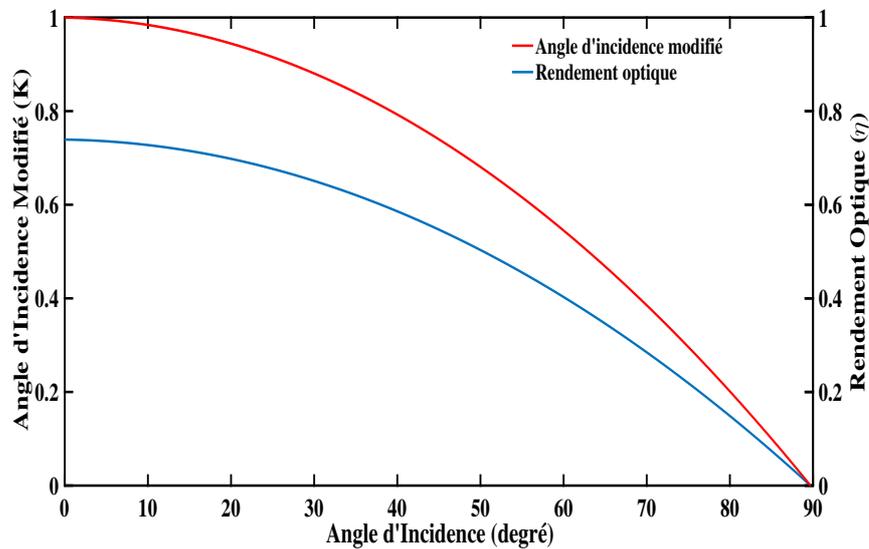


FIG. 32 – Angle d'incidence modifié et Rendement optique en fonction de l'angle d'incidence.

III.4.3 Rendement optique

Les figures 33 représentent les résultats obtenus pour les différents cas de poursuite étudiés précédemment (Poursuite totale, Nord-Sud horizontal, Est-Ouest horizontal Est-Ouest polaire) sur la banlieue de N'Djamena (Linia), pour quelques jours typiques de l'année, avec un angle d'incidence des rayons du soleil correspondant à chaque cas.

À partir du modèle optique, il est possible d'évaluer l'impact des différentes saisons sur les performances optiques du concentrateur traduit par le gain en température produite. A la figure 33, une présentation de quatre modes de poursuite solaire est effectuée pour quelques journées typiques de l'année, avec l'angle d'incidence correspondant à chaque cas. Nous remarquons que, le mode de poursuite totale recueille le maximum de rayonnement solaire incident

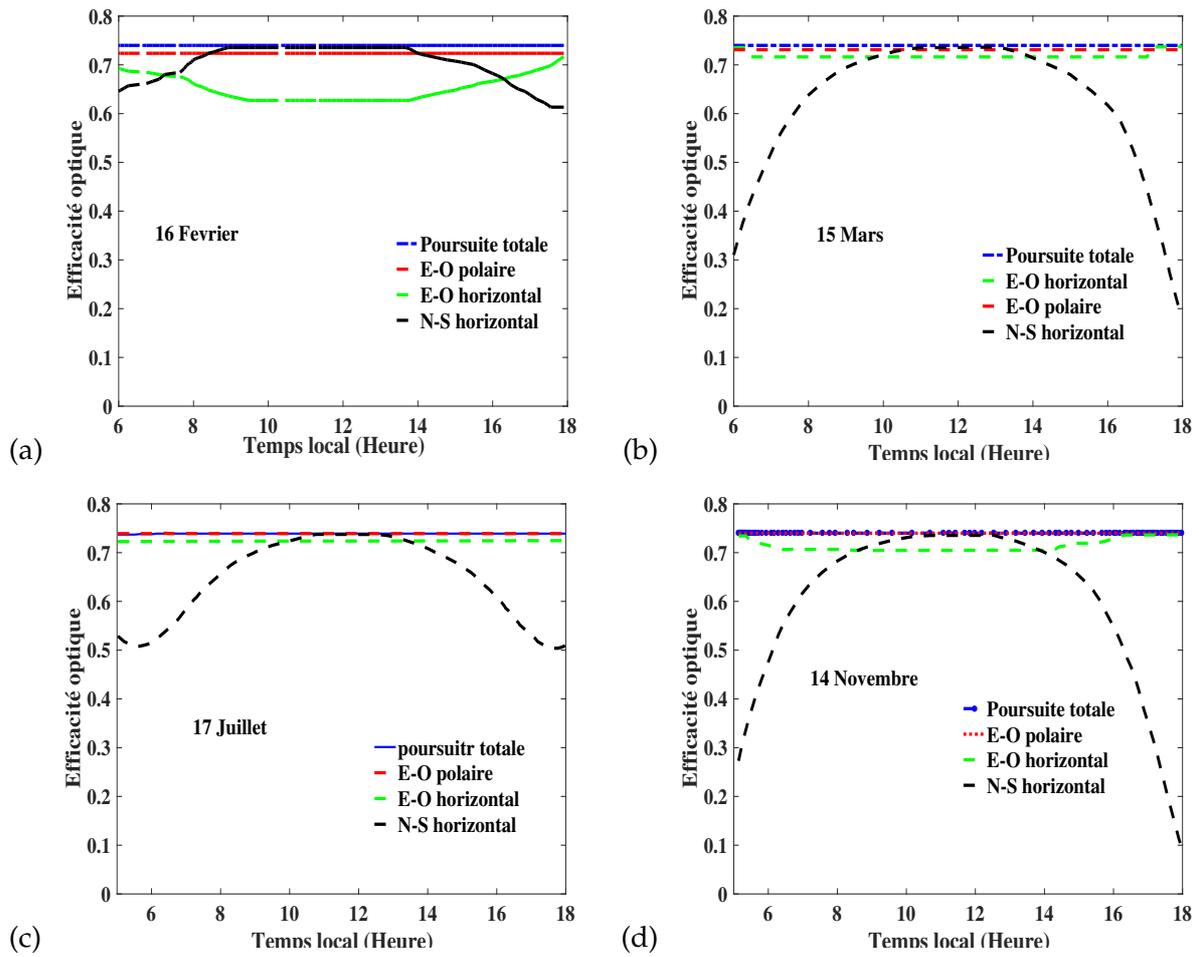


FIG. 33 – Efficacité optique en fonction du temps local suivant le suivi solaire. (a) : Février ; (b) : Mars ; (c) : Juillet ; (d) : Novembre.

avec une valeur presque égale à 74%. En effet, en mars et novembre, les modes de poursuite Est-Ouest polaire et Est-Ouest horizontal collectent plus d'énergie solaire incidente, et qui sont très proches du mode de poursuite totale avec un rendement maximal de 73.9% environ. Pendant le mois de novembre, la collecte de rayonnement solaire incident est culminante dans le cas de mode de poursuite Est-Ouest polaire et Est-Ouest horizontal. On observe aussi une légère augmentation de l'efficacité optique dans le cas du mode Nord-Sud horizontal qui est de 73.1%, par contre en février, le mode Nord-Sud horizontal devient plus souhaitable que le mode Est-Ouest horizontal.

Sur la figure 34, on remarque que le mode de poursuite Est-Ouest polaire présente un avantage sans conséquence par rapport aux modes de poursuite Est-Ouest horizontal et Nord-Sud horizontal. Par conséquent, il devient le mode de poursuite le plus approprié pour les montages individuels.

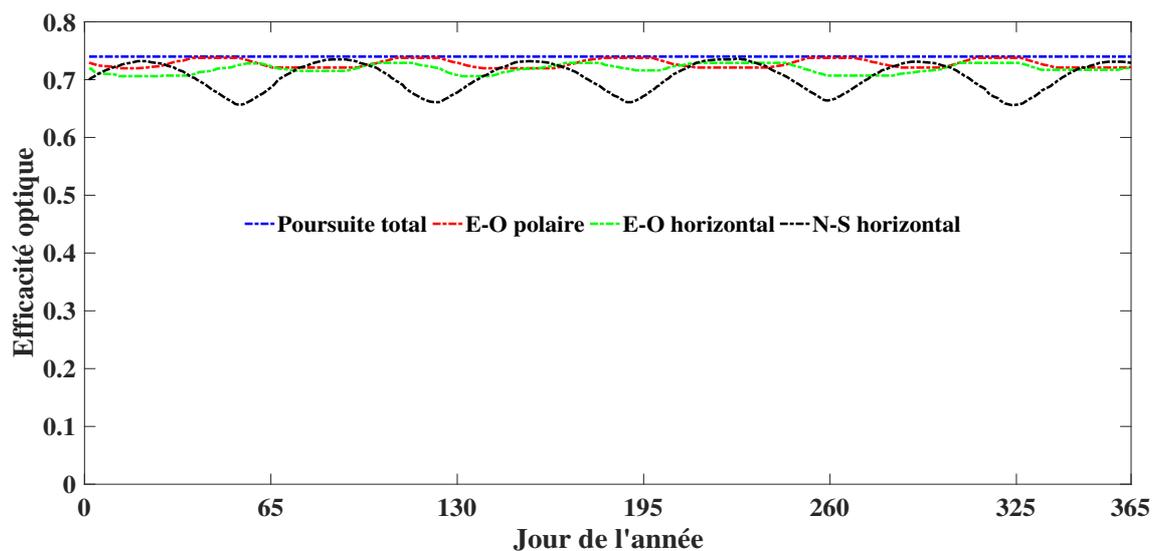


FIG. 34 – Moyenne journalière de l'efficacité optique dans une année.

La figure 34 représente la moyenne journalière de l'efficacité optique dans une année suivant les quatre modes de poursuite solaire. Il ressort de cela que le mode de poursuite Est-Ouest horizontal est recommandé pour un champ solaire, en raison de faibles pertes de puissances par ombrage du champ de capteur solaire d'une part. D'autre part, en raison de la petite surface occupée par le CCP. Par ailleurs, même si le mode Est-Ouest polaire est recommandé pour des installations individuelles, le mode Est-Ouest horizontal devient préférable pour une centrale.

Le modèle optique ainsi décrit va être couplé au modèle thermique ci-dessous pour la suite de la modélisation de la centrale solaire à concentration.

III.5 Températures des composants du système

Nous avons présenté à la figure 35, les variations horaires des températures de sortie des fluides caloporteurs (eau, huile synthétique) du tube absorbeur et enveloppe de verre le long du capteur avec un débit de 0.08kg/s . Les fluides entrent à la température ambiante (25°C). Nous remarquons que les températures de ces derniers s'accommodent au rayonnement solaire qui évolue avec le temps, les températures maximales atteintes sont aux environs de 12 à 14 heures, coïncidant avec la période la plus chaude de la journée. Nous pouvons néanmoins noter qu'il y'a un grand écart entre les températures de sorties des fluides sur les deux graphes, pour différentes valeurs atteintes. Le maximum atteint pour l'huile synthétique est de 193°C et 98°C pour l'eau, pendant la saison d'été (16 Août). On constate aussi que la température de l'absorbeur est la plus élevée résultant de son coefficient d'absorption plus grand que ceux des autres composants. Cependant, la température maximale de l'absorbeur est de 290°C dans le cas de l'huile synthétique et de 155°C dans le cas de l'eau. L'écart de température entre l'enveloppe du verre et le tube absorbeur est souvent l'origine de l'augmentation des pertes internes.

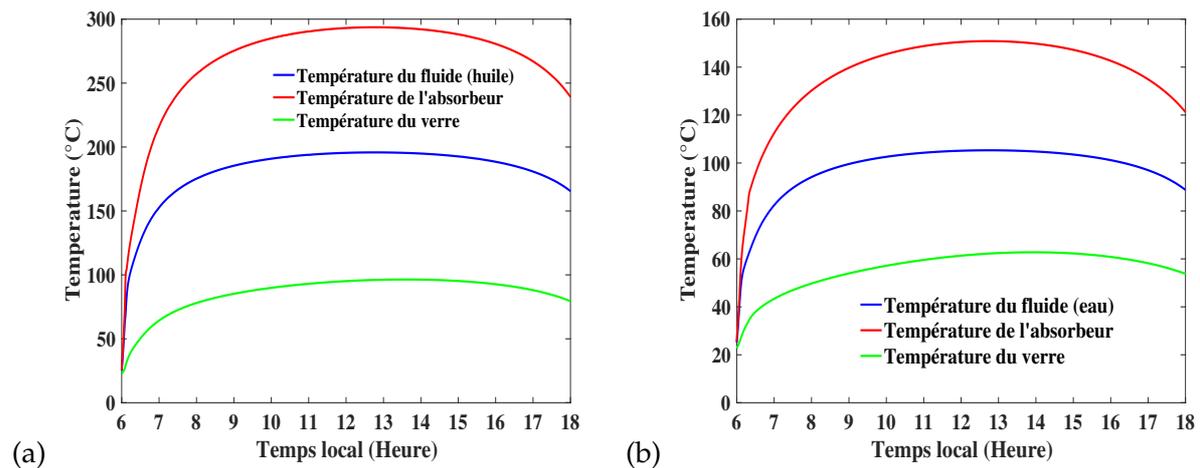


FIG. 35 – Evolution de la température à la sortie de l'absorbeur en fonction du temps. (a) : Fluide utilisé : huile ; (b) : Fluide utilisé : eau.

A partir de ce modèle, il est possible de faire une analyse de sensibilité des paramètres essentiels comme la longueur du tube absorbeur, la vitesse du vent, le débit massique et l'espace annulaire sur les températures en sorties des fluides caloporteurs et les performances de

l'absorbeur solaire. Pour cela, nous allons ci-dessous fixer tous les paramètres et les faire varier alternativement.

III.5.1 Influence de la longueur

La figure 36 montre l'évolution de la température de sortie sur la longueur de l'absorbeur. Bien que les tendances soient similaires, la température de sortie des huiles synthétiques croît plus vite que celle des eaux. Cette différence résulte de l'influence des propriétés thermophysiques des différents fluides mis en jeu comme la faible capacité calorifique (le produit de la masse volumique et la chaleur spécifique) de l'huile par rapport à l'eau.

Ce résultat indique aussi que les températures de sortie des fluides sont proportionnelles à la longueur du tube absorbeur et à l'intensité du flux solaire incident. Il ressort de cela qu'une petite longueur du tube absorbeur n'est pas suffisante pour que les fluides caloporteurs atteignent le seuil maximal des températures dans le cas de centrale à concentration, à cause de la plus grande puissance thermique exigée par la centrale. Ainsi pour atteindre la température de sortie du champ solaire souhaitée, il est nécessaire d'utiliser une grande longueur du tube absorbeur.

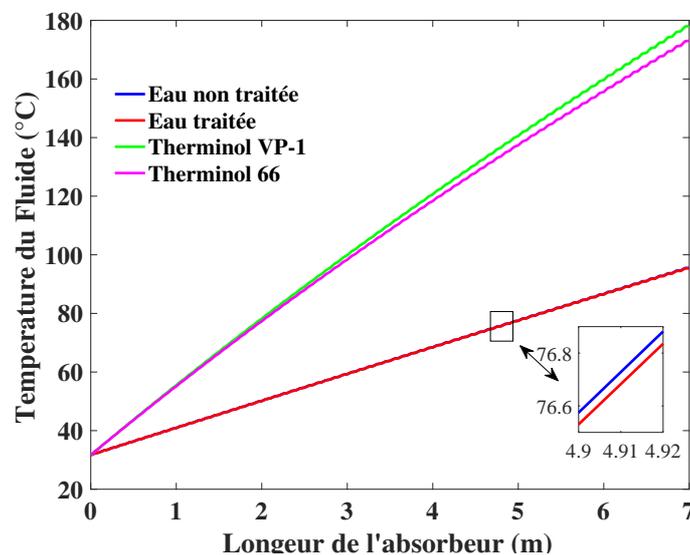


FIG. 36 – La variation de la température des fluides le long de l'absorbeur à t=12h.

III.5.2 Effet de l'espace annulaire sur la température de sortie

Sur la figure 37, une étude de sensibilité dans l'espace annulaire est effectuée le long de la journée. La présence du vide dans l'espace annulaire entre l'absorbeur et l'enveloppe du

verre permet d'améliorer davantage la température en sortie du fluide caloporteur. Dans ce cas, le coefficient de convection est nul, ceci est normal car la perte par convection n'existe pas. Ce résultat indique qu'une faible pression dans l'espace annulaire engendrerait moins des pertes thermiques. Il apparaît néanmoins des légers décalages entre les deux courbes. Une augmentation d'environ de 10°C sur le récepteur est observée.

On tient à signaler ici que, le vide dans l'espace annulaire permet ainsi d'améliorer davantage le gain en température de sortie du fluide caloporteur ainsi que l'efficacité thermique du concentrateur cylindro-parabolique. Pour cela, nous recommandons l'utilisation d'un concentrateur avec un espace annulaire vide.

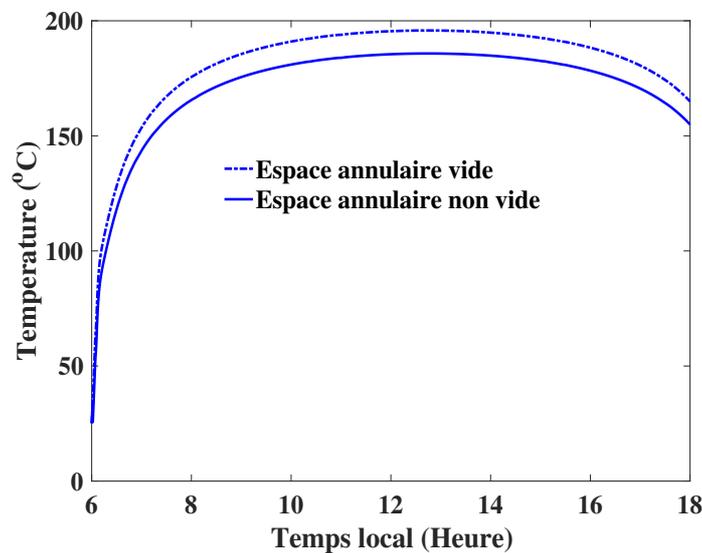


FIG. 37 – Effet de l'espace annulaire sur l'évolution de la température du fluide de sortie.

III.5.3 Influence de la vitesse du vent sur la température

Nous présentons, dans les figures 38, suivantes les profils de l'évolution en fonction du temps et pour différentes valeurs des vitesses du vent, de la température de sortie du fluide caloporteur, du tube absorbeur et de l'enveloppe du verre. Nous constatons que la variation de la vitesse du vent influe peu sur la production des températures de sortie du fluide et du tube absorbeur. Par contre, la vitesse du vent affecte légèrement l'enveloppe du verre ; cela peut s'expliquer par une augmentation du refroidissement convectif de la partie extérieure de l'enveloppe du verre qui va réduire légèrement la température de l'enveloppe extérieure et augmenter les pertes au niveau de l'enveloppe.

On déduit de cela que, plus la vitesse du vent augmente, plus la température de sortie de l'enveloppe du verre diminue faiblement. Ceci est dû au coefficient de transfert thermique extérieur entre l'enveloppe et l'ambiance qui prend en compte les propriétés physiques de l'air ambiant. L'augmentation de vitesse du vent ne sert qu'à renforcer la perte par convection vers l'extérieur.

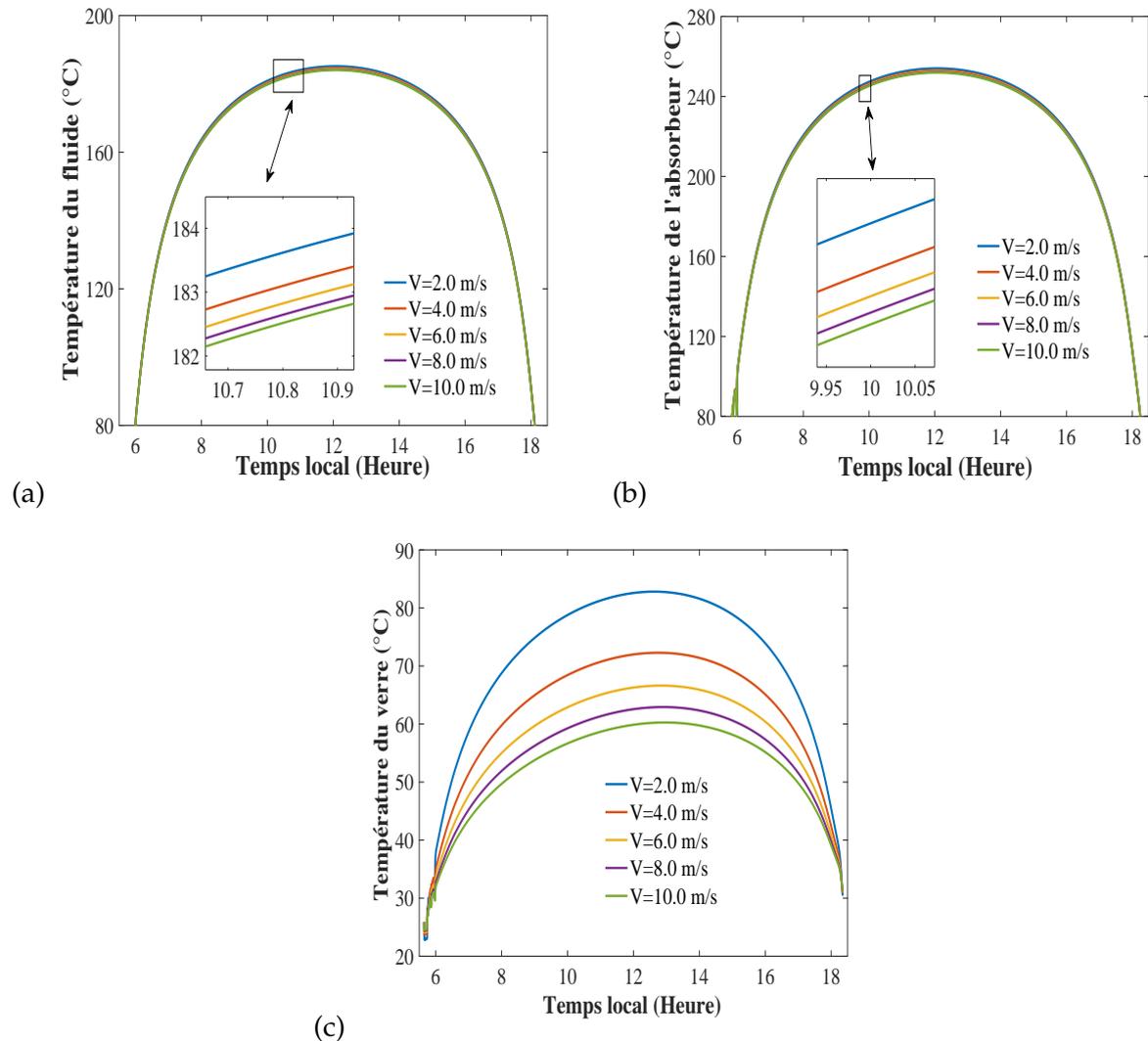


FIG. 38 – Evolution temporelle de la température de sortie du fluide pour différentes valeurs de la vitesse du vent. (a) Température du fluide (Therminol VP-1); (b) Température de l'absorbeur; (c) température de l'enveloppe de verre.

III.5.4 Influence de la vitesse du vent sur les coefficients des échanges thermiques

D'après la figure 39, on remarque que la vitesse du vent n'a pratiquement pas d'effet sur les coefficients de transfert interne (figure39a) et utile (figure39c); mais quand l'ensoleillement est

maximal on observe une légère augmentation du coefficient interne avec l'augmentation de la vitesse du vent. On s'aperçoit sur la figure 39b que plus la vitesse du vent est grande plus le coefficient d'échange externe augmente aussi en raison du coefficient de transfert de chaleur interne élevé d'une part, et d'autre part à l'équilibre thermodynamique entre l'extérieur de l'enveloppe du verre et l'air ambiant. En outre, malgré l'apport de la vitesse du vent sur les coefficients de transfert interne et externe, le vent n'affecte quasiment pas le coefficient d'échange utile en raison des propriétés optiques des matériaux d'une part et aussi des propriétés thermo-physiques du fluide caloporteur d'autre part.

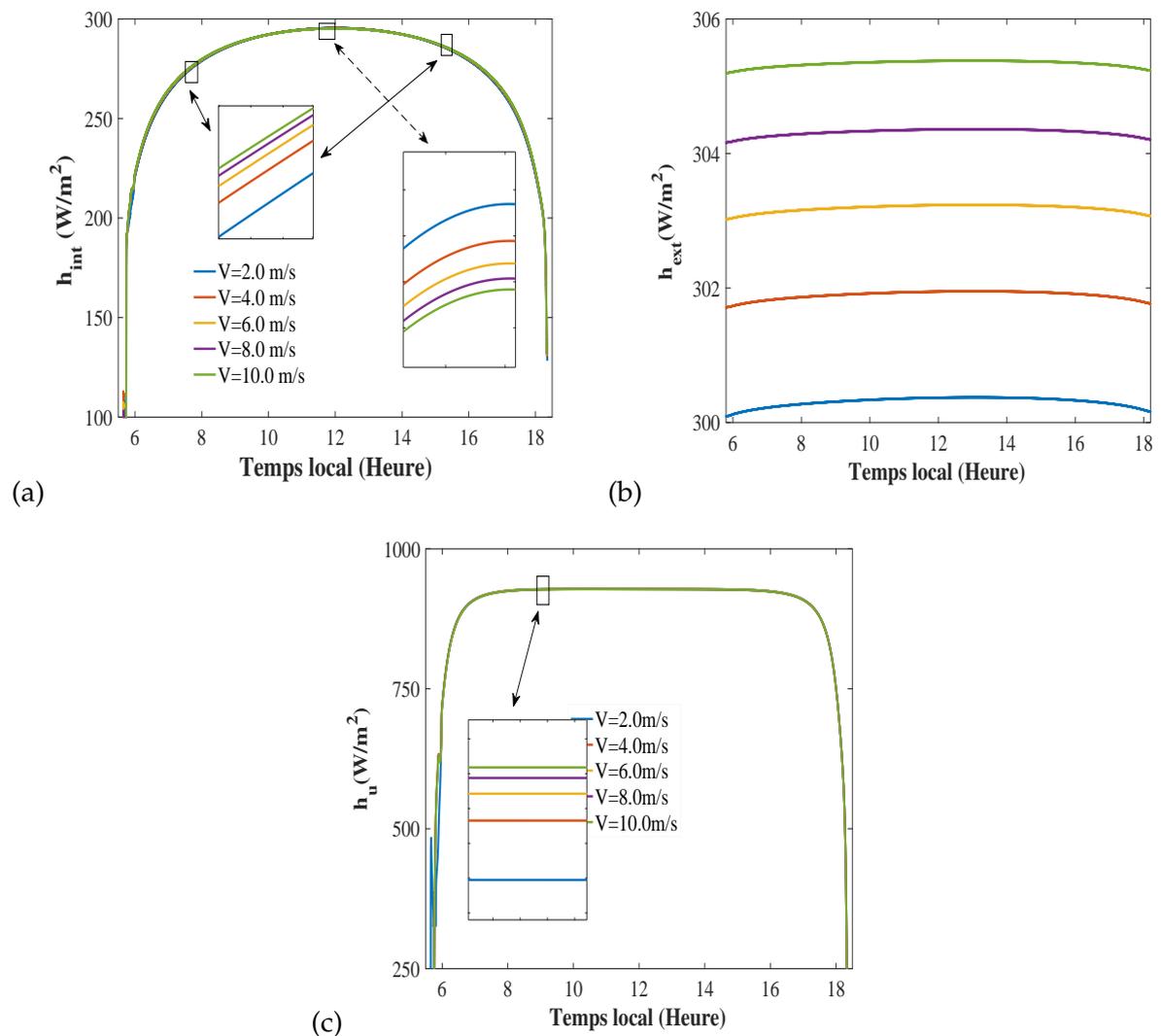


FIG. 39 – Evolution temporelle des coefficients d'échanges thermiques pour différentes valeurs de la vitesse du vent. (a) Coefficients d'échanges internes ; (b) Coefficients d'échanges externes ; (c) Coefficients d'échanges utiles.

III.5.5 Influence de la vitesse du vent sur les coefficients des pertes thermiques

Sur la figure 40, on remarque que la vitesse du vent a un faible effet sur le coefficient. En effet, la figure 40a montre que les pertes thermiques intérieures entre le tube absorbeur et l'enveloppe du verre diminuent légèrement lorsque la vitesse du vent prend une petite valeur. Cela est dû au vide dans l'espace annulaire entre le tube absorbeur et l'enveloppe du verre.

La figure 40b montre les pertes thermiques extérieures entre l'enveloppe du verre et l'ambiant. Quand le coefficient d'échange thermique entre le tube absorbeur et l'enveloppe du verre intérieur est suffisamment élevé, cela favorise le transfert de chaleur vers l'extérieur. En plus, les pertes externes entre l'enveloppe du verre et l'ambiant deviennent aussi importantes. Cela peut s'expliquer par le fait que le tube absorbeur émet une partie de la chaleur reçue vers l'extérieur (perte par rayonnement).

La figure 40c montre la puissance utile reçue par le fluide. Pendant cette phase, la variation de la vitesse du vent n'a presque pas d'effet sur la puissance reçue par le fluide de fonctionnement. Pour la raison précédemment évoquée dans la section précédente, le vent n'affecte quasiment pas le coefficient d'échange utile, en raison des propriétés optiques des matériaux d'une part, et des propriétés thermo-physiques du fluide caloporteur d'autre part ; ce qui n'aura pas un effet négatif sur les performances du concentrateur.

III.5.6 Influence de la vitesse du vent sur le rendement thermique

La figure 41 montre l'efficacité thermique globale du concentrateur avec un débit massique constant de 0.08 kg/s et une vitesse du vent variable. Le vent n'a pratiquement aucun effet sur les performances du CCP. En effet, une très légère baisse du rendement est présentée avec l'augmentation de la vitesse du vent. Cela est dû au refroidissement convectif de l'enveloppe du verre externe qui va diminuer la température du tube absorbeur externe et augmenter les pertes convectives du tube absorbeur. On remarque sur cette figure que les huiles synthétiques présentent de meilleurs rendements par rapport aux eaux. Une hypothèse expliquant cette différence provient du fait que les propriétés physiques des fluides varient en fonction de la température. Malika et al [182] ont démontré qu'un fluide peut avoir une température de sortie maximale lorsque ces propriétés thermo-physiques sont importantes et de capacités thermiques faibles. En conclusion, nous pouvons dire que, l'effet de la vitesse du vent n'est pas significatif sur l'efficacité thermique du récepteur, peu importe le type de fluide utilisé.

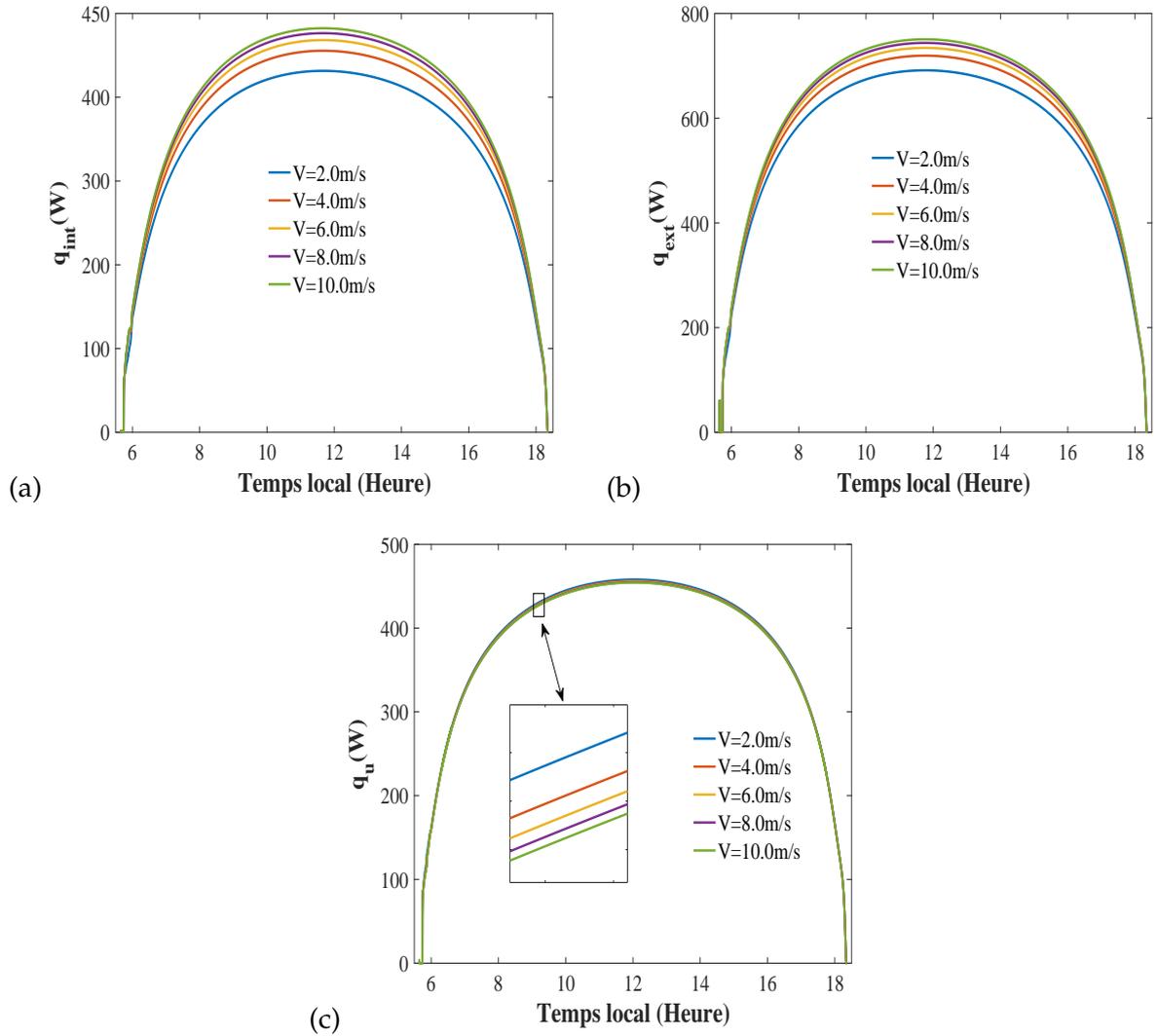


FIG. 40 – Evolution temporelle des pertes de chaleur pour différentes valeurs de la vitesse du vent. (a) Perte de chaleur interne ; (b) Perte de chaleur externe ; (c) Transfert de chaleur utile.

Ce même constat est aussi fait par Dudley et al [199] lors d'un essai effectué sur un capteur à SANDIA. Ils ont montré que la vitesse du vent est quasiment négligeable sur la performance d'un concentrateur cylindro-parabolique. Cette même hypothèse est aussi soutenue par Fischer [200]. Nous en déduisons que la vitesse du vent aura une influence d'autant plus importante lorsque l'espace annulaire n'est pas sous vide ou lorsque la pression qui s'y trouve est importante. Ci-dessous, nous présenterons l'influence du débit massique du fluide sur les performances thermiques du CCP.

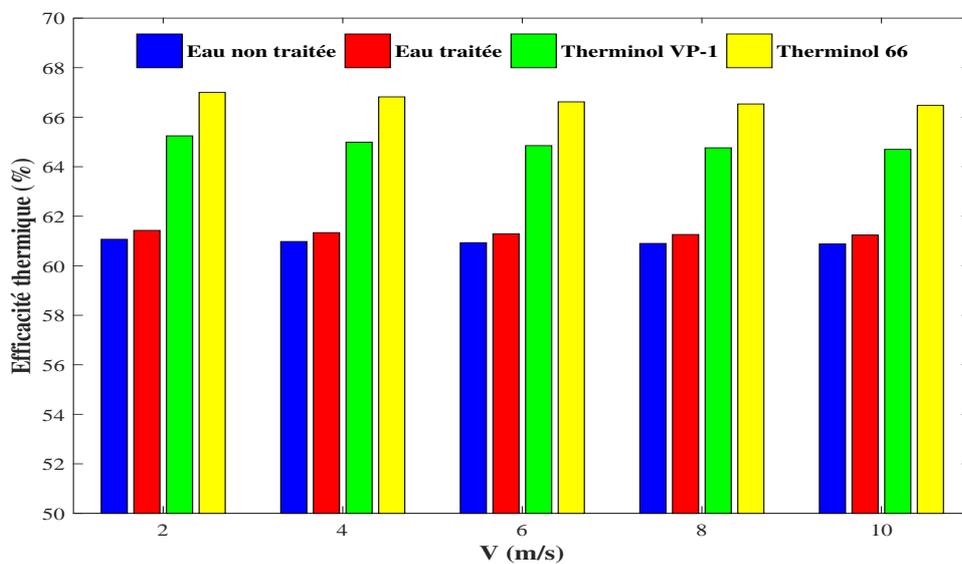


FIG. 41 – Efficacité thermique globale du fluide en fonction de vitesse du vent

III.5.7 Influence du débit massique sur les températures de sortie

La figure 42 montre l'influence du débit massique du fluide sur les variations horaires des températures de sortie de différents composants de capteur. Il ressort que, l'augmentation du débit massique conduit à un accroissement sensible de la température de sortie de trois composants du capteur ; il en résulte un effet très favorable sur la performance du collecteur.

La figure 43 indique qu'une petite augmentation du débit de fluide favorise l'augmentation de la température. Il en est de même des coefficients de transfert thermique utile et des coefficients d'échange à l'intérieur et à l'extérieur du tube absorbeur. Cela peut s'expliquer d'une part, par la forte viscosité et la forte capacité thermique du fluide synthétique et d'autre part, par les propriétés optiques du matériau tels que le facteur d'interception, la réflectance du miroir, la

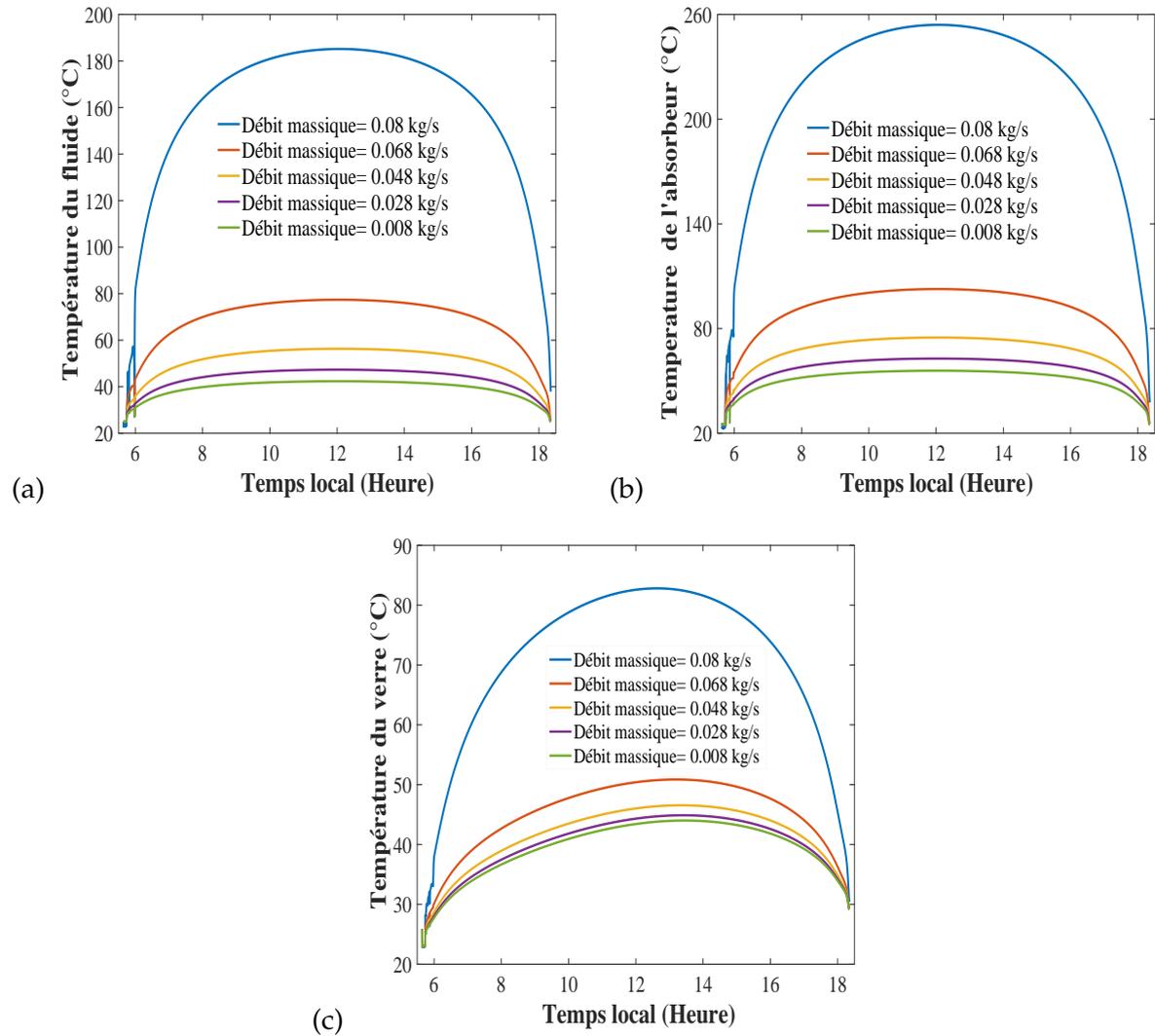


FIG. 42 – Evolution temporelle de la température de sortie du fluide pour différentes valeurs du débit massique. (a) Température du fluide (Therminol VP-1); (b) Température de l'absorbeur; (c) température de l'enveloppe de verre.

transmittance, et l'absorptance de concentrateur cylindro-parabolique.

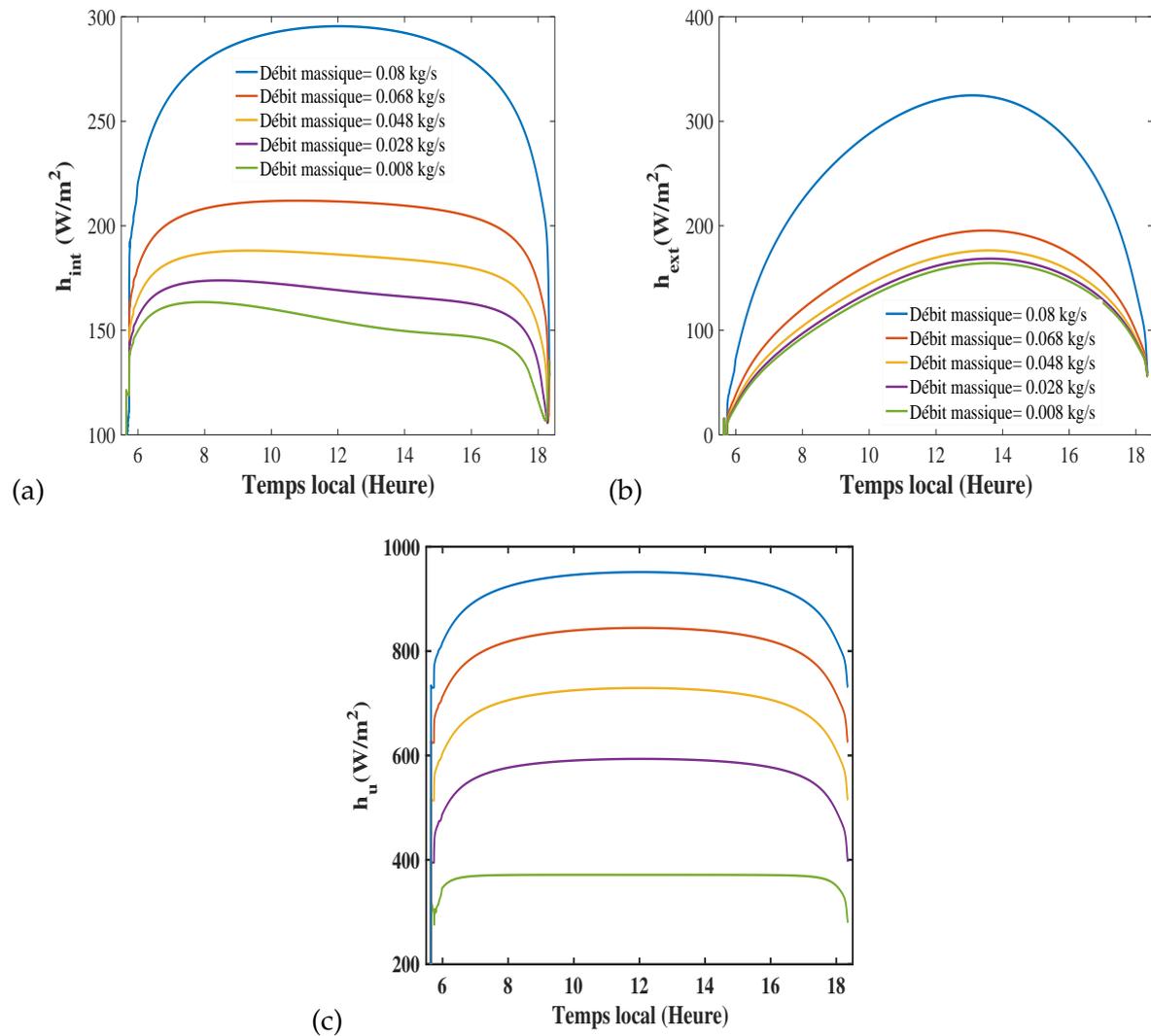


FIG. 43 – Evolution temporelle des coefficients d'échanges thermiques pour différentes valeurs du débit massique. (a) Coefficients d'échanges internes ; (b) Coefficients d'échanges externes ; (c) Coefficients d'échanges utiles.

A travers la figure 44, nous notons également que l'augmentation du débit massique a une influence sur les pertes thermiques et l'énergie utile. Lorsque le débit croît, les pertes thermiques deviennent aussi grandes en raison des coefficients de pertes thermiques élevées, favorisant ainsi le transfert de chaleur vers l'extérieur. Cela résulte du fait qu'il y'a une importante émissivité du tube absorbeur causant les pertes par rayonnement vers l'extérieur d'une part, et d'autre part, l'espace annulaire entre l'absorbeur et l'enveloppe de verre (s'il n'est pas vide) pourrait augmenter sensiblement les pertes convectives.

Dans les paragraphes précédents, nous avons pu montrer la sensibilité du débit mas-

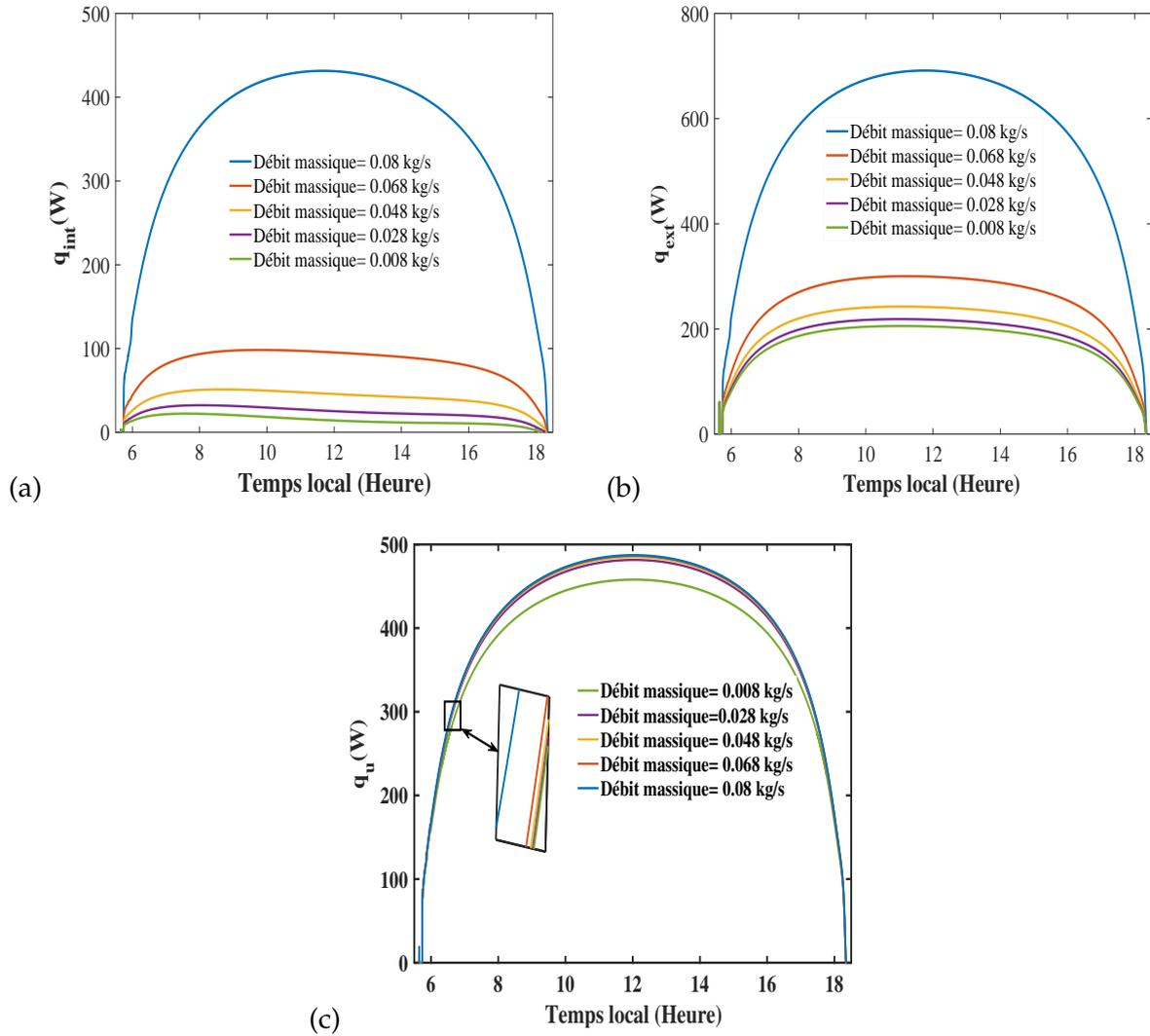


FIG. 44 – Evolution temporelle des pertes de chaleur pour différentes valeurs du débit massique. (a) Perte de chaleur interne ; (b) Perte de chaleur externes ; (c) Transfert de chaleur utile.

sique sur les coefficients de transferts thermique. Il ressort de cela que l'accroissement de la puissance utile dépend, non seulement des propriétés thermo-physiques de fluides (compte tenu de la faible viscosité dynamique et une grande conductivité thermique de fluide de transfert), mais aussi de la variation du rayonnement solaire direct et aux caractéristiques optiques des éléments du concentrateur.

Afin de voir l'évolution temporelle de l'efficacité thermique du concentrateur cylindro-parabolique, nous avons fixé des conditions pour le fonctionnement de CCP ; la vitesse du vent est maintenue constante égale 2m/s, et le débit d'alimentation aussi constant égal à 0.08kg/s, et la température d'entrée du fluide égale à 25°C. Nous observons sur la figure 45 que les fluides ont donné un rendement maximal à 12 heures ; ceci est dû au fait que à 12 heures, le rayonnement solaire est intense, le capteur absorbe la totalité de l'énergie solaire incidente réfléchiée par le concentrateur. Fort de cela, on en déduit qu'il peut y avoir une relation de proportionnalité entre l'efficacité thermique globale du concentrateur cylindro-parabolique et le rayonnement.

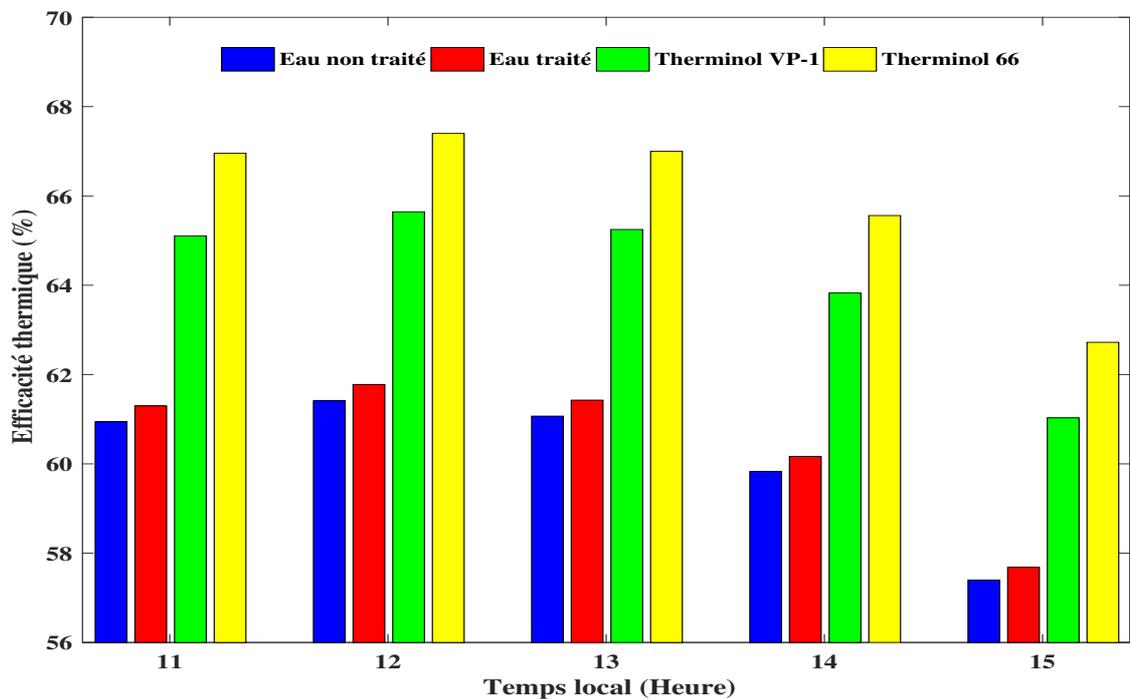


FIG. 45 – Efficacité en fonction du temps local pour les différents types de fluides.

III.6 Simulation d'un système de stockage thermocline

La simulation est effectuée de telle sorte que la cuve de stockage doit être capable de fournir la même puissance thermique délivrée par le champ solaire à la machine thermodynamique. Pour y parvenir, nous avons fixé une condition sine qua non (des températures seuils) pour satisfaire au besoin journalier de presque 1000 kW électrique sur une période de 12 heures. Cette configuration tient compte du besoin en puissance en début de soirée et d'une éventuelle intermittence susceptible de se produire au cours de la journée. Les conditions opératoires de températures sont de 300°C pour la température haute et de 120°C pour la température basse ; les deux températures citées sont les températures à l'entrée et à la sortie de la machine thermodynamique de Rankine Organique.

Initialement, la température de la cuve correspond à la température de sortie de la machine thermodynamique, qui est de 120°C lorsque la cuve de stockage est totalement déchargée. Le fluide chaud venant du champ de capteurs solaires est inséré par le haut du réservoir, avec un débit massique constant. Ensuite, la température d'entrée du réservoir augmente légèrement au cours du temps jusqu'à atteindre la température de consigne haute qui est de 300°C. La charge s'arrête immédiatement lorsque la température du stock augmente de 5% de la valeur de température du consigne haute prédéfinie (la température seuil est atteinte). En effet, dans le processus de la décharge, lorsque la température de sortie atteint la température basse de consigne (la température seuil est atteinte), la décharge s'arrête immédiatement.

Les paramètres indispensables de la simulation pour décrire les phénomènes thermiques du réservoir de stockage thermocline sont cités ci-dessous : Puissance thermique P_{th} ; Temps de décharge Δt ; Température opératoire ΔT ; Porosité du lit de roche ε ; Diamètre de particule d_p ; Hauteur du lit de roche H ; Diamètre du réservoir D . Les paramètres ci-dessus sont des paramètres essentiels conditionnés par le cahier des charges, et permettent de déterminer l'ensemble des caractéristiques qui aboutissent à un système de stockage bien défini.

III.6.1 Résultats lors de la charge

Les résultats de la simulation permettent de dresser un profil de charge comme le montre la figure 46, la charge d'une journée typique choisie indique que le processus de remplissage dure 3 heures. Les conditions d'entrée du fluide, un débit massique constant, une vitesse

de fluide en entrée constante. Au début de cette période, le champ des collecteurs cylindro-paraboliques chauffe le fluide ; ensuite, le renvoie vers le réservoir pour le remplissage. À l'état initial, la température est quasiment égale à 120°C sur l'intégralité du réservoir ; le fluide chaud est introduit par le haut du réservoir, avec un débit massique constant. Ensuite, le fluide chaud cède la chaleur au solide, qui s'élève en température au cours du temps. A $t = 0\text{h}$, correspond à l'état initial du réservoir intégralement à la température basse (120°C) et au bout de 30 minutes plus tard, on observe une légère augmentation de la charge dans le réservoir jusqu'à trois heures du temps plus tard, à $t=3\text{h}$, le réservoir de stockage se charge. Lorsque la charge finit, le fluide de transfert quitte le réservoir par sa partie basse pour entrer dans le champ de collecteurs solaires. Le même processus se répète chaque jour. Dès le début de la matinée, la température de sortie du champ solaire augmente quand le système de suivi solaire démarre vers 8h. En outre, quand la température de sortie de champ solaire atteint la température de consigne (300°C), le champ solaire alimente le groupe moteur et le surplus est envoyé vers le réservoir de stockage et immédiatement, la charge démarre.

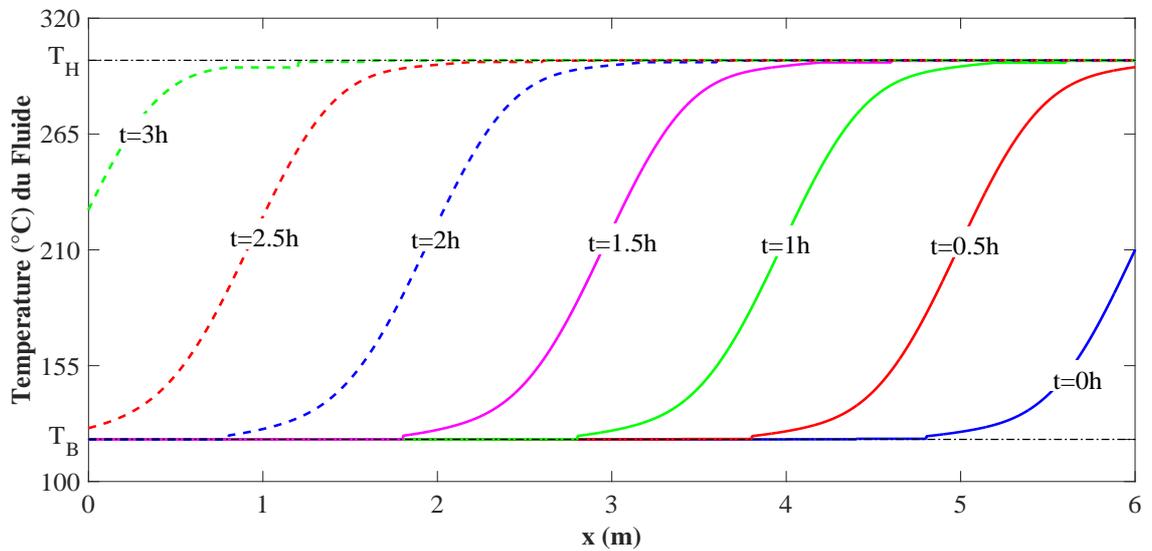


FIG. 46 – Profils thermiques dans le réservoir en phase de charge au cours du temps.

L'observation faite sur la figure 47 montre le comportement intérieur de la cuve de stockage lors d'une charge complète. À l'état initial, à $t=0$ la cuve est totalement déchargée (température basse) ; 30 minutes plus tard, la charge commence graduellement, la zone thermocline commence à migrer vers le bas. Il ressort de cela que, au fur et à mesure que le temps augmente, le réservoir est de plus en plus chargé, la zone thermocline est donc de plus en plus

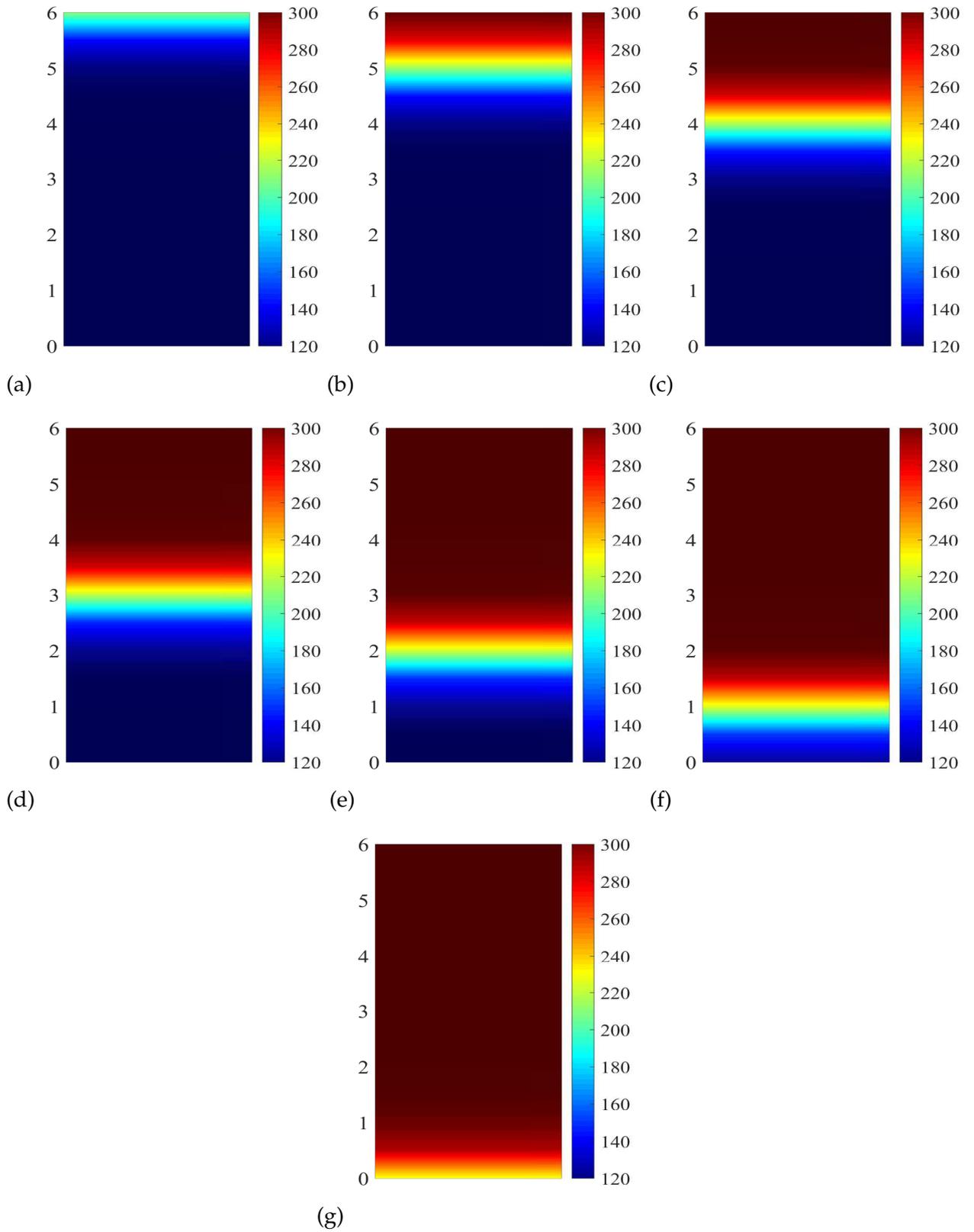


FIG. 47 – Etats thermiques à l’intérieur de la cuve lors de la charge au cours du temps. (a) : $t=0h$; (b) : $t=0.5h$; (c) : $t=1h$; (d) : $t=1.5h$; (e) : $t=2h$; (f) : $t=2.5h$ et (g) : $t=3h$.

étroite après trois heures de temps, la charge se termine.

III.6.2 Résultats lors de la décharge

La figure 48 représente l'évolution des températures de sortie au cours du temps pour les décharges. On remarque qu'au début, c'est-à-dire dans la partie basse du réservoir, le fluide froid entre en contact avec les solides à température haute 300°C . La décharge se produit par l'introduction d'un fluide froid à la température basse de consigne égale à 120°C par le bas du réservoir. Il faut aussi noter que le fluide entre avec un débit massique constant, la zone thermocline se déplace progressivement jusqu'à son extraction totale. La décharge débute à 18h30 pour compenser le champ solaire. À 18h30, le champ solaire s'arrête d'alimenter le bloc moteur puisque la température de sortie du champ solaire atteint la température du consigne basse (la température basse). A la fin de la décharge (entre 18h30 à 3h et de 6h à 8h), la zone thermocline diminue graduellement, jusqu'à son extraction totale vers 8h (l'arrêt de la production de vapeur à 8h).

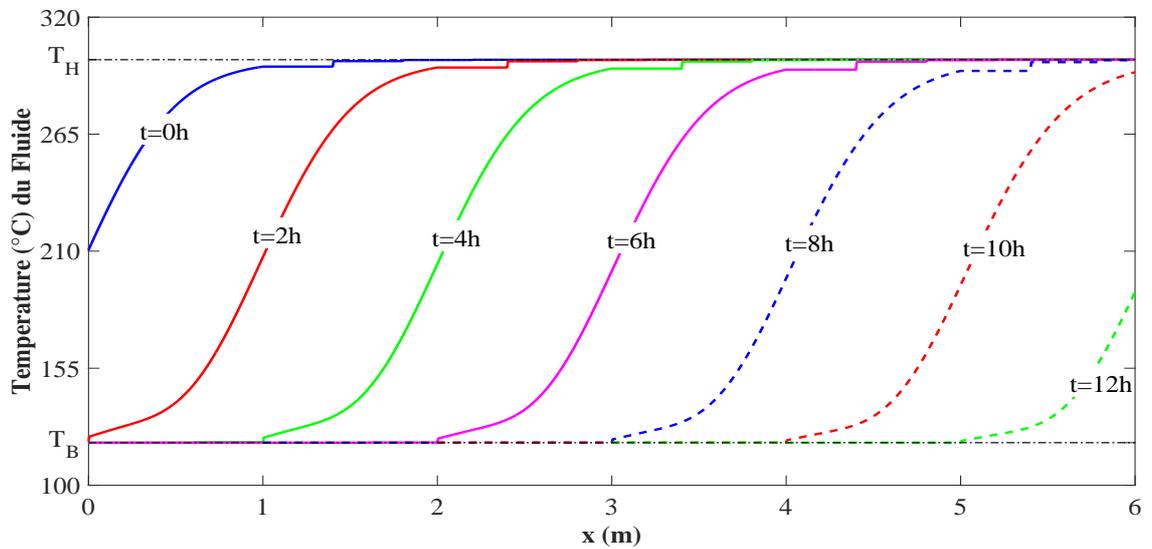


FIG. 48 – Profils thermiques dans le réservoir en phase de décharge au cours du temps.

La figure 49 montre une vue de l'intérieur de la cuve lors de la décharge. On a tendance à retrouver l'allure des graphes précédents, mais dans ce cas, le fluide se déplace en sens contraire du bas vers le haut. A noter que pendant les 8 premières heures de la décharge, une bonne partie de l'énergie stockée est récupérée avant que ce dernier commence à baisser de manière rapide à la neuvième heure de la température de sortie, jusqu'à atteindre la température basse et la

décharge s'arrête. Il faut aussi noter que lors de la phase de décharge, nous imposons trois débits différents ; à partir de ces débits, nous pouvons également déterminer les puissances demandées, tout en maintenant les autres paramètres constants. Ce processus se poursuit jusqu'à l'extraction totale de la zone thermocline pour que la décharge s'arrête.

III.7 Stratégie de contrôle-commande de production de la centrale

La stratégie de contrôle-commande (figure 50) de la centrale modélisée dans cette étude détermine les étapes de fonctionnement de la centrale solaire par rapport au besoin de la population et des différentes données de la centrale (ensoleillement, températures, puissances...), à tout instant simulé (quelle que soit l'heure et quelle que soit la saison). Cette stratégie de contrôle-commande adapte la production en continue sur de longues périodes de temps (de quelques jours à un an).

Cette stratégie repose sur deux principes. En effet, au cours de la journée, une partie de la chaleur produite par la centrale est stockée, puis, elle sera restituée lors d'un passage nuageux et la nuit aux heures de pointe ; c'est-à-dire en début de soirée entre 18 et 20 h, le débit du fluide de transfert de chaleur doit être réglé, et la température sera toujours maintenue constante à la sortie du réservoir de stockage afin de produire presque les mêmes quantités d'électricité que les jours. Après 21h, on baisse la production de la centrale à 400 KW d'électricité jusqu'à 3h du matin où la centrale s'arrête de fonctionner pour reprendre le matin aux environs de 8h afin de produire encore la même quantité (800 à 1000KW).

C'est cette stratégie de production qui est envisageable pour Linia qui a pour avantage de pouvoir faire fonctionner la centrale de façon continue pendant 21 heures. Ainsi, étant donné que la durée de phase de déstockage est de 12h, nous avons choisi d'utiliser le système de stockage de type thermocline, à cause de son faible coût et de son faible volume de fluide caloporteur, ainsi que de son rendement thermique.

III.8 Simulation de la centrale électrique

Après avoir évalué la ressource solaire disponible et identifié une stratégie de contrôle et commande de la production pour Linia, un modèle de capteur cylindro-parabolique a été développé. Ce modèle a été couplé aux modèles décrivant les autres systèmes de la centrale :

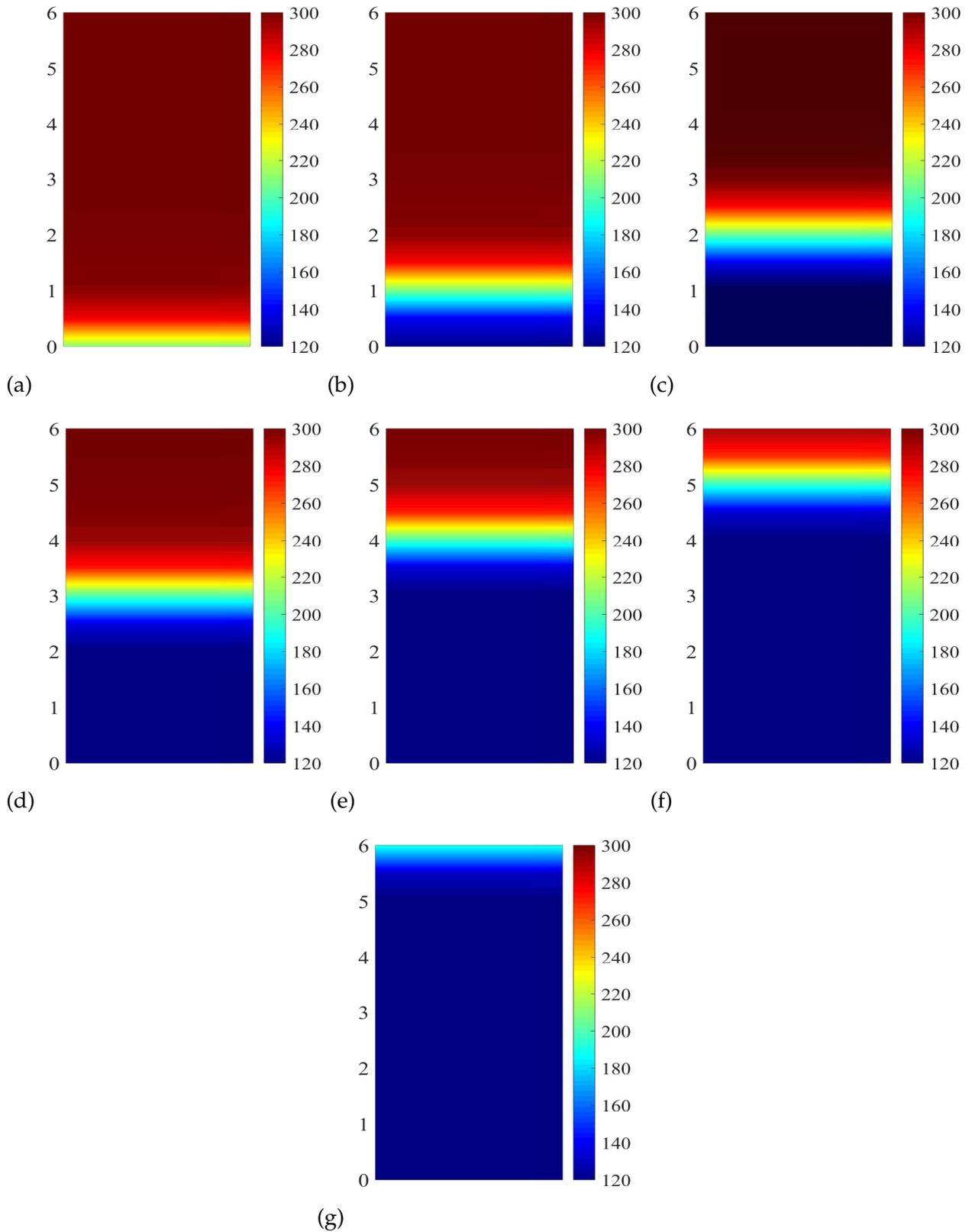


FIG. 49 – Etats thermiques à l’intérieur de la cuve lors de la décharge au cours du temps. (a) : $t=0h$; (b) : $t=2h$; (c) : $t=4h$; (d) : $t=6h$; (e) : $t=8h$; (f) : $t=10h$ et (g) : $t=12h$.

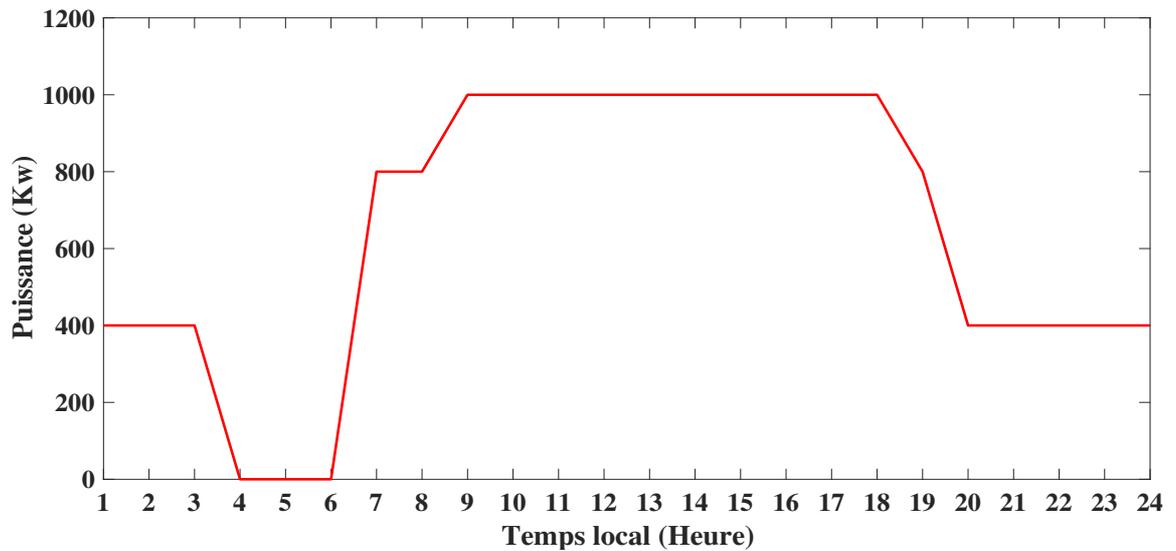


FIG. 50 – La stratégie de contrôle-commande de la production de la centrale.

les stocks de chaleur et la machine thermodynamique ORC. Ces outils ont permis de simuler la production annuelle de la centrale à partir des données météorologiques fournies par helioclimate III. En effet, la centrale modélisée est constituée des capteurs cylindro-paraboliques mesurant chacun 40 m de longueur placés côte à côte, d'un système de stockage thermocline de 6 mètres de hauteur environ et 3.5 mètres de diamètre et enfin, d'une machine thermodynamique de puissance nominale égale à 1081 KW. Ainsi, nous allons maintenant passer à la production de la centrale ; mais avant cela, nous allons faire une étude de sensibilité sur le débit de fluide de fonctionnement pour voir son impact sur la production.

III.8.1 Effet du débit massique de fluide sur la centrale

La variation de la puissance en fonction du débit massique du fluide est représentée sur la figure 51. La prise en compte de la variation du débit massique implique une variation de la puissance de sortie de la centrale. On constate que les puissances en sortie de la centrale sont fortement influencées par le débit massique. Il ressort de ces résultats que, quand le débit de fonctionnement augmente, la puissance augmente aussi, tout en gardant la même température de sortie constante à 300°C. Nous déduisons de ce résultat qu'une augmentation du débit massique puisse étendre les puissances de la centrale ; ce constat est bien visible sur la figure, pour un débit égal à 5 kg/s, nous obtenons une puissance de 400KW ; et pour un débit massique de 9.2kg/s équivalent à une puissance de 800KW. En effet, il est à noter que la puissance demandée

est proportionnelle à la variation du débit massique de fonctionnement.

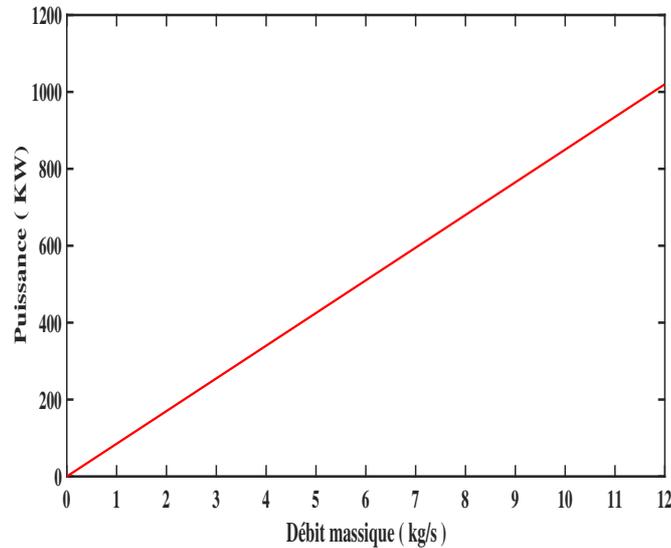


FIG. 51 – Influence du débit massique sur la puissance.

III.8.2 Résultats de la simulation pour une journée ensoleillée

La figure 52 montre la distribution de puissance dans la centrale pour une journée étudiée pendant le mois de fort ensoleillement. Pendant la période de fort ensoleillement, c'est-à-dire de 8h à 18h30, la puissance envoyée à la machine thermodynamique reste constante pendant cette période, courbe bleue sur la figure 52, soit une production continue pendant 21 heures par jour. Vers 18h30, la puissance solaire est insuffisante pour faire fonctionner le cycle moteur. La décharge commence donc avec un débit massique ajusté (diminué) pour pouvoir fournir une puissance constante de 800KW entre 18h30 et 21h. Après 21h, on règle encore le débit massique tout en conservant la température de sortie constante (300°C) pour que le système de stockage fournisse une puissance constante de 400KW alentour de 21h à 3h du matin.

À la fin de la décharge, comme la température de sortie de la cuve diminue, le débit massique est graduellement augmenté pour conserver une puissance envoyée au bloc moteur constante. De 3h à 6h du matin, la centrale solaire est mise en arrêt pour reprendre le fonctionnement à partir de 6h. Pendant la journée, dès le lever du soleil, quand la puissance de champ solaire est insuffisante, l'énergie conservée dans le système de stockage va alimenter le bloc moteur, puisque la décharge n'est pas totalement épuisée. Finalement, la centrale solaire a produit 19.6 MWh d'électricité pendant cette journée bien ensoleillée. Pendant cette période, le champ

solaire délivre bien la puissance nécessaire au fonctionnement du moteur en journée pour alimenter la centrale.

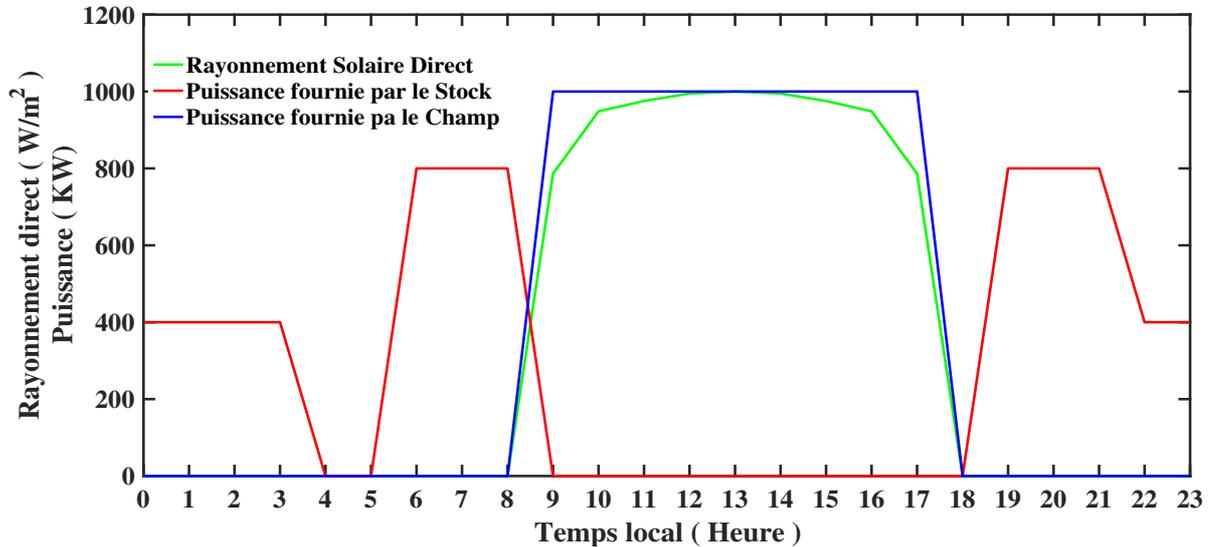


FIG. 52 – Production journalière de la centrale en hiver, 16 mars 2018.

III.8.3 Résultats de la simulation pour une journée perturbée

La Figure 53 montre la distribution de puissance dans la centrale pour une journée perturbée. Les mêmes remarques de la figure ci-dessus ont été faites. Ainsi, entre 8h et 15h30, la puissance envoyée à la machine thermodynamique reste constante égale à 1000 KW. De 15h30 à 18h, le champ solaire est considéré inefficace et seule la cuve de stockage est utilisée pour délivrer la puissance thermique fournie à la machine thermodynamique pour la production de l'électricité avec un débit de décharge variable.

A la fin de la décharge, comme la température de sortie de la cuve diminue, le débit massique doit être augmenté afin de conserver constante la puissance envoyée au cycle moteur. Entre 19h et 20h, la cuve est lentement déchargée pour compenser un manque de puissance solaire, puis, entre 20h et 2h30 le lendemain, seul le stockage est utilisé pour produire de l'électricité (courbe en rouge). Finalement, la centrale solaire a produit 17.2 MWh d'électricité pendant cette journée moins ensoleillée (été). Il faut aussi noter que, pendant cette période, le réservoir de stockage est beaucoup plus puisé en journée pour compenser le champ solaire. D'autre part, le champ solaire fournit 5 à 6 heures pendant cette période à cause de l'intermittence solaire.

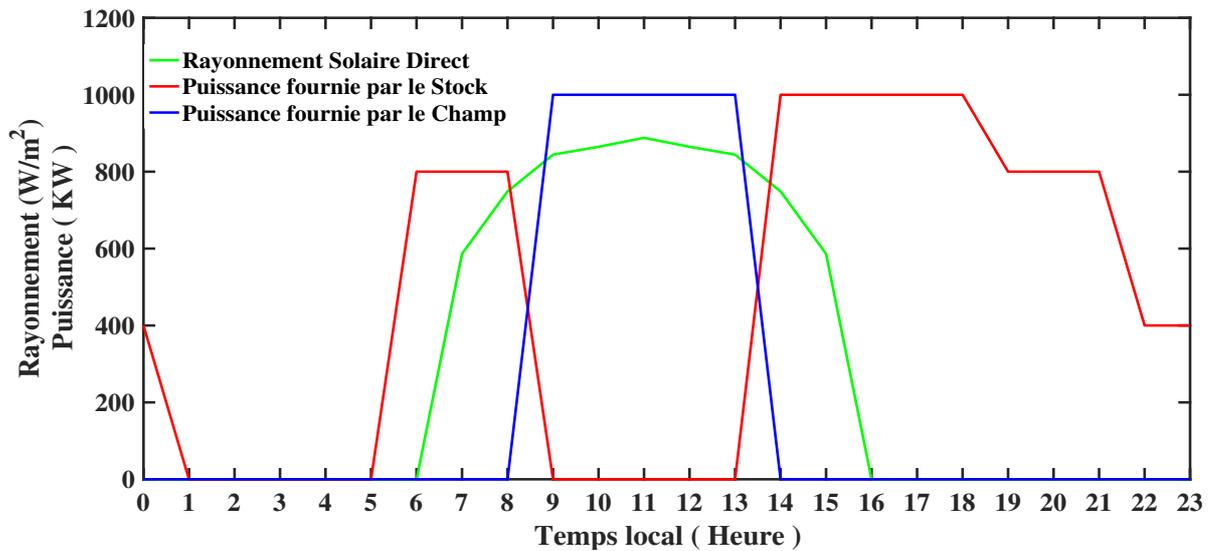


FIG. 53 – Production journalière de la centrale en été, 17 juillet 2018.

III.8.4 Résultats de la simulation de la production mensuelle de la centrale

La puissance à produire par la centrale dépend du rayonnement solaire direct incident et des conditions climatiques, qui varient en fonction de la situation géographique et des heures journalières. Pour calculer les puissances quotidiennes de l'installation, nous avons sélectionné quatre profils journaliers de variations climatiques dans la banlieue de la région de N'Djamena. Les mois sélectionnés sont mars et juillet. Ces profils de productions sont représentés dans les sections suivantes.

III.8.5 Résultats de la simulation pour un mois défavorable

Sur la figure 54, on montre l'évolution temporelle des puissances de l'installation avec stockage durant le mois défavorable (juillet). On remarque que pendant cette période, la durée de production d'électricité journalière diminue et vaut en moyenne 80%, contre 100% en moyenne durant le mois ensoleillé. En moyenne sur ce mois, il y a 2 à 3 jours où la centrale ne produit presque pas d'électricité résultant de l'intermittence solaire. Ce cas apparaît plus fréquemment pendant la saison de l'été, car pendant cette saison le ciel est souvent plus occulté. En effet, pendant ces mois, le ciel est plus nuageux de l'année, avec moins de 10 heures d'ensoleillement par jour et une efficacité optique très variable. Pour cette raison, la durée de production journalière de la centrale est parfois inférieure à 17h.

La production solaire est très souvent variable en cette période, et souvent inférieure aux

besoins de la machine thermodynamique qui est de 1MW pour toutes les journées de ce mois ; ceci à une conséquence directe sur le système de stockage thermocline. L'énergie stockée va être déstocké en journée pour combler la puissance requise, à cause de la variabilité de puissance solaire en ce mois. Cette perturbation réduit la production 2.4 MWh par jour.

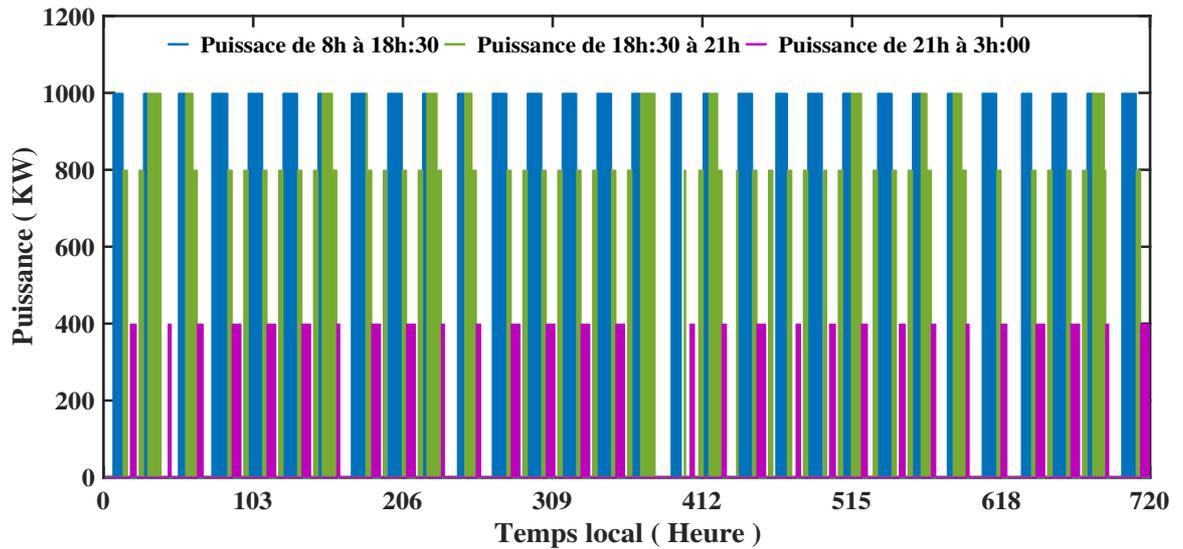


FIG. 54 – Production de la centrale en Juillet.

III.8.6 Résultats de la simulation pour un mois perturbé avec le système de stockage

Sur la figure 55, on montre le fonctionnement de la centrale avec seulement le système de stockage pendant ce mois ; les mêmes remarques sont faites pendant ce mois. La durée de production journalière est parfois réduite à 80%, c'est-à-dire 8 à 10 jours par an, où la centrale est mise en arrêt à cause de l'instabilité solaire. Il ressort de cela que la production est presque similaire en ce mois, comme l'exige le système de contrôle et commande.

Il faut noter que ce temps d'arrêt est choisi pour une raison bien précise. D'une part, à cette heure précise les besoins en énergies des habitants de Linia sont quasi nuls, puisque la majorité de la population dort. D'autre part, comme le déstockage est prévu pour 12 heures, et très souvent dès 6 heures le besoin en énergie est assez élevé (l'heure de pointe). Parfois, la puissance délivrée par le champ solaire est très faible à cause d'un faible ensoleillement produit par le soleil. Les trois heures que nous avons réservées dans la cuve de stockage vont permettre à la centrale de continuer à fournir de l'énergie électrique pendant cette période. En effet, nous remarquons aussi que pendant cette période, l'intermittence solaire a une influence sur le système

de stockage thermocline, une partie de l'énergie stockée, se déstocke en journée pour que la centrale continue de fonctionner. Pour cette raison, la production journalière de la centrale diminue parfois de moins de 17 heures.

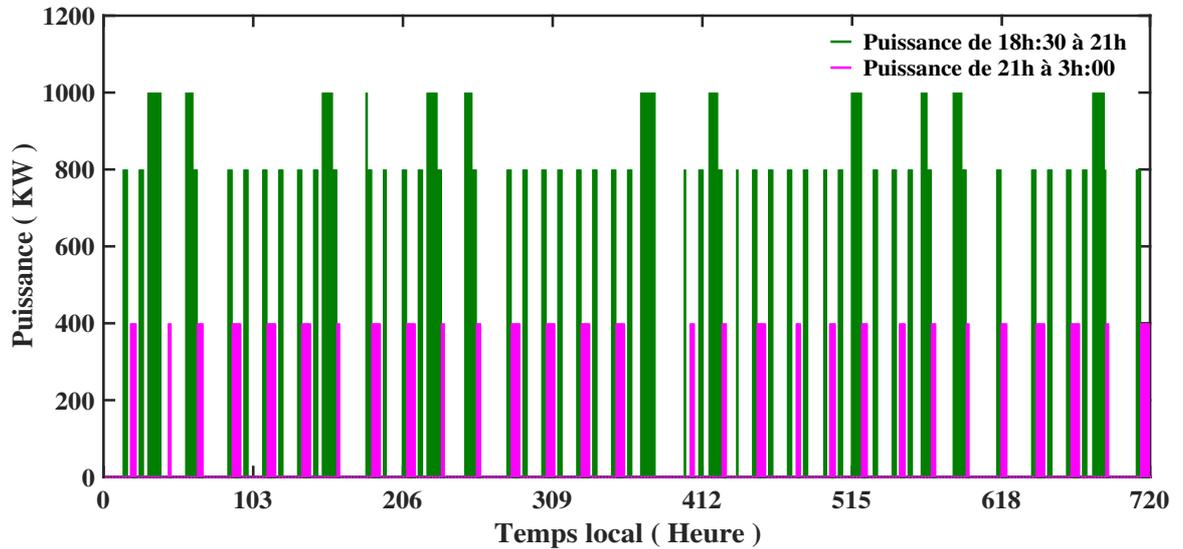


FIG. 55 – Production de la centrale avec le stockage en Juillet.

Finalement, pendant le mois le moins ensoleillé, le système de stockage thermocline restitue environ 156 GWh alors qu'il est conçu pour une capacité de 180GWh. Pendant cette période, nous avons eu une perte de 13.33% due à la variabilité du soleil entre les différentes journées.

III.8.7 Résultats de la simulation pour un mois ensoleillé

La figure 56 montre l'évolution temporelle de la distribution de puissance de l'installation avec stockage pendant le mois ensoleillé (Mars). Nous remarquons que la puissance envoyée au bloc moteur reste constante de 8h à 18h30, 21h à 3h, de 18h30 à 21h et de 6h à 8h, soit une production continue pendant 21 heures. Dès le lever du soleil entre 8h à 18h30, le surplus de puissance est envoyé au stockage thermocline. Pour ce mois simulé, les productions solaires sont donc les plus importantes de l'année, avec environ 330 heures d'ensoleillement, et un rendement optique constant, avec une valeur de 73.9%. La durée de production journalière vaut en moyenne 21 heures.

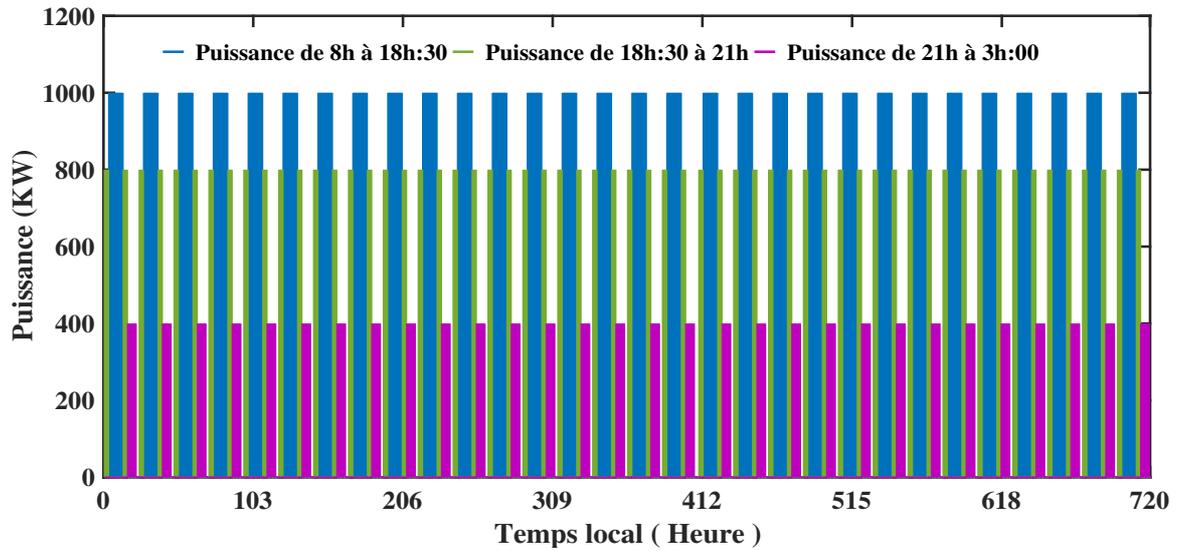


FIG. 56 – Production de toute la centrale (stockage + champ solaire) en Mars.

III.8.8 Résultats de la simulation pour un mois favorable avec le stockage

La figure 57 montre le fonctionnement de la centrale avec uniquement le système de stockage pour le mois ensoleillé de l’année (mars). Cependant, la puissance fournie par le système de stockage thermocline est presque constante durant ce mois. En effet, la période pendant laquelle le système de stockage thermocline fournit de l’énergie au bloc moteur peut être divisée en trois périodes : de 18h30 à 21h ; de 21h à 3h ; de 3h à 8h.

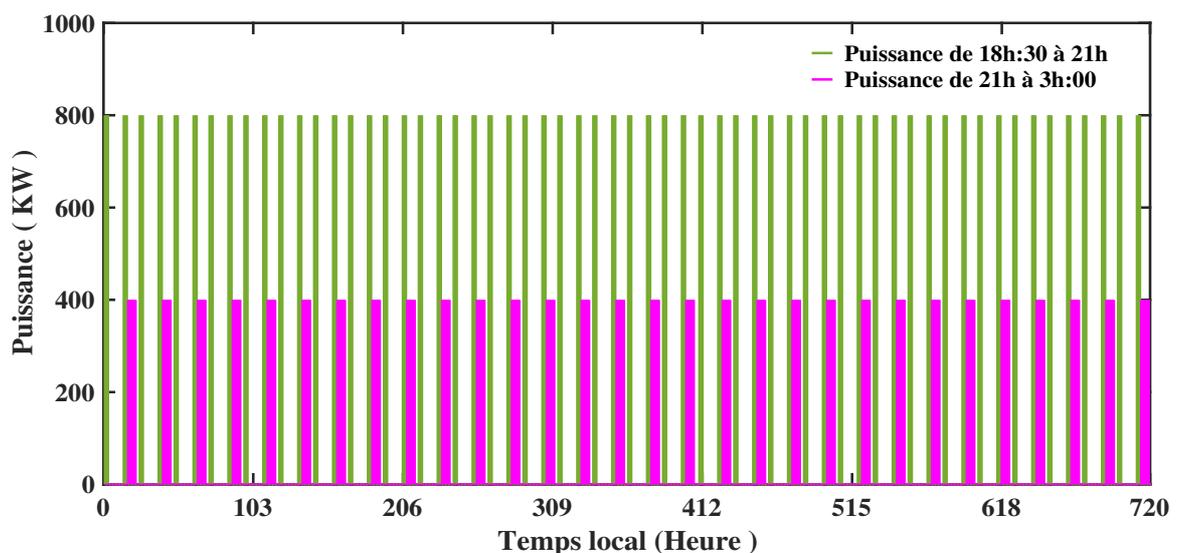


FIG. 57 – Production de la centrale (via le stockage) en Mars.

La fourniture de puissance par le réservoir de stockage thermocline commence dès le

coucher du soleil car, à cet instant, la puissance solaire est insuffisante pour faire fonctionner la machine thermodynamique. La décharge commence avec un débit massique bien ajusté graduellement pour maintenir constante la puissance demandée par la machine thermodynamique. Vers 18h30, la puissance solaire est considérée comme nulle et seul le réservoir de stockage thermocline est utilisé pour produire de l'électricité, avec un débit de décharge constant. À la fin de la décharge, le débit massique est graduellement augmenté pour ainsi conserver constante la puissance envoyée au bloc moteur.

III.8.9 Résultats de la simulation pour une année entière

La figure 58 montre la simulation d'une année complète de production de la centrale intégrant un système de stockage de type thermocline. Pour cette simulation, la même stratégie de contrôle est adaptée durant cette période. La simulation de l'année commence au 1^{er} janvier et se termine au 31 décembre. Le pas de temps de la simulation est pris égal à une heure. Le modèle effectue ensuite tous les calculs et détermine les modes de fonctionnement successifs du système.

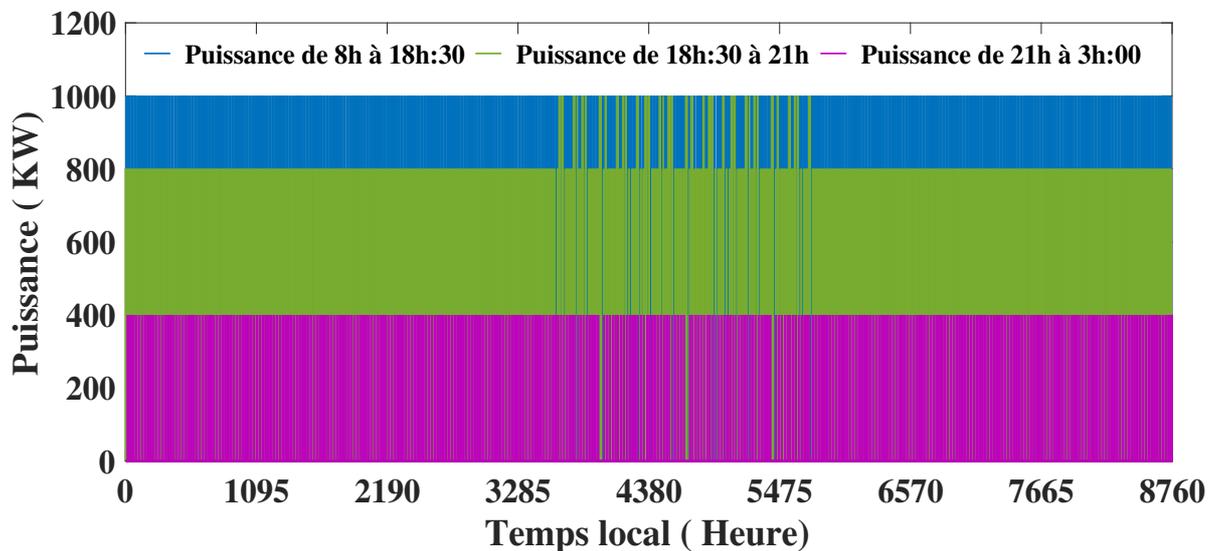


FIG. 58 – Production annuelle de la centrale.

On remarque sur la même figure que la puissance nominale n'a jamais été atteinte durant toute l'année ; cette diminution est due aux pertes thermiques de la centrale que nous n'avons pas prises en compte dans notre simulation. Cependant, la puissance électrique produite

via le champ solaire oscille aux alentours de 1000 kW entre 8 à 18h30. La puissance électrique ajoutée due à la cuve de stockage thermique est environ 800 kW pendant les heures de pointe, c'est-à-dire de 18h30 heures à 21 heure et de 6 heures à 8 heures. On remarque aussi que la puissance électrique fournie via le système stockage est de 400 kW à partir de 21 heures jusqu'à 3 heures du matin, l'heure pendant laquelle la demande n'est pas assez forte. Et au final, la production de la centrale sera arrêtée à 3 heures pour reprendre la production de 6 heures.

III.8.10 Résultats de la simulation pour une année entière sans stockage

La figure 59 présente la production annuelle de la centrale sans stockage et sous les conditions climatiques de Linia. Nous remarquons que la puissance produite par le champ solaire est quasi constante et égale à 1000 KW. En plus de cela, on remarque aussi après les 3000 heures une fluctuation de puissance qui représente les périodes de faible ensoleillement de l'année. La production du champ solaire pendant ces jours est très faible ; d'où on voit l'apparition de plusieurs fluctuations dues à la variation de la puissance solaire.

L'efficacité quotidienne de la production est inférieure en ce mois perturbé en raison de faible rendement optique produit par les collecteurs solaires. En outre, la puissance fournie par le champ solaire est inférieure au besoin du groupe de puissance en ces périodes, d'où la sollicitation d'un système de stockage est beaucoup plus nécessaire en journée pour compenser la puissance sollicitée.

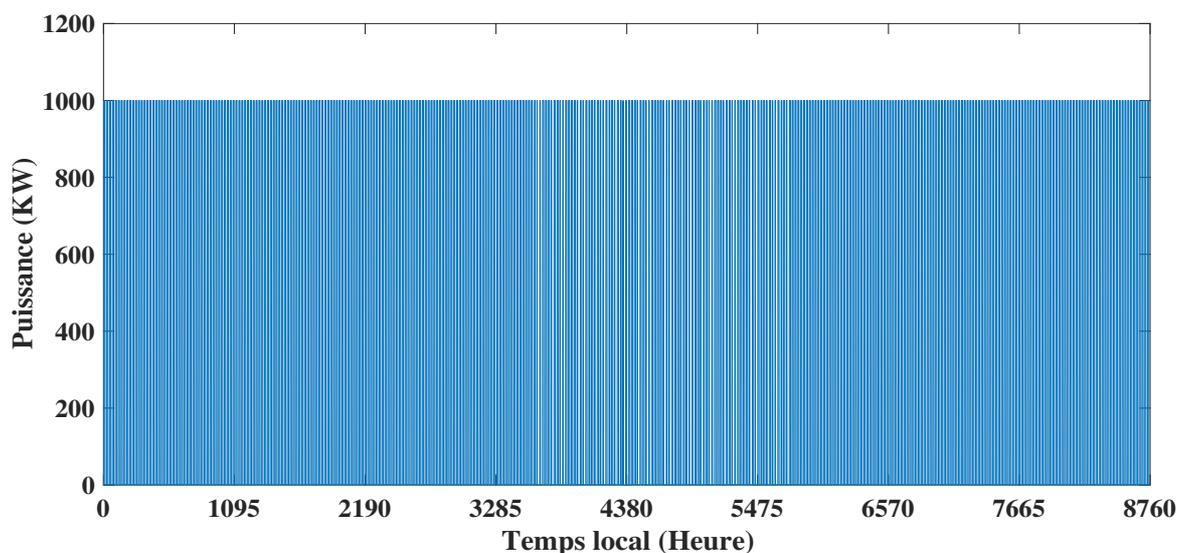


FIG. 59 – Résultat de la simulation le long d'une année de la puissance produite sans stockage.

III.8.11 Le coût d'investissement de la centrale

Le coût d'investissement de la centrale modélisée est présenté dans le tableau 3 ci-dessous après avoir réalisé le dimensionnement technologique. Nous n'avons pas pris en compte le coût d'opération et de maintenance, sachant que ce dernier vaut 3% du coût d'investissement total de la centrale [201]. Ce coût d'investissement est important pour le choix de la technologie.

Tableau 4 : Le coût d'investissement de la centrale.

Prix du fluide	63.556.400 FCFA
Prix du solide	1.574.400 FCFA
Prix du réservoir	4.806.512 FCFA
Prix du champ solaire	716.221.882 FCFA
Prix du ORC	82.934.534,976 FCFA
Prix total de la centrale solaire	869.103.731,276 FCFA

III.9 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons pu simuler l'évolution temporelle de l'énergie solaire reçue puis absorbée par le champ solaire. Avant de pouvoir interconnecter les éléments de la centrale solaire, les collecteurs cylindro-paraboliques, le stockage thermocline et la machine thermodynamique ont été étudié indépendamment, d'un point de vue numérique. Nous avons simulé cinq profils de production de la centrale, une journée non ensoleillée, une journée ensoleillée, le mois le plus ensoleillé, le mois le moins ensoleillé et la production annuelle de la centrale dans le climat solaire de la région de N'Djamena. Il ressort de ces résultats de simulations que la production d'électricité est réduite de 2.4 MWh par jour pendant le mois le moins ensoleillé. En outre, la cuve de stockage pendant le mois défavorable restitue environ 156 GWh alors qu'il est conçu pour une capacité de 180GWh. Nous avons eu en moyenne une perte de 13.33%.

Conclusion Générale et Perspectives

L'ensemble des travaux menés dans le cadre de cette thèse résident dans l'objectif général fixé, qui est atteint via les objectifs spécifiques susmentionnés. Cette étude constitue une contribution à la production de l'énergie électrique dans la région de N'Djamena au moyen d'une source d'énergie sobre en carbone et respectueuse de l'environnement. La technologie solaire utilisée est celle du solaire thermodynamique. Parmi ses différentes filières, le choix est porté sur le concentrateur cylindro-parabolique en raison de sa maturité, du coût des matériels utilisés, de la facilité de leur fabrication locale (forte valeur ajoutée locale) et de leur accessibilité.

Les centrales solaires à concentrateurs cylindro-paraboliques font aujourd'hui l'objet d'une considération de plus en plus croissante dans le domaine de la production de l'énergie électrique. Cependant, le Tchad fait partie des pays de l'Afrique qui se situent dans la ceinture solaire (région où l'ensoleillement normal directe excède $2000 \text{ kWh/m}^2/\text{an}$), propices à l'implantation de ces centrales solaires. Il est donc aujourd'hui nécessaire d'utiliser des technologies pouvant fournir considérablement d'énergie électrique dans les zones disposant de sources d'énergies primaires propres.

Dans un premier temps, une estimation du gisement solaire dans la zone d'étude est effectuée en utilisant les modèles d'estimation du rayonnement solaire au sol sur différents plans (plan horizontal et incliné d'un angle quelconque). La composante directe du rayonnement solaire montre que les régions tchadiennes sont très favorables pour la technologie solaire thermodynamique. En effet, dans la zone saharienne, la moyenne mensuelle du rayonnement direct normal journalier au sol est estimée entre 6 à 6.5 kWh/m^2 le maximum, et le minimum est $4,5$ à $5,5 \text{ kWh/m}^2$. Dans la zone sahélienne, le maximum est de 5 à 6 kWh/m^2 et le minimum est de 4 à 5 kWh/m^2 et enfin dans la zone tropicale le maximum est de 3 à 4 kWh/m^2 et le minimum est de $2,8$ à 3 kWh/m^2 . Ensuite, nous nous sommes inspirés des travaux de certains auteurs pour estimer le rayonnement solaire direct à N'Djamena en utilisant le modèle semi empirique de Capderou. Les résultats ont été présentés, interprétés et discutés dans le chapitre 3.

Un modèle mathématique a été développé pour la modélisation du concentrateur solaire. Ce modèle en régime quasi-permanent est résolu en utilisant la méthode des différences finies. Dans un premier temps, le modèle mathématique a été validé par des données expérimentales de Laboratoire National de Sandia. Une étude de sensibilité a été effectuée. Il en ressort que l'augmentation du débit de fluide a un effet positif sur l'efficacité thermique et la température de sortie de CCP. La variation de la vitesse du vent n'a pas d'effet sur la performance du CCP. L'augmentation de la longueur de l'absorbeur a un effet significatif sur l'efficacité thermique et la température de sortie de l'absorbeur. Plus la longueur de l'absorbeur est grande, plus l'efficacité est grande.

Il ressort que le vide dans l'espace annulaire de l'absorbeur améliore la température de sortie de l'absorbeur. Comme le modèle ne décrit que le comportement thermique du récepteur, une qualification des performances optiques du collecteur était nécessaire. Une corrélation entre l'efficacité optique du collecteur et l'angle d'incidence des rayons de soleil sur la parabole a été utilisée. Il a été démontré que lors de la simulation le mode de poursuite à deux axes collecte le maximum de rayonnement solaire avec, une valeur égale à 74%. En plus de cela, les modes de poursuite à un seul axe ont donné un résultat acceptable, les modes est-ouest polaire et est-ouest horizontal sont très proches du mode de poursuite à deux axes avec un rendement optique égale à 73.9% et 73.5% respectivement. Une comparaison de l'efficacité thermique en considérant quatre fluides différents est opérée ; de là, on conclut qualitativement que les huiles sont meilleures que les eaux dans ce type de système en régime quasi-permanent avec de valeurs respectivement données 67.8%, 65.68%, 63.01% 62.21% pour le therminol 66, therminol V-P1 l'eau non traitée et l'eau traitée.

Un modèle mathématique basé sur l'équation de la chaleur a été développé, décrivant le comportement thermique de la cuve de stockage thermocline. Ceci a permis d'effectuer la charge pendant 3heures et la décharge pendant 12 heures de la cuve de stockage. Enfin, une centrale de 1MW a été simulée à l'aide d'un modèle numérique. Dans un premier temps, deux périodes de l'année qui ont été jugées significatives ont été simulées. Durant la période moins ensoleillée, le temps de production journalière du champ solaire est souvent réduit de 5 à 6 heures par jour. En outre, pendant cette période, le réservoir est beaucoup plus puisé en journée et parfois, cela impacte sur le besoin quotidien de Linia. Durant la période de fort ensoleillement, la production journalière de la centrale est de 19.6MWh ; en plus de cela, l'énergie délivrée par le champ solaire

est de 11 heures de temps par jour, le réservoir de stockage est utilisé seulement la nuit.

La durée de la production d'électricité de la centrale pendant le mois défavorable est de 80% par rapport à 100% en moyenne durant le mois ensoleillé. En moyenne sur ce mois, il y a 48 à 72 heures où la centrale ne produit presque pas d'électricité à cause de l'intermittence solaire. Pendant le mois ensoleillé, la production solaire est donc la plus importante de l'année, il y a environ 330 heures d'ensoleillement, et un rendement optique constant, avec une valeur de 73.9%. La durée de production journalière vaut en moyenne 21 heures contre 17 heures pendant le mois défavorable.

Perspectives

Ce travail constitue une étape très importante dans la modélisation et la production de l'énergie électrique via le concentrateur cylindro-parabolique. Aucune oeuvre humaine n'étant parfaite, de nombreux autres travaux sont envisagés dans le but d'améliorer et de compléter ce dernier. Il sera essentiellement question de :

- ♣ Faire des mesures au sol afin d'ajuster les estimations satellitaires et valider le modèle de rayonnement utilisé.
- ♣ Réaliser un prototype expérimental du CCP pour affiner et valider la simulation développée dans cette thèse.
- ♣ Modéliser l'influence de l'intermittence jour-nuit et des variations météorologiques sur la production de la centrale.
- ♣ Faire une étude d'impact environnemental du projet, calculer la réduction nette des émissions de CO₂ de ce projet en utilisant une méthodologie appropriée préconisée par la CCNUCC (Convention-Cadre des Nations Unies sur les Changements Climatiques) ; et montrer en même temps que ce projet est éligible au Mécanisme du Développement Propre (MDP) du Protocole de Kyoto.
- ♣ Etudier la viabilité financière de ce projet de centrale électro-solaire composée d'un champ de concentrateurs cylindro-paraboliques et calculer son Taux de Rentabilité Interne (TRI) en incluant les crédits carbone générés par le projet.

Bibliographie

- [1] G. Nzobodila, *"Pauvreté énergétique en Afrique"*, Commission Afrique de l'Énergie (AFREC)(2016)
- [2] International Energy Agency, (IEA), *"Electricity access in 2014 - Regional aggregates"*, World Energy Outlook (WEO) 2016 Electricity database (2016)
- [3] Maps-and-gis-data, *"solargis.com download/chad"*, Accès le 04 decembre (2020)
- [4] E. Ramde, *"Concentrating solar power in West Africa : site selection and potential assessment"*, thesis. Kwame Nkrumah University of Science and Technology Kumasi (2013)
- [5] C. Thomas, *"Schéma Directeur du Secteur de l'Énergie au Tchad annexe"*, fichner. N'djamena (2012)
- [6] F. Munkeni, *"Énergie, Modernité et lutte contre la pauvreté"*, N'djamena (2007)
- [7] Cilss, *"programme régional de promotion des énergies domestique et alternatives au sahel (pre-das)"*, Agence pour l'Énergie DomestiqueS et Environnement (AEDE) (2004)
- [8] C. Thomas, *"Schéma Directeur du Secteur de l'Énergie au Tchad "*, Fichner. N'djamena (2012)
- [9] Ministère de l'Économie du Plan et de la Coopération Internationale *"plan national de développement 2013-2015"*, N'djamena (2013)
- [10] G. Marion L. Marlène M. Bastien M. Fabrice, *"Énergies renouvelables : quels enjeux de développement pour l'Afrique"*, ESC le havre (2004)
- [11] International Energy, *"chapter 13 : energy poverty world summilation sustainable development meeting in johannesbourg, johannesbourg"*, worl energy out look (2002)
- [12] F. fluitman, *"the socioeconomic impact of rural electrification in developing contries, geneve"*, Review of the Evidence, Bureau International du Travail, Geneve (1983)
- [13] S. Quoilin , *"Les Centrales Solaires à Concentration"*, Université de Liège, Liege (2007)
- [14] M. berkowicz , *"l'électricité solaire, une energie rayonnante"*, 07 juillet (2011)

- [15] B. Abdelaziz, *"l'Énergie Solaire Thermique à Concentration"*, Institut de l'Énergie et de l'Environnement de la Francophonie (IEPF)(2011)
- [16] B. Bah, A. Dhyia, A. Hasimah, W. Zaidi and S. Omar, *"Historical Development of Concentrating Solar Power Technologies to Generate Clean Electricity Efficiently"*, *Renewable and Sustainable Energy* 41, 996-1027 (2015)
- [17] D. Jean-Francois, B. Arnaud, U. Jana, *"Les Technologies Solaires de Production d'Electricité"*, Berlin. Ambassade de France en Allemagne (2008)
- [18] S. Thomas , *"desertec : un projet solaire de 400 milliard d'euros"*, Berlin, express (2009)
- [19] Tunisie, *"Un Nouveau Electrique Intégré"*, fevrier (2017)
- [20] B. Marion , K. Anne-Fleur , R. Martin, *"Systèmes Electriques Intelligents"*, ADEME, France (2016)
- [21] OECD/IEA, *"Technology Roadmap Concentrating Solar Thermal Electricity"*, Renewable, Solar, European (2014)
- [22] Syndicat des énergies renouvelables, *"Fiche Solaire Thermodynamique Integral Dernière Révision du Document"*, Paris (2012)
- [23] R. Forristall, *"Heat transfer Analysis and modeling of a parabolic trough solar receiver implemented an engineering equation solver"*, Technical report National renewable energy laboratory (NREL),Colorado (2003)
- [24] A. Ferrière, *"Les Centrales Solaires Thermodynamiques :Etats de l'Art et les Perspectives Mondiales"*, Bastia (2005).
- [25] H. derbal, M. belhamel, A. benaoui, *"les concentrateurs solaires cylindroparaboliques"*, conversion solaire thermodynamique à concentration,11, Juin (2007)
- [26] P. Hank , H. Vehab, *"Modular Trough Power Plant Cycle and Systems Analysis"*, National renewable energy laboratory (NREL), Colorado (2002)
- [27] Abengoa, Acciona, *"Feuille de Route des Énergies Renouvelables 20% pour 2020"*, European Renewable Energy Council, Bruxelles (2008)
- [28] Solar Millennium, *"The parabolic trough power plants Andasol 1 to 3 the largest solar power plants in the world technology premiere in europe"*, Energy Globe Award, Andasol (2008)
- [29] B. Kelly, *"Nexant parabolic trough solar power plant systems analysis"*, National Renewable Energy Laboratory (NREL). Colorado (2006)

- [30] Sargent, Lundy LLC Consulting Group Chicago, Illinois, "*Assesment of parabolic trough and powertower solar technology cost and performance forecasts*", National Renewable Energy Laboratory (NREL), Colorado (2003)
- [31] P. Deneyer, "*Energie Solaire Thermique*", Guide des Énergies Renouvelables (2003)
- [32] Belén Gallego, Juan Camilo, "*Énergie Solaire par Concentration*", Seville (2013)
- [33] A. Matieu, "*contibution à la conception et à l'optimisation thermodynamique d'une microcentrale solaire thermoelectrique. 2012*", Université de Paris Ouest,lorrain (2012)
- [34] Maison de bioenergie, "*le solaire thermodynamique point sur les technologies*", (2016)
- [35] B. S. William , B. D. Richard , "*A Compendium of Solar Dish/Stirling Technology*", SAND93-7026 UC- 236, Sandia, Cororado (1994)
- [36] S. Bonnet. et a, "*Conversion Thermodynamique de l'Énergie Solaire dans des Installations de Faible ou de Moyenne Puissance : Réflexions sur le Choix du Meilleur Degré de Concentration*", 11èmes Journées Internationales de Thermique, France (2003)
- [37] Energy international, "*Chapter13 :Energy and Poverty World Summition sustenable Development Meeting in Johannesburg*", Johannesburg,World Energy Outlook (2002)
- [38] G. kwiatkowski, "*Première Analyse du Concepte de Centrale Solaire Thermodynamique.*", solar-mundo,Pays-Bas (2001)
- [39] R. M. David, P. L. Graham L. Morrison, "*First Results from compact Linear Fresnel Reflector Installatrion*", Janvier (2004)
- [40] K. Ntalia, W. Jens, "*Concentrating Solar Power in Developing Countries*", A World bank Study, Washington(2012)
- [41] africa-EU energy, partnership, "*study on condition for developpement of CSP projects in sub-saharan africa*", renewable cooperation programme RECP (2009)
- [42] R. G. Morgan, D. R. Mills, "*Carrizo plain 177MW project*", proceeding of the 14th solar pa-ceslasvegas (2008)
- [43] F. Veynandt, "*Cogénération Heliotherdynamique avec Concentrareur Lineaire de Fresnel :Modeli-sation de l'Ensemble de Procede*", Université de Toulouse, toulouse (2011)
- [44] P.P. Robert, "*Parabolic Trough, Linear Fresnel, Power Tower A Technology Comparison*" Institut of Solar Research (2012)

- [45] F.M. SIALA, M.E. ELAYEB, "Mathematical formulation of graphical methode for a no blocking heliostat fiel a layout", *Renewelable energy* 23, 77-92 (2001)
- [46] POCO, "110Mw solar towa power plan with satured steam receiver", 02, avril (2017)
- [47] C. Tyner et al al, "concentrating solaire pomes solar pace", IEA, (2001)
- [48] G. Pierre, F. Alain, P. Stephane, B. Jean Jacques, "Modelisation de Centrales Solaires Thermo-dynamiques cas du Projet de Pegase à themis", Ils de Embiez, PROMES, UPR CNRS (2007)
- [49] P. Gonzalez et al, "Les Tours Solaires deux Approches pour Utiliser l'Énergie Solaire Énergie Renouvelable", Ensta Paristech, Paris,(2011).
- [50] K. Ahmed, H. Bernhard, "Nouvelle Ville de Sidi Abdallah Recoit une centrale Thermoélectrique solaire en tour sur le chemin de la production massive de l'hydrogene de sources renouvelable 4Y578I0", Institut Solaire, Julich (2007)
- [51] A. Montenon, "Analyse,Mutualisation et Optimisationpar Commande de la Consommation Énergétique des Heliostats Autonomes des Centrales à Concentrations Solaire.", (Springer, Heidelberg, 2016)
- [52] H. Li, W. Ma, Y. Lian, and X. Wang, "Estimating daily global solar radiation by day of year in China", *Applied Energy*, 10, 87 3011-3017(2010).
- [53] A. A. Sabziparvar, "A simple formula for estimating global solar radiation in central arid deserts of Iran", *Renewable Energy*, 5,33, v (2009).
- [54] R. Herve, S. Le Treut, "Historical Overview of Climate Change : Climate Change 2007 : The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change, Cambridge University Press", Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA (2007)
- [55] M. Benchrif, H. Essalhi, R. Tadili, N. Bargach, and Mechaqrane, "Development of a daily databank of solar radiation components for Mariccan territory", *International Journal of Photoenergy*,20. (2019)
- [56] P. A. Costa Rocha, J.L. Fernande, A. B. Modolo, R. J. Pontes Lima, M. E. Vieira da Silva, and C. A. Dias Bezerra., "Estimation of daily, weekly and montly global solar radiation using ANNS and a long data set : a case stuy of fortaleza, in Brazilian Northeast region", *International Journal of Energy and Environnemental Engineering*, 3, 10, 319-334 (2019)

- [57] J. Zhang, L. Zhao, S. Deng, W. Xu, and Y. Zhang, "A critical review of the models used to estimate solar radiation", *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 70, 314-329 (2017)
- [58] L. Hanae, B. Ahmed, Younès Raoui, and Rachid Tadili, "Learning Processes to Predict the Hourly Global, Direct, and Diffuse Solar Irradiance from Daily Global Radiation with Artificial Neural Networks", *International Journal of Photoenergy*, 13 (2017)
- [59] D. Yang, R. Perez, "Can we gauge forecasts using satellite-derived solar irradiance", *Renewable Sustainable Energy* 2, 11 (2019).
- [60] J. Yeom, Y. Seo, D. Kim, and K. Han, "Solar Radiation Received by Slopes Using COMS Imagery, a Physically Based Radiation Model, and GLOBE", *Journal of Sensors* 15 (2016)
- [61] S. Saeed, M. Abolfazl, N. Q. Sultan, K. Ozgur, S. Shahabuddin, and C. Kwok-wing, "Daily global solar radiation modeling using data-driven techniques and empirical equations in a semi-arid climate", *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics* 1, 13, 142-157 (2019)
- [62] S. G. Obukhov, I. A. Plotnikov, V. G. Masolov, "Mathematical model of solar radiation based on climatological data from NASA SSE", *Materials Science and Engineering*, 363, 012021 (2005)
- [63] Z. Jin, W. Yezheng and G. Yan, "General formula for estimation of monthly average daily global solar radiation in china", *Energy Conversion and Management*, 46, 257-268 (2005)
- [64] K. Habiba, Z. Muhammad, "Estimation of solar radiation in southern areas of Pakistan using radiation models", *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 4, 8, 043701 (2016)
- [65] A. Q. Jakhrani, A. K. Othman, A. R. Rigit, S. R. Samo, and S. Kamboh, "Estimation of incident solar radiation on tilted surface by different empirical models", *International Journal of Scientific and Research Publications*, 2250-3153 (2012)
- [66] Y. Eissa, S. Munawwar, A. Oumbe et al, "Validating surface downwelling solar irradiances estimated by the McClear model under cloud-free skies in the United Arab Emirates", *solar energy*, 114, 17-31 (2015)
- [67] S. Amandeep, K. Ajay, "Development of modified Pro-Energy algorithm for future solar irradiance estimation using level and trend factors in time series analysis", *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 3, 9, 033701 (2017)

- [68] A. Omondi Onyango, Victor Ongoma, "Estimation of mean monthly global solar radiation using sunshine hours for Nairobi City, Kenya", *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 5,7, 053105 (2017)
- [69] R. Alonso Suarez, G. Abal, R. Siri, and P. Musé, "Brightness-dependent Tarpley model for global solar radiation estimation using GOES satellite images : Application to Uruguay.", *Solar Energy*, 86, 3205-3215 (2012)
- [70] A. B. Jemaa, S. Rafa, N. Essounbouli, A. Hamzaoui, F. Hnaien, and F. Yalaoui, "Estimation of Global Solar Radiation Using Three Simple Methods", *Mediterranean Green Energy*, 42, 406 - 415 (2013)
- [71] A. S. Sambo, "Empirical Models for the Correlation of GlobalSolar Radiation with Meteorological Data for the Northern Nigeria", *Solar Energy*, 89, 89 - 93 (1986)
- [72] W. E. Alnaser., "New Model to Estimate the Solar Global Irradiation using Astronomical and Meteorological Parameters", *Renewable Energy*, 3, 2-3,175 - 177 (1993)
- [73] M. Hussain, "Estimation of Global and Diffuse Irradiation Form Sunshine Duration and Atmospheric Water. Vapor Content,", *Solar Energy*, 2, 33, 217 - 220 (1984)
- [74] R. K. Aggarwala, "New correction factor for the estimation of solar radiation", *Renewable Sustainable Energy*, 4, 1, 043109 (2009)
- [75] Y. Yunjun, C. Junfei, W. Xiaofeng, Z. Fanpeng, X. Jianbo, J. Qingzhao, "Comparison of short-term solar irradiance forecasting methods when weather conditions are complicated", *Journal of Renewable and Sustainable Energy*,10, 5, 053501 (2018)
- [76] B. S. Amine, "Modélisation du Comportement Thermique de Quelques Dispositifs Solaires", Université Abou-bakr belkaïd - TLEMCEM, (2009)
- [77] Y. Marif, "Caractérisation d'un concentrateur cylindroparabolique de dimensions réelles au sud de l'Algérie : Région d'Ouargla", Université Kasdi Merbah Ouargla (2015)
- [78] J. A. Duffie, W. A. Beckman, "Solar engineering of thermal processes", John Wiley & sons (1991)
- [79] S. Kalogirou, "Solar energy engineering", Printed in the United Stat of America, Academic Press is an imprint of Elsevier (2001)
- [80] T. Muneer, C. Gueymard, H. Kambezidis, "Radiation and Daylight Models", Science direct, 13-17 (2004)

- [81] M. Capderou, *"Atlas Solaire de l'Algérie, Modèles Théoriques et Expérimentaux"*, Office des Publications Universitaires (1987)
- [82] Y. engel, M. A. Boles Lacroix, Chenelière McGraw-Hill, *"thermodynamique, une approche pragmatique"*, (2008)
- [83] R. Chacartegui, L. Vigna, J. Becerra, V. Verda, *"Analysis of two heat storage integration for organic Rankine cycle parabolic trough power plant"*, *Energy Conversion Management*, 125, 353-367 (2016)
- [84] S. Canada, G. Cohen, R. Cable, D. Brosseau, H. Price, *"Parabolic trough organic Rankine cycle solar power plant"*, DOE Solar Energy Technologies Program Review Meeting, Denver, USA (2004)
- [85] H. M. Curran, *"Use of Organic Working Fluids in Rankine Engines"*, *Energy*, 2, 5, 218-223 (1981)
- [86] W. Donghong, G. Jianming, *"Performance analysis and optimization of Organic Rankine Cycle (ORC) for waste heat recovery"*, *Energy Conversion and Management*, 4, 48, 1113-1119 (2007)
- [87] Z. Shengjun, W. Huaixin, and G. Tao, *"Performance comparison and parametric optimization of subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and transcritical power cycle system for low temperature geothermal power generation."*, *Applied Energy*, 88, 2740-2754 (2011)
- [88] O. Badr, S. D. Probert, and P. W. O'Callaghan, *"Selecting a working fluid for a Rankine-cycle engine"*, *Applied Energy*, 21, 1-42 (1985)
- [89] G. Angelino, M. Gaia, and E. Macchi, *"A review of Italian activity in the field of Organic Rankine cycle"*, VDI-Berichte(1984)
- [90] S. Quoilin, M. V. D. Broek, S. Declaye, P. Dewallef, and V. Lemort, *"Techno-economicsurvey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems,"*, *Renewable and Sustainable EnergyReviews*, 22, 168-186 (2013)
- [91] I. Vankeirsbilck, B. Vanslambrouck, S. Gusev, and M De Paepe, *"Organic Rankine Cycleas efficient alternative to steam cycle for small scale power generation,"*, in *Proceedings of8th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, Pointe Aux Piments (Mauritius), 11-13 (2011)

- [92] B. F. Tchanche, G. Lambrinos, A. Frangoudakis, and G. Papadakis, "*Low-grade heat conversion into power using Organic Rankine cycles-A review of various applications*", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 8, 15, 3963-3979 (2011)
- [93] H. Chen, D. Y. Goswami, and E. K. Stefanakos, "*A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat*", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 9, 14, 3059-3067 (2010)
- [94] D.L. Fenton, et al, "*Operation and Evaluation of the Willard Solar Thermal Power Irrigation System*", *Solar Energy*, 6, 32, 735-751 (1984)
- [95] L. Dennis, "*Operational Evaluation of the Grid-Connected Coolidge Solar Thermal Electric Power Plant*", *Solar Energy*, 1, 38, 11-24 (1987)
- [96] Le-Van, Long, "*Étude de la faisabilité des cycles sous-critiques et supercritiques de Rankine pour la valorisation de rejets thermiques*", Université de Lorraine, (2014)
- [97] H. Xi, M.-J. Li, C. Xu et Y.-L. He, "*Parametric optimization of regenerative organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery using genetic algorithm*", *Energy*, 58, 473-482 (2013)
- [98] Y. Dai, J. Wang et L. Gao, "*Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery*", *Energy conversion and management* 50, 3, 576-582 (2009)
- [99] B. Sofiane, "*L' électricité d'origine solaire :Les centrales solaires thermodynamiques*", Division Thermique Solaire et Géothermie (2010)
- [100] P. Hugon, "*L'Afrique défis, enjeux et perspectives en 40 fiches pour comprendre l'actualité*", Eyrolles Pratique, Paris (2017)
- [101] Afica Progress Panel, "*Energie population et planète, saisir les opportunités énergétiques et climatiques de l'Afrique.*", (2015)
- [102] F. Birol, "*World Energy Prospects and challenges*", IEA (2006)
- [103] Office fédéral de l'énergie OFEN, "*Programme de recherche Solaire industriel à haute température*", (2017)
- [104] J. Peterseim, S. White, A. Tadros, and U. Hellwig, "*Concentrated solar power hybrid plants, which technologies are best suited for hybridisation*", *Renewable Energy*, 57, 520-32 (2013)
- [105] M.A. El-Sayed, "*Solar supported steam production for power generation in Egypt*", *Energy Policy*, 33, 1251-9 (2005)

- [106] J. Antonanzas, E. Jimenez, J. Blanco, F. Antonanzas-Torres, "Potential Solar Thermal Integration in Spanish Combined Cycle Gas Turbines", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 37, 36-46 (2014)
- [107] O. Behar, A. Kellaf, K. Mohamedi, M. Belhamel, "Instantaneous performance of the first integrated solar combined cycle system in Algeria", *Energy Procedia*, 6, 185-93 (2011)
- [108] J. Antonanzas, E. Jimenez, J. Blanco, F. Antonanzas-Torres, "Potential Solar Thermal Integration in Spanish Combined Cycle Gas Turbines", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 37, 36-46 (2014)
- [109] Report, The World Bank, "The World Bank Report No : ICR2173 Implementation Completion and Results Report on a Grant in the Amount of US Dollar 49.80 Million to The Arab Republic of Egypt for the Kureimat Solar Thermal Hybrid Project", (2012)
- [110] Secrétariat de l'AFREC, "Brève présentation de la centrale solaire à cycle combiné intégré de 150MWe, Kuraymat, Egypte", (2011)
- [111] Baromètre, "Baromètre des énergies renouvelables : FILIÈRE SOLAIRE", (2017)
- [112] NOOR, "le Maroc accueille la plus grande centrale solaire à concentration du monde", groupe de la banque africaine de développement (2009)
- [113] Electricité solaire thermodynamique, "Valoriser le potentiel Méditerranéen", (2018)
- [114] M. Abbas and N. Kasbadji Merzouk, "Techno economic study of solar thermal power plants for centralized electricity generation in Algeria", Newcastle (2012)
- [115] A. B. Stambouli, "Promotion of Renewable Energies in Algeria", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15, 1169-81 (2011)
- [116] A. Mohamed, B. Zoubir, A. Hanane and M. Nachida Kasbadji, "Assessment of a solar parabolic trough power plant for electricity generation under Mediterranean and arid climate conditions in Algeria", *Energy Procedia*, 42, 93 - 102 (2013)
- [117] Newsletter presse, "Société algérienne de l'électricité et du gaz. Assistante du PDG Chargée des Relations avec les Médias.", 13 (2011)
- [118] A. Erika, H. Yusef, "Projet de Centrale Solaire Thermodynamique", African Development Bank Group, Afrique du Sud (2018)
- [119] P. Silvia , al, "L'Initiative de la Banque Mondiale en Faveur d'une Montée en Puissance des Centrales Solaires à Concentration (CSP)", (2009)

- [120] G. Amar, L. Charif, M. Ali, Y. Fatia, Badouane, "Design and realization of a novel sun tracking system with absorber displacement for parabolic trough collectors", *Renouvelable and Sustainable Energy*, doi : 10.1063/1.4807476 (2013)
- [121] P.M. Irving Eleazar, B. Arturo Mejia, C. Omar Mercado, L. H. Alvaro Eduardo, "Design and Construction of a Parabolic Trough Solar Collector for Process Heat Production", *Energy Procedia*, 57, 2149 - 2158 (2014)
- [122] M.A. Ehyaei, A. Ahmadi, M. El Haj Assad, A. A. Hachicha, Z. Said, "Energy, exergy and economic analyses for the selection of workingfluid and metal oxide nanofluids in a parabolic trough collector", *Solar Energy*, 187 175-184 (2019)
- [123] A. Valan Arasu, T. Sornakumar, "Design, manufacture and testing of fiberglass reinforced parabolic trough for parabolic trough solar collectors", *Solar Energy*, 10, 81, 1273-1279 (2007)
- [124] H. B. Kulkarni, "Performance of Closed Cylindrical Parabolic Trough Collector for Solar", *Iranica Journal of Energy and engineering*, 3, 7 226-232 (2016)
- [125] M. Halimi, I. Outana, J. Diouri, A. El Amrani, C. Messaoudi, "Experimental investigation of absorbed flux circumferential distribution of an absorber with U-pipe tube exchanger for Parabolic Trough Collectors", *Applied Thermal Engineering*, 129, 1230-1239 (2018)
- [126] Q. Wang, H. Yang, M. Hu, X. Huang, J. Li, G. Pei, "Preliminary performance study of a high-temperature parabolic trough solar evacuated receiver with an inner transparent radiation shield", *Solar Energy*, 173, 640-650 (2018)
- [127] S. Kalogirou, "A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver", *Energy*, 48, 298-306 (2012)
- [128] H. Hoseinzadeh, A. Kasaeian, M. B. Shafii, "Exergoeconomic optimization and sensitivity analysis of a commercial parabolic trough collector for the climate of Tehran, Iran", *Energy Sciences and Engineering*, 10, 1002/ese3.472 (2019)
- [129] M.A. Ehyaei, A. Ahmadi, M. El Haj Assad, T. Salameh, "Optimization of parabolic trough collector (PTC) with multi objective swarm optimization (MOPSO) and energy, exergy and economic analyses", *Journal of Cleaner Production*, 234, 285-296 (2019)
- [130] A. Fernandez-García, E. Zarza, L. Valenzuela, M. Pérez, "Parabolic-trough solar collectors and their applications", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14, 1695-1721 (2010)

- [131] B. Nathan, W. John. Mitchell, A. William Beckman, S. Thorsten, "Automatic control of a 30 MWe SEGS VI parabolic trough plant", *Solar Energy*, 76, 187-193 (2004)
- [132] A. A. Hachicha, I. Rodríguez, C. Ghenai, "Thermo-hydraulic analysis and numerical simulation of a parabolic trough solar collector for direct steam generation", *Applied Energy*, 214, 152-165 (2018)
- [133] X. Ershu, Z. Dongming, X. Hui, L. Shidong, Z. Zhiqiang, W. Zhiyong, W. Zhifeng, "The Badaling 1MW Parabolic Trough Solar Thermal Powerpilot plant", *Energy Procedia*, 69, 1471 - 1478 (2015)
- [134] S. Kalogirou, "The potential of solar industrial process heat applications", *Applied Energy*, 4, 76, 337-361 (2003)
- [135] M. Yang, M.A. Moghimi, Y. Zhu, R. Qiao, Y. Wang, R. A. Taylor, "Optical and thermal performance analysis of a micro parabolic trough collector for building integration", *Applied Energy*, 260, 114234 (2020)
- [136] J. Tao Liu, M. Li, Q. Fen Yu and D. Ling, "A Novel Parabolic Trough Concentrating Solar Heating for Cut Tobacco Drying System", *International Journal of Photoenergy*, 10 (2014)
- [137] M. Naghashzadegan, K. Javaherdeh, M. Mazloumi, "Simulation of solar lithium bromide-water absorption cooling system with parabolic trough collector", *Energy Conversion and Management*, 49, 2820-2832 (2008)
- [138] Y. Bi, L. Qin, J. Guo, H. Li, G. Zang, "Performance analysis of solar air conditioning system based on the independent developed solar parabolic trough collector", *Energy*, S0360-5442, 30182-1 (2020)
- [139] S. Gunes, V. Ozceyhan, O. Buyukalaca, "The experimental investigation of heat transfer and pressure drop in a tube with coiled wire inserts placed separately from the tube wall", *Applied Thermal Engineering*, 30, 1719-1725 (2010)
- [140] H. Olia, M.d. Torabi, M. Bahiraei, M. H. Ahmadi, M. Goodarzi, and M. Reza Safaei, "Application of Nanofluids in Thermal Performance Enhancement of Parabolic Trough Solar Collector : State-of-the-Art", *Applied Science*, 9, 43 (2019)
- [141] D. K. Suppan, R. S. Subramanian, "Performance analysis of parabolic trough solar collector by varying the absorber surface", *International Journal of Ambient Energy*, doi.org/10.1080/01430750.2020.1712248 (2020)

- [142] K. Ghozouani, S. Skouri, S. B. A. Guizani, "Thermal analysis of linear solar concentrator for indirect steam generation", *Energy procedia*, 1621, 136-145 (2019)
- [143] A. Abdollahpour, M. H. Ahmadi, A. H. Mohammadi, "Thermodynamic model to study a solar collector for its application to Stirling engines", *Energy Conversion and Management*, 79, 666-673 (2014)
- [144] Z. Wu, S. Li, G. Yuan, D. Lei, Z. Wang, "Three-dimensional numerical study of heat transfer characteristics of parabolic trough receiver", *Applied Energy*, 113, 907-911 (2014)
- [145] A. John Duffie, A. William Beckman, "Solar Engineering of Thermal Processes", University of Wisconsin-Madison, Canada (2013)
- [146] F. Kreith, and D.Y.Goswami, "Handbook of Energy Efficiency and Renewable Energy", first ed., CRC (2007)
- [147] D. Kearney, U. Herrmann, P. Nava, B. Kelly, R. Mahoney, J. Pacheco, R. Cable, N. Potrovitza D. Blake, H. Price, "Assessment of a molten salt heat transfer fluid in a parabolic trough solar field", *Journal of Solar Energy Engineering*, 125 (2003)
- [148] B. Kelly, D. Kearney, "thermal storage commercial plant design study for a 2-tank indirect molten salt system.", RNEL, SR-550-40166 (2006)
- [149] A. Gil, M. Medrano. I. Martorell, A. Lzaro, P. Dolado, B. Zalba, L.F. Cabeza, "State of the Art on High Temperature Thermal Energy Storage for Power Generation. Part 1 - Concepts, Materials and Modellization", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14, 31-55 (2010)
- [150] A. Haselbacher, "Thermal Energy Storage - Motivation, Options, and Overview of Current Modeling and Experimental Efforts", *Thermal Energy Storage*, 5-55 (2015)
- [151] A. Gil, Marc M., I. Martorell, A. Lzaro, P. Dolado, B. Zalba, and L.F. Cabeza, "State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation. part 1 :concepts, materials and modellization", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14, 31 - 55 (2010)
- [152] S. Kuravi, J. Trahan, D.Y. Goswami, M.M. Rahman, and E.K. Stefanakos, "Thermal energy storage technologies and systems for concentrating solar power plants", *Progress in Energy and Combustion Science*, 39, 285-319 (2013)
- [153] A. Gil, M. Medrano, I. Martorell, A. Lzaro, P. Dolado, B. Zalba, and L. F. Cabeza, "State of the art on high-temperature thermal energy storage for power generation. Part 1-Concepts, materials and modellization", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14, 31-55 (2010)

- [154] A.I. Fernandez, M.Martinez, M. Segarra, I. Martorell, L.F. Cabeza, "Selection of materials with potential in sensible thermal energy storage", *Solar Energy Materials & Solar Cells*, 94, 1723-1729 (2010)
- [155] S. Kalogirou, "Solar thermal collectors and applications *Solar thermal collectors and applications*", *Progress in Energy and Combustion Science*, 30, 231-295 (2004)
- [156] Y. Marif, B. Hocine, B. Hamza, Z. Moussa, M.B. Mohamed, "Etude comparative entre les modes de poursuite solaire d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique", *Annales des Sciences Technologies (AST)*, 2, 6, 94-102 (2014)
- [157] R. V. Padilla, G. Demirkaya, Y. D. Goswami, E. Stefanakos, R. M. Muhammad, "Heat transfer analysis of parabolic trough solar receiver", *Applied Energy*, 88, 5097-5110 (2011)
- [158] R. Forristall, "Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver", National Renewable Energy Laboratory, Colorado (2003)
- [159] Z. Cheng, Y. He, C. FQ, R. Xu, Y. Tao, "Numerical simulation of a parabolic trough solar collector with nonuniform solarflux conditions by coupling FVM and MCRT method", *Solar Energy*, 86, 1770-84 (2012)
- [160] Cheng, He, Xiao, Tao, Xu, "Three-dimensional numerical study of heat transfer characteristics in the receiver tube of parabolic trough solar collector", *international Communications in Heat and Mass Transfer* (2010)
- [161] H. Ya-Ling, J. Xiao, Z. Cheng, Y. Tao, "A MCRT and FVM coupled simulation method for energy conversion process in parabolic trough solar collector", *Renewable Energy*, 976-985 (2011)
- [162] B. Schirricke. R. Pitz-Paal, E. Lpfert, K. Pottler, M. Pfnder, K. Riffelmann, A. Neumann, "experimental verification of optical modeling of parabolic trough collector measurement", *Journal of Solar Energy Engineering*, 131, 011004 (2009)
- [163] L. JF, J. ding, J. yang, "heat transfer performance of the receive pipe under unilateral concentrated solar radiation", *Solar Energy*, 84, 1879-1887 (2010)
- [164] D. Premjit, J. Yashavant, K. Abhik, "Numerical investigation of parabolic trough receiver performance with outer vacuum shell", *Solar Energy*, 85, 1910-4 (2011)
- [165] Y. Tao, Y. He, "Numerical study on coupled fluidflow and heat transfer process in parabolic trough solar collector tube", *Solar Energy*, 84, 1863-72 (2010)

- [166] L. Jianfeng, J. Ding, J. Yang, X. Yang, "Nonuniform heat transfer model and performance of parabolic trough solar receiver", *Energy*, 59, 666-675 (2013)
- [167] M. Eck, W. Steinmann, "Modeling and design of direct solar steam generating collector fields", *Journal of Solar Energy Engineering*, 127, 371-80 (2005)
- [168] B. Lamrani, A. Khouya, B. Zeghmami, A. Draoui, "Mathematical modeling and numerical simulation of a parabolic trough collector : A case study in thermal engineering", *Thermal Science and Engineering Progress*, 8, 47-54 (2018)
- [169] E. Bitam, Y. Demagh, A. A. Hachicha, H. Benmoussa, Y. Kabar, "Numerical investigation of a novel sinusoidal tube receiver for parabolic trough technology", *Applied Energy*, 218, 494-510 (2018)
- [170] Y. Marif, B. Hocine, B. Hamza, M.B. Mohamed, Z. Moussa, "Numerical simulation of solar parabolic trough collector performance in the Algeria Saharan region", *Energy Conversion and Management*, 85, 521-529 (2014)
- [171] H. Ya-Ling, J. Xiao, Z. Cheng, Y. Tao, "A MCRT and FVM coupled simulation method for energy conversion process in parabolic trough solar collector", *Renewable Energy*, 976-985 (2011)
- [172] O. Garcia-Valladares, N. Velazquez, "Numerical simulation of parabolic trough collector : improvement using counter flow concentric circular heat exchangers.", *International journal of heat and mass transfer*, 52, 597-609 (2009)
- [173] I. H. Yilmaz, A. Mwesigye, "Modeling, simulation and performance analysis of parabolic trough solar collectors : A comprehensive review", *Applied Energy*, 225, 135-174 (2018)
- [174] A. A. Hachicha, B. A.A. Yousef, Z. Said, I. Rodriguez, "A review study on the modeling of high-temperature solar thermal collector systems", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 112, 280-298 (2019)
- [175] Y. Bie, M. Li, F. Chen, G. Krczyk, Z. Li, "Regarding the first category, the thermal efficiency of a flat-plate collecting system with V-shaped cavity absorber", *Sustainable Cities and Society*, 52, 101837 (2020)
- [176] D. Njomo, "Etude théorique du comportement thermique d'un capteur solaire plan à air à couverture combinée plastique-vitre", *Révue Génie Thermique*, 37, 973-980 (1998)
- [177] J. A. Duffie, W. A. Beckman, "Solar Engineering of Thermal Processes", John Wiley & sons (1991)

- [178] N. Eskin, "Transient performance analysis of cylindrical parabolic concentrating collectors and comparison with experimental results", *Energy Conversion and Management*, 40, 175-191 (1999)
- [179] V. Loreto, Z. Eduardo, B. Manuel, C. Eduardo, "Control concepts for direct steam generation in parabolic troughs", *Solar Energy*, 78, 301-311 (2005)
- [180] L. Hongbo, Y. Shijun, Z. Huan, "Comparison of different heat transfer models for parabolic trough solar collectors", *Applied Energy*, 148, 105-114 (2015)
- [181] M. Ouagued, A. Khellaf, L. Loukarfi, "Estimation of the temperature, heat gain and heat loss by solar parabolic trough collector under Algerian climate using different thermal oils", *Energy Conversion and Management*, 75, 191-201 (2013)
- [182] F. Incropera, D. DeWitt, T.L. Bergman, A.S. Lavine, "Fundamentals of heat and mass transfer", John Wiley and Sons, New York (2007)
- [183] G. N. Sahota, L. Tiwari, "Advanced solar-Distillation Systems", Green Energy and Technology, Singapore (2017)
- [184] W. Swinbank., "Long-wave radiation from clear skies", *Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society*, 89, 339-48 (1963)
- [185] C. Ngangoum Keo, et al, "Two-Dimension Numerical Simulation of Parabolic Trough Solar Collector : Far North Region of Cameroon", *Energy and Power Engineering*, 9, 147-169 (2017)
- [186] V. Gnielinski., "On heat transfer in tubes", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 63, 134-140 (2013)
- [187] T. Kousksou, A. Bruel P, Jamil, T. El Rhafiki, Y. Zeraouli, "Energy storage : Applications and challenges", *Energy Mater Sol*, 120, 59-80 (2014)
- [188] M. Anish, P. Carlos David, "Thermocline thermal storage systems for concentrated solar power plants : One-dimensional numerical model and comparative analysis", *Solar Energy*, 100, 84-93 (2014)
- [189] X. Chao, W. Zhifeng, H. Yaling, L. Xin, B. Fengwu, "Sensitivity analysis of the numerical study on the thermal performance of a packed-bed molten salt thermocline thermal storage system", *Applied Energy*, 92, 65-75 (2012)
- [190] B. Alazmi, K. Vafai, "Analysis of variants within the porous media transport models", *Journal Heat Transfert*, 122, 303-26 (2000)

- [191] J. F. Hoffmann, T. Fasquelle, V. Goetz, X. Py, "A thermocline thermal energy storage system with filler materials for concentrated solar power plants : Experimental data and numerical model sensitivity to different experimental tank scales", *Applied Thermal Engineering*, 753-761, 100 (2016)
- [192] K. A. Ismail, R. Stunginsky Jr, "A parametric study on possible fixed bed models for PCM and sensible heat storage", *Applied Thermal Engineering*, 19, 757-788 (1999)
- [193] B. Alazmi, K. Vafai, "Analysis of Variants Within the", *Journal of Heat Transfer*, 122, 304-24 (2000)
- [194] S. Quoilin, V. Lemort et J. Lebrun, "Experimental study and modeling of an organic Rankine cycle using scroll expander", *Applied Energy*, 87, 1260-1268 (2010)
- [195] B. Sidi, T. Ababacar, M. El Bah and Dorothé Azilinson, "Performance Analysis and Optimization of an Organic Rankine Cycle Coupled to a Fresnel Linear Concentrator for Various Working Fluids", *Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology*, 14, 5, 176-186 (2017)
- [196] T. Fasquelle, "Modélisation et caractérisation expérimentale d'une boucle solaire cylindro-parabolique intégrant un stockage de type thermocline", Université de Perpignan via Domitia (2017)
- [197] A. McMahan, "Design & Optimization of Organic Rankine Cycle Solar-Thermal Powerplants", University of Wisconsin-Madison (2006)
- [198] S. A. Klein, "Calculation of monthly average insolation on tilted surfaces", *Solar Energy*, 4, 19, 325-329 (1997)
- [199] E. V. Dudley, J. k. Gregory, A. M. Roderick, R. M. Tomas, W. M. Chauncey, M. Sloan, D. Kearney, "Test Results : SEGS LS-2 Solar Collector", Albuquerque (Vol.1, Tome 2). New Mexico : Sandia National Laboratoire SAND94-1884 (1994)
- [200] S. Fischer, "Topic report for WP2 Solar thermal collectors Experience from tests", Rapport technique, ITW (2012)
- [201] F. Porta, "Technical and economical analysis of future perspectives of solar thermal power plants", Thesis at the University of Stuttgart- Stuttgart (2006)
- [202] A. Mishra, M. N. shakravarty, N. D. Kaushika, "Thermal optimization of solar biomass hybrid co generation plants", *journal of scientific*, 65, 355-363 (2006)

- [203] H. Price, D Kearney, *"Reducing the cost of energy from parabolic trough solar power plants"*, National Renewable Energy Laboratory NREL/CP-550, 3-3208 (2003)
- [204] G. Dejean, *"Valorisation de laitiers sidérurgiques comme matériaux de stockage thermique pour procédés énergétiques durables. Application au CSP et au CAES"*, Thèse de doctorat Université de Perpignan Via Domitia (2014)
- [205] A. Meffre, *"Matériaux de stockage thermique haute température issus de la valorisation de matières premières secondaires inorganiques"*, Thèse de doctorat, Université de Perpignan Via Domitia (2013)
- [206] X. Py, Y. Azoumah, and R. Olives, *"Concentrated solar power : Current technologies, major innovative issues and applicability to West African countries"*, Renewable and Sustainable Energy, 18, 306-315 (2013)
- [207] Therminol, *"www.therminol.com"*, website (2020)
- [208] L. Hongbo, Y. Shijun, Z. Huan, *"Comparaison of different heat transfer models for parabolic trough solar collectors"*, Applied Energy, 148, 105-114 (2015)
- [209] P. T. Tsilingiris, *"The influence of binary mixture thermo-physical properties in the analysis of heat transfer processes in solar distillation systems"*, Solar Energy, 81, 1482-1491 (2007)
- [210] C. Breyer, G. Knies, *"Global énergy supply potential of concentrating "*, 15-18,(2009).

Annexes

Annexe A : Caractéristiques du CCP

A.1. Tableau 5 : Caractéristiques du LS3 [202].

Paramètres	LS3
Surface (m ²)	545
Largeur (m)	5.76
Longueur (m)	99
Diamètre de la couverture de verre (m)	0.07
Distance focale (m)	1.71
Diamètre intérieur du tube récepteur (m)	0.04
Diamètre extérieur du tube récepteur (m)	0.045
Emissivité du tube récepteur	0.19
Rendement optique du collecteur	0.8
Emissivité de la couverture de verre	0.9

A.2. Tableau 6 : Caractéristiques du CCP Sandia [182, 199]

Paramètres	Valeurs
Longueur de l'absorbeur (L)	7.8m
L'ouverture du concentrateur (W)	5m
Distance focale (F)	1.84m
Facteur de concentration (C)	22.42
Angle d'ouverture (θ)	68.38°

Diamètre extérieur de l'absorbeur (D_{ab2})	0.07m
Diamètre intérieur de l'absorbeur (D_{ab1})	0.066m
Diamètre extérieur de l'enveloppe du verre (D_{v2})	0.115m
Diamètre intérieur de l'enveloppe du verre (D_{v1})	0.109m
Conductivités thermiques de l'absorbeur (k_{ab})	54W/Mk
Conductivités thermiques de l'enveloppe du verre (k_v)	1.2W/mK
Absorption du tube absorbeur (α_{ab})	0.906
Absorption de l'enveloppe du verre (α_v)	0.02
Transmittivité de l'enveloppe du verre (τ_v)	0.95
Facteur de Transmittivité-absorptivité (α_0)	0.864
Capacité thermique de l'absorbeur (C_{ab})	500J/kgK
Capacité thermique de l'enveloppe du verre (C_v)	1090J/kgK
Masse volumique de l'absorbeur (ρ_{ab})	8020kg/m ³
Masse volumique de l'enveloppe du verre (ρ_v)	2230kg/m ³
Emissivité de l'absorbeur (ε_{ab})	0.14
Emissivité de l'enveloppe du verre (ε_v)	0.86
Réflexion du réflecteur (ρ_0)	0.93
Facteur d'interception (γ)	0.92

A.3. Tableau 7 : caractéristiques de la machine thermodynamique [197]

Paramètres	Valeurs
Puissance nette	1081kW
Efficacité électrique	19%
Préchauffeur (échangeur de chaleur)	3.7
Evaporateur (échangeur de chaleur)	1.3
Condenseur (échangeur de chaleur)	62.8
Récupérateur (échangeur de chaleur)	12.6
Débit massique	11.75kg/s
Température d'entrée de générateur	300°C
Température basse (sortie du générateur)	120°C

A.4. Tableau 8 : Prix de matériels

Matériels	Prix
LS3 Prix de concentrateur (Dollar/m ²) [203]	202
Prix de quartzite (Euro/kg) [204-205]	0.03
Prix de Therminol VP1 (Euro/kg) [206-207]	5.7
Prix de ORC	126424.596 Euros
Prix du réservoir	7327 Euros

Annexe B : Propriétés physiques des fluides**B.1. Propriétés de l'huile Syltherm 800 [208]***Densité :*

$$\rho_f = 1.2690306 \cdot 10^3 - 1.52080898 \cdot T + 1.79056367 \cdot 10^{-3} \cdot T^2 - 1.6706 \cdot 10^{-3} \cdot T^2 - 1.67068252 \cdot 10^{-6} \cdot T^3$$

Capacité thermique :

$$Cp_f = 1107.8577 + 1.70742274 \cdot T$$

Conductivité thermique :

$$K_f = 0.190011994 - 1.088022387 \cdot 10^{-4} \cdot T$$

Viscosités dynamiques :

$$\mu_f = 8.486612 \cdot 10^{-2} - 5.541277 \cdot 10^{-4} \cdot T + 1.388285 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 - 1.566003 \cdot 10^{-13} \cdot T^4$$

B.2. Propriétés de l'air [209]

Densité :

$$\rho_{air} = \frac{342.071}{T}$$

Capacité thermique :

$$C_{p_{air}} = -6.758 \cdot 10^{-8} \cdot T^3 + 0.782 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 - 0.284 \cdot T + 1034.09$$

Conductivité thermique :

$$K_{air} = 7.75 \cdot 10^{-5} \cdot T + 0.0249$$

Viscosités dynamiques :

$$\mu_{air} = 1.7176 \cdot 10^{-5} \cdot T + 0.0048 \cdot 10^{-5}$$

B.3. Propriétés de TherminolVp-1 [171]

Densité :

$$\rho_{Ther} = 850$$

Capacité thermique :

$$C_{p_{Ther}} = 788.8 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 + 2.496 \cdot T + 1509$$

Conductivité thermique :

$$K_{Ther} = -0.1729 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 - 0.8708 \cdot 10^{-4} \cdot T + 0.1381$$

Viscosités dynamiques :

$$\mu_{Ther} = 10^{-3} \cdot \left(10^{0.8703} \cdot T^{(0.2877 + \log(T^{0.3638}))} \right)$$

B.4. Propriétés de l'eau non traitée**Densité :**

$$\rho_{eau} = -0.00380 \cdot T^2 - 0.0505 \cdot T + 1002.6$$

Capacité thermique :

$$Cp_{eau} = 4180$$

Conductivité thermique :

$$K_{eau} = -9.87 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 + 2.238 \cdot 10^{-3} \cdot T + 0.5536$$

Viscosités dynamiques :

$$\mu_{eau} = 0.002 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 - 0.3389 \cdot 10^{-4} \cdot T + 17.199 \cdot 10^{-4}$$

B.5. Propriétés de l'eau traitée [171]**Densité :**

$$\rho_{eau} = -4.95626 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 - 0.23291 \cdot T + 1001.83736$$

Capacité thermique :

$$Cp_{eau} = 4218.42371 - 1.42026 \cdot T + 0.01378 \cdot T^2$$

Conductivité thermique :

$$K_{eau} = -5.96341 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 + 1.68 \cdot 10^{-3} \cdot T + 0.56821$$

Viscosités dynamiques :

$$\mu_{eau} = 15.6 \cdot 10^{-4} - 2.77774 \cdot 10^{-5} \cdot T + 1.88979 \cdot 10^{-7} \cdot T^2 - 4.28265 \cdot 10^{-10} \cdot T^3$$

Liste des Publications

1- Mahamat. Hassane. Babikir, Donatien Njomo, Mahmoud Y. Khayal, Hermann D. Temene, and Djampou T. Joeland. *Estimation of Direct Solar Radiation of Chad* . Energy and Power Engineering **10**, 212-225 (2018).

2- Mahamat. Hassane. Babikir, Donatien Njomo Mahamat Barka, Mahamoud Youssouf Khayal, Deli Goron, Venant Sorel Chara-Dackou, Tefouet Tiague Martial, Kamta Legue Daniel Romeo, Gram-shou Jean Paul, and Nzadi Siwe Elie. *Modeling the Incident Solar Radiation of the City of N Djamena(Chad) by the Capderou Method*. International Journal of Photoenergy **6292147**, 10 (2020).

3- Mahamat. Hassane. Babikir, Venant Sorel Chara-Dackou, Donatien Njomo, Mahamat Barka, Mahamoud Youssouf Khayal, Daniel Romo Kamta Legue and Jean Paul Gram-Shou *Simplified Modeling and Simulation of Electricity Production from a Dish/Stirling System* . International Journal of Photoenergy **7398496**, 14 (2020).

4- Mahamat. Hassane. Babikir, Donatien Njomo Mahamat Barka, Venant Sorel Chara-Dackou, Yvon Simplicite Kondji, and Mahamoud Youssouf Khayal *Thermal modelling of a parabolic trough collector in a quasi-steady state regime* . Journal of Renewable and Sustainable Energy **13**, **13703** (2021).