



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITÉ DES FRÈRES MENTOURI – CONSTANTINE 1

FACULTE DES SCIENCES DE LA TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

N° d'ordre : 20/D3c/2019

Série : 02/GM/2019

THÈSE

Présentée Pour Obtenir le Diplôme de Doctorat LMD 3^{ème} Cycle

en Génie Mécanique

Intitulée :

Optimisation d'une centrale solaire intégrée à cycle
combiné turbine à vapeur-turbine à gaz

OPTION : Génie Thermique et Énergétique

Par : *BOUMEDJIREK Mohammed*

Soutenue le : 25 / 02 /2019

Devant le jury :

Président :

Mr. BOUCHOUCHA Ali Université Frères Mentouri Constantine-1 Professeur

Rapporteur :

Mr. MERABET Abderrezak Université Frères Mentouri Constantine-1 Maitre de Conférences

Examineurs :

Mr. CHEKROUD Said Ecole Nationale Polytechnique Constantine Professeur

Mr. BEGHIDJA Elhaddi Université Frères Mentouri Constantine-1 Professeur

Mr. OUDINA Fateh Université 20 aout 1955 SKIKDA Maitre de Conférences

بِسْمِ اللّٰهِ الرَّحْمٰنِ الرَّحِیْمِ

Au nom d'Allah, le Tout Miséricordieux, le Très Miséricordieux.

In the name of Allah, the Most Gracious, and the Most Merciful

Remerciements

Je tiens tout d'abord à remercier mon encadreur Dr. MERABET Abderrezak, pour m'avoir fait confiance, puis pour m'avoir guide, encourage, conseille, en me laissant une grande liberté et en me faisant l'honneur de me déléguer plusieurs responsabilités dont j'espère avoir été à la hauteur.

Je remercie monsieur MICHEL FEIDT, professeur émérite à l'université de LAURAINNE, NANCY, FRANCE pour m'avoir fait l'honneur de corriger et s'associer à mes travaux scientifique.

Je remercie monsieur BOUCHOUCHA Ali, professeur à l'université des frères MENTOURI pour m'avoir fait l'honneur de présider ce jury de thèse. Je remercie aussi Monsieur Said CHEKROUD, professeur à l'école nationale polytechnique de CONSTANTINE, monsieur Alhaddi BEGHIDJA, professeur à l'université des frères MENTOURI et Monsieur Fateh OUDINA maitre de conférences à l'université 20 aout 1955 SKIKDA, qui ont bien voulu examiner ce travail, qu'ils soient ici remerciés pour avoir accepté de faire partie du jury.

*A tous les enseignants et doctorants travaillant au département de GENIE MECANIQUE de l'université MENTOURI
CONSTANTINE -1.*

Dédicaces

*A mes chers parents, pour tous leurs sacrifices,
leur amour, leur tendresse, leur soutien et leurs prières
tout au long de mes études,*

*A mes chères sœurs pour leurs encouragements
permanents, et leur soutien moral*

*A mes chers frères pour leur appui et leur
encouragement*

*A toute ma famille pour leur soutien tout au long
de mon parcours universitaire*

Que ce travail soit l'accomplissement de mes vœux

SOMMAIRE

REMERCIEMENTS

REMERCIEMENTS.....	III
DEDICACE	IV
SOMMAIRE.....	V
LISTE DES FIGURES.....	IX
LISTE DES TABLEAUX.....	XI
NOMENCLATURE.....	XII
RESUME.....	XVI

INTRODUCTION GENERALE	1
INTRODUCTION.....	4
I.1 LA RESSOURCE SOLAIRE	4
I.2 MOUVEMENT DU GLOBE ET LE RAYONNEMENT SOLAIRE.....	4
I.2.1 Coordonnées géographiques	5
I.2.2 Coordonnées horaires	6
I.2.3 Le temps solaire	7
I.2.4 Coordonnées horizontales	8
I.2.5 Angle horaire du coucher du soleil (w_s).....	9
I.2.6 Angle d'incidence	9
I.3 RAYONNEMENT SOLAIRE	9
I.3.1 Rayonnement solaire direct.....	11
I.3.2 Rayonnement solaire diffus.....	12
I.3.3 Rayonnement solaire réfléchi.....	13
I.3.4 Rayonnement solaire global.....	13
I.4 L'ENSOLEILLEMENT ET LE GISEMENT SOLAIRE.....	13
I.5 POTENTIEL SOLAIRE D'ALGERIE	14
I.6 REGION DE HASSI R'MEL	15
I.6.1 Température	15
I.6.2 Durée d'ensoleillement.....	16
I.6.3 Rayonnement solaire	17
CONCLUSION.....	17
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	18
INTRODUCTION.....	20

II.1. L'ENERGIE SOLAIRE A CONCENTRATION :	20
II.1.1 Les systèmes de la conversion d'énergie solaire	20
II.2 LES CENTRALES THERMIQUES SOLAIRES	21
II.2.1 Les centrales à tour solaire	22
II.2.2 Les capteurs paraboliques (moteur de STIRLING)	23
II.2.3 Capteurs linéaires de Fresnel	24
II.2.4 Les centrales cylindro-parabolique	24
II.2.5 Tour solaire avec le collecteur et la turbine à air	26
II.3 HISTOIRE DE TECHNOLOGIE DE CENTRALE CYLINDRO PARABOLIQUE	27
II.4 DEVELOPMENT DES CENTRALES CYLINDRO-PARABOLIQUE	29
II.5 COMPOSANTS DES CENTRALES SOLAIRES CYLINDRO-PARABOLIQUE	30
II.5.1 Composants du cylindro-parabolique	31
II.5.2 La structure de roulement de cylindro-parabolique	33
II.5.3 Le Récepteur du Cylindro-Parabolique	34
II.5.4 Composants de récepteur	34
II.6 CONCENTRATION DE RAYONNEMENT A UN CYLINDRO-PARABOLIQUE	35
II.6.1 La description géométrique d'une cylindro-parabolique	36
II.6.2 Surface du miroir cylindro-parabolique	39
II.6.3 Système de poursuite du soleil	40
II.6.4 L'EFFICACITE DU RECEPTEUR	41
II.7 LE CHAMP SOLAIRE	42
II.7.1 Installation à retour direct	42
II.7.2 Installation a retour indirect	43
II.7.3 Installation à alimentation centralisé	43
CONCLUSION	44
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	45
INTRODUCTION	48
III.1 LES CYCLES DE PRODUCTION D'ELECTRICITE	48
III.1.1 Cycle de BRAYTON	48
III.1.2 Cycle de RANKINE	49
III.1.3 Cycle combiné	49
III.2 CYCLE COMBINE SOLAIRE	50
III.2.1 Type du couplage dans les centrales solaires combinés	50
III.2.2 Centrale solaire hybride	52
III.3 LES FLUIDE CALOPORTEUR DANS LES CYCLE SOLAIRE COMBINE ET HYBRIDE	53
III.3.1 La génération indirecte de vapeur	53

III.3.2	La génération directe de vapeur	55
	CONCLUSION	57
	REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	58
	INTRODUCTION	61
IV.1	ANALYSE THERMODYNAMIQUE	62
IV.2	MODELISATION DES COMPOSANTS	62
IV.2.1	Surchauffeur et réchauffeur	62
IV.2.2	Chaudière (évaporateur)	65
IV.2.3	Préchauffeur	66
IV.2.4	Turbines haute et basse pression	66
IV.2.5	Pompe	67
IV.2.6	Préchauffeur a condensation	67
IV.2.7	Désaérateur	68
IV.2.8	Mélangeur	68
IV.2.9	VASE D'EXPANSION	69
IV.3	INFLUENCE DES CONDITIONS SUR LA PERFORMANCE DE LA CENTRALE SOLAIRE HYBRIDE	69
IV.3.1	Topologie de la centrale intégrée	69
IV.3.2	Effet de la température	72
IV.3.3	Pertes de bloc de puissance	73
IV.4	UTILISATION D'ENERGIE PARASITAIRE	74
	CONCLUSION	75
	REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	76
	INTRODUCTION	78
V.1	TECHNOLOGIE DES CENTRALES CYLINDRO-PARABOLIQUES	79
V.2	MODÈLE POUR SYSTÈME DE CYCLE À COMBINAISON SOLAIRE INTÉGRÉ	80
V.3	MODELE DE PRODUCTION DIRECTE DE VAPEUR	81
V.4	CENTRALE A CYCLE COMBINE	82
V.4.1	Chaudière de récupération (HRSG)	83
V.4.2	Présentation du programme	84
V.4.3	Modèle des centrales hybrides solaires	85
V.5	ANALYSE LES SYSTÈMES À CYCLE COMBINÉ	87
V.5.1	Efficacité du récepteur collecteur pour un champ solaire	88
V.5.2	Efficacité des centrales ISCCS et DSG	89

V.6	CONFIGURATION DU CONCEPT DSG DANS UN SYSTEME DE CONTRIBUTION SOLAIRE	89
V.7	ANALYSE LA CONTRIBUTION SOLAIRE DANS LES CONCEPTS DE MODELISATION	90
V.8	RÉSULTATS ET DISCUSSION	91
V.8.1	Les conditions météorologiques	92
V.8.2	Extraction solaire en cycle de puissance	95
V.8.3	Analyse de l'efficacité de la chaudière en fonction de la charge d'eau d'alimentation	96
V.8.4	Analyse les performances dans un modèle concept hybride	97
V.8.5	Analyse Des performances pour la contribution solaire dans le concept DSG	100
V.9	ETUDE TECHNIECONOMIQUE	103
V.9.1	Composantes de base	103
V.9.2	Calcul du prix du kWh (LEC)	104
	CONCLUSION	106
	REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	107
	CONCLUSION GENERALE	110
	ANNEXE 1	113
	ANNEXE 2	114
	ANNEXE 3	117
	ANNEXE 4	117

LISTES DES FIGURES

Figure I. 1. Mouvement du globe terre par rapport au [5].	5
Figure I. 2. Equation de temps [9].	7
Figure I. 3. Les coordonnées horizontales du soleil	8
Figure I. 4. Répartition du rayonnement solaire [10].	10
Figure I. 5. Rayonnements solaire reçus par une surface au sol [10].	10
Figure I. 6. Rayonnement solaire annuel dans le monde [14].	14
Figure I. 7. Gisement solaire en Algerie [16].	15
Figure I. 8. Variation des températures de l'air extérieur à Hassi R'male [17].	16
Figure I. 9. Pourcentage d'ensollement enregistré à Hassi R'male [17].	16
Figure I. 10. Rayonnement global mensuel à Hassi R'male [16].	17
Figure II. 1. Technologie pour concentrer le rayonnement solaire [2].	22
Figure II. 2. Centrale à tour solaire [3].	22
Figure II. 3. Système parabolique de stirling [6].	23
Figure II. 4. Capteurs linéaires de Fresnel [7].	24
Figure II. 5. Le champ à capteurs solaires cylindro-parabolique de la jonction de Karmer de centrale thermique (a) une ligne séparée (b), la Californie [10].	25
Figure II. 6. Principe d'opération de tour solaire [14].	27
Figure II. 7. Les centrales solaires de SEGS III-SEGS VII en Californie [19].	29
Figure II. 8. Chaîne de conversion d'énergie dans une centrale cylindro-parabolique.	30
Figure II. 9. Le support d'un cylindro-parabolique enduit avec de l'argent les facettes de miroir en verre [21].	32
Figure II. 10. Miroir multicouche de Flabeg [22].	32
Figure II. 11. Eléments structuraux de module d'Eurotrough : (a) plaques d'extrémité avant et arrière pour monter aux pylônes, (b) structure d'armature de l'espace, (c) appuis de récepteur, (d) bras en porte-à-faux, (e) facette de miroir [24].	33
Figure II. 12. Le tube récepteur a intégré dans un collecteur cylindro-parabolique [25].	34
Figure II. 13. Structure d'un récepteur cylindro-parabolique	34
Figure II. 14. Enduit multicouche du tube absorbant [26].	35
Figure II. 15. Chemin des rayons parallèles à un miroir parabolique.	36
Figure II. 16. Paramètres géométriques de cylindro parabolique.	37
Figure II. 17. La forme du Longueur focale.	37
Figure II. 18. Relation entre l'angle de la jante et la valeur a/f [27].	38
Figure II. 19. La relation entre la longueur focale et l'angle de jante pour une largeur constante d'ouverture de cuvette.	39
Figure II. 20. Zone d'ouverture du collecteur et zone d'ouverture du récepteur.	40
Figure II. 21. Phénomènes de transfert thermique dans le récepteur solaire.	42
Figure II. 22. Installation du champ solaire à retour direct.	43
Figure II. 23. Installation du champ solaire à retour indirect.	43
Figure II. 24. Installation du champ solaire à retour alimentation centralisée.	43

Figure III. 1. Le cycle Brayton Réel et idéal de la turbine gaz [3].....	48
Figure III. 2. Fonctionnement d'un cycle de Rankine.	49
Figure III. 3. Shéma d'un cycle combiné.	49
Figure III. 4. Shéma de couplage entre une centrale solaire et un cycle combiné.....	51
Figure III. 5. Centrale cylindro-parabolique avec le système de stockage [15].	52
Figure III. 6. La génération indirecte de la vapeur[19].....	55
Figure III. 7. Repésentaion schématique d'une centrale cylindro-parabolique avec la génération directe de vapeur [18].....	56
Figure IV. 1. Diagramme simplifié de la centrale ISCCS à deux niveaux de pression [7].....	70
Figure IV. 2. Shéma de principe de l'installation, comprenant les deux points d'intégration avec le champ solaire, SF1 et SF2, 3.....	71
Figure IV. 3. Diagramme thermodynamique du cycle eau-vapeur de Rankine [8].	72
Figure IV. 4. Efficacité de la turbine à gaz en fonction de température ambiante[12].....	73
Figure IV. 5. L'énergie du processus de centrale solaire.....	74
Figure V. 1. Shéma des systemes à cycle combiné solaire intégré (ISCCS) en configuration conventionnelle [21].	81
Figure V. 2. Shéma de la centrale cylindro-parabolique avec génération de vapeur [24].....	82
Figure V. 3: Le cycle combiné simple peut se composer d'une turbine à gaz, d'une chaudière de récupération (HRSG) , d'une turbine à vapeur, d'un condenseur et de système auxiliaire.	83
Figure V. 4. Les différents éléments d'une chaudière de récupération [6].....	83
Figure V. 5 . HTF-ISCCS de la centrale de Hassi-R'male à niveau de pression simple [29].	85
Figure V. 6 . Shéma d'une contribution solaire sur le concept DSG, dans lequel l'énergie thermique solaire est utilisée pour préchauffer le chauffe- eau d'alimentation.	90
Figure V. 7 . Le modèle ISCCS en TRNSYS simulation	92
Figure V. 8. Condition météorologiques totales au 15 mars 2012 dans la zone de Hassi R 'male	93
Figure V. 9 . Conditions météorologiques totales au 15 mars 2015 dans la région de Béchar.....	93
Figure V. 10. Conditions météorologique totales au 15mars 2012 dans la zone de Tamanrasset.....	94
Figure V. 11. La production d'énergie solaire d'une année dans des différentes régions	94
Figure V. 12. L'efficacité solaire électrique du système solaire combiné.	95
Figure V. 13. La puissance de turbine à vapeur on mode d'extraction.....	96
Figure V. 14. L'efficacité de la chaudière à gaz en fonction de la charge d'eau d'alimentation.	97
Figure V. 15. Puissance mensuelle de la sortie du champ solaire dans ISCCS et DSG.	98
Figure V. 16. Effet du rayonnement normal direct dans les systèmes DSG et ISCCS.....	98
Figure V. 17. L'efficacité mensuelle de l'énergie solaire électrique.....	99
Figure V. 18. L'efficacité énergétique nette annuelle avec la méthode de la contribution d'énergie solaire.	101
Figure V. 19. Puissance de production annuelle d'énergie solaire en méthode de contribution d'énergie solaire.....	102
Figure V. 20. Variation du coût d'électricité pour les différents concepts.	105

LISTE DES TABLEAUX

Tableau V. 1 :Les parametres de foctionement des concepts simulés	86
Tableau V. 2: Performance d'installation à système solaire combiné	100
Tableau V. 3:Performance pour la contribution d'energie solaire	101

NOMENCLATURE

Abréviations

A1	annual insurance
BOP	balance of plant
CSP	concentrated solar power
DISS	direct solar steam
E	annual energy production
EF	annual expense for fuel cost
FCR	fixed charge rate
HRSG	heat recovery steam generator
HTF	heat transfer fluid
I	installed capital cost
ISCCS	integrated solar combined cycle system
Kd	real debt interest
LEC	levelized electricity cost
PTR	parabolic trough receiver
SAM	system advisor model
NEAL	new energy Algeria
SR	saving ratio
SAPG	solar aided power generation
SEGS	solar electric generating system
SGT	siemens gas turbines
SST	siemens steam turbines
TRNSYS	transient system simulation program

Symboles

A_m	Surface du collecteur [m]
C_p	Chaleur spécifique [kJ/kg. K]
CF	Facteur de capacité [%]
D	Diamètre [m]
dr	Variation de la distance terre-soleil [-]
e	Erreur relative [%]
EOT	Équation du temps [heures]
Ex	Exergie [kW]
f	Distance focale du concentrateur [m]
F_{Ombrage}	Facteur d'ombrage du concentrateur [-]
h	Angle horaire du soleil [°], Enthalpie [kJ/kg]
H_0	Rayonnement extraterrestre quotidien [kWh/m ²]
H_{BN}	Rayonnement direct normal quotidien [kWh/m ²]
H_D	Rayonnement diffus quotidien sur un plan horizontal [kWh/m ²]
H_G	Rayonnement global quotidien sur un plan horizontal [kWh/m ²]
$\bar{\bar{H}}_{BN}$	Rayonnement direct normal annuel [kWh/m ²]
$\bar{\bar{H}}_{BN}$	Quantité du rayonnement journalière interceptée par le concentrateur [kWh/m ²]
$\bar{\bar{H}}_B$	Quantité du rayonnement mensuelle interceptée par le concentrateur [kWh/m ²]
$\bar{\bar{H}}_B$	Quantité du rayonnement annuelle interceptée par le concentrateur [kWh/m ²]
I_0	Rayonnement solaire extraterrestre [kW/m ²]
I_{BH}	Rayonnement direct horaire sur un plan horizontal [kW/m ²]
I_{BN}	Rayonnement direct normal horaire [kW/m ²]
I_D	Rayonnement diffus horaire sur un plan horizontal [kW/m ²]
I_G	Rayonnement global horaire sur un plan horizontal [kW/m ²]
I_{sc}	Constante solaire [kW/m ²]
I_B	Rayonnement solaire horaire interceptée par le concentrateur [kWh/m ²]
IAM	Modificateur de l'angle d'incidence [-]
J	N ^o méro du jour de l'année du calendrier [-]

k	Conductivité thermique de l'air [W/m.K]
K_D	Fraction diffuse [-]
K_T	Indice de clarté [-]
L	Largeur de l'ouverture du concentrateur [m]
L_{esp}	Espacement entre les collecteurs parallèles dans le champ solaire [m]
L_{SCA}	Longueur du concentrateur [m]
\dot{m}	Débit massique [kg/s]
Nu	Nombre de Nusselt [-]
P	Pression [bar]
Pr	Nombre de Prandtl [-]
\dot{Q}	Flux de chaleur [kW]
Re	Nombre de Reynolds [-]
S	Entropie (kJ/kg)
S	Insolation maximale [heures]
SM	Solaire multiple [-]
T	Température [K]
t_s	Temps solaire vrai [heures]
t_{sta}	Test statistique
UA	Conductance [W/K]
W	Puissance [kW]
X	Pourcentage de soleil [%]

LETTRES GRECQUES

v	Vitesse	[m/s]
ε	Émissivité	[-]
η	Rendement	[-]
θ	Angle	[°]
λ	Conductivité thermique	[W/m.K]
ν	Viscosité cinématique	[m ² /s]
ρ	Masse volumique	[kg/m]
ΔT	Différence de température	[°C] , [K]
σ	Ecart-type	[-]
λ	La longitude	[°]
σ	Constante de Stefan Boltzmann	$5,670 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$
ε	Emissivité de l'absorbeur	[Rad]
α	Hauteur angulaire du soleil	[°]
γ_s	Azimut	[°]
μ	Viscosité dynamique du fluide	[kg/m.s]
ω_s	Angle horaire de coucher de soleil	[°]
ψ	Exergy	[W/kg]

Indices

a	absorber	absorbeur
ap	aperture	ouverture
b	boiler	chaudière
ccs	combined cycle system	système de cycle combiné
cv	control volume	volume de contrôle
col	collector	collecteur
dra	drainé	drainé
el	electric	électrique
ex	exergy	exergie
exh	exhaust	échappement
f	multiplication coefficient	coefficient de multiplication
ff	fossil fuelled	combustible fossile
i	inlet condition	condition d'entrée
sol	solar	solaire
m	ambient	ambiante
o	outlet condition	condition de sortie
th	thermique	thermique
0	ambient conditions	condition ambiante

Abstract:

Solar energy in combined cycle power plants are becoming important as an efficient option among conventional thermal power plants. Nowadays, a great amount of combined cycle gas turbine power plants have been installed and some of them have been working for an appreciable period of time. Work with solar energy it is enough to present some notion about solar radiation as well as the methods and mechanism of system integration were studied. Parabolic trough power plants have been developed in the integrated solar combined cycle system (ISCCS) and the direct steam generation (DSG), each concept has their configuration due to solar energy combination .The technology for the Solar Aided Power Generation (SAPG) is appeared for optimizing this combination in solar contribution to cycle efficiency

The target of this work is to evaluate the thermodynamic performance on solar hybrid power plants system for ISCCS and DSG concepts in comparison for a solar to electricity efficiency. However the previous studies have only been based on solar contribution for the ISCCS concept. A 150 [MW] ISCCS power plant operational actually in Hassi R'male in south Algeria is selected as the case study compared to DSG concepts technology. Furthermore the Solar Aided Power Generation is proposed in new DSG concept to assuming the solar contribution with evaluation method, for to calculate the generation share of the solar power system in each concept.

The study shows that the DSG concept is the best hybrid system to solar-electric efficiency .Further results obtained indicate that solar contribution increase to the DSG concept proposed on TRNSYS software , in the best extraction of solar thermal for to preheat the feed water heater. The economic study shows the performance in these concepts and shows the lower Levelized energy cost (LEC). The performance of the SAPG in new DSG concept, estimate the effect of the solar collector area in each concept for annual solar thermal energy.

Keywords: combined, energy, generation, hybrid, solar, performance.

Résumé:

Les centrales à cycles combinés basées sur l'énergie solaire deviennent de plus en plus importantes en tant qu'option efficace aux centrales thermiques conventionnelles. De nos jours, un grand nombre de centrales à turbine à gaz à cycle combiné ont été installées et certaines fonctionnent depuis une période appréciable. En travaillant avec l'énergie solaire, il suffit de présenter quelques notions sur le rayonnement solaire ainsi que les méthodes et le mécanisme du système d'intégration. Des centrales cylindro-parabolique ont été développées dans le système intégré à cycle combiné solaire (ISCCS) et la production directe de vapeur (DSG), chaque concept a sa configuration due à la combinaison de l'énergie solaire. La technologie de production assistée par énergie solaire (SAPG) est apparue pour optimiser cette combinaison de la contribution de l'énergie solaire à l'efficacité du cycle.

L'objectif de ce travail est d'évaluer la performance thermodynamique sur le système des centrales solaires hybrides pour les concepts ISCCS et DSG avec la comparaison de l'efficacité solaire électrique. Cependant, les études précédentes reposaient uniquement sur la contribution solaire du concept ISCCS. Pour cela une centrale ISCCS de 150 [MW] qui est opérationnelle dans le sud de l'Algérie, est choisie comme cas d'étude, ensuite comparer à la technologie des concepts DSG. D'autre part la production d'électricité assistée par le soleil (SAPG) est proposée avec la méthode d'évaluation pour calculer la part de la production du système d'énergie solaire dans les deux concepts.

L'étude montre que le concept DSG est le meilleur système hybride au rendement solaire-électrique. D'autres résultats obtenus indiquent que la contribution solaire avec le concept DSG a permis d'augmenter l'extraction du solaire thermique en exploitant le logiciel TRNSYS. L'étude économique montre la performance de ces concepts et le coût d'énergie (LEC) le plus bas dans chaque concept. La performance du SAPG dans le nouveau concept DSG estime l'effet de la surface du capteur solaire pour l'énergie solaire annuelle.

Mots-clés: combiné, énergie, génération, hybride, solaire, performance.

ملخص

أصبحت محطات توليد الطاقة ذات الدورة المركبة للطاقة الشمسية مهمة كخيار فعال بين محطات الطاقة الحرارية التقليدية. في الوقت الحاضر ، تم تركيب عدد كبير من محطات توليد الطاقة التوربينية العاملة بالغاز ذات الدورة المركبة ، وكان بعضها يعمل لفترة زمنية معقولة. العمل مع الطاقة الشمسية يكفي لتقديم بعض الأفكار حول الإشعاع الشمسي وكذلك طرق وآلية تكامل النظام تم دراستها . تم تطوير محطات توليد الطاقة من خلال وحدات الطاقة الشمسية المتكاملة وتوليد البخار المباشر، كل مفهوم له تكوينه بسبب مزيج الطاقة الشمسية.

تقنية لتوليد الطاقة بالطاقة الشمسية لتحسين هذا المزيج في المساهمة الشمسية لكفاءة دورة. الهدف من هذا العمل هو تقييم الأداء الديناميكي الحراري لنظام الطاقة الشمسية المختلطة لمفاهيم التكامل مقارنة بكفاءة الطاقة الشمسية إلى الكهرباء. ومع ذلك، فقد اعتمدت الدراسات السابقة فقط على مساهمة الطاقة الشمسية لمفهوم الطاقة الشمسية المتكاملة. تم اختيار محطة كهرباء عمومية تبلغ قوتها 150 ميجاوات في محطة حاسي الرمل في جنوب الجزائر كدراسة حالة مقارنة مع تقنية مفاهيم توليد البخار المباشر . علاوة على ذلك ، تم اقتراح الجيل الجديد من الطاقة الشمسية المدعومة بالطاقة الشمسية في مفهوم جديد لـ توليد البخار المباشر من أجل افتراض المساهمة الشمسية بأسلوب التقييم ، وذلك لحساب حصة توليد نظام الطاقة الشمسية في كل مفهوم.

تظهر الدراسة أن مفهوم توليد البخار المباشر هو أفضل نظام هجين لكفاءة الطاقة الشمسية. تشير النتائج الأخرى التي تم الحصول عليها إلى زيادة مساهمة الطاقة الشمسية لمفهوم توليد البخار المباشر المقترح ، في أفضل استخلاص للحرارة الشمسية لتسخين سخانات مياه التغذية في برنامج ترنسيس . تُظهر الدراسة الاقتصادية الأداء في هذه المفاهيم وتقييم تكلفة الطاقة المنخفضة المستوى في كل مفهوم. أداء الطاقة الشمسية المدعومة في مفهوم توليد البخار المباشر الجديد، تقدير تأثير منطقة المجمع الشمسي في كل مفهوم للطاقة الحرارية الشمسية السنوية.

كلمات البحث: مجتمعة، الطاقة، توليد، هجين، الطاقة الشمسية، الأداء.

Introduction générale

Aujourd'hui l'énergie a plusieurs sources dans la nature, parmi ces sources : les combustibles fossiles (charbon, pétrole et gaz naturel), des combustibles organiques – bois etc. D'autres sources peuvent être aussi bien ajoutées, comme l'énergie hydraulique et géothermique, aussi bien que d'autres sources d'énergie renouvelable telles que l'énergie solaire, éolienne et l'énergie nucléaire. Toutes ces sources sont utilisées pour satisfaire les besoins énergétiques de la population dans le monde. Le nombre de la population mondiale a augmenté et la consommation d'énergie a augmenté aussi. Les rejets de ces consommations d'énergie ont un effet dégradé sur l'environnement qui est le changement climatique, causé principalement par l'augmentation du taux du CO₂ dans l'univers.

Le développement et l'implémentation des énergies renouvelables est incontournable. Des ressources énergétiques illimitées et abondamment disponibles existent et doivent être exploitées. Certaines, comme l'énergie éolienne ou hydraulique connaissent déjà un développement technique et commercial important et sont économiquement compétitives. D'autres, comme l'énergie solaire et thermoélectrique, sont techniquement disponibles, mais leur compétitivité nécessite une plus grande confiance de la part des entreprises privées et des institutions publiques afin de favoriser l'implémentation de ce type de systèmes et de favoriser une diminution des coûts par les économies d'échelle.

Actuellement les technologies de concentration solaire sont celles qui présentent le plus de possibilités pour une exploitation commerciale. Ces technologies se basent sur des collecteurs qui concentrent la radiation solaire et réchauffent à haute température un fluide caloporteur. Ce fluide peut ensuite être utilisé pour la génération d'électricité, par exemple au moyen d'un cycle de Rankine. Les énergies renouvelables possèdent généralement une limitation due à leur caractère intermittent à leur difficulté de stockage. Si la limitation due au stockage est importante pour des énergies comme l'énergie éolienne ou photovoltaïque, elle l'est moins pour la concentration solaire, qui utilise généralement des systèmes de stockage de chaud ou qui peut être hybridée avec d'autres sources énergétiques gaz naturel, biomasse etc.

L'objectif de cette présente étude est d'appliquer l'analyse énergétique pour faire une évaluation des performances thermodynamiques de la centrale de Hassi R'male. L'évaluation est basée sur la modélisation et la simulation thermodynamique de la centrale par le logiciel TRNSYS. Donc notre étude est d'évaluer les concepts de la centrale cylindro-parabolique dans les meilleurs paramètres de fonctionnement. L'optimisation de centrale solaire intégrée à cycle combiné turbine à vapeur, turbine à gaz, pour la production de l'électricité, donc beaucoup plus d'avoir les paramètres de fonctionnement pour obtenir le meilleur rendement.

Une modélisation mathématique des différents phénomènes étudiés en particulier la production électrique dans du centrale thermique hybride à avec les étapes suivants:

- Simulation de couplage solaire et cycle combiné avec les simulateurs existant dans la littérature tels que les simulateurs SAM (Solar Advisor Model) et le TRANSYS (transient system simulation program).
- Eventuellement réalisation des codes de calcul pour les couplages entre les différents champs existant dans les centrales thermiques hybrides.
- Valider les codes de calcul mis au point précédemment en simulant des cas existants dans la littérature.

Nous proposons une étude comparative théorique et bibliographique des différentes géométries de concentrateurs existantes, afin d'estimer l'influence et les limites du taux de concentration (donc de la température) sur le rendement de conversion global des centrales solaires thermodynamiques.

Donc, il est nécessaire de présenter d'abord quelques connaissances et ordre de grandeur du potentiel énergétique solaire. Puis une description sur différentes centrales solaire électrique et l'importance des donnée actuellement à ce choix de production énergétique propre et économique. Ensuite, nous nous intéresserons aux technologies de concentration les plus viables de conversion solaire chaleur dont leur concept tel que la centrale cylindro-parabolique combiné. Dans la dernière partie que nous ferons une simulation comparative entre la centrale hybride opérationnelle et le nouveau concept proposé ainsi que l'évolution du rendement.

CHAPITRE I.

LES PARAMETRES DU GISEMENT SOLAIRE

INTRODUCTION

L'énergie renouvelable a été employée par l'homme depuis plusieurs époques passées pour développer leur vie. Comme la biomasse pour le chauffage et l'éclairage. Les moulins à vent et les moulins à eau ont utilisé les ressources naturelles pendant beaucoup de décennies, en tant que la source de production énergétique pour l'agriculture et les processus industriels de petite taille. Mais la plus importante énergie pour la terre est le soleil. Toute la vie dépend de l'énergie du soleil. C'est le point de départ pour les processus chimiques et biologiques sur notre planète. En même temps c'est la forme la plus favorable à l'environnement de toutes les énergies, aussi bien que l'énergie solaire est la ressource énergétique renouvelable la plus abondante. C'est l'énergie produite dans toutes les directions grâce au rayonnement solaire. Notre étude sur l'énergie débutera par présenter quelque notion sur le rayonnement solaire.

I.1 LA RESSOURCE SOLAIRE

Le soleil assure une quantité massive d'énergie gratuite et sans condition. En raison de la nature de cette énergie qui est à faible concentration, il doit être rassemblé et concentré pour être utilisable. Le soleil a une température efficace de 5777 [K]. La température dans des régions intérieures centrales est différemment estimées $8 \text{ au } \times 10^6$ $40 \text{ au } \times 10^6$ [K] et on estime que la densité est environ 100 fois que de l'eau. Le soleil est, en effet un réacteur à fusion continu avec ses gaz de constituant. Plusieurs réactions de fusion ont été suggérées pour assurer l'énergie rayonnée près du soleil [1].

Le rayonnement solaire reçu par la surface externe de la planète ne varie pas beaucoup (constante solaire) de la valeur approximative $1.366 \text{ [W/m}^2\text{]}$ [2]. La variation mesurée des deux derniers cycles solaires est environ 0.1% ou approximativement $1.3 \text{ [W/m}^2\text{]}$. Seulement une petite fraction avec la longueur d'onde varie à 5%. Les émissions par radio du soleil définissent l'activité solaire et peuvent être mesurées à partir de la terre. Elles ne sont pas affectées sérieusement par l'atmosphère. Pour finir, des explosions solaires sont considérées comme une forme d'activité solaire qui pourrait influencer la vie sur terre en endommageant en particulier, l'appareillage électrique et électronique des satellites [3].

I.2 MOUVEMENT DU GLOBE ET LE RAYONNEMENT SOLAIRE

La disponibilité du rayonnement solaire saisonnier et journalière à la surface de la terre peut être prise à partir de la géométrie du mouvement relatif de la terre autour du soleil. La terre décrit autour du soleil une trajectoire quasi circulaire, appelée plan de l'écliptique, avec une distance moyenne de 149.6 millions de km, et sur une période de 365,25 jours [4].

La terre tourne sur elle-même avec une période de 24h. Son axe de rotation (l'axe des pôles) a une orientation fixe dans l'espace. Il fait un angle $\delta = 23^\circ 45'$ avec la normale au plan de l'écliptique (figure I.1) [5]. Au solstice d'hiver (21 décembre) la terre est la plus proche du soleil, et au solstice d'été (22 juin) elle en est la plus éloignée.

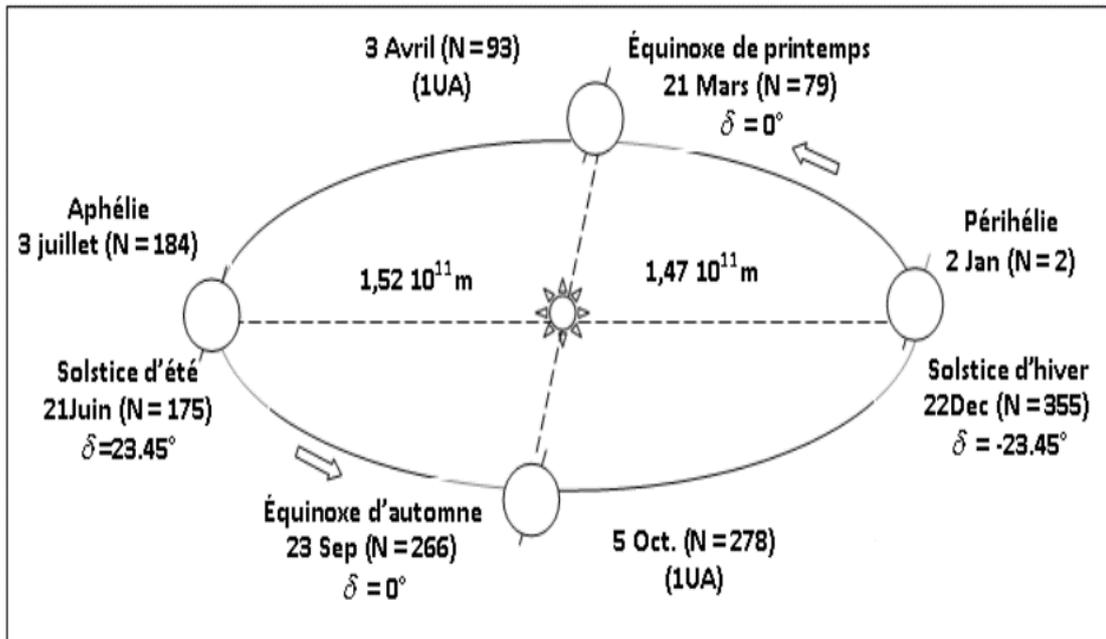


Figure I. 1. Mouvement du globe terre par rapport au [5].

La hauteur du soleil est une donnée principale à cause de :

- Cette hauteur contribue clairement dans les calculs énergétiques.
- L'installation dans un site donné exige une étude des effets appuyés par l'environnement.

La hauteur du soleil et leurs positions c'est les coordonnées géographiques pour déterminer n'importe quel point à la terre.

I.2.1 Coordonnées géographiques

Un point à la surface de la terre est localisé par deux coordonnées angulaires : la latitude φ et la longitude λ .

I.2.1.1 Longitude

C'est la mesure de l'angle entre le méridien du lieu et le méridien origine des longitudes (Greenwich en Angleterre) exprimé par (φ). Les régions qui sont situées à l'Est sont comptées avec le signe +. Le grand arc de cercle qui joint le pôle Nord, Greenwich et le pôle Sud s'appelle méridien origine. Il y a 23 méridiens séparés de 15° donnant naissance aux 24 fuseaux horaires [6].

I.2.1.2 Latitude

La latitude permet de localiser la distance angulaire d'un point arbitraire par rapport à l'équateur exprimé par (θ). Elle change de 0° à l'équateur à 90° au pôle Nord [7].

I.2.1.3 L'altitude (h)

C'est la valeur verticale exprimée en mètres entre le site considéré et le niveau de la mer (pris comme surface de référence).

I.2.2 Coordonnées horaires

I.2.2.1 Déclinaison solaire (δ)

La déclinaison solaire δ est un angle formé de la direction du soleil et le plan équatorial terrestre. Cet angle varie au cours des saisons. La figure I.1 donne les valeurs notables.

- Equinoxe de printemps : 21 Mars $\delta = 0$.
- Solstice d'été : 21 Juin $\delta = + 23^\circ 45'$.
- Equinoxe d'automne : 21 Septembre $\delta = 0$.
- Solstice d'hiver : 21 Décembre $\delta = - 23^\circ 45'$.
- Le nombre de jours: J

Sa valeur peut être calculée par la formule suivante [7]:

$$\delta = 23,45 \sin (360/365(J + 284)) \quad (\text{I.1})$$

I.2.2.2 Angle horaire (ω)

L'angle horaire (ω) mesure le mouvement du soleil à l'instant où le soleil passe au plan méridien du lieu zénith. Donc la valeur $\omega = 0^\circ$ lorsque le soleil passe au plan méridien d'un lieu: il est alors midi vrai au soleil. L'intervalle de temps entre deux passages successifs du soleil au méridien étant de 24 heures, l'angle horaire au TSV (temps solaire vrai) est exprimé en degré comme suit [7]:

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

TSV : est le temps solaire vrai

$$\text{TSV} = t + \text{EOT} + (l_{st} - l_{local}) \quad (4\text{min/degree}) \quad (\text{I.3})$$

Où l_{local} est le temps légal ou temps local standard, donné par une montre; l_{st} est le décalage horaire par rapport au méridien de Greenwich (égal 1 pour l'Algérie); EOT (min) est l'équation du temps représenté dans la figure I.2, il est donnée par Woolf [8]:

$$\text{EOT} = 0,258 \cos (x) - 7,416 \sin (x) - 3,648 \cos (2x) - 9,228 \sin (2x) \quad (\text{I.4})$$

$$x = 360 (J - 1)/365,242 \quad (\text{I.5})$$

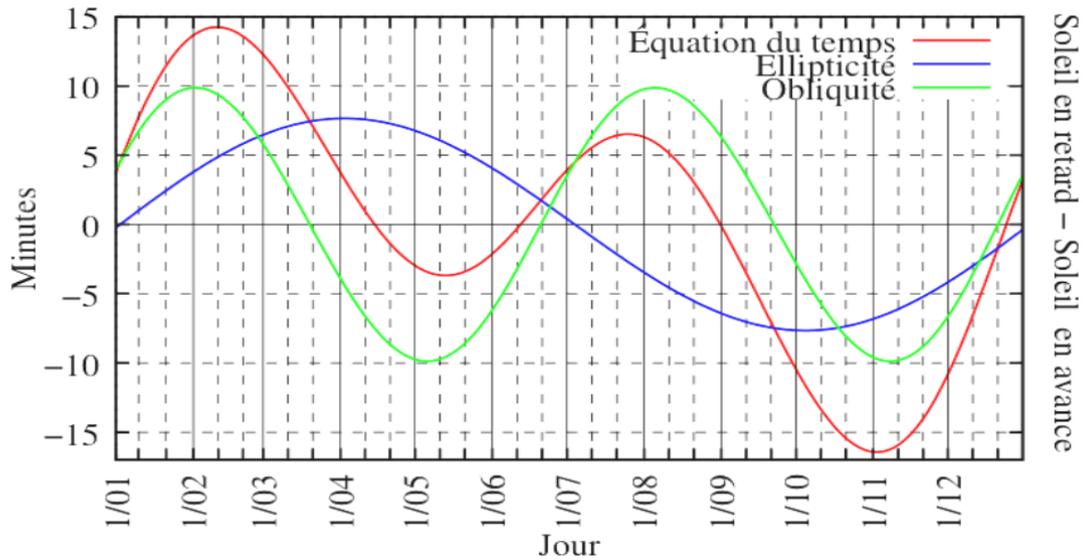


Figure I. 2. Equation de temps [9].

I.2.3 Le temps solaire

La terre a deux types de rotation, une rotation sur l'axe des pôles et l'autre autour du soleil :

- La rotation de la terre sur elle-même définit la notion de journée solaire, une rotation complète en 24 heures et chaque heure correspond à un écart angulaire de 15°.
- La rotation de la terre autour du soleil définit les quatre saisons et amène à distinguer le temps solaire varié [10].

I.2.3.1 Temps universel (TU)

C'est le temps moyen du méridien de Greenwich (méridien origine):

$$TU = TSM - (\varphi/15) \quad (I.6)$$

Où : φ est la longitude $\varphi > 0$, pour les villes situées à l'Est de Greenwich. $\varphi < 0$, pour les villes situées à Ouest de Greenwich. Pour le méridien de Greenwich : $TU = TSM$

I.2.3.2 Temps solaire local (TSL)

La différence entre temps solaire local et temps universel est appelée correction de longitude. Pour calculer le temps local (TSL) du site, il convient d'ajouter au temps universel la valeur du décalage horaire : $TSL = TU + \text{décalage}$ (I.7)

I.2.3.3 Temps solaire moyen (TSM)

Il est défini par le temps universel et la longitude du site, exprimé en heures comme suit:

$$TSM = TU + (\varphi/15) \quad (I.8)$$

I.2.3.4 Temps solaire vrai (TSV)

C'est le temps solaire local corrigé de l'équation du temps, donnée astronomique universelle liée à l'excentricité de l'orbite de la terre autour du soleil :

$$TSV = TSL + \Delta t \tag{I.9}$$

Pour un lieu de longitude (λ), il existe une correspondance directe entre l'angle horaire AH, le temps solaire vrai TSV, le temps solaire local TSL et le temps universel TU.

$$AH = 15(TSV - 12) \tag{I.10}$$

$$TSL = TU + \phi 15 \tag{I.11}$$

$$TSL = 15(TU + \phi/15 + \Delta t - 12) \tag{I.12}$$

I.2.4 Coordonnées horizontales

Les coordonnées horizontales du soleil illustré dans la figure I.3, sont présentées par les grandeurs suivantes (I.8) et (I.10).

I.2.4.1 Azimut (ψ)

L'azimut est l'angle entre le plan vertical contenant le rayon solaire et la direction sud avec une valeur entre 0° à 360° dans le sens rétrograde. La valeur de l'azimut est donné par :

$$\cos(\psi) = (\sin \gamma \cdot \sin \theta - \sin \sigma) / (\cos \gamma \cdot \cos \theta) \tag{I.13}$$

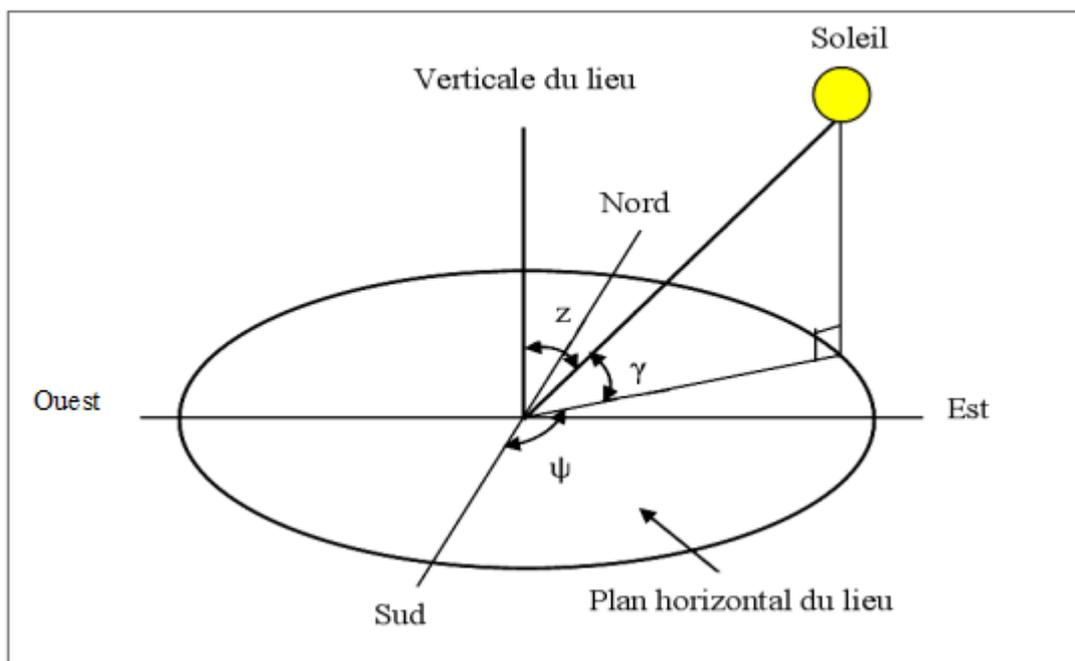


Figure I. 3. Les coordonnées horizontales du soleil.

I.2.4.2 Angle de la hauteur solaire (γ)

C'est l'angle compris entre la direction du soleil et le plan horizontal, la valeur varie de 0° à $+90^\circ$ vers le zénith et 0° vers -90° vers le nadir. L'expression de l'angle de la hauteur solaire est :

$$\sin \gamma = \sin \theta \sin \sigma + \cos \theta \cos \sigma \cos \omega \quad (\text{I.14})$$

I.2.4.3 Distance zénithale (z)

C'est l'angle entre la direction du soleil et la verticale du site (zénith), figure I.3. La valeur de l'angle z est donnée par :

$$\cos z = \sin \delta \sin \theta + \cos \delta \cos \theta \cos \omega \quad (\text{I.15})$$

I.2.5 Angle horaire du coucher du soleil (ω_s)

L'angle horaire du coucher du soleil est le déplacement angulaire du soleil autour de l'axe polaire. Dans sa course de l'est vers l'ouest, par rapport au méridien local. Il est donné par l'équation suivante [5]:

$$\omega_s = \arccos(-\tan \varphi \tan \delta) \quad (\text{I.16})$$

I.2.6 Angle d'incidence

C'est l'angle entre le rayon solaire direct et la normale extérieure de la surface du plan, il est donné par l'équation suivante [5] :

$$\cos(\theta_i) = \sin(\delta) \times \sin(\varphi) \times \cos(\beta) - \sin(\delta) \times \cos(\varphi) \times \sin(\beta) \times \cos(\gamma_s) + \cos(\delta) \times \cos(\varphi) \times \cos(\beta) \times \cos(h) + \cos(\delta) \times \sin(\varphi) \times \sin(\beta) \times \cos(\gamma_s) \times \cos(h) \quad (\text{I.17})$$

β : inclinaison de la surface.

γ_s : angle extérieur d'azimut. C'est l'angle mesuré à partir du sud sur le plan horizontal avec la projection horizontale de la normale sur la surface, il est également donné comme un angle entre le méridien local et la projection horizontale de la normale avec la surface.

I.3 RAYONNEMENT SOLAIRE

Le rayonnement solaire est un rayonnement thermique qui se propage sous la forme d'ondes électromagnétiques. Il est composé de toute la gamme de rayonnements (Ultraviolet, Visible et Infrarouge). C'est-à-dire une gamme de longueur d'ondes allant de $0,3 \mu\text{m}$ (violet - bleu) à $0,7 \mu\text{m}$ (rouge) [10]. La figure I.4 suivant représente la répartition du rayonnement solaire.

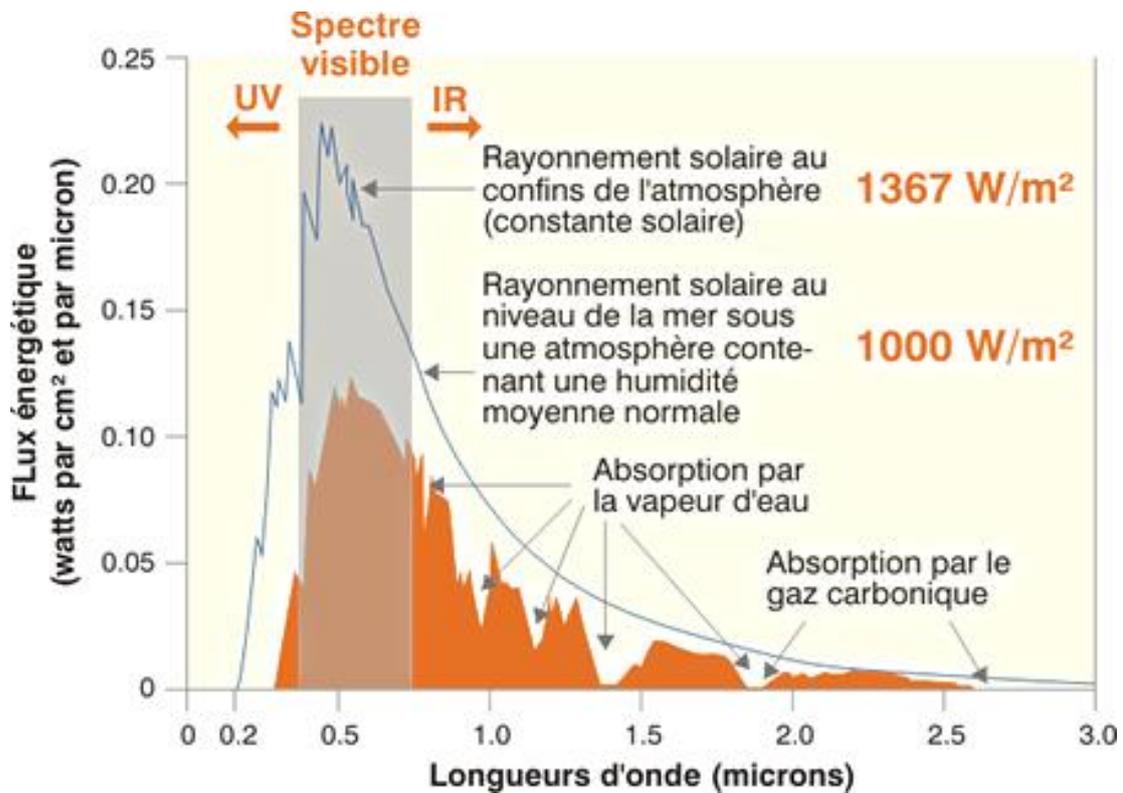


Figure I. 4. Répartition du rayonnement solaire[10].

Le rayonnement solaire reçu au sommet de l'atmosphère est égal à 1367 W/m^2 , au sol le rayonnement solaire se divise en plusieurs rayonnements, direct, diffus et réfléchis à partir des conditions physiques quel que soit l'atmosphère. La figure ci-dessous fait apparaître les différents rayonnements solaires.

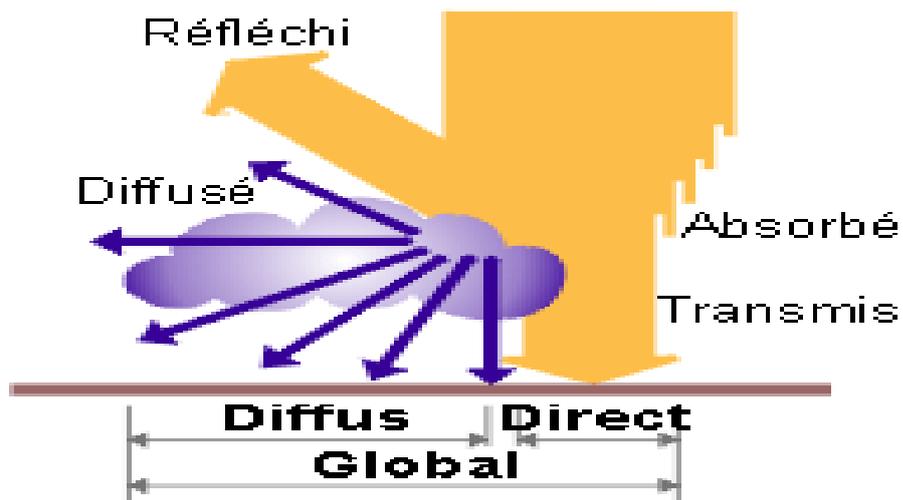


Figure I. 5. Rayonnements solaires reçus par une surface au sol [10].

Le rayonnement solaire est classifié comme suit:

I.3.1 Rayonnement solaire direct

C'est le rayonnement solaire qui forme des rayons parallèles provenant du soleil sans avoir été dispersé par l'atmosphère.

I.3.1.1 Ciel clair

Le rayonnement direct reçu (ciel clair) sur un plan horizontal est donné par la formule de Kasten [11].

$$I_l = (I_0 - 31 T_L) \exp(- (0.9m + 9.4)) \quad (I.18)$$

I_0 : La constante solaire hors atmosphère.

m : Épaisseur d'atmosphère traversée

$$m = (P_m / 1013) \cdot ((0.88)^h / \sin(h)) \quad (I.19)$$

h : L'altitude du lieu

: Trouble de Link [11], donné par la formule suivante :

$$TL = 2.4 + 14.6 B + 0.4 (1 + 2B \ln P_v) \quad (I.20)$$

- ✓ B : coefficient de trouble atmosphérique qui prend une valeur de:
- ✓ $B = 0.02$ pour un lieu situé en montagne.
- ✓ $B = 0.05$ pour un lieu rurale.
- ✓ $B = 0.10$ pour un lieu urbain.
- ✓ $B = 0.20$ pour un lieu industriel (atmosphère polluée)

P_v : est la pression partielle de vapeur

$$P_v = HR \cdot P_{vs} \quad (I.21)$$

HR : Le taux moyen d'humidité P_{vs} : La pression de vapeur saturante

$$P_{vs} = 2.165 (1.098 + (T_a / 100))^{8.02} \quad (I.22)$$

T_a : Température atmosphérique C°

La composante du rayonnement direct sur un plan horizontal est alors :

$$I_{lh} = I_l \cdot \sin(h) \quad (I.23)$$

La composante du rayonnement direct sur un plan d'inclinaison (i) quelconque avec une orientation (γ) et pour une hauteur (h) et un azimut (a) du soleil, donnée par :

$$I_{th} = I_l \cdot [\sinh \cdot \cos i + \cosh \cdot \cos(\gamma - a) \cdot \sin(i)] \quad (I.24)$$

I.3.1.2 Ciel quelconque

La dispersion des éclairagements et les écarts entre valeurs mesurées et calculées sont très sensiblement réduits si l'on procède à une intégration sur des intervalles de temps de l'ordre de l'heure : nous obtenons alors des valeurs moyennes qui correspondent, avec une bonne précision, à celles déduites de relevés portant sur plusieurs journées identiques. On prend alors, pour le calcul de la hauteur du soleil, l'heure correspondant au milieu de l'intervalle de temps considéré. On suppose que les éclairagements calculés restent inchangés durant tout cet intervalle, ce qui fait que l'irradiation est égale à l'irradiation multipliée par une heure.

$$I_h = K \cdot I_{th} \quad (I.25)$$

$$K = \sigma / (1 + c(1 - \sigma)) \quad (I.26)$$

σ : fraction d'enseillement pour l'intervalle de temps horaire considéré

c : paramètre de nuage compris entre 0 et 2 déterminé expérimentalement

I.3.2 Rayonnement solaire diffus

I.3.2.1 Ciel clair (sans nuages)

Pour calculer l'irradiance diffuse dans un plan horizontal, nous avons trouvé la formule suivante :

$$D_{th} = 380 \cdot \exp\left(-\frac{4}{T_L}\right) \cdot \exp\left(-\frac{z}{7,8}\right) \cdot (\sin(h)) L^{(T+6)/30} \quad (I.27)$$

I.3.2.2 Ciel quelconque

Pour calculer l'irradiance diffuse horizontale par ciel quelconque dans le plan horizontal, la formule suivante a été proposée par Bedel [12].

$$D_h = \frac{I_h \times f(\sigma)}{1 - f(\sigma)} \quad (I.28)$$

Avec: $f(\sigma) = 0,9 - \sigma(0,9 - (D_{th} / G_{th}))$

Avec σ représentant la fraction d'enseillement pour l'intervalle de temps horaire considéré.

I.3.3 Rayonnement solaire réfléchi

C'est le rayonnement qui provient du sol par suite à la réflexion. Cette composante dépend de la nature du sol et de sa couleur.

I.3.4 Rayonnement solaire global

Le rayonnement global (G) est la somme des rayonnements direct et diffus, aussi bien que c'est l'énergie rayonnante totale du soleil, qui atteint une surface horizontale à la surface de la terre au cours d'une unité de temps précise.

I.3.4.1 Ciel clair (sans nuages)

Pour calculer le rayonnement global incident sur un plan horizontal, on utilise la formule proposée par l'organisation Météorologique Mondiale qui vérifie la condition :

$$G_{th} = (1300 - 57 \cdot T_L) \cdot \exp\left(-\frac{0,22z}{7,8}\right) \cdot (\sin(h)) L^{(T+36)/33} \quad (I.29)$$

Avec $G_{th} = I_{th} + D_{th}$

I.3.4.2 Ciel quelconque

Le rayonnement global est calculé par la formule de SCHUEPP [13] exprimée comme suit :

$$G_h = G_{hl} \cdot \left[a + (1-a) \cdot \left(\frac{\sigma(\sigma+1)}{4} \right) \right] \quad (I.30)$$

a : Coefficient climatique compris entre 0 et 1

Aussi bien que cette relation doit être vérifiée $G_{th} = I_{th} + D_{th}$

I.4 L'ENSOLEILLEMENT ET LE GISEMENT SOLAIRE

Le gisement solaire est un ensemble de données démontrant l'évolution du rayonnement solaire disponible au cours d'une période donnée bien déterminé. L'étude du rayonnement solaire est un facteur important pour le choix du meilleur site d'installation d'un système de captation solaire. Le rayonnement reçu par un capteur solaire dépend également du niveau d'ensoleillement du site considéré et de son orientation par rapport au soleil

Les zones dans lesquelles le rayonnement solaire est important vont permettre la création et le développement de site de production électrique à grande échelle, pour leur rentabilité économique et environnement.

La figure ci-dessous détermine les zones les plus favorables pour le développement des énergies solaire dans le monde.

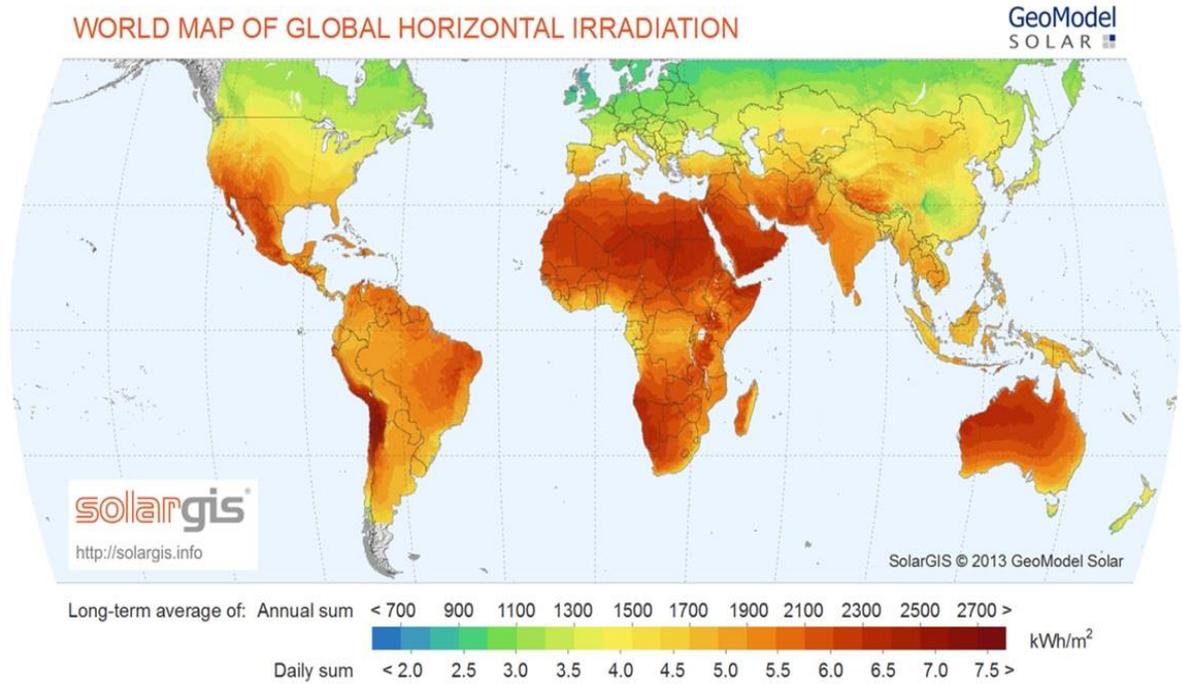


Figure I. 6. Rayonnement solaire annuel dans le monde [14].

I.5 POTENTIEL SOLAIRE D'ALGERIE

De par sa situation géographique, l'Algérie dispose d'un des gisements solaire les plus élevés au monde. La durée d'insolation sur la quasi-totalité du territoire national dépasse les 2000 h/an et peut atteindre les 3900 h/an dans les hauts plateaux et Sahara. L'énergie reçue quotidiennement sur une surface horizontale de 1m² est de l'ordre de 5 KWh sur la majeure partie du territoire national, soit près de 1700 KWh/m²/an au Nord et 2263 kwh/m²/an au Sud du pays [15]. L'énergie totale reçue est estimée à 169.400 TWh/an, soit 5000 fois la consommation d'électricité annuelle du pays.

La répartition du potentiel solaire reçu annuellement sur les régions de l'Algérie est représentée dans le tableau I.1 [15]:

Tableau I.1. Ensoleillement reçu en Algérie par régions climatiques

Régions	Régions côtière	Hauts plateaux	Sahara
Superficie (%)	4	6	86
Durée moyenne d'ensoleillement (h/an)	2650	3000	3500
Énergie moyenne reçue (kWh/m ² /an)	1700	1900	2650

L'Algérie dispose d'un gisement solaire énorme qui est reparti comme le montre la figure suivante :

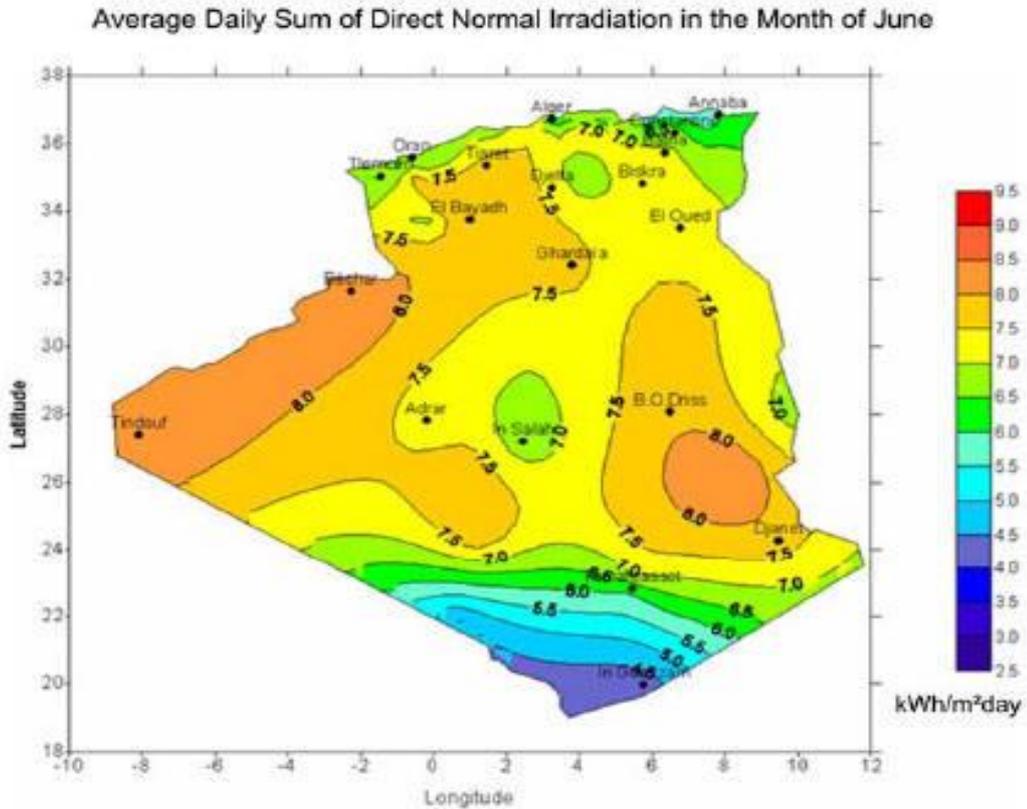


Figure I. 7. Gisement solaire en Algérie [16].

I.6 REGION DE HASSI R'MALE

La région de Hassi R'male est caractérisée par les conditions météorologiques : humidité relative de 24%, pression atmosphérique égale à 0.928 bar, vitesses du vent qui varient entre 2.14 et 4.15 m/s, températures extrêmes qui varient de -10°C en hiver à +50°C en été et insolation normale directe DNI (Direct Normal Irradiation) qui peut atteindre un maximum de 950 W/m² en été [16].

Les diagrammes météorologiques de meteoblue sont basés sur 30 ans de simulations de chaque heure des modèles météorologiques sont disponibles pour chaque lieu sur Terre. Ils donnent une bonne indication des tendances météorologiques typiques et conditions prévues (température, précipitations, rayonnement solaire et vent) [17]. Les valeurs moyennes annuelles de l'irradiation solaire et les paramètres météorologiques de la région de Hassi R'male sont exposés ci-dessous :

I.6.1 Température

Les températures moyennes enregistrées à la région de Hassi R'male passent d'un minimum de 12°C en janvier (le mois le plus froid) à un maximum de 39 °C en juillet (le mois le plus chaud).

En été, la température extrême enregistrée peut dépasser les 50°C à l'ombre et en hiver la température extrême enregistrée peut descendre à -5 °C la nuit, comme montré dans la figure I.8.

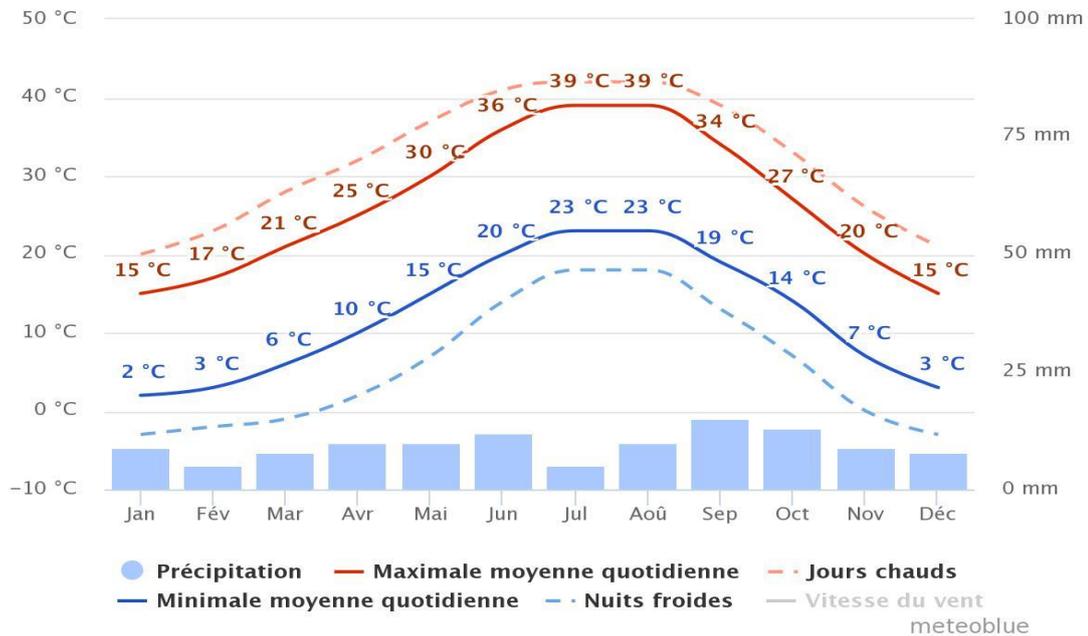


Figure I. 8. Variation des températures de l'air extérieur à Hassi R'male [17].

I.6.2 Durée d'ensoleillement

L'ensoleillement journalier dans la région de Hassi R'male est très favorable, les valeurs d'ensoleillement les plus importants comme montre la figure I.9 ci-dessous.

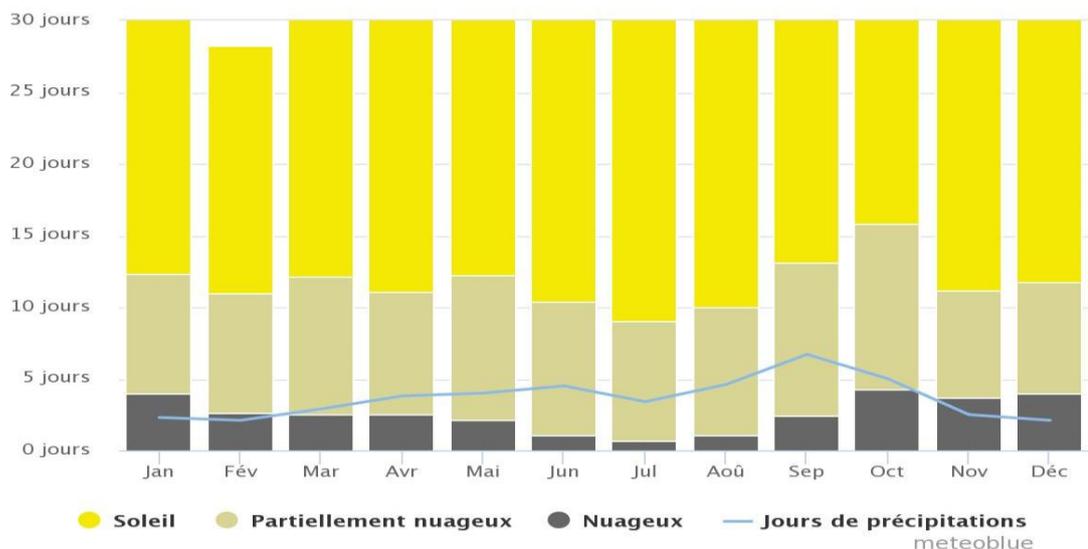


Figure I. 9. Pourcentage d'ensoleillement enregistré à Hassi R'male [17].

Le graphique montre le nombre mensuel de jours ensoleillés, partiellement nuageux, nuageux et de précipitations. Les jours avec moins de 20% de la couverture nuageuse sont

considérés comme des jours ensoleillés, avec 20-80% de de la couverture nuageuse, comme partiellement ensoleillés et plus de 80% comme nuageux.

I.6.3 Rayonnement solaire

Le rayonnement global mensuel est considérable, il enregistre une valeur maximale de 8580 Wh/m² en juin et 3130 Wh/m² en février [18].



Figure I. 10. Rayonnement global mensuel à Hassi R'male [16].

CONCLUSION

Dans ce chapitre nous avons présenté la description du gisement solaire et les notions fondamentales du rayonnement solaire. L'étude du rayonnement solaire est nécessaire pour le choix du meilleur site en vue d'une installation d'un système de concentration solaire.

Des données sont nécessaires sur les différents éléments de rayonnement solaire et leurs variations spatiales et temporelles pour déterminer la quantité d'énergie dans une zone.

L'Algérie est parmi les pays les plus ensoleillés au monde, donc c'est une région favorable pour l'exploitation de l'énergie solaire. Le Sahara est la région où le rayonnement solaire est maximal. Hassi R'male est parmi ces zones du désert, l'analyse des conditions climatiques dont le but de déterminer la moyenne mensuelle du rayonnement direct quotidien et ses variations tout au long de l'année. L'insolation est très forte, elle dépasse les 5500 [Wh/m²] par jour, avec une durée qui peut atteindre 3600 [heures/an].

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Solar Engineering of Thermal Processes, Fourth Edition. John A. Duffie and William A. Beckman 2013, John Wiley & Sons, Inc. Published 2013 by John Wiley & Sons, p,3.
- [2] Ramaswany V (2001) Solar forcing of climate. In: Climate change 2001: working group I: the scientific basis. p 351. http://www.grida.no/publications/other/ipcc_tar/?src=/climate/ipcc_tar/wg1/244.htm. Retrieved 10 Mar 2005.
- [3] Solar Variations and Climate Change. Solar influences on global change. Washington, D.C:National Academy Press. 1994. p 23. ISBN 0-309-05148-7. http://books.nap.edu/openbook.php?record_id=4778&page=23
- [4] Angstro,m. “Solar and terrestrial radiation”. Q J R Met Soc 1924.
- [5] J.A. Duffie, and J.W.Beckman, “Solar Engineering of Thermal Processes, 2ed”. 1991.
- [6] Ricaud, A., Gisement solaire et transferts énergétiques Energies Renouvelables 2011, Université de CERGY-PONTOISE.
- [7] Bahraoui-Buret J. Etude du Rayonnement solarire a Rabot A. Khtira revue internationale d’heliotechnique, 1984, p. 207–21.
- [8] J. Duffie,W. Beckman. “Solar Engineering of Thermal Processes”, Third Edition, John Wiley & Sons, New Jersey. 2006.
- [9] <http://www.cadrans-solaires.fr/2016>
- [10] <https://www.energieplus-lesite.be/2016>
- [11] F. Kasten,et al. “Simple Parameterization of Two Pyrheliometric formulae for Determining the Linke Turbidity Factor”, MeteorologischeRundschau,Vol 33, pp. 124 - 127. 1980.
- [12] H. C. Hottel, “A simple model for estimating the transmittance of direct solar radiation through clear atmospheres”. Solar Energy, Vol 18, pp. 129-134.1976.
- [13] Alnaser WE.et al “New model to estimate the solar global irradiation using astronomical and meteorological parameters”. Renewable Energy, Vol 3, pp.175–187. 1993.
- [14] <http://www.photovoltaique.guidenr.fr/cours-photovoltaique-autonome-1>
- [15] <http://www.energy.gov.dz/2016>
- [16] <https://portail.cder.dz/2017>
- [17] <https://www.meteoblue.com/fr/2018>
- [18] Climatic condition from METEONORM V 7.0 software.

CHAPITRE II.

LA TECHNOLOGIE SOLAIRE THERMODYNAMIQUE A CONCENTRATION

INTRODUCTION

Les énergies renouvelables sont des énergies inépuisables, contrairement à celle des énergies fossiles qui ont des gisements limités de combustibles fossiles (pétrole, charbon, gaz, uranium). Le développement des énergies renouvelables (hydraulique, solaire, éolien, géothermie et biomasse) n'est pas une conséquence de la limite d'énergie fossile, est une nécessité de lutter contre le réchauffement climatique en réduisant les émissions de gaz à effet de serre [1].

Parmi les énergies renouvelables les plus développées on note l'énergie solaire, qui est exploitée en différentes techniques. Le solaire thermique c'est la création de l'énergie thermique à partir du rayonnement solaire. Le solaire photovoltaïque c'est la transformation du rayonnement en électricité grâce à des cellules photovoltaïques.

Le solaire thermodynamique à concentration c'est la concentration des rayons du soleil pour chauffer d'un fluide caloporteur, qui produira de l'électricité grâce à la mise en fonctionnement classique d'une turbine à vapeur.

La technologie de solaire thermodynamique est également moins chère car elle nécessite moins de matériel est moins compliquée à développer, aussi bien qu'il existe des inconvénients. Il est quasiment impossible de collecter les radiations diffuses qui représentant une portion importante du rayonnement global perdue. Le système et la forme de suivi de la trajectoire du soleil est à mettre en place, en plus du développement physique du système d'absorption du rayonnement solaire.

Dans ce qui suit, nous nous proposons d'étudier un système solaire thermodynamique avec des types d'installation opérationnelle différente, en cours de recherche et de développement.

II.1. L'ENERGIE SOLAIRE A CONCENTRATION :

II.1.1 Les systèmes de la conversion d'énergie solaire

Les technologies pour un usage plus large des énergies renouvelables doivent être simples et fiables, accessible dans les pays en voie de développement, qui ont aussi le potentiel solaire exploitable. Elles doivent produire plus d'énergie renouvelable, ne devrait pas épuiser les ressources naturelles, donc ne devrait pas créer les produits qui ont un impact négatif sur la société ou l'environnement [1].

L'énergie solaire peut être convertie de deux manières :

- 1) Par conversion thermique (l'énergie solaire est convertie en énergie calorifique utilisée pour le chauffage, l'eau domestique ou la production d'électricité), cette conversion c'est la technologie solaire thermodynamique à concentration.

- 2) En employant l'effet photovoltaïque (convertir directement l'énergie solaire en électricité).

Le solaire thermodynamique à concentration suit et concentre les rayons du soleil pour chauffer un fluide caloporteur qui produira de l'électricité grâce à la mise en fonctionnement d'une turbine. Il y a une large variété de moyens techniques de convertir l'énergie thermique solaire, qui peut être divisée en deux groupes :

II.1.1.1 Systèmes pour la conversion à énergie solaire en énergie thermique à basses températures

Celles-ci n'exigent pas le système piste solaire et ont une simple construction. Ce groupe inclut:

- Capteur solaire plat pour le chauffage à air de l'eau est consacré à l'utilisation dans petite consommation comme le chauffage et le sanitaire.
- Système de collecteur plat solaire - turbine d'écoulement (tours solaires) pour la production d'énergie électrique.

II.1.1.2 Les systèmes pour le rayonnement à concentration

Cette technique est de convertir le composant direct du rayonnement solaire en énergie thermique et les températures (de plusieurs centaines à plusieurs milliers de degrés). Ce groupe contient :

- Systèmes Cylindro-paraboliques.
- Systèmes paraboliques avec différents types de moteurs (turbine à vapeur, moteur de Stirling, etc.).
- Systèmes d'héliostat.

II.2 LES CENTRALES THERMIQUES SOLAIRES

Actuellement Il y a beaucoup d'applications et de techniques où l'énergie solaire est utilisée. Parmi ces technologies les centrales thermiques solaires, dont l'énergie solaire est absorbée comme chaleur qui se transforme en électricité. La transformation de l'énergie solaire thermique en électricité peut être conduite par différentes techniques [2].

La filière thermodynamique à concentration solaire, semble aujourd'hui être une alternative plausible pour répondre à la problématique mondiale énergétique dans différents technologies. Les techniques les plus communes concentrent les rayons solaire sont : tour solaire, système parabolique (moteur de Stirling) et cylindro-parabolique, comme montre dans la figure. II.1.

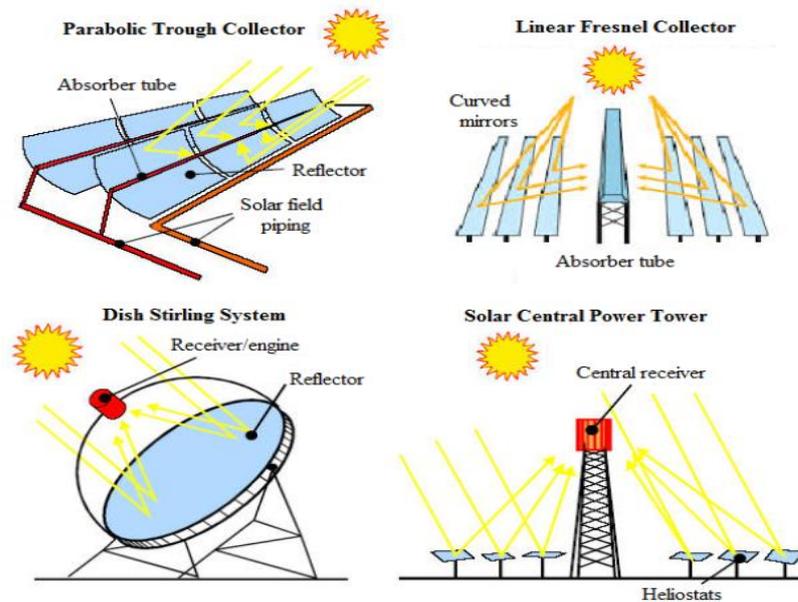


Figure II. 1. Technologie pour concentrer le rayonnement solaire[2].

II.2.1 Les centrales à tour solaire

Les centrales thermiques solaires avec des héliostats sont des centrales à tour, utilisent des milliers de miroirs appelés les héliostats qui réorientent la lumière solaire concentrée au récepteur installé au-dessus de la tour. Avec la plupart des récepteurs, le principe de chauffage dans le récepteur est employée pour produire du vapeur directement dans le récepteur, faisant fonctionner un générateur de turbine conventionnel pour produire l'électricité comme illustré dans la figure II.2. Le sel fondu de nitrate possède des propriétés de transfert de chaleur et a la capacité supérieure de stockage de l'énergie. Des tours de puissance commerciales peuvent être classées pour produire de l'électricité de 50 à 200 MW [3].



Figure II. 2. Centrale à tour solaire [3].

Cette technologie a un avantage d'adaptation. Sa surface de miroirs est assez restreinte donc avec un bon rendement thermodynamique et moins de pertes thermiques. Cette technologie peut facilement s'intégrer à un système de stockage. Aussi bien que la température de sortie du fluide de travail est assez élevée.

II.2.2 Les capteurs paraboliques (moteur de STIRLING)

Des technologies solaires des capteurs paraboliques (moteur de Stirling) ont été démontrées dans une série de systèmes complets pendant les deux dernières décennies et peuvent être utilisées dans des applications commerciales au cours des années à venir [5]. Dans ces systèmes un miroir sous forme de grand capteur parabolique concentre le rayonnement solaire à un point focal où le récepteur est localisé. Dans le récepteur le rayonnement solaire est converti en chaleur et transféré au cœur du système moteur de Stirling. Ce moteur convertit la chaleur directement en énergie cinétique, qui fait fonctionner un générateur d'électricité. Afin de diriger le rayonnement solaire vers le récepteur il est nécessaire de déplacer le miroir dans deux axes, donc pour suivre la piste du soleil.

Le système de rotation autour de l'axe de la tour pour 24h suit l'orientation permanente du système parabolique de Stirling avec la position du Soleil. Les mécanismes d'entraînement développés sont compacts et fiables. Ils contiennent un nombre minimum d'éléments comparés à d'autres systèmes de transmission, et ceci assure le coût bas [4].

La figure II.3 présente le système parabolique de Stirling comprenant un système de chauffage à air et un mécanisme pour tourner le concentrateur de miroir parabolique autour de deux axes. Ceci permet au collecteur d'être sans interruption orienté au soleil.



Figure II. 3. Système parabolique de stirling [6].

Cette technologie a un rendement de conversion très important, un fonctionnement indépendant pour l'orientation des miroirs est très utile pour les sites isolés en raison de sa grande adaptabilité au terrain. Cependant, la puissance nominale fournie est très faible et la technologie n'est encore qu'au stade de l'expérimentation et ne promet pas un développement rapide au vue des projets en cours.

II.2.3 Capteurs linéaires de Fresnel

Les capteurs linéaires de Fresnel se composent de miroirs légèrement incurvés qui se rapprochent du cylindro-paraboliques. Les rangées de miroirs sont étendues près de la terre dans de longues rangées pour refléter la lumière du soleil sur un récepteur fixe qui peut être ajouté à un réflecteur secondaire comme illustré dans la figure II.4. L' HTF est monté sur la tour haute de 10-15 mètres [7]. Le système de Fresnel de revêtement peut être actionné avec les fluides de pétrole ou de sels fondus HTF mais principalement la génération directe de vapeur d'utilisation comme HTF, ceci tient un avantage par rapport aux centrales cylindro-paraboliques, le système Fresnel peut utiliser la vapeur saturée 50 bar/270°C. La vapeur produite est envoyée à travers un séparateur afin de la sécher, avant d'entraîner la turbine.



Figure II. 4. Capteurs linéaires de Fresnel [7].

Le rendement annuel net est plutôt faible. De plus, les capteurs, du fait de leur caractère orientable, doivent être implantés sur un sol plat ayant une pente maximale de 3%. Enfin l'angle d'incidence des miroirs étant important, le rendement du système est diminué en début et en fin de journée en raison des ombres projetées par les miroirs les uns sur les autres.

II.2.4 Les centrales cylindro-parabolique

La conversion de l'énergie thermique solaire en électricité est semblable à la conversion traditionnelle, basée sur des combustibles fossiles où de l'énergie stockée dans le carburant est

libérée par la combustion, et est convertie en énergie potentielle de compression de la vapeur surchauffée de 500-600°C. Dans la turbine, l'énergie potentielle se transforme en énergie cinétique qui à son tour se transforme en électricité [8].

Dans les systèmes solaires le combustible fossile est remplacé par le rayonnement solaire, la chambre de combustion de la chaudière c'est un capteur solaire de concentration. Des collecteurs thermiques solaires avec la lumière du soleil focalisée sont principalement utilisés pour produire de l'électricité. Il y a divers systèmes qui sont différents dans la manière de rassembler et concentrer les rayons solaires, mais l'étape finale de produire de l'électricité est identique à celle des centrales conventionnelles.

Le système solaire qui est conçu pour focaliser les rayons solaires et pour les transformer en chaleur, est employé pour la production de l'électricité. D'une manière simple, la centrale thermique solaire est une unité de puissance conventionnelle qui emploie l'énergie solaire en tant que source primaire de chaleur.

Dans les deux dernières décennies du siècle précédent, aux États-Unis plusieurs projets ont été accomplis avec succès, qui ont prouvé leur viabilité technique et technologique et ont préparé le terrain vers de nouveaux projets avec des centaines de capacité de MW comme montre la figure II.5. Après, une courte description de certains projets commerciaux avec les concentrateurs cylindrique-paraboliques [9].

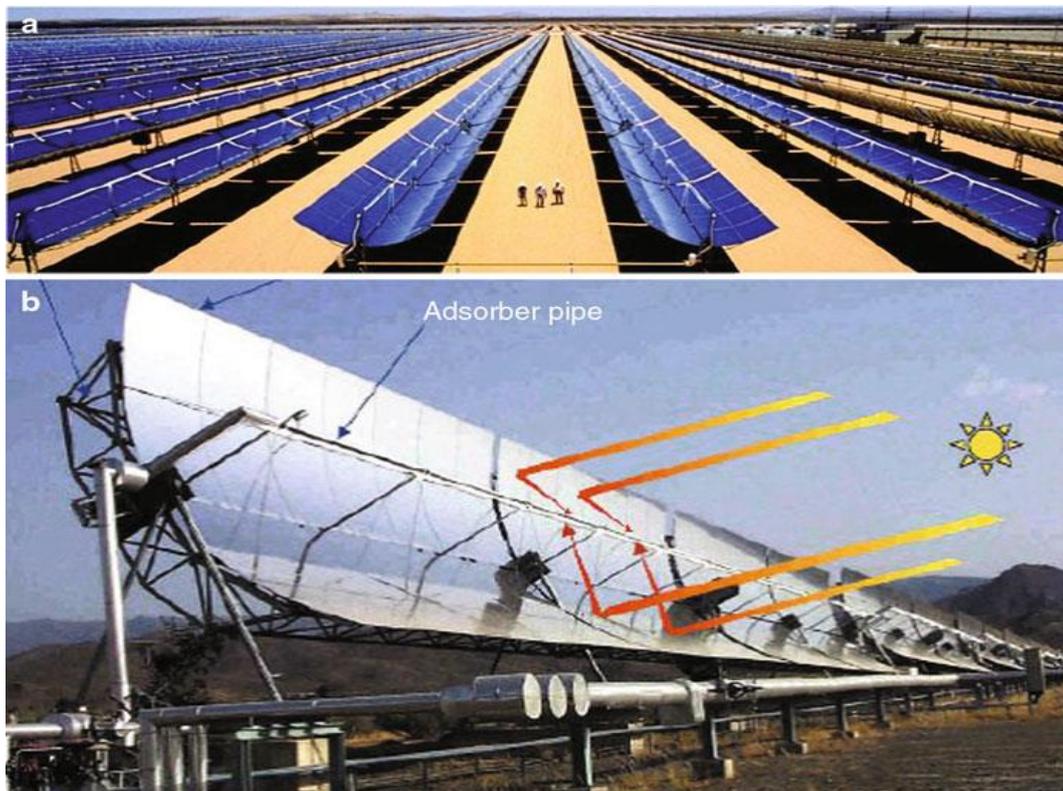


Figure II. 5. Le champ à capteurs solaires cylindro-parabolique de la jonction de Karmar de centrale thermique(a) une ligne séparée (b), la Californie[10].

Le principe de fonctionnement des cylindro-paraboliques est simple. Les grands réflecteurs disposés sous forme de collecteur semi cylindre, focalisent la lumière du soleil sur une ligne focale. Plusieurs collecteurs sont associés ensemble aux rangées de 300-600 m .aussi bien qu'un certain nombre des collecteurs parallèles forme le champ solaire entier. Chaque collecteur simple peut être tourné autour de son axe longitudinal pour le système de suivi de la trajectoire du soleil.

La lumière du soleil est concentrée jusqu'à 80 fois sur un tube d'absorbeur qui est plan au centre de la ligne focale. Une enveloppe en verre est placée autour du tube d'amortisseur afin de réduire des pertes de chaleur. Des pertes de rayonnement thermique sont réduites au maximum en appliquant un enduit sélectif haut-température-résistant spécial au tube d'absorbeur [11].

Chacune de ces centrales solaires à concentration a des avantages et inconvénients, mais le grand obstacle reste le cout. Aujourd'hui, avec les régions favorables ou la DNA: directe normale irradiation a des valeurs maximum. Les améliorations de ces techniques ont pu abaisser leurs coûts. Les centrales cylindro-parabolique sont plus commercialisés dans le monde à cause de leur avantage qui est la possibilité d'intégration avec l'énergie fossile pour assurer la continuation de la production à la nuit.

II.2.5 Tour solaire avec le collecteur et la turbine à air

La tour solaire avec le collecteur et la turbine à air sont des centrales qui emploient la combinaison entre l'effet de serre du capteur solaire et la différence de pression dans la tour pour produire des courants d'air convecteurs entraînant la turbine pour la production d'électricité. Les composants principaux d'une tour solaire sont : aérer le collecteur, la tour (four) et la turbine de vent. Ces systèmes sont destinés au plus que 100 MW d'applications de balance de puissance [13].

Le principe de fonctionnement est montré dans la figure II.6. L'air de chauffage par rayonnement solaire direct et diffus par un abri circulaire transparent, s'ouvrent à la périphérie : l'abri et le sol normal forment un capteur solaire. Une tour avec la grande entrée à sa base est placée au milieu de l'abri car l'air chaud est plus facile que l'air froid et la différence de pression se produit dans la tour. L'énergie contenue dans la circulation d'air créée par la différence de pression est convertie en énergie mécanique par une ou plusieurs turbines installées dans la base de la tour.

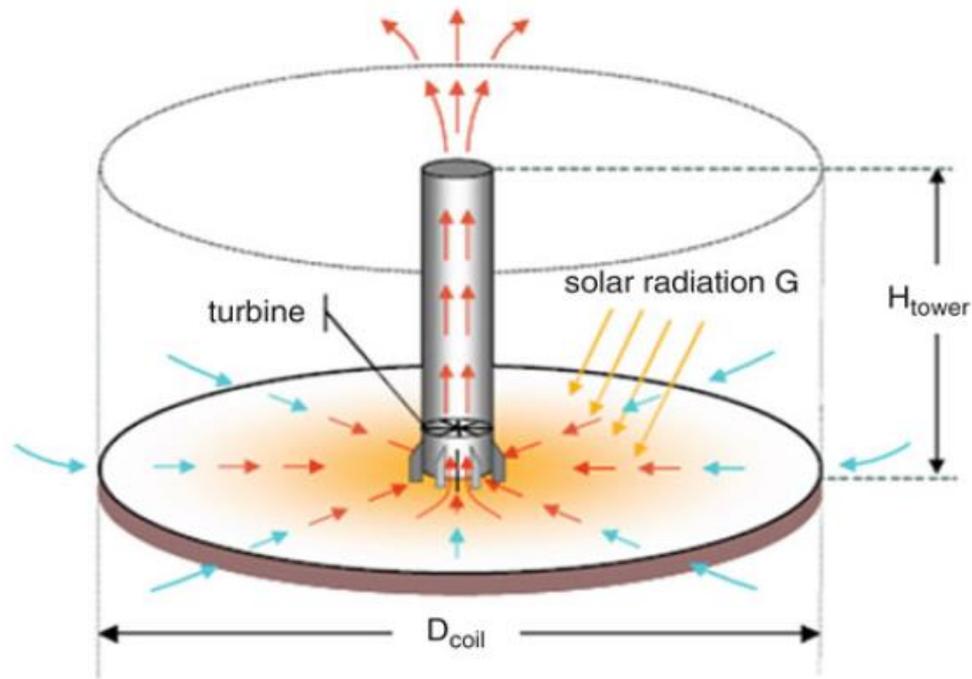


Figure II. 6. Principe d'opération de tour solaire [14].

La tour solaire ne convertit pas la totalité de l'énergie solaire en énergie électrique. Le taux de conversion relativement bas de la tour solaire est équilibré par des charges de placement réduites à 1 m^2 du collecteur [11]. Selon le calcul, une centrale thermique solaire (tour solaire) de la capacité 200 MW exige un collecteur avec un diamètre de 7 km (surface totale environ 38 km^2 et une tour à la taille de 1.000 m)[12].L'exécution solaire de tour peut être dégradée par de tels facteurs comme les vents atmosphériques, ou par le frein induit par les bras a employé comme porteurs de tour [12].Tours solaires situées à une latitude élevée (Canada par exemple) ne peut pas produire plus de 85% comparé à une station semblable située à l'équateur [13].

Les centrales cylindro-paraboliques constituent la plus grande part de la technologie de concentration installée en énergie solaire. En faisant la comparaisant entre les centrales à concentration les centrales cylindro-parabolique, de Fresnel, les centrales de tour et le plat solaire/systèmes de Stirling, les centrales cylindro-paraboliques fournissent plus de 90% de la capacité de concentrer la technologie solaire de centrale en fonction ou en cours de la construction en septembre 2010. Parmi la capacité additionnelle prévue (à la même date) plus de 50% sont constitués par les centrales cylindro-paraboliques [14].

II.3 HISTOIRE DE TECHNOLOGIE DE CENTRALE CYLINDRO PARABOLIQUE

John Ericsson construit en 1880 le collecteur parabolique pour actionner un moteur d'air chaud. En 1907, les Allemands Wilhelm Meier et Adolf Remshardt ont obtenu le premier brevet de technologie cylindro-parabolique. Le but était la génération de vapeur [15].

En 1913, le F. anglais Shuman et les garçons américains de C.V. ont construit une usine de pompage de 45 kilowatts pour l'irrigation dans Meadi, Egypte, qui a employé l'énergie assurée par des collecteurs cylindro-parabolique. Les pompes ont été alimentées par les moteurs de vapeur issues des cylindro-paraboliques. Les constructeurs ont utilisé les collecteurs cylindro-paraboliques avec une longueur de 62m et une largeur d'ouverture de 4m [16]. Tout le secteur d'ouverture était de 1.200 m² et leur système pouvait pomper 27.000 litres d'eau par minute [17].

En dépit du succès de l'usine, il a été arrêté en 1915 au début de la Première Guerre Mondiale et aussi en raison des prix de carburant bas, qui ont fait plus louable la demande des technologies de combustion.

L'intérêt pour la technologie du cylindro-parabolique a vu une remonté en 1977, quand le ministère de l'énergie des USA ,aussi bien que le ministère fédéral allemand de la recherche et de la technologie, a commencé à placer le développement des systèmes de machines de chaleur et de pompe à eau avec des collecteurs cylindro-parabolique. Des prix plus élevés de combustible fossile ont encouragé les gouvernements à prendre de nouvelles mesures [18].

Les résultats de ces mesures étaient, par exemple, les suivants :

- Entre 1977 et 1982, la compagnie ACUREX a installé la démonstration de systèmes cylindro-parabolique avec une aire totale d'ouverture de presque 10.000 m² aux Etats-Unis pour des applications de processus de chaleur.
- La première centrale solaire de ligne-focalisation moderne était en service de 150 kWe et a été établi en 1979 en Coolidge/Arizona [18].
- Neuf Etats membres de l'agence internationale de l'énergie ont participé au projet des équipements de démonstration de bâtiment avec une puissance évaluée de 500 kilowatts en Almeria, et mis en le service en 1981.
- La première machine de chaleur privée avec 5580 m² des collecteurs cylindro-paraboliques a été mise en service avec succès en 1983 en Arizona pour le chauffage thermique des réservoirs d'électrolyte traitant des systèmes de concentration [15]. L'application était capable de produire des températures supérieures à 260°C.

En 1983 en Californie, Edison (SCE) a signé un accord avec Luz International Limited pour l'achat de deux centrales thermiques solaires. Les centrales ont été construites dans le désert de commerciales qui devraient être construites dans le désert de Mojave en Californie en années 1985 et 1986, (SEGS) I et II. Au début, la taille de l'usine a été limitée à 30 MW pour l'augmenter à 80 MW. Plus tard, neuf usines d'une capacité totale de 354 MW étaient construites [19], la figure II.7 illustre la surface des centrales solaires.



Figure II. 7. Les centrales solaires de SEGS III-SEGS VII en Californie [19].

Une autre installation de centrales cylindro-parabolique a eu lieu en 2007 au Nevada par le Nevada solaire d'une capacité de 64 MW [19].

II.4 DEVELOPPEMENT DES CENTRALES CYLINDRO-PARABOLIQUE

La première centrale cylindro-parabolique commerciale en Europe, Andasol I, produit de l'électricité depuis décembre 2008 proche de la Sierra montagnes de Nevada .En 2009 la centrale Andasol II a été réalisée et reliée à la grille .La centrale Andasol III est en construction [19].

Ces trois usines ont une capacité de 50 MW.

Les centrales d'Andasol étaient les premières centrales de CSP avec de grands systèmes thermiques de stockage. La chaleur peut être stockée pendant 7.5 heures de chargement complet. En été, les centrales peuvent être actionnées presque 24 heures sur 24h.

L'appui politique courant, qui est reflété dans l'application des arrangements d'aide financière, rend beaucoup de nouveaux projets de centrale, cylindro-parabolique de cuvette possible. La plupart de ces projets sont situées aux Etats-Unis ou en Espagne, mais il y a également plusieurs projets en construction ou dans la phase de planification en Inde, Chine, Egypte, Algérie, Maroc, Australie et d'autres pays [18].

En plus de la production d'électricité, des cylindro-paraboliques peuvent également être employées pour fournir la chaleur pour des processus industriels [18].

II.5 COMPOSANTS DES CENTRALES SOLAIRES CYLINDRO-PARABOLIQUE

L'écoulement d'énergie à une centrale cylindro-parabolique a la structure suivante : Le rayonnement solaire direct est concentré et converti en énergie thermique. L'énergie thermique est convertie en énergie de pression de la vapeur, qui est convertie en énergie cinétique. L'énergie cinétique est finalement transformée en énergie électrique, qui est le produit fini de la centrale.

Les étapes de conversion d'énergie sont réalisées dans les composants respectifs de centrale :

- Le collecteur cylindro-parabolique et le système de suivi de soleil sont essentiels pour le processus de concentration.
- Le récepteur convertit l'énergie de rayonnement en énergie thermique.
- Le milieu de transfert de chaleur et le stockage thermique sont des porteurs de l'énergie thermique.
- Le générateur de vapeur a la fonction de convertir l'énergie thermique en énergie de pression d'un milieu gazeux. Ceci est fait par l'évaporation de l'eau.
- Le système de refroidissement a le but d'accomplir le cycle gaz-liquide en convertissant la vapeur de nouveau à l'eau.
- La turbine à vapeur convertit l'énergie de pression dans la vapeur en énergie de rotation.
- Le générateur électrique, en conclusion, convertit l'énergie de rotation en énergie électrique, qui peut être relié à la grille électrique.

La figure suivante montre les composants principaux mentionnés de l'usine et les rapporte à leur endroit respectif dans la chaîne de conversion d'énergie.

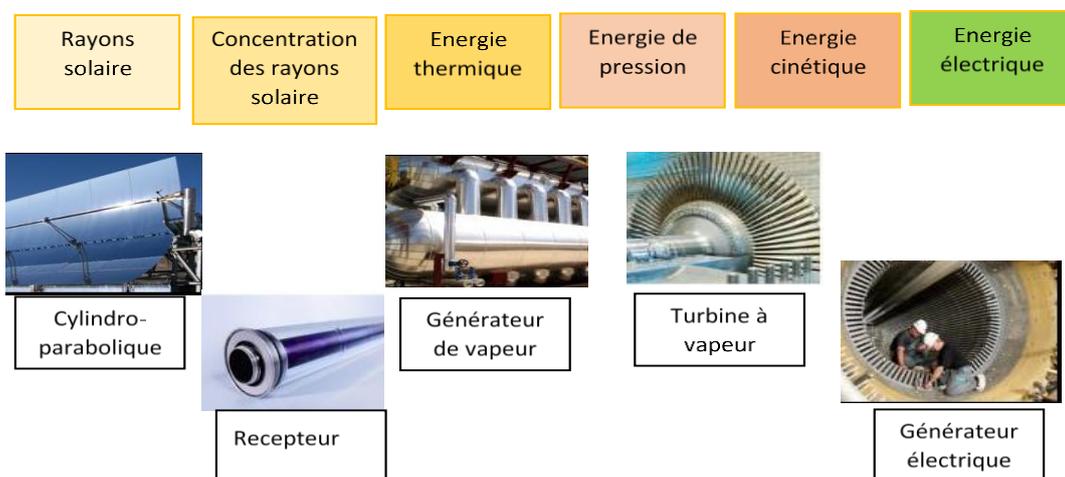


Figure II. 8. Chaîne de conversion d'énergie dans une centrale cylindro-parabolique.

II.5.1 Composants du cylindro-parabolique

Un capteur solaire cylindro-parabolique (CCP) prend l'énergie rayonnante du soleil et la convertit en énergie thermique utile par l'intermédiaire du fluide de transfert de chaleur (FTC) qui circule dans le champ solaire. Une fois que la géométrie et les propriétés optiques et thermiques sont définies, les performances du CCP peuvent être calculées sous des différentes configurations et conditions météorologiques.

II.5.1.1 La géométrie de collecteur

Le collecteur dans le cylindro-parabolique, est une cuvette à la section transversale dont la forme d'une partie de parabole. Plus exactement, c'est une section symétrique d'une parabole autour de son sommet.

II.5.1.2 Matériel de miroir

Les conditions principales pour les matériaux appropriés de miroir sont leurs propriétés réfléchissantes. La réflectivité d'une surface est un nombre qui indique la fraction du rayonnement d'incident reflété par la surface. Généralement la réflectivité est différente pour différentes longueurs d'onde de sorte qu'il doit spécifier pour une longueur d'onde donnée ou une gamme de longueurs d'onde donnée, par exemple pour la gamme de lumière visible. La réflectivité solaire mesurée indique par conséquent la fraction de l'énergie solaire qui est réfléchi sur un miroir.

En outre, la réflexion peut être composée en réflexion spéculaire et réflexion diffuse. La réflexion spéculaire signifie que la lumière qui vient d'une direction entrante simple est réfléchi dans une direction sortante simple. La réflexion spéculaire est une réflexion comme un miroir. Selon la loi de la réflexion la direction de la lumière entrante et la direction de la lumière sortante ont le même angle en ce qui concerne la normale de surface de miroir. À la réflexion diffuse, au contraire, la lumière entrante est réfléchi dans une large gamme des directions. Dans des applications de CSP, seulement la réflectivité spéculaire est d'intérêt parce que le rayonnement reflété doit avoir une direction définie [20].

II.5.1.3 Miroirs en verre enduits argentés

Les miroirs paraboliques les plus communs se composent aujourd'hui des miroirs en verre enduits argentés. En effet, toutes les centrales paraboliques commerciales réalisées les emploient. Il y a des expériences avec ces miroirs puisque les premières centrales paraboliques ont été construites dans les années 80. Les miroirs se sont avérés durables même après plus de dix ans d'opération ils ont à peine montré une diminution de la réflectivité spéculaire [21]. La figure II.9 représente la forme qui constitue le support d'un cylindro-parabolique.



Figure II. 9. Le support d'un cylindro-parabolique enduit avec de l'argent les facettes de miroir en verre [21].

Des exactitudes géométriques élevées de miroir ont pu être atteintes. La compagnie Flabeg indique une réduction d'erreurs de pente à 0.132° . Cette valeur indique la déviation moyenne de pente de la forme de conception. Également des facteurs élevés d'interception ont pu être atteints. Les applications dans l'Eurotrough ont enregistré un facteur d'interception de 99.9% pour un tube absorbeur avec un diamètre de 70 millimètres (le diamètre commun de tube absorbeur de la plupart des récepteurs disponibles dans le commerce) et de 95.5% pour un tube absorbeur avec un diamètre de 40 millimètres. Le facteur d'interception est défini comme pourcentage du rayonnement réfléti par le collecteur qui atteint l'absorber [20].

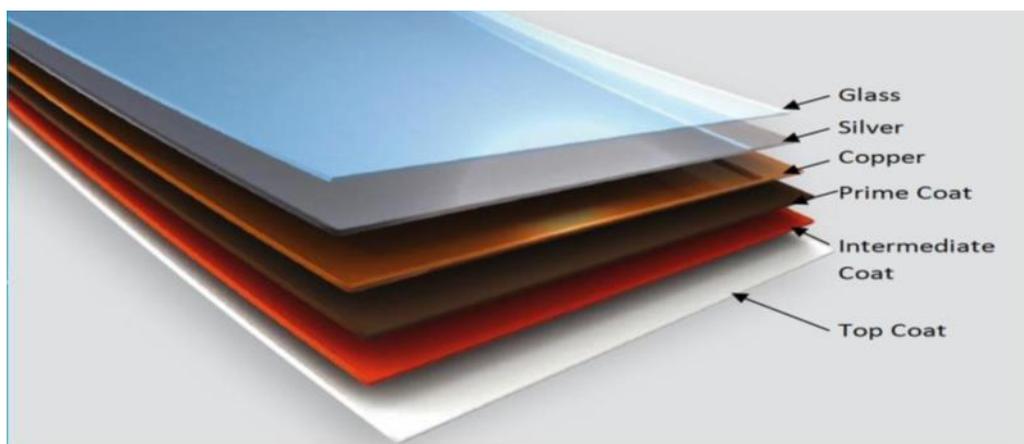


Figure II. 10. Miroir multicouche de Flabeg [22].

La réflectivité directe solaire mesurée moyenne des miroirs de Flabeg est indiquée pour être 93.5% [23].

La plupart des miroirs paraboliques qui se composent des miroirs en verre enduits argentés ne sont pas construits dans une seule pièce, mais eux se composent de facettes de miroir. L'Eurotrough avec une largeur d'ouverture de 5.77 m et une longueur de module de 12m de long contient 28 facettes de miroir par module, quatre facettes réparties sur la largeur et sept facettes réparties sur la longueur. La taille et également la forme des facettes externes et intérieures de miroir diffèrent en raison de différentes sections de la parabole qu'elles couvrent. Le secteur des facettes intérieures est de 2.79 m² et de l'externe 2.67 m². Le secteur fléchissant d'un module s'élève à 76.44 m² [23].

II.5.2 La structure de roulement de cylindro-parabolique

La structure de roulement d'une cylindro-parabolique a la fonction de porter les miroirs en bonne position, pour donner la stabilité aux cuvettes et pour permettre un cheminement exact de soleil.

Généralement, la structure de roulement d'un collecteur se compose d'un corps principal, qui est dans la plupart des cas une structure d'armature ou de tube de l'espace fabriquée à partir de l'acier ou l'aluminium. Seulement dans le cas du collecteur mentionné de Solarlite, l'organisme central est fabriqué à partir de matériaux non métalliques [24]. D'autres éléments de la structure de roulement sont:

- Réfléter les points de soutien sur la structure d'armature de l'espace ou sur les bras en porte-à-faux spéciaux.
- Appui de récepteur, également appelé l'appui d'élément de collection (HCE) de la chaleur.
- Structure pour le support aux pylônes.
- Les pylônes, parmi eux, pylônes et fondations.

Ces éléments sont trouvés, par exemple, dans le collecteur d'Eurotrough. Les deux figures suivantes montrent une photo du corps principal de collecteur et une représentation schématique des composants de collecteur.

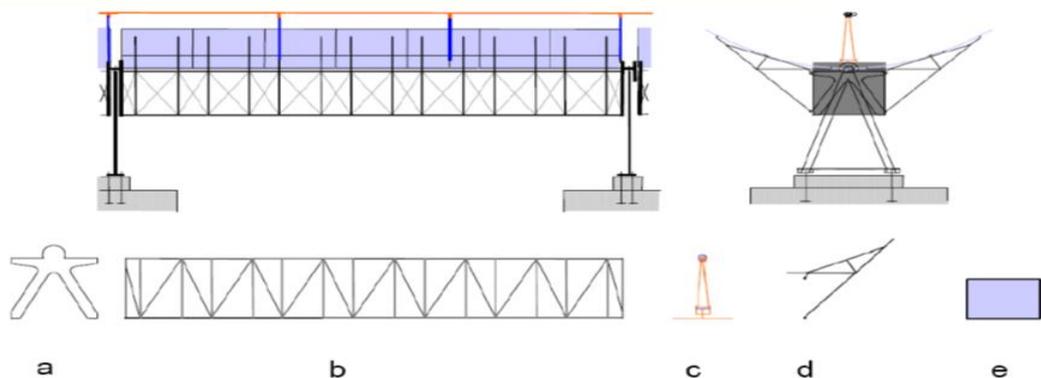


Figure II. 11. Eléments structuraux de module d'Eurotrough : (a) plaques d'extrémité avant et arrière pour monter aux pylônes, (b) structure d'armature de l'espace, (c) appuis de récepteur, (d) bras en porte-à-faux, (e) facette de miroir [24].

II.5.3 Le Récepteur du Cylindro-Parabolique

Les récepteurs pour les centrales cylindro-paraboliques ont la tâche de convertir le rayonnement qui est projeté sur elles dans la chaleur et pour transporter la chaleur dans les pipes, qui la mène plus loin de générateur de vapeur. Un défi constructif est l'expansion de la chaleur du récepteur dû aux températures changeantes entre l'opération et l'état inopérant. Il a également pour être tenu compte que les récepteurs à une centrale cylindro-parabolique sont des pièces mobiles qui exigent les raccordements de pipe flexibles.

Le récepteur doit remplir plusieurs conditions géométriques et physiques. Le rayonnement reflété doit frapper la surface du tube absorbeur, qui implique des contraintes géométriques. Le rayonnement doit être converti aussi complètement que possible en chaleur et les pertes optiques et thermiques sur les surfaces des composants de récepteur devraient être aussi petites que possible. Des enduits spéciaux et les mesures d'isolation thermique sont appliqués pour réaliser ceci [25], comme illustré dans la figure II.12.



Figure II. 12. Le tube récepteur a intégré dans un collecteur cylindro-parabolique [25].

II.5.4 Composants de récepteur

Le récepteur doit être construit de telle manière que l'absorption de rayonnement soit élevée et les pertes thermiques soient basses. Les basses pertes thermiques se rapportent à de basses pertes radiatives aussi bien que de basses pertes conductives et conductrices. Dans ce qui suit, nous décrirons comment et avec quels composants le récepteur remplit ces conditions fonctionnelles. La figure II.13 représente les composants de récepteur.

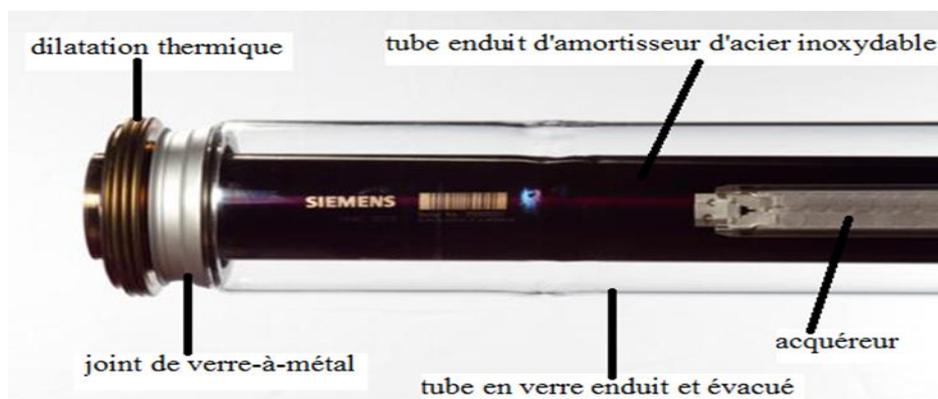


Figure II. 13. Structure d'un récepteur cylindro-parabolique.

Nous nous référerons au tube récepteur, qui est en tube en verre évacué et à un groupe encore d'autres d'éléments constructifs spécifiques (soufflets pour la dilatation thermique, les joints de verre-à-métal et l'acquéreur).

II.5.4.1 Tube d'absorbeur

Des enduits sélectifs pour les tubes absorbeurs sont faits de cermet, qui est un matériel qui se compose des nanoparticules métalliques qui sont incluses dans une matrice en céramique. (La combinaison des matériaux (cer) en céramique et métalliques (met) est désignées sous le nom cermet).

II.5.4.2 Composition de tube d'absorbeur

Plus exactement, l'enduit se compose de différentes couches. D'abord, il y a une couche de réflexion faite hors d'un métal qui est fortement réfléchissant dans la gamme infrarouge, par exemple cuivre, aluminium ou molybdène. En second lieu il y a la couche de cermet, qu'elle-même peut être divisée en différentes couches avec un contenu plus élevé et inférieur en métal. La couche de cermet se compose d'un oxyde comme Al_2O_3 ou SiO_2 et un métal comme le molybdène [26]. La couche en céramique d'anti réflexion se compose des oxydes comme Al_2O_3 ou SiO_2 .

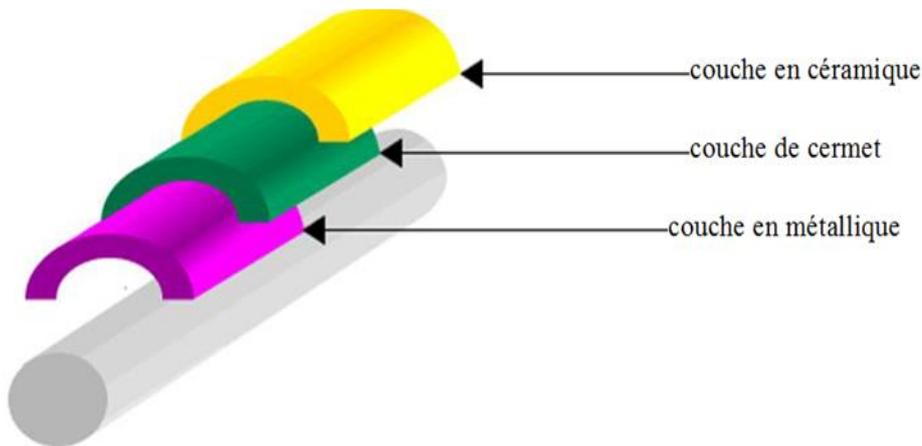


Figure II. 14. Enduit multicouche du tube absorbant [26].

II.5.4.3 Dimension de tube d'absorbeur

Le tube absorbant doit avoir un diamètre suffisant pour avoir un facteur élevé d'interception. Le facteur d'interception est le rapport de tout le rayonnement réfléti au rayonnement réfléti qui frappe la surface absorbant. D'une part, le diamètre de l'absorbant ne devrait pas être trop grand afin de maintenir les pertes thermiques plus basses. Un tube absorbant avec un grand diamètre a une grande superficie par mètre et perd donc plus de chaleur qu'un tube absorbant avec un plus petit diamètre [26].

II.6 CONCENTRATION DE RAYONNEMENT A UN CYLINDRO-PARABOLIQUE

Les cylindro-paraboliques ont une ligne focale, qui consiste en les points focaux des sections transversales paraboliques [27]. Le rayonnement qui pénètre dans un plan parallèle

au plan optique (qui contient les axes optiques des sections transversales paraboliques) est réfléchi de telle sorte qu'il passe à travers la ligne focale comme représente la figure II.15.

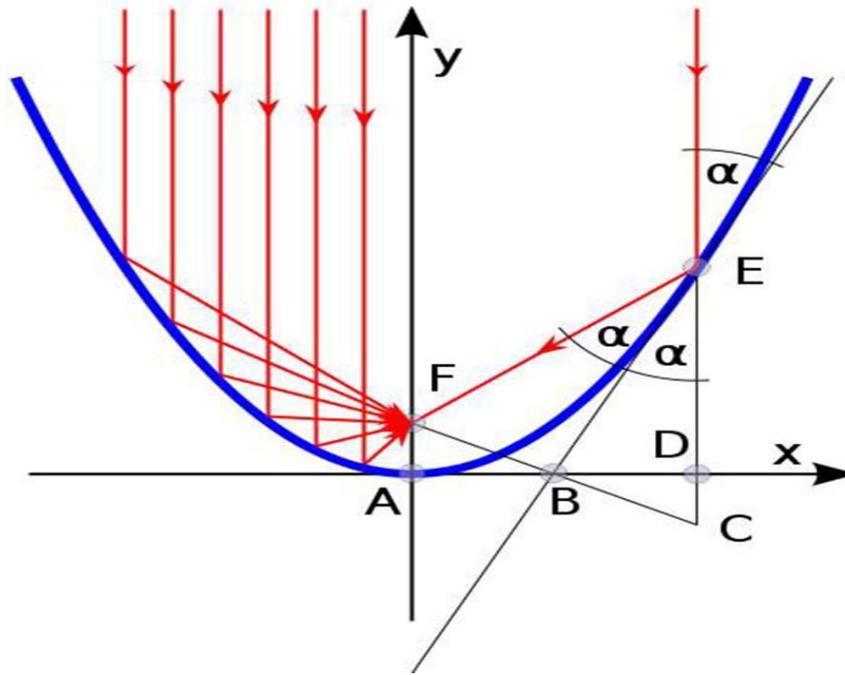


Figure II. 15.Chemin des rayons parallèles à un miroir parabolique.

Une preuve de l'existence d'un point focal est présentée après une analyse géométrique donne une équation mathématique d'un graph [27].

La représentation d'une parabole est : $y = \frac{1}{4f} x^2$ (II.1)

Avec f est la distance focale, c'est-à-dire la distance entre le sommet de la parabole et le point focal.

II.6.1 La description géométrique d'une cylindro-parabolique

Pour faire une description sur le cylindro-parabolique géométriquement, tout d'abord la parabole doit être déterminée, la section de la parabole qui est couverte par les miroirs, et la longueur de la cylindro-parabole.

II.6.1.1 Forme de cylindro-parabolique

Les quatre paramètres suivants sont utilisés généralement pour caractériser la forme et la taille d'une cylindro-parabolique : longueur de parabole, longueur focale, largeur d'ouverture, c.-à-d. la distance entre une jante et l'autre, et angle de jante, c.-à-d. l'angle entre l'axe optique et la ligne entre le point focal et la jante de miroir :

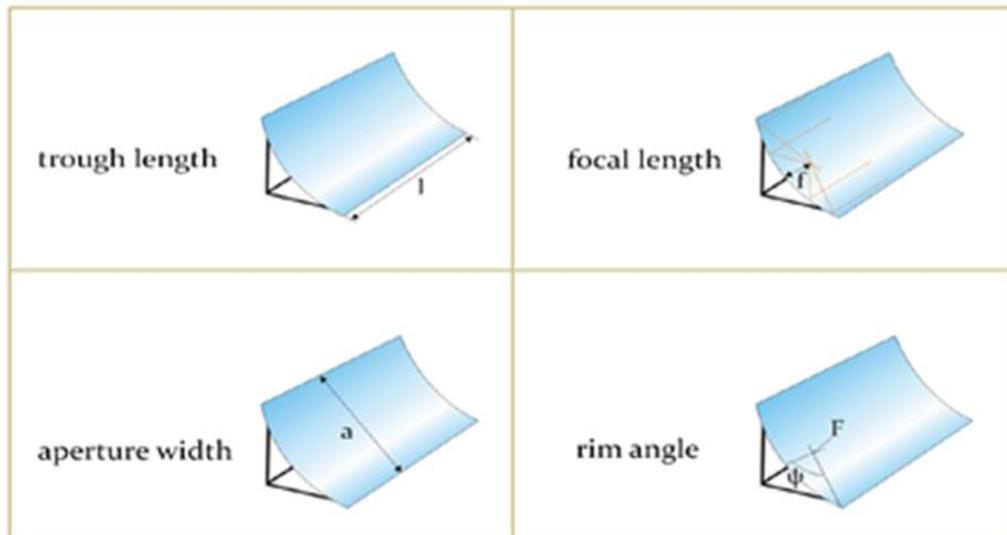


Figure II. 16. Paramètres géométriques de cylindro parabolique.

- **La longueur et largeur de la cuvette** sont mesurables sans difficultés.
- **La longueur focale**, c.-à-d. la distance entre le point focal et le sommet d'une parabole, est un paramètre qui détermine la parabole complètement (dans l'expression mathématique mentionnée d'une parabole (1)), est la longueur focale f est le seul paramètre.

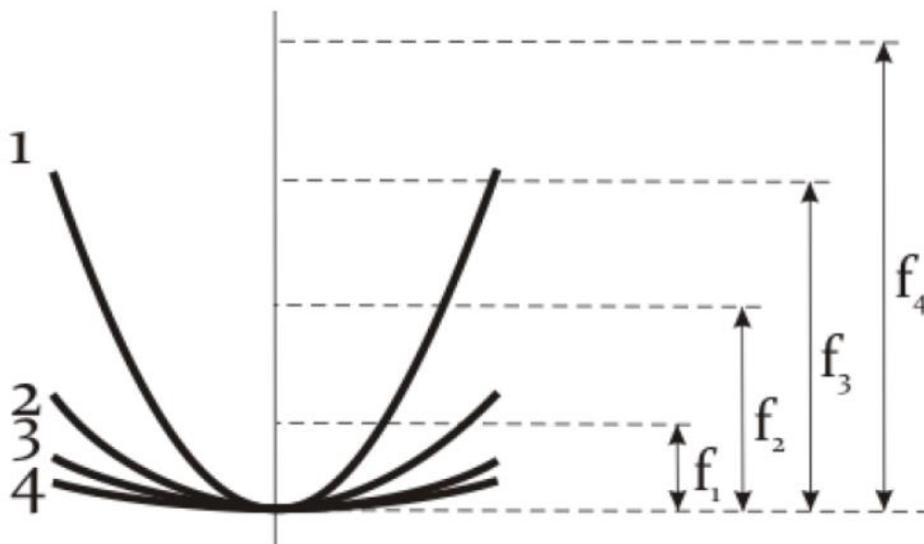


Figure II. 17. La forme du Longueur focale.

- **L'angle de jante**, c.-à-d. l'angle entre l'axe optique et la ligne entre le point focal et la jante de miroir, a les caractéristiques intéressantes il détermine la forme de la section transversale d'une cuvette parabolique. Cela signifie que les sections transversales des cuvettes paraboliques avec le même angle de jante sont géométriquement semblables.

Les sections transversales d'une cylindro-parabolique avec un angle donné de jante peuvent être rendues conformes à la section transversale d'une autre cuvette parabolique au

même angle de jante par une graduation uniforme (agrandissant ou se rétrécissant). Si seulement la forme d'une section transversale de collecteur est d'intérêt, mais pas la taille absolue, alors il est suffisant d'indiquer l'angle de jante.

Deux des trois paramètres l'angle, largeur d'ouverture et la longueur focale sont suffisantes pour déterminer la section transversale d'une cuvette parabolique complètement, c.-à-d. forme et taille [27]. Ceci signifie également que deux d'entre eux sont suffisants pour calculer le troisième, peut être exprimé en fonction du rapport de la largeur d'ouverture à la longueur focale comme indique la formule suivante.

$$\tan \psi = \frac{\frac{a}{f}}{2 - \frac{1}{8} \left(\frac{a}{f} \right)^2} \quad (\text{II.2})$$

Le rapport entre la largeur de l'ouverture et la distance focale peut être exprimé en fonction de l'angle de jante:

$$\frac{a}{f} = -\frac{4}{\tan \psi} + \sqrt{\frac{16}{\tan^2 \psi} + 16} \quad (\text{II.3})$$

Le diagramme suivant représente le rapport a /f en fonction de l'angle de la jante.

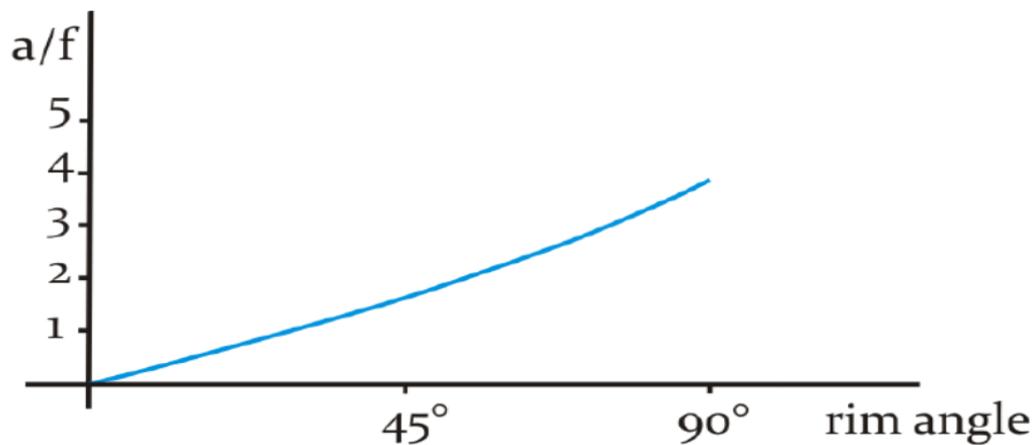


Figure II. 18. Relation entre l'angle de la jante et la valeur a/f [27].

D'après le graph les valeurs que prennent ces paramètres à de véritables cylindro-paraboliques sont: Premièrement l'angle de la jante ne doit pas être trop petit ni trop grand. L'angle de la jante est lié à la distance entre les différentes parties des miroirs et la ligne focale. Prendre une largeur d'ouverture fixe, la figure suivante représente les variations de cette relation.

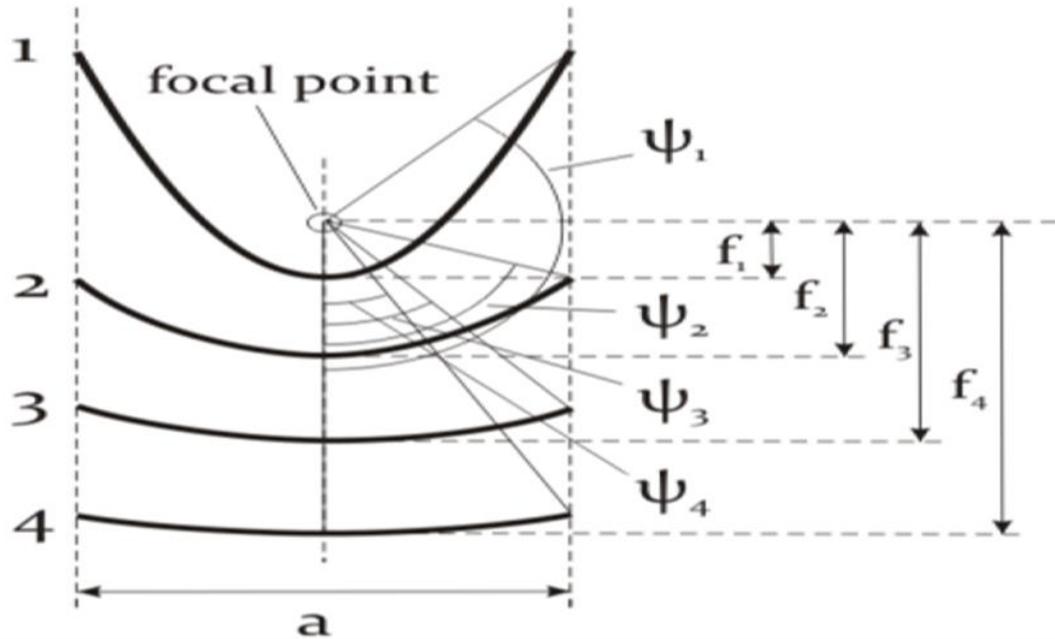


Figure II. 19. La relation entre la longueur focale et l'angle de jante pour une largeur constante d'ouverture de cuvette.

L'angle de jante est un trait constructif très important des collecteurs. Par exemple, il a un effet sur le taux de concentration et sur toute les irradiances par tube d'absorbeur s'exprimé en $[w/m^2]$ qualitativement, nous pouvons comprendre de la façon suivante qu'il doit y avoir une certaine gamme idéale d'angle de jante et ce ne devrait être ni trop petit ni trop grand [26]:

- Si l'angle de jante est très petit, alors le miroir est très étroit et il est évident qu'un plus large miroir (avec un plus grand angle de jante) augmenterait la puissance projetée sur le tube absorbeur.
- Si l'angle de jante est très grand, alors le chemin du rayonnement réflécté des pièces externes du miroir est très long et la diffusion de faisceau est très grande, réduisant, par conséquent, le taux de concentration. Un miroir avec un plus petit angle de jante et la même largeur d'ouverture permettrait un taux de concentration plus élevé.

II.6.2 Surface du miroir cylindro-parabolique

Les mesures de superficie sont importantes. Il y a le secteur d'ouverture, qui est une mesure constructive importante [21]. À un DNI donné et à une position donnée de soleil il détermine la capture de rayonnement. La section d'ouverture est calculée comme le produit de la largeur d'ouverture et de la longueur de collecteur :

$$A_{ap} = a \cdot l \quad (II.4)$$

La surface d'une auge parabolique peut être importante pour déterminer le besoin matériel de l'auge. La superficie est calculée comme suit:

$$A_{ap} = \left(\frac{a}{2} \sqrt{\frac{a^2}{16f^2} + 1} + 2f \cdot \ln \left(\frac{a}{4f} + \sqrt{1 + \frac{a^2}{16f^2}} \right) \right) \cdot l \quad (\text{II.5})$$

II.6.2.1 Rapport de concentration

Le taux de concentration est l'un des paramètres les plus importants du collecteur. Il est déterminant pour les températures de fonctionnement possibles de la centrale à auge cylindro-parabolique. Le rapport de concentration géométrique est une approximation utile. Il est défini comme le rapport entre la zone d'ouverture du collecteur et la zone d'ouverture du récepteur [20].

$$C_G = \frac{A_{ap,c}}{A_{ap,r}} \quad (\text{II.6})$$

II.6.2.2 La zone d'ouverture du collecteur

Il est clair de savoir ce qui doit être considéré comme l'ouverture du récepteur. Dans de nombreux cas, la zone projetée du tube absorbeur est choisie. Dans ce cas, la zone d'ouverture du récepteur est un rectangle avec la zone, où est le diamètre du tube absorbeur. La figure II.20 suivante explique le rapport de concentration.

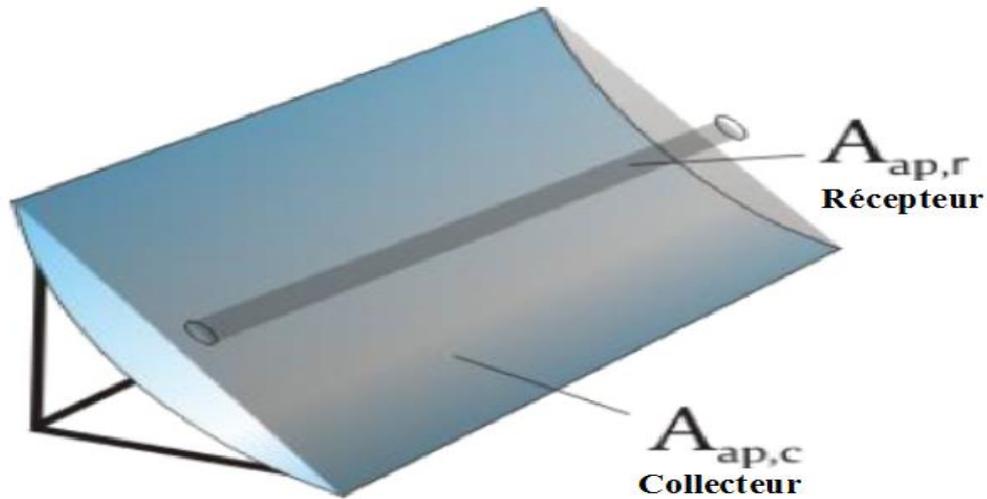


Figure II. 20. Zone d'ouverture du collecteur et zone d'ouverture du récepteur.

II.6.3 Système de poursuite du soleil

Comme tout collecteur d'un système CSP, les auge paraboliques doivent suivre le Soleil pour atteindre une concentration continue du rayonnement solaire direct. En tant que collecteurs à concentration en ligne, les auge paraboliques ont un système de suivi à un axe (tandis que les systèmes à concentration ponctuelle nécessitent un suivi à deux axes) [28]. La figure suivante donne une idée générale du suivi d'un creux parabolique. L'axe de rotation est normalement à la ligne de sommet du creux parabolique ou dans une position parallèle légèrement au-dessous de lui.

Nous voulons spécifier maintenant les angles de suivi dans l'alignement nord-sud et dans l'alignement est-ouest:

II.6.3.1 L'orientation pour l'alignement nord-sud

Cette orientation peut être décrite par l'angle zénithal s , qui est l'angle entre le plan optique et la ligne au zénith, et l'angle azimutal γ , qui indique l'orientation de l'ouverture du miroir par rapport à l'horizon. Cela signifie que l'ouverture du miroir est orientée vers l'est le matin et vers l'ouest l'après-midi. L'angle de suivi est alors l'angle s , qui est calculé comme suit:

$$\tan s = \tan \theta_z |\cos(\gamma - \gamma_s)| \quad (\text{II.7})$$

Avec: θ_z est l'angle du zénith solaire.

II.6.3.2 L'orientation pour l'alignement est-ouest

Dans le cas de l'alignement est-ouest, l'angle de poursuite est déterminé comme suit:

$$\tan s = \tan \theta_z |\cos \gamma_s| \quad (\text{II.8})$$

Ce qui signifie que l'ouverture du miroir est orientée vers le sud si le Soleil est au sud de la ligne est-ouest et vers le nord si le Soleil est au nord de la ligne est-ouest.

La position du soleil peut être calculée avec un algorithme mathématique exact. Ceci est mis en œuvre, par exemple, dans l'Eurotrough [29]. La position de l'axe du collecteur est comparée à la position soleil, cette différence calculée et manipuler par une unité de calcul selon la position de soleil.

II.6.4 L'EFFICACITE DU RECEPTEUR

La figure suivante illustre les flux d'énergie au niveau du récepteur. Il y a des pertes optiques et thermiques qui réduisent la puissance utilisable par rapport au flux rayonnant projeté sur le récepteur.

II.6.4.1 Pertes optiques

Des pertes optiques sont produites sur le tube de verre ainsi que sur le tube absorbeur. Le tube de verre a seulement une transmittance limitée de sorte qu'une partie du rayonnement est réfléchi et qu'une autre partie est absorbée.

II.6.4.2 Pertes thermiques

Les pertes thermiques sont générées par le rayonnement thermique, la convection et la conduction thermique. La conduction thermique et la convection entre le tube d'absorbeur à chaud et le tube de verre du refroidisseur sont considérablement réduites par le vide.

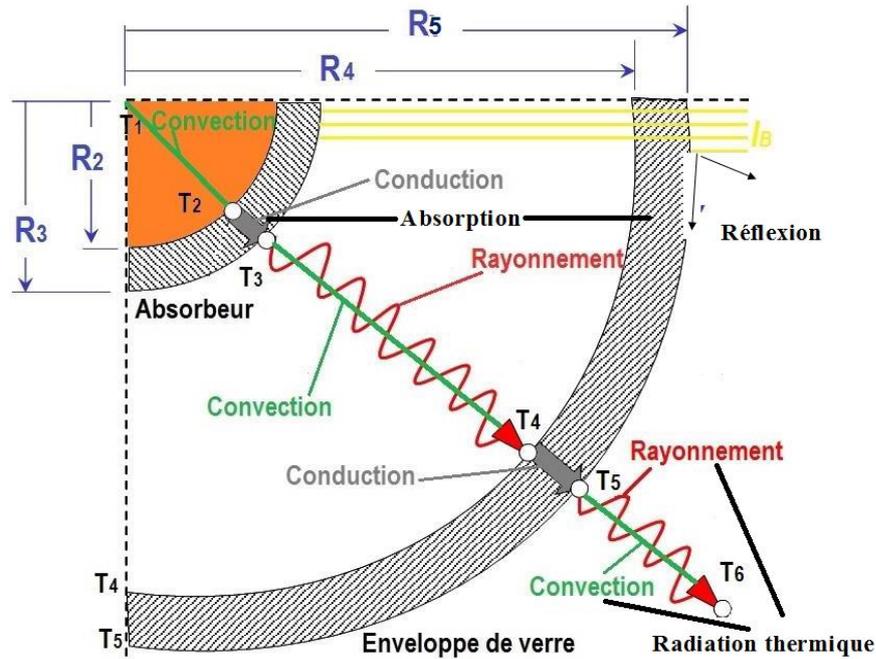


Figure II. 21. Phénomènes de transfert thermique dans le récepteur solaire.

La prédiction des performances optique et thermique des concentrateurs est essentielle pour la conception et l'évaluation de la performance des centrales solaires thermiques à concentration.

II.7 LE CHAMP SOLAIRE

Le champ solaire est la partie réceptrice de l'installation : la radiation solaire y est transformée en énergie thermique. Les collecteurs sont connectés en série pour former de longues files qui à leur tour sont connectées en parallèle. La taille du champ solaire dépend de la puissance désirée et de la température du fluide caloporteur en sortie. Les collecteurs sont alignés dans la direction nord-sud, et disposent d'un système mono axial de poursuite du soleil dans la direction est-ouest. Un capteur permet de contrôler la position du soleil par rapport aux rangées de collecteur. Cette information est transmise au système de contrôle central qui ajuste en fonction de l'angle d'inclinaison. Le champ solaire peut avoir plusieurs configurations en fonction de la manière dont il est alimenté en fluide caloporteur. Dans tous les cas, la tuyauterie de sortie est la plus courte possible pour minimiser les pertes à l'ambiance. Les différentes configurations d'installations sont :

II.7.1 Installation à retour direct

C'est la configuration la plus simple et celle qui est la plus utilisée. Son inconvénient principal est le déséquilibre entre les pressions à l'entrée et à la sortie de chaque rangée de collecteurs. En effet, la distance parcourue par le fluide passant par la dernière rangée est plus courte que celle parcourue par le fluide de la première rangée. La figure II.22 représente l'installation à retour direct.

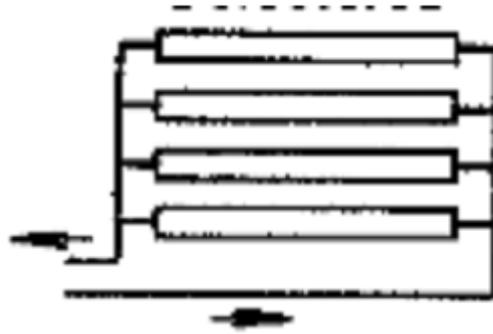


Figure II. 22. Installation du champ solaire à retour direct.

II.7.2 Installation a retour indirect

Les pertes de charge sont équilibrées pour chaque rangée en effectuant une boucle à l'entrée du champ solaire. La longueur totale de la tuyauterie est légèrement augmentée, ainsi que les pertes à l'ambiance.

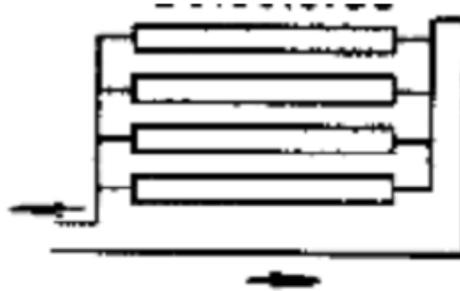


Figure II. 23. Installation du champ solaire à retour indirect.

II.7.3 Installation à alimentation centralisé

Le but de ce type d'installation est de minimiser la longueur totale de tuyauterie. Comme pour l'installation à retour direct, des vannes d'ajustement de la perte de charge sont nécessaires sur chaque rangée des capteurs ,la figure II.24 représente le parcours d'alimentation centralisé .



Figure II. 24. Installation du champ solaire à retour alimentation centralisée

CONCLUSION

Parmi les technologies de concentration solaire, les cylindro-paraboliques qui sont les plus opérationnels au monde. Grâce à leur cout le plus bas, aussi bien que leur rentabilité dans la région les plus favorables pour l'énergie solaire, c'est à-dire des zones de climat sec avec un ensoleillement fort (supérieur à 2000 kWh/m²/an) et long (durée supérieure à 3000 heures par an). D'autre part les cylindro-paraboliques ont une technologie simple à construire et à utiliser. Le grand gain important est que l'énergie cylindro-paraboliques est une énergie avec zéro émission de pollution sur l'environnement.

L'énergie solaire est basé sur le système de suivi le soleil, donc la nuit et le ciel nuageux sont un grand obstacle pour leur développement. A cause de ces conditions les centrales solaires ont donc un faible rendement net, environ 15 %, en comparaison des autres centrales existantes : centrales thermiques, entre 38 et 55% et centrales nucléaires, environ 33%.

Dans le chapitre suivant nous représentants l'analyse des différentes méthodes d'intégration pour les cylindro-paraboliques, aussi bien que divers cas d'installations actuels et on court de développement.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Livre vert: ´Energie pour l’avenir: les sources d’´energie renouvelables. COM(96)576 du 20.11.1996.
- [2] Solar PACES. CSP - How it Works. 2013 [cited 2014 September 24]; Available from: <http://www.solarpaces.org/csp-technology/csp-technology-general-information>.
- [3] Concentrating solar power: energy from mirrors. DOE/GO-102001-1147, FS 128, Mar 2001.
- [4] Solar two central receiver. Consultant report. California Energy Commission, 1999
- [5] Bostan I, Dulgheru V, Dicusar˘a I. Solar unit with Stirling motor. Patent No. 3348MD. BOPI no. 10/2007
- [6] Bostan I, Dulgheru V, Nicu T, Ciuperc˘a R. External combustion Engine. Patent No. 2679 MD. BOPI no. 1/2005
- [7] Soteris A Kalogirou, Solar Energy Engineering - Processes and Systems. California: Academic Press, 2009.
- [8] Frank Shuman’s Solar Arabian Dream. <http://renewablebook.com/chapter-excerpts/350-2/>. Accessed 17 Aug 2005.
- [9] Ruprecht A et al (2003) Str˘omungstechnische Gestaltung eines Aufwindkraftwerks (Fluid dynamic design of a solar updraft power plant). In: Proceedings of the international symposium ´uber Anwendungen der Informatik und Mathematik in Architektur und Bauwesen. Bauhaus–University Weimar, Weimar, 10–12 June 2003.
- [10] Schlaich J, Bergermann R, Schiel W, Weinrebe G. Design of commercial solar updraft tower systems. Utilization of solar induced convective flows for power generation. Schlaich Bergermann und Partner (sbp gmbh). Stuttgart, Germany. <http://www.1000friendsofflorida.org/solar/thesolarupdraft.pdf>. Retrieved 23 Mar 2011.
- [11] Padki MM, Sherif SA (1999) On a simple analytical model for solar chimneys. Int J Energ Res 23:289–294.
- [12] Schlaich J, Bergermann R, Schiel W, Weinrebe G (2005) Design of commercial solar updraft tower systems–utilization of solar induced convective flows for power generation (PDF). J Sol Energ Eng 127(1):117–124.
- [13] Bilgen E, Rheault J (2005) Solar chimney power plants for high latitudes. Sol Energ 79(5):449–458. doi:10.1016/j.solener, 2005.01.003 DOI:dx.doi.org
- [14] Hering, G., Schug, A. (2010): „Sonne, Hitze, Strom“. Photon, September 2010.
- [15] Geyer, M., Lerchenmüller, H., Wittwer, V., Häberle, A., Lüpfer, E., Hennecke, K., Schiel, W., Brakmann, G. (2002): Parabolrinnensysteme, FVS Themen, 2002.
- [16] Nava, P.; Aringhoff, R.; Svoboda, P.; Kearney, D. (1996): solar trough Power plants, Cologne, Germany, 1996. <http://www.solarpaces.org/Library/docs/PiStaRep.pdf> (retrieved Mai 2011).
- [17] Ragheb, M. (2011): Historical Perspective, University of Illinois at Urbana-Champaign, <https://netfiles.uiuc.edu/mragheb/www/NPRE%20498ES%20Energy%20Storage%20Systems/Historical%20Perspective.pdf> (retrieved May 2011).
- [18] Winter, C.J., Sizmann, R.L., Vant-Hull, L.L (1991): Solar Power Plants – Fundamentals, Technology, Systems, Economics, Springer-Verlag Berlin, Heidelberg.

- [19] Price, H., Lüpfert, E., Kearney, D., Zarza, E., Cohen, G., Gee, G., Mahoney, R. (2002): Advances in Parabolic Trough Solar Power Technology, ASME Journal of Solar Energy Engineering Vol 124, 2002.
- [20] Sargent & Lundy (2003): Assessment of Parabolic Trough and Power Tower Solar Technology Cost and Performance Forecasts. Sargent & Lundy LLC Consulting Group, Chicago. <http://www.nrel.gov/docs/fy04osti/34440.pdf>
- [21] Garg, H.P. (1987): Advances in solar energy technology, Dordrecht: Reidel
- [22] Mohr, M., Svoboda, P., Unger, H. (1999): Praxis solar thermischer Kraftwerke. Berlin/Heidelberg: Springer.
- [23] Flabeg (2010): “Reflecting the Future – Solar Mirrors for all CSP Applications”. http://www.flabeg.com/files/solar/downloads/PDFs/FLABEG_SolarBroschuere.pdf [June 2011].
- [24] Lüpfert, E., Schiricke, B. (2009): QUARZ Zentrum –Übersicht der entwickelten Prüfmethode im DLR-Test- und Qualifizierungszentrum für konzentrierende Solartechnik.DLR.http://www.dlr.de/sf/Portaldata/73/Resources/dokumente/Soko/soko2009/Praesentationen/6_Luepfert_Soko090609c.pdf
- [25] www.energy.siemens.com, www.archimedessolarenergy.com, www.pressebox.de 2010.
- [26] Kuckelkorn, Graf; Radiation selective absorber coating for an absorber pipe, absorber pipe with said coating, and method of making same US Patent 7,909,029, 2011 - Google Patents.
- [27] Reflecting the Future – Solar Mirrors for all CSP Applications”. http://www.flabeg.com/files/solar/downloads/PDFs/FLABEG_SolarBroschuere.pdf [June 2011].
- [28] Kennedy, C. (2008): “CSP: Advanced Systems: Optical Materials”. http://www1.eere.energy.gov/solar/review_meeting/pdfs/prm2008_kennedy_nrel.pdf
- [29] Kuckelkorn, T., Graf, W. (2004): “Absorber mit einer strahlungsselektiven Absorberbeschichtung und Verfahren zu seiner Herstellung”. <http://www.patent-de.com/20050630/DE102004010689B3.html>

CHAPITRE III.

LES CYCLES COMBINES DES CENTRALES CYLINDRO- PARABOLIQUES

INTRODUCTION

Les centrales solaires thermodynamiques ont pour fonction de transformer l'énergie rayonnée par le soleil en chaleur, puis à convertir cette chaleur en énergie mécanique et électrique par l'intermédiaire d'une génératrice électrique. Pour rendre ces technologies concurrentielles avec les technologies conventionnelles fossiles, nucléaires ou hydrauliques.

Pour produire de l'électricité, l'énergie thermique doit être convertie en énergie électrique avec un cycle de puissance approprié. Le cycle de puissance utilisé dans les usines traditionnelle, est le cycle de Rankine. Ce chapitre décrit le cycle de Rankine utilisé dans l'usine traditionnelle, dans les nouvelles usines hybride solaire, aussi bien que avec différents types d'intégration avec les centrale cylindro-parabolique.

III.1 LES CYCLES DE PRODUCTION D'ELECTRICITE

III.1.1 Cycle de BRAYTON

Les turbines à gaz ont été employées dans beaucoup d'applications, par exemple la production de l'électricité et la compression dans l'industrie pétrolière. Cependant, les applications les plus communes des turbines à gaz sont dans la mécanique de la propulsion pour l'industrie aérienne. Dans le domaine de production d'électricité, la turbine à gaz peut être utilisée en tant qu'unités autonomes ou avec des centrales de cycle combiné avec le cycle Rankine.

L'électricité produite dans les turbines à gaz est habituellement à cycle ouvert actionné appelé cycle de Brayton. L'unité de turbine à gaz se compose des auxiliaires d'entrée d'air, compresseur, chambre de combustion, turbine et des auxiliaires de la turbine à gaz [1]. La performance de la turbine à gaz dépend de ses composants c.-à-d. le compresseur, la chambre de combustion et la turbine [2], la figure III.1 illustre les transformations du cycle de Brayton.

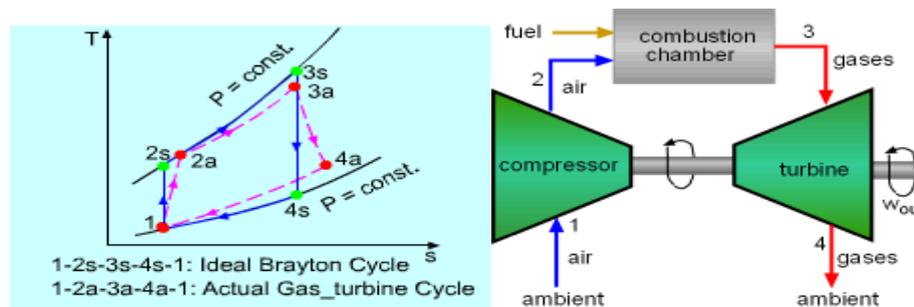


Figure III. 1. Le cycle Brayton Réel et idéal de la turbine gaz [3].

III.1.2 Cycle de RANKINE

Le circuit de la turbine à vapeur peut être assimilé à un cycle de Rankine. La figure III.2 résume le fonctionnement de ce cycle avec un diagramme Pression/Volume et un diagramme Température/Entropie [4].

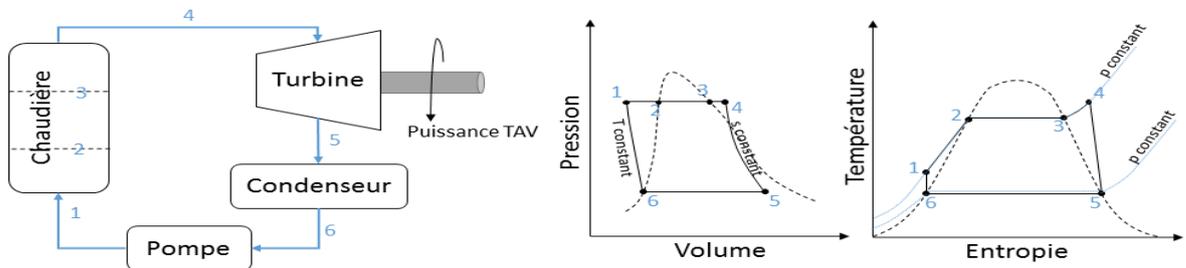


Figure III. 2. Fonctionnement d'un cycle de Rankine.

Le cycle est comme suit :

- (1 à 4) : chauffage à pression constante.
- (4 à 2) : détente isentropique.
- (5 à 6) : condensation à pression constante.
- (6 à 1) : chauffage à température constante.

III.1.3 Cycle combiné

Un cycle combiné est une combinaison entre une turbine à combustion et une turbine à vapeur. Le gaz de rejet des turbines à gaz a une température très élevée, pour un cycle simple de la turbine à gaz. La température des gaz d'échappement peut être aussi haute que 600°C [5]. D'ailleurs, la turbine à gaz à simple cycle (sans récupération de chaleur) a une efficacité thermique relativement basse. L'efficacité de conception pour les turbines avancées commerciales peut être 36% [6].

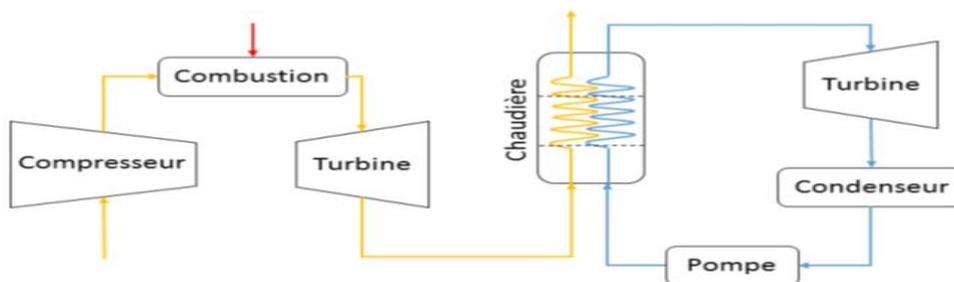


Figure III. 3. Schéma d'un cycle combiné.

La moyenne d'efficacité pour le cycle de vie entier d'opération est encore plus mauvaise. Les gaz d'échappement de la turbine à gaz réutilisent pour chauffer la chaudière externe du cycle de Rankine, là où le générateur de vapeur de rétablissement de chaleur (HRSG) est utilisé pour se produire et surchauffer de la vapeur qui est conduite pour être augmentée dans une turbine à vapeur [7]. Un cycle combiné peut avoir jusqu'à 60% de rendement.

III.2 CYCLE COMBINE SOLAIRE

Le cycle combiné a eu avantage pour la production d'électricité avec plus de performance dans le cycle, le rendement peut atteindre 60%. Le développement des centrales solaires fait un nouveau cycle combiné solaire pour la production d'électricité, qui permet d'utiliser le combustible fossile pour compléter l'énergie solaire au cours des périodes de bas rayonnement solaire durant la nuit. Ces efficacités thermiques plus élevées par rapport au cycle sans intégration, peuvent mener à abaisser des frais financiers pour l'intégration de l'application. Il y a différentes configurations d'intégration solaires pour la performance du cycle.

Certaines des méthodes les plus étudiées pour ce type d'intégration en littérature incluent de préchauffer la vapeur, extraire la vapeur à partir du générateur de vapeur pour réchauffer, augmenter le débit des gaz chauds dans les échangeurs à chaleur de récupération. En complétant la fumée de la turbine à gaz avec de l'air de chauffage par l'application solaire. Quelques cycles combinés de carburant hybride de solaire-fossile actuellement sont établis également en Egypte, en Algérie et au Maroc [8].

III.2.1 Type du couplage dans les centrales solaires combinés

Lorsque des centrales cylindro-paraboliques ne sont pas équipées d'un stockage thermique, alors elles produisent l'électricité seulement au moment où le rayonnement solaire direct est disponible. Ceci signifie que le facteur de capacité de l'installation est assez bas. Aux emplacements avec des états favorables de rayonnement, une centrale cylindro-parabolique atteint seulement environ 2000 heures de chargement complet par an.

Le couplage le plus performant entre un cycle combiné et une centrale solaire peut être choisi avec l'analyse des différentes technologies de couplage qui sont réalisées [9].

Dans le cycle combiné, le couplage entre l'énergie solaire et l'énergie fossile peut se faire par cinq situations différentes comme représente la figure III.4.

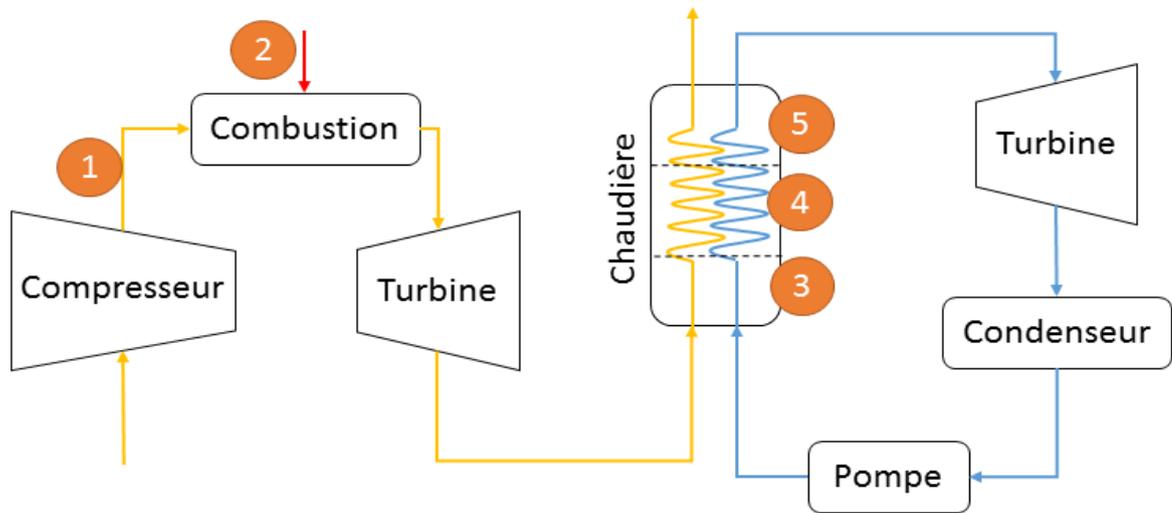


Figure III. 4. Schéma de couplage entre une centrale solaire et un cycle combiné.

III.2.1.1 Couplage après le compresseur (1)

La source solaire peut avoir un lien dans le cycle gaz au niveau de la sortie du compresseur. Les collecteurs solaires sont insérés directement dans le cycle gaz. La chaleur fournie par les collecteurs solaires sert à préchauffer le gaz en sortie du compresseur et avant son entrée dans la chambre à combustion. Le gaz entre ainsi dans la chambre à combustion à une température plus élevée et la consommation de combustible est donc réduite [10].

III.2.1.2 Couplage au niveau de la chambre à combustion (2)

La source solaire peut être couplée au niveau de la chambre à combustion dans le cycle gaz. Elle aide à la reformation du combustible ou bien elle est utilisée pour remplacer la chambre à combustion par un stockage thermique [11].

III.2.1.3 Couplage au niveau de la turbine à vapeur (3,4,5)

La chaudière (Heat Recovery Steam Generator ou HRSG) a des pertes exégétiques est les plus importantes, dans la phase de chauffage du liquide de transfert thermique de la turbine à vapeur. L'exergie mesure la qualité de l'énergie, c'est-à-dire que la variation d'exergie au cours d'une transformation correspond à l'opposé du travail maximum récupérable. La qualité de l'énergie ne peut que diminuer au cours d'une transformation. Si le couplage entre un cycle combiné et une source solaire se fait au niveau de la turbine à vapeur, la partie solaire aide à générer de la vapeur afin de permettre une réduction des pincements et donc des pertes exégétiques [12].

Plusieurs paramètres, de couplage au niveau de la TAV, sont étudiés [13]:

- Le niveau de pression.
- L'opération ou les opérations effectuées lors du couplage : préchauffage, évaporation et surchauffe.

III.2.2 Centrale solaire hybride

Dans le développement de l'énergie solaire, la technologie de stockage une configuration de cycle combiné hybride a été choisie. Cette configuration couple un système solaire de type miroirs cylindro-paraboliques et un stockage direct de chaleur sensible utilisant deux réservoirs de sels fondus, pour procéder à l'évaporation de l'eau de la turbine à vapeur à haute pression et en procédant à de la génération directe de vapeur.

Avec le stockage le champ solaire commence à fonctionner à partir du lever de soleil pour assurer la chaleur au cycle de Rankine. Pendant environ 2 ou 3 heures de rayonnement solaire élevé au midi, le champ solaire est actionné pour assurer une certaine énergie au système de stockage aussi bien que sa tâche primaire d'alimenter la turbine à vapeur de vapeur. Quand l'énergie solaire n'est pas suffisante pour couvrir le cycle de Rankine, le système de stockage commence à assurer une certaine énergie au cycle thermique (énergie stockée), la figure III.5 représente le système de stockage. Après le coucher du soleil la centrale fonctionne complètement sur le système de stockage [14].

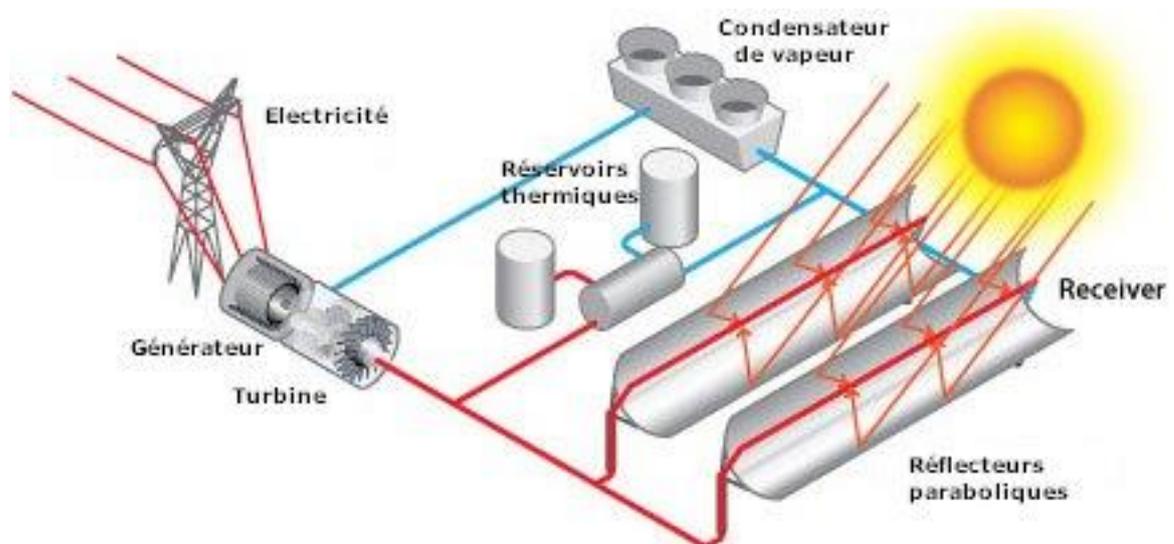


Figure III. 5. Centrale cylindro-parabolique avec le système de stockage [15].

III.3 LES FLUIDE CALOPORTEUR DANS LES CYCLE SOLAIRE COMBINE ET HYBRIDE

Le fluide de transfert de chaleur (HTF) a la tâche d'accumuler l'énergie thermique dans les collecteurs et de la transporter au niveau des échangeurs de chaleur. On utilisant deux fluides caloporteurs différents: l'huile thermique (Therminol VP-1) et le sel fondu solaire sont représentés dans l'annexe 1. Les fluides de transfert de chaleur travaillent avec deux intervalles de température; entre 295 à 395°C et de 286 à 550°C pour l'huile et le sel, respectivement. Il y a deux façons fondamentales comment la chaleur peut être transférée.

III.3.1 La génération indirecte de vapeur

Les centrales indirectes de génération de vapeur contiennent deux cycles liquides, un cycle de fluide de transfert de chaleur et le cycle de Rankine. Le raccordement thermique entre elles est réalisé dans un train de générateur de vapeur, qui se compose d'un économiseur (préchauffage d'eau d'alimentation), d'un vaporisateur et d'un surchauffeur. La concentration de la lumière du soleil est réalisée par des miroirs reflétant la lumière du soleil à un récepteur et un absorbeur où l'énergie absorbée est transférée au fluide (HTF) qui est généralement l'huile [16]. Comme pour un système qui fait la génération indirecte de vapeur, ce système est basé sur le stockage direct de chaleur absorbé par l'énergie solaire utilisant deux réservoirs de sels fondus pendant la présence du soleil. Après le coucher du soleil, la centrale fonctionne complètement sur le système de stockage récupération de la chaleur stockée [14].

III.3.1.1 Huile thermique de synthétique

Huile thermique de synthétique est utilisée dans les cylindro-parabolique, L'huile thermique synthétique répond tout à fait bien aux exigences mentionnées. Elle est liquide jusqu'à 12°C, signifiant que la protection de gel est tout à fait facile ou même nécessaire. Il a une capacité de chaleur spécifique élevée et il peut être acquis en grande quantité. Cependant il a également quelques inconvénients et limitations [18] :

- La température maximum d'opération est de 400°C. Au-delà de cette température le craquage thermique se produit, qui détruit l'huile thermique.
- Il résiste aux températures plus élevées que l'huile minérale. Cependant la température de vapeur vive est limitée à environ 370°C, qui limite l'efficacité de cycle.

III.3.1.2 Sel fondu

Aujourd'hui, l'utilisation des sels fondus comme HTF est encore à l'étude. Le pionnier dans ce domaine est l'énergie solaire de la compagnie italienne d'Archimède (ASE). Le mélange de sel fondu utilisé est composé de 60% NaNO₃ et de 40% KNO₃.

L'avantage le plus important de ces sels fondus comme HTF est que la température du champ solaire peut être élevée jusqu'à 450-550°C, permettant aussi une efficacité plus élevée du cycle de Rankine que dans les systèmes d'huile thermique [14].

L'utilisation du sel fondu comme HTF permet également l'intégration d'un stockage direct du sel fondu aux centrales cylindro-paraboliques comme support de stockage. En plus, les températures plus élevées d'opération des systèmes avec des sels fondus comme HTF permettent la réduction de la taille de stockage pour une capacité indiquée en raison du niveau plus élevé de la température du stockage chargé.

Un inconvénient important des sels fondus est le point de congélation élevé, qui est entre 120 et 220°C dans certain type. Cela signifie que ces stratégies doivent être développées pour éviter la congélation des sels fondus. Les différentes solutions sont imaginables : Le système pourrait absorber la chaleur par le sel fondu qui peut stocker dans un réservoir suffisamment isolé pendant le jour et sera utilisée dans la nuit [14].

III.3.1.3 Caractéristique du fluide caloporteur thermique

Dans la génération indirecte de la vapeur le fluide caloporteur thermique a des caractéristiques spécifiques en doit remplir certaines conditions [16,18] :

- Il doit être liquide pour avoir une température suffisamment élevée d'évaporation (sous des pressions maniables), donc ne soit pas évaporée sous les températures élevées.
- Les basses températures de congélation ont un avantage de sorte qu'aucune mesure de congélation de protection ne soit nécessaire si les températures dans le domaine solaire deviennent basses. Il est également important que sa stabilité thermique soit suffisante pour tenir les températures élevées d'opération (aucun craquage thermique, par exemple). La température d'évaporation et la stabilité thermique déterminent la température maximum d'opération d'un fluide caloporteur.
- Le fluide doit avoir une capacité de chaleur spécifique élevée pour le transport et le stockage. Également, la conductivité de chaleur élevée est avantageuse pour des procédés rapides de transfert de chaleur. La basse viscosité permet de réduire l'énergie du pompage.
- Naturellement, les basses charges de placement et une disponibilité suffisante sont également des critères importants.
- Les matériaux les plus favorables à l'environnement sont préférables aussi bien que des matériaux avec la basse inflammabilité et le niveau bas de l'explosivité.

La génération de la vapeur indirecte est la configuration la plus utilisée, qui est l'intégration de la chaleur solaire dans la centrale de gaz de cycle combiné. Ces centrales s'appellent le système solaire à système combiné (ISCCS). La figure ci-dessous explique la génération de vapeur indirecte. En effet l'emploi d'un fluide caloporteur monophasique permet de capter la chaleur sans changement de phase et de la stocker avec un fluide unique. Si la température du fluide caloporteur n'est pas suffisante, la production de la vapeur surchauffée peut s'effectuer dans une chaudière quasiment conventionnelle nécessitant des conditions de vapeur stables

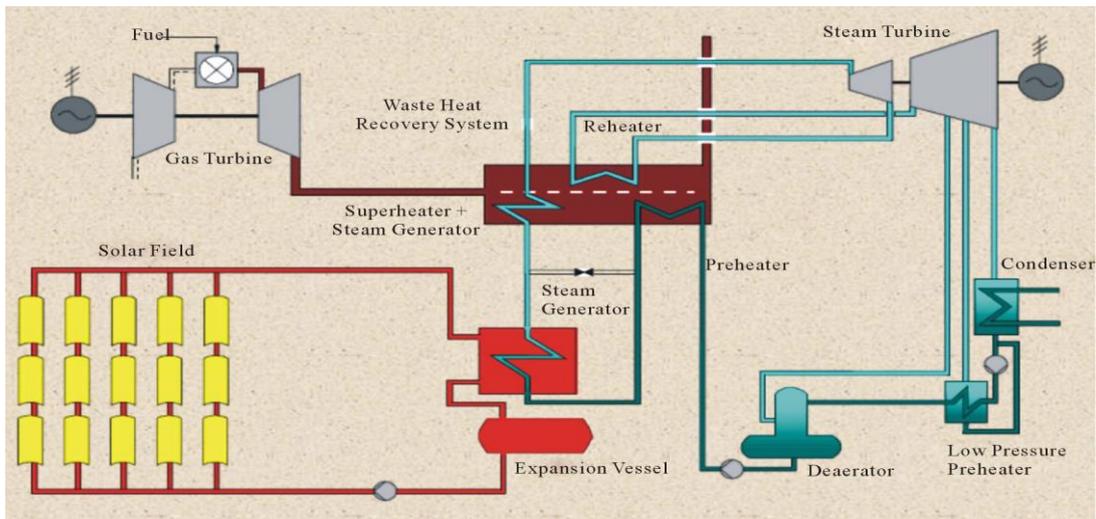


Figure III. 6. La génération indirecte de la vapeur[19].

III.3.2 La génération directe de vapeur

Les centrales de génération de vapeur, au contraire, contiennent seulement un cycle liquide et le cycle de vapeur. Le préchauffage, la génération de vapeur et la surchauffe est réalisé directement dans le champ solaire. Le système DSG offre la chance d'éviter des pertes thermodynamiques et les chutes de pression liées aux échangeurs de chaleur de huile-eau-vapeur, pour améliorer leur l'efficacité globale [17].

III.3.2.1 Caractéristique du fluide caloporteur thermique à la génération directe de vapeur

La génération directe de la vapeur généralement utilise un seul fluide caloporteur de transfert de chaleur entre les récepteurs du champ solaire et le fluide de fonctionnement du cycle de Rankine lui-même. Les installations à génération directe de vapeur (DSG) peuvent être considérées comme une évolution de la catégorie des centrales PT, dont elles partagent la plupart des avantages et inconvénients.

Dans ce type de centrales, le fluide caloporteur n'est plus de l'huile mais de l'eau, moins chère, diminuant les risques environnementaux (incendie,...), réduisant les pertes thermiques et la puissance nécessaire pour le pompage, et repoussant la limite en température. Le cycle est largement simplifié, il n'y a plus besoin d'échangeur puisque le fluide caloporteur est aussi fluide de travail comme représenté dans la figure III.7.

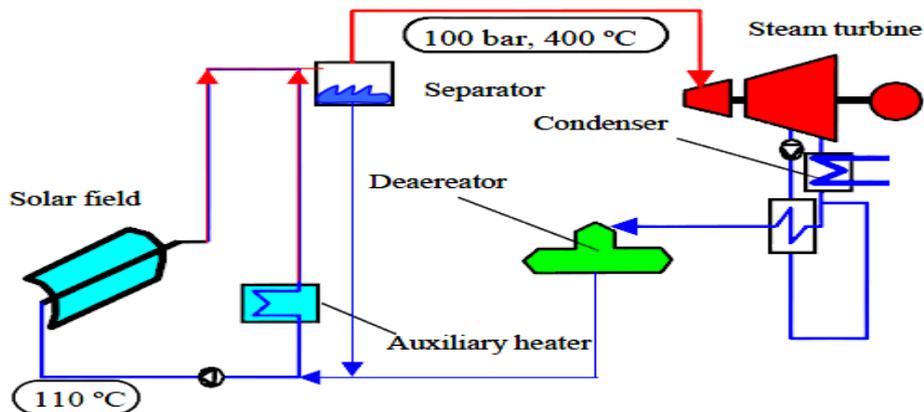


Figure III. 7. Représentation schématique d'une centrale cylindro-parabolique avec la génération directe de vapeur [18].

Parmi les avantages de la génération directe de la vapeur [20]:

- La vapeur en tant que fluide de transfert de chaleur peut atteindre des températures plus élevées parce qu'il n'y a aucun danger d'explosivité. Ceci permet des efficacités de cycle plus élevées.
- Les paramètres absorbés par la vapeur montent à 550°C et à 120 bars (systèmes d'huile thermique : 400°C et 100 bars). En 2011, un prototype d'essai de la génération directe de la vapeur a été intégré par DLR à une centrale conventionnelle d'Endesa à Carboneras (Espagne). Dans cette éprouvette d'essai, les températures de 550°C sont atteintes.

Un défi important de la technologie de la génération du vapeur directe est la pression la plus élevée de vapeur dans les tubes absorbeurs. Car il n'y a aucune séparation entre le cycle solaire du champ solaire et le cycle de vapeur (échangeur de chaleur turbine à vapeur). C'était le problème principal pourquoi le système n'a pas été appliqué pendant longtemps aux centrales cylindro-paraboliques. Particulièrement le fait que les récepteurs doivent être mobiles et les raccords flexibles, étaient un obstacle pour l'application de système directe aux centrales cylindro-parabolique [21].

CONCLUSION

Le couplage de plusieurs types de concentrateurs semble offrir une infinité de concepts différents. Nous avons traité dans notre étude la technologie solaire thermodynamique et les couplages qui ont lieu avec un cycle combiné. Un choix technologique est proposé pour chacun des systèmes étudiés, une étude bibliographique et une synthèse des centrales existantes ont aidés à choisir une technologie spécifique ainsi qu'une configuration de couplage avec l'ensemble des autres sous-systèmes de combiné.

L'étude s'est donc portée sur les miroirs cylindro-paraboliques pour envisager, par la suite un couplage pour procéder à l'évaporation à haute pression et la génération directe ou indirecte du vapeur dans un couplage du cycle solaire, Brayton et Rankine. Dans les chapitres précédents nous avons fait une analyse détaillée de champ solaire aussi bien que le mode d'hybridation. Une analyse thermodynamique aux composants de puissance nécessaire pour une modélisation des concepts proposés de notre étude.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Al-Hamdan, Q. and Ebaid, M. (2006), "Modeling and Simulation of a Gas Turbine Engine for Power Generation", vol. 128, no. 2, p. 311.
- [2] Lane, D. (2007), Brayton Cycle: The Ideal Cycle for Gas-Turbine Engines In Relation to Power Plants, available at:<http://coeweb.engr.unr.edu/me/> (accessed 22/07/2007).
- [3] Huang, M. and Gramoll, K. (2007), Actual Gas-turbine Cycle, available at:<https://ecourses.ou.edu/home.htm> (accessed 25/07/2007).
- [4] Yogi Goswami and Frank Kreith, Energy Conversion: CRC Press, 2007.
- [5] Eastop, T. and McConkey, A. (1993), Applied thermodynamics for engineering technologists, 5th ed, Longman, London.
- [6] ALSTOM (2007), Product Brochure GT12E2 & GT8C2, available at:<http://www.power.alstom.com/home/elib/> (accessed 30/07/2007).
- [7] Beasley, O. (1994), "Induced Draft Fan Innovation for Heat Recovery Steam Generators", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 116, pp. 402-405.
- [8] D. Ugolini, J. Zachary, and J. Park. Options for hybrid solar and conventional fossil plants. Technical report, Bechtel Corporation, 2009.
- [9] Etude de l'hybridation gaz/solaire. Rapport de stage interne EDF (cf. p. 40, 41,43, 44, 46).
- [10] V.D. Stevanovic, B. Maslovaric et S. Prica. Dynamics of steam accumulation in : Applied Thermal Engineering 37 (2012), p. 73-79 (cf. p. 80, 90, 177,182).
- [11] M. Livshits et A. Kribus. Solar hybrid steam injection gas turbine (STIG) cycle. In : Solar energy 86.1 (2012). DOI : 10.1016/j.solener.2011.09.020, p. 190-199 (cf. p. 41, 46, 49).
- [12] M. Kane et D. Favrat. Approche de conception et d'optimisation de centrale solaire intégrée à cycle combiné inspirée de la méthode de pincement (partie I : Paliers de récupération). In : International Journal of Thermal Sciences 38 (1999), p. 501-511 (cf. p. 40, 47, 49).
- [13] Jessica Leo et al. Solar parabolic trough reflector modeling and application to control for a Combined Cycle Power Plant. In : Control Applications (CCA), 2014 IEEE Conference on. IEEE. 2014, p. 599-604 (cf. p. 3, 72, 119).
- [14] Herrmann, U., Kelly, B. and Price, H. (2004/0), "Two-tank molten salt storage for parabolic trough solar power plants", Energy, vol. 29, no. 5-6, pp. 883-893.

- [15] [http://fs.uit.ac.ma/Systèmes thermodynamique à concentration CSP](http://fs.uit.ac.ma/Systèmes_thermodynamique_à_concentration_CSP) Enseignant Mohammed AGGOUR (March 2017).
- [16] Pitz-Paal, R., et al., Solar Thermal Power Production. Transition to Renewable Energy Systems, 2013: p. 307-338.
- [17] Langenkamp, J., Revised LEC Projections and Discussion of Different DGS Benefits, 1998, Project DISS Technical Report DISS-SC-QA-02. Almería, Spain.
- [18] Technology Roadmap. Concentrating Solar Power. International Energy Agency. http://www.iea.org/papers/2010/csp_roadmap.pdf [July 2011].
- [19] AM0100, “Integrated Solar Combined Cycle (ISCC) Projects-Version 1.0.0”.<https://cdm.unfccc.int/methodologies/DB/BES7OQGMZYOMCP9JPTVJHP93BVK4UO>.
- [20] Eickhoff, Zarza, E. (2007) Solare Direktverdampfung in der Praxis“DLR http://www.dlr.de/sf/Portaldata/73/Resources/dokumente/Soko/Soko2007/Vortraege/Direktverdampfung_Praxis_Eickhoff.pdf [June 2011].
- [21] VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen, V. VDI Heat Atlas. VDI-Buch, Springer 2010.

CHAPITRE IV.

***ANALYSE
THERMODYNAMIQUE D'UNE
CENTRALE SOLAIRE CYLINDRO-
PARABOLIQUE HYBRIDE***

INTRODUCTION

Les cycles combinés vapeur/air (fluides de travail les plus communément utilisés) ont un rendement thermique important, du fait que les deux cycles sont complémentaires du point de vue thermodynamique : la chaleur rejetée par la turbine à gaz (cycle de Brayton) se trouve à une température telle qu'elle peut constituer la source d'énergie principale ou une source d'énergie complémentaire de la turbine à vapeur (cycle de Rankine).

Comme son nom l'indique, l'installation à cycle combiné réalise la combinaison de deux cycles thermodynamiques : elle associe le fonctionnement d'une turbine à combustion (cycle de Brayton ou de Joule) à celui d'une chaudière de récupération et d'une turbine à vapeur (cycle de Hirn). Il a été démontré que près de 70% de l'énergie thermique apportée dans des machines fonctionnant suivant le cycle de Brayton sont rejetés à l'échappement d'où l'idée d'exploiter ce potentiel. Le cycle eau-vapeur qui récupère l'énergie peut avoir différentes utilisations :

- Production d'électricité uniquement.
- Production de vapeur pour un réseau de chauffage urbain ou à des fins industrielles.
- Production conjointe de vapeur et d'électricité (cogénération).

Dans les chapitres précédents nous avons déjà analysé le champ solaire d'une centrale solaire cylindro-parabolique, dans ce chapitre on nous présente une analyse thermodynamique du cycle de puissance pour une évaluation des équipements de l'hybridation.

Pour analyser le fonctionnement d'une centrale solaire thermodynamique en régime transitoire (démarrage, arrêt, passages nuageux), il faut présenter des modèles mathématiques pour les composantes des cycles, qui sont fondés sur le bilan de masse et d'énergie de chaque composante.

IV.1 ANALYSE THERMODYNAMIQUE

L'analyse thermodynamique du cycle de puissance peut être effectuée en combinant l'analyse de chaque sous-système, qui est en général basée sur le principe de l'équilibre énergétique d'un volume de contrôle. Donc, l'introduction de quelques hypothèses s'avère d'une importance majeure pour la mise en œuvre du modèle mathématique.

Les hypothèses suivantes sont à tenir compte dans l'analyse :

- Chaque composant du cycle est considéré comme un système adiabatique, ouvert avec écoulement en régime permanent.
- Les énergies cinétique et potentielle sont négligées.
- Les propriétés des fluides du cycle (l'eau, Therminol VP-1, sel fondu) comme : la masse volumique, la chaleur spécifique, l'enthalpie et l'entropie sont des fonctions de température seulement.
- À la sortie du condenseur, du préchauffeur, et du désaérateur, l'eau est à l'état d'un liquide saturé, tandis que quitte l'évaporateur sous forme de vapeur saturée.

IV.2 MODELISATION DES COMPOSANTS

IV.2.1 Surchauffeur et réchauffeur

Le surchauffeur et le réchauffeur sont tous les deux des échangeurs de chaleur de type: tube et calandre, qui augmentent la température de la vapeur d'entrée mais avec différentes pressions de fonctionnement [1]. Le même modèle [1, 2] est utilisé pour les deux composants, donc l'efficacité de ces systèmes ε , est liée à leurs performances thermiques et présenté comme suit:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (IV.1)$$

$$\dot{Q}_{max} = C_{min} (T_{FTC,ent} - T_{vap,ent}) \quad (IV.2)$$

$$C_{min} = MIN(\dot{C}_F, \dot{C}_C) \quad (IV.3)$$

$$\dot{C}_F = \dot{m}_{vap} \cdot Cp_{vap} \quad (IV.4)$$

$$\dot{C}_C = \dot{m}_{FTC} \cdot Cp_{FTC} \quad (IV.5)$$

Cp_{vap} : Capacité thermique du fluide du côté froid (de la vapeur) [kWh/K].

Cp_{FTC} : Capacité thermique du fluide du côté chaud (du FTC) [kWh/K].

\dot{m}_{vap} : Les débits massiques de la vapeur et du FTC respectivement [kg/s].

\dot{m}_{FTC} : Les chaleurs spécifiques moyennes de vapeur/FTC entre l'entrée et la sortie [kJ/kg. K].

La chaleur spécifique moyenne chaude et froide pour chaque flux est représentée comme suit:

$$Cp_{vap} = \frac{h_{vap,sor} - h_{vap,ent}}{T_{vap,sor} - T_{vap,ent}} \quad (IV.6)$$

$$Cp_{FTC} = \frac{h_{FTC,sor} - h_{FTC,ent}}{T_{FTC,sor} - T_{FTC,ent}} \quad (IV.7)$$

L'efficacité de l'échangeur de chaleur est liée à deux paramètres essentiels: le rapport du taux de capacité de flux C_r , et le nombre d'unités de transfert thermique (NUT) pour l'échangeur de chaleur:

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (IV.8)$$

$$C_{max} = MAX(\dot{C}_F, \dot{C}_C) \quad (IV.9)$$

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} \quad (IV.10)$$

UA: le produit global de conductivité thermique par surface [W/m]. Pour des échangeurs de chaleur à contre-courant, la relation suivante détermine l'efficacité ε comme suit [3, 4]:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT.(1 - C_r)]}{1 - C_r \cdot \exp[-NUT.(1 - C_r)]} \quad (IV.11)$$

Une fois \dot{Q}_{max} et l'efficacité calculées, le taux de transfert de chaleur réel est déterminé à partir de l'équation (IV.1).

L'enthalpie de la sortie de la vapeur est déterminée comme suit:

$$h_{vap,sor} = h_{vap,ent} + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_{vap}} \quad (IV.12)$$

De l'autre côté, la température de la sortie est déterminée à partir de l'enthalpie et la pression de sortie de la vapeur d'eau comme suit:

$$h_{vap,sor} = T(h_{vap,sor}, p_{vap,sor}) \quad (IV.13)$$

Où la pression de sortie $P_{vap,sor}$ est calculée comme [5]:

$$P_{vap,sor} = P_{vap,ent} - k_{vap} * \dot{m}_{vap}^2 \quad (IV.14)$$

Les coefficients de perte de charge sont pris comme 0,0023 bar.s² /kg² pour le surchauffeur, et 0,001 bar.s² /kg² pour le réchauffeur [3].

D'autre part, l'enthalpie de la sortie du FTC est déterminée comme suit:

$$h_{FTC,sor} = h_{FTC,ent} + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_{FTC}} \quad (IV.15)$$

Selon le principe de conservation de la masse, il peut être écrit:

$$\dot{m}_{vap,ent} = \dot{m}_{vap,sor}$$

$$\dot{m}_{FTC,ent} = \dot{m}_{FTC,sor}$$

L'UA pour l'échangeur de chaleur à l'état de référence est fournie comme un paramètre du modèle d'échangeur, et est calculé par la formule simplifiée [3, 4] suivante:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (IV.16)$$

A: la surface d'échange

i (indice): la propriété de la surface intérieure de l'échangeur de chaleur.

o (indice): la propriété de la surface extérieure de l'échangeur de chaleur.

h: le coefficient de transfert thermique par convection [W/m².K], et est calculé comme suit:

$$h = \frac{Nu.K_{fluid}}{D} \quad (IV.17)$$

K : la conductivité thermique du fluide [W/m.K].

D : le diamètre hydraulique [m].

Nu : le nombre de Nusselt, qui peut être exprimé comme suit:

$$Nu_D = 0.023.Re_D^{0.8} . Pr^n \quad (IV.18)$$

Où $n = 0,4$ pour l'échauffement du fluide, et $n = 0,3$ pour le refroidissement du fluide.

Re_D : le nombre de Reynolds, il est calculé par :

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi.D.\mu} \quad (IV.19)$$

μ : la viscosité dynamique du fluide [kg/m.s].

Alors que le nombre de Prandtl Pr est défini comme suit:

$$Pr = \frac{\mu.C_p}{K} \quad (IV.20)$$

IV.2.2 Chaudière (évaporateur)

La chaudière est un échangeur de chaleur dans lequel l'eau change sa phase de l'état liquide à l'état gazeux (vapeur d'eau) à température et pression constante.

Le taux de transfert $Q_{chaudiere}$ de chaleur réel à la chaudière est le suivant:

$$Q_{chaudiere} = \dot{m}_{eau} (h_{vap} - h_{eau}) = \dot{m}_{eau} h_{fg} \quad (IV.21)$$

L'eau provenant du préchauffeur absorbe une grande quantité de chaleur à température constante pendant le processus de changement de phase. Le taux de capacité calorifique de la vapeur d'eau pendant le processus de changement de phase tend vers l'infini depuis le changement de température et est égal à zéro [4].

Bien que l'efficacité est calculée comme suit:

$$\epsilon_{chaudiere} = \frac{\dot{m}_{eau} h_{fg}}{C_{min} (T_{FTCa} - T_{sat @ T=T_0})} \quad (IV.22)$$

IV.2.3 Préchauffeur

Le préchauffeur est un échangeur de chaleur tube et calandre dont l'objectif principal est d'apporter l'eau entrant à l'état liquide saturé. Le taux de transfert de chaleur réel pour le liquide chaud (FTC) et froid (Eau) est comme suit:

$$Q_{préchauf \rightarrow fer} = \dot{m}_{FTC} (h_{FTC'b} - h_{FTCb}) = \dot{m}_{eau} (h_f - h) \quad (IV.23)$$

Avec $h_f = h$

\dot{m} : Le débit massique de l'eau d'alimentation. Le bilan massique pour le préchauffer est:

$$\dot{m}_{FTCb} = \dot{m}_{FTCb'}$$

$$\dot{m}_{eau} = \dot{m}_{eau,f}$$

IV.2.4 Turbines haute et basse pression

La vapeur d'eau pénètre dans la turbine à l'état surchauffé avec haute température et pression. L'expansion de la vapeur lorsque se déplace à partir de la haute pression à une pression plus basse. Donc la transformation d'énergie potentielle à la forme de pression à une énergie cinétique, par impulsion aux aubes de la turbine ce qui entraîne l'arbre solidaire en rotation. Le travail mécanique créé par l'arbre de rotation est converti en énergie électrique par un générateur.

La turbine dans notre étude est divisée en deux sections; deux étages à haute pression et cinq étages à basse pression, avec réchauffage entre le dernier étage à haute pression et le premier étage à basse pression. L'extraction de la vapeur à la sortie de chaque étage de la turbine est envoyée aux préchauffeurs à condensation et au désaérateur. La performance de chaque étage est définie par son rendement isentropique qui est défini comme suit:

$$\eta_{isent,Tur} = \frac{(h_{vap,ent} - h_{vap,sor})}{(h_{vap,ent} - h_{vap,sor,S})} \quad (IV.24)$$

Où $h_{vap,sor,S}$ est l'enthalpie qui se serait produite à la sortie de l'étage de la turbine où le processus est isentropique. Cette enthalpie idéale est évaluée en utilisant la pression de sortie et l'entropie d'entrée du fluide:

$$h_{vap,sor,S} = h(p_{vap,sor} - s_{vap,ent}) \quad (IV.25)$$

Le travail effectué par unité de masse de l'étage de la turbine est présenté par l'équation suivante :

$$\dot{W}_{1-2} = (h_1 - h_2) \quad (IV.26)$$

IV.2.5 Pompe

La pompe dans le cycle a pour but de déplacer le liquide en augmentant sa pression. Le cycle de puissance dans notre étude comporte deux pompes: la pompe de condenseur et la pompe du désaérateur. La première pompe augmente la pression de condensation à la pression du désaérateur, tandis que l'autre pompe augmente la pression du désaérateur à la haute pression nécessaire à l'entrée de la chaudière. Comme la turbine, la performance de la pompe est caractérisée par son rendement isentropique.

$$\eta_{isent, pom} = \frac{(h_{eau,ent} - h_{eau,sor,S})}{(h_{eau,ent} - h_{eau,sor})} \quad (IV.27)$$

Où $h_{eau,sor,S}$ est l'enthalpie qui se serait produite à la sortie de l'étage de la pompe où le processus est isentropique. Cette enthalpie idéale est évaluée en utilisant la pression de sortie et l'entropie d'entrée du fluide:

$$h_{eau,sor,S} = h(p_{eau,sor} - s_{eau,ent}) \quad (IV.28)$$

IV.2.6 Préchauffeur à condensation

Le préchauffeur à condensation est un échangeur de chaleur tube et calandre avec l'eau d'alimentation à une haute pression dans le côté tube, et la vapeur extraite de la turbine du côté de la calandre. Le préchauffeur à condensation est un petit condenseur qui fonctionne à une pression beaucoup plus élevée que le condenseur principal. Il vise à tirer profit de la chaleur latente de la vapeur extraite de la turbine, bien que l'extraction de la vapeur pour le chauffage d'eau d'alimentation diminue la puissance de sortie de la turbine. Il augmente aussi la température de l'eau d'alimentation de la chaudière, réduit le besoin de chaleur additionnelle à partir du champ solaire et augmente l'efficacité du cycle.

L'enthalpie de sortie de la vapeur condensée est celle du liquide saturé à la pression d'entrée du PRE-C, en supposant qu'aucune chute de pression ne se produit au cours de la condensation de la vapeur:

$$P_{vap,ent} = P_{vap,sor}$$

$$h_{eau,sor} = h(p_{vap,sor}, x = 0) \quad (IV.29)$$

Le débit massique de la vapeur extrait/condensat à travers le réchauffeur peut être déterminé à partir du transfert de chaleur entre les fluides et de la différence d'enthalpie de la vapeur entrante et condensat sortant:

$$\dot{m}_{vap} = \frac{\dot{Q}}{(h_{vap,ent} - h_{vap,sor})} \quad (IV.30)$$

L'enthalpie de la sortie de l'eau d'alimentation est déterminée comme suit:

$$h_{eau,sor} = h_{eau,ent} + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_{eau}} \quad (IV.31)$$

Bien que la température de sortie de l'eau d'alimentation peut être déterminée comme suit:

$$T_{eau,sor} = T(P_{eau,sor}, h_{eau,sor}) \quad (IV.32)$$

De l'autre côté, les débits massiques peuvent être présentés à l'aide du bilan massique pour le préchauffeur à condensation:

$$\dot{m}_{eau,ent} = \dot{m}_{eau,sor}$$

$$\dot{m}_{vap,ent} = \dot{m}_{vap,sor}$$

IV.2.7 Désaérateur

Les désaérateurs sont des échangeurs de chaleur de type à contact direct où les températures et les mêmes pressions sont mélangées pour atteindre la sortie du flux à l'état de saturation correspondant à la pression d'entrée. Ils sont également utilisés pour éliminer l'air et d'autres gaz dissous qui peuvent provoquer des problèmes de corrosion. Les bilans de masse et énergétique sont obtenus comme suit:

$$\dot{m}_{vap,ext} + \dot{m}_{vap,dra} + \dot{m}_{eau,ent} = \dot{m}_{eau,sor} \quad (IV.33)$$

$$h_{vap,ext} * \dot{m}_{vap,ext} + h_{vap,dra} * \dot{m}_{vap,dra} + h_{eau,ent} * \dot{m}_{eau,ent} = h_{eau,sor} * \dot{m}_{eau,sor} \quad (IV.34)$$

IV.2.8 Mélangeur

Le mélangeur a deux courants d'entrées et un courant de sortie. Les débits massiques à la sortie et aux entrées du mélangeur sont calculés comme suit:

$$\dot{m}_{vap,ent} + \dot{m}_{eau,ent} = \dot{m}_{sor} \quad (IV.35)$$

En outre par le bilan de l'énergie, nous avons:

$$h_{vap,ent} \cdot \dot{m}_{vap,ent} + h_{eau,ent} \cdot \dot{m}_{eau,ent} = h_{eau,sor} \cdot \dot{m}_{eau,sor} \quad (IV.36)$$

Tandis que la pression à la sortie est supposée être:

$$P_{vap,ent} = P_{sor}$$

Depuis le mélange de l'eau et de la vapeur extraite on produit un mélange saturé, nous pouvons écrire:

$$T_{sor} = T_{sat @ P=P_{sor}}$$

IV.2.9 VASE D'EXPANSION

Le vase d'expansion compense les variations du volume que subit la masse d'eau de l'installation suite aux fluctuations de température, et maintient la pression dans l'installation quand celle-ci est complètement refroidie [6]. Nous avons juste cité le modèle de ce système, car il est tellement épuisant et trop long, il est présenté en détail dans la référence [1].

IV.2.8. CONDENSEUR

Le condenseur est un échangeur de chaleur d'écoulement à deux phases (transformation d'une vapeur en liquide). La chaleur générée par le changement de phase de la vapeur au liquide est éliminée par un liquide de refroidissement (l'eau). Les bilans de masse et d'énergie pour le condenseur sont comme suit:

$$\begin{cases} P_{vap,ent} = P_{eau,sor} \\ h_{eau,sor} = h(p_{eau,sor}, x = 0) \end{cases}$$

IV.3 INFLUENCE DES CONDITIONS SUR LA PERFORMANCE DE LA CENTRALE SOLAIRE HYBRIDE

IV.3.1 Topologie de la centrale intégrée

IV.3.1.1 Deux niveaux de pression

Le schéma de l'installation de la figure IV.1 montre un cycle de Brayton couplé à deux niveaux de pression, une seule turbine à vapeur double pression (SST-900) [7] et le générateur de vapeur à récupération de chaleur (HRSG), En introduisant un champ solaires avec un générateur de vapeur auxiliaire dans la centrale de référence, dans la partie haute pression, le système ISCC proposé est représenté sur la figure IV.1 .

Les gaz d'échappement de la turbine à gaz entrent dans la chaudière de récupération (HRSG) à une température d'environ 650°C. Ils transfèrent leur énergie thermique au cycle vapeur/eau et quittent la chaudière à une température d'environ 80°C. L'eau en provenance du condenseur entre dans la chaudière et circule dans une direction opposée aux gaz d'échappement, elle sera chauffée au point d'ébullition, évaporée puis surchauffée. La vapeur surchauffée actionne ensuite la turbine à vapeur qui convertit la chaleur en énergie mécanique, et la turbine actionne un générateur qui convertit l'énergie mécanique en électricité.

Le champ solaire prévu est composé de miroirs de type cylindro-parabolique orientés selon la position du soleil. Ces miroirs réfléchissent donc le rayonnement solaire sur des tubes servant de récepteurs, qui recueillent la chaleur et qui sont couverts d'une couche absorbante.

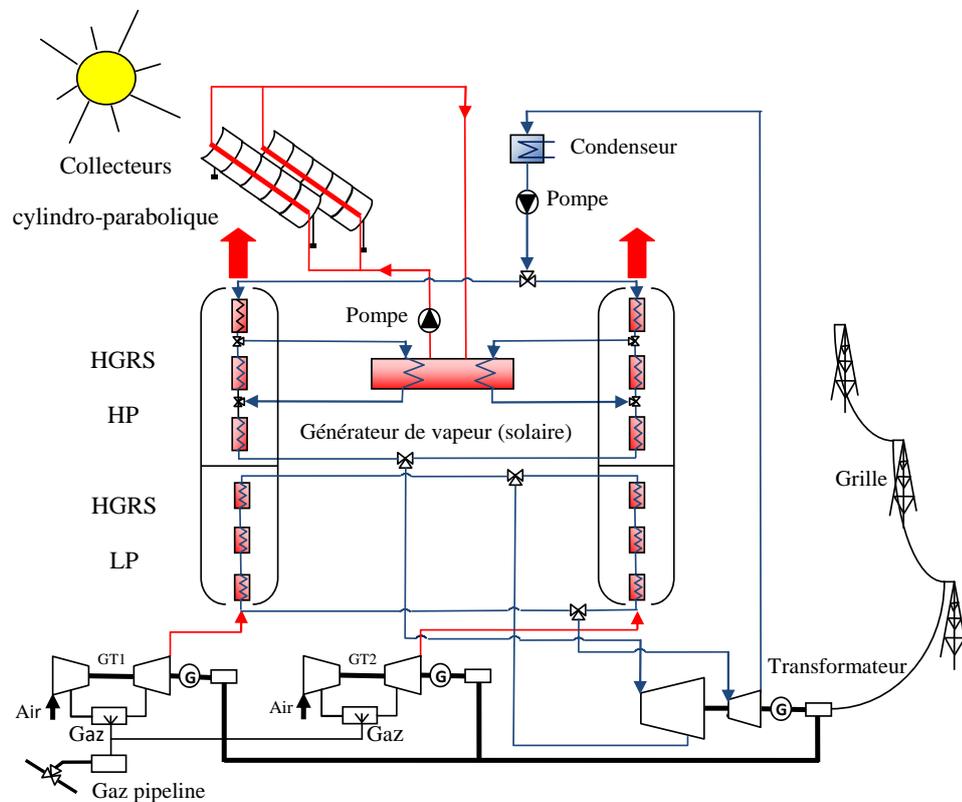


Figure IV. 1. Diagramme simplifié de la centrale ISCCS à deux niveaux de pression [7].

IV.3.1.2 Trois niveaux de pression

Des contributions solaires importantes peuvent conduire la turbine à vapeur de fonctionner nominal ou avec des grandes turbines. Les deux cas pourraient signifier que la turbine faire fonctionner la charge partielle pendant des longues périodes, ainsi les pertes en efficacité sont considérable d'un champ solaire. Donc plusieurs niveau de pression dans le cycle combiné.

Le schéma de la figure IV.2 montre un cycle de Brayton couplé à trois niveaux de pression Cycle eau-vapeur Rankine par un générateur de vapeur à récupération de chaleur (HRSG), qui a une entrée de combustible pour postcombustion, comme l'original dans [8].

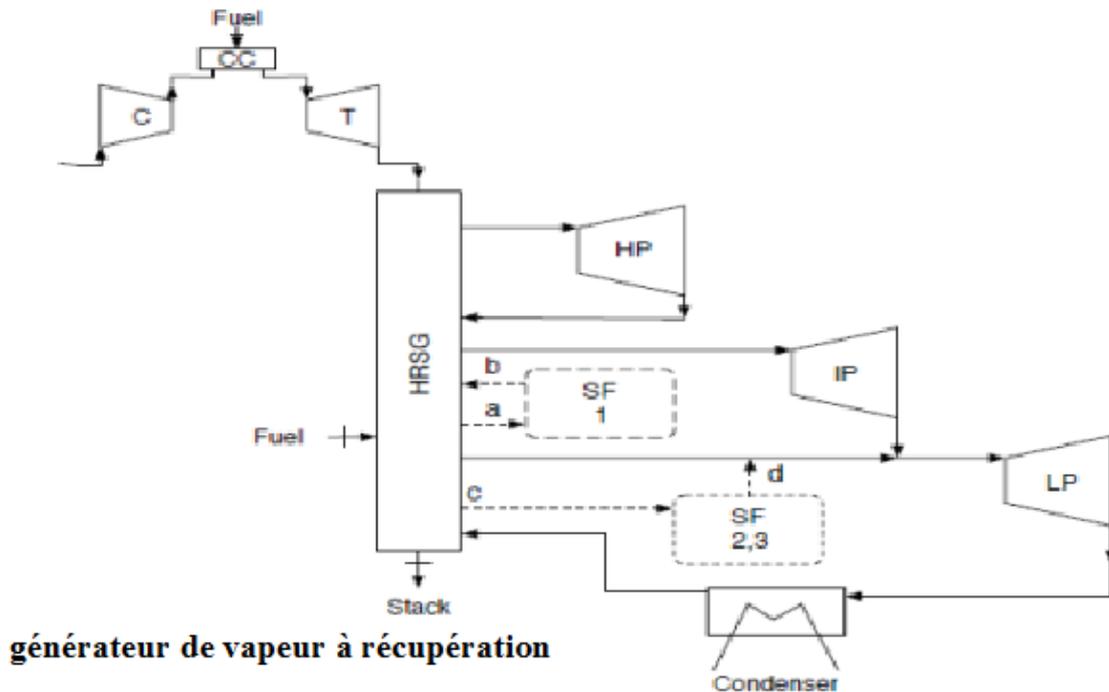


Figure IV. 2. Shéma de principe de l'installation, comprenant les deux points d'intégration avec le champ solaire, SF1 et SF2,3[8].

Trois variantes d'hybridation, indiquées à la figure IV.2, sont constituées :

- SF1: champ cylindro-paraboliques avec huile intégrées à pression de cycle intermédiaire.
- SF2: champ cylindro-paraboliques à basse pression de cycle.
- SF3: Collecteurs de Fresnel à basse pression.

Le HRSG d'origine a été modifié de manière à recevoir une partie d'eau en cycle du remplissage dans l'échangeur de chaleur, où il sera chauffé par le fluide caloporteur via le champ solaire. Pour l'hybridation alternative SF1, cela se fera à la pression du cycle intermédiaire et pour SF2 et 3 à faible pression.

L'enthalpie des gaz d'échappement de la turbine à gaz ne suffit pas pour atteindre les conditions nominales du cycle de Rankine. La post-combustion servira à alimenter la différence de la nuit et les heures de ressources solaires rares (nuage), et il sera éteint dans les heures où le champ solaire est opérationnel. Le cycle combiné et les points d'hybridation sont représentés à la figure IV.3.

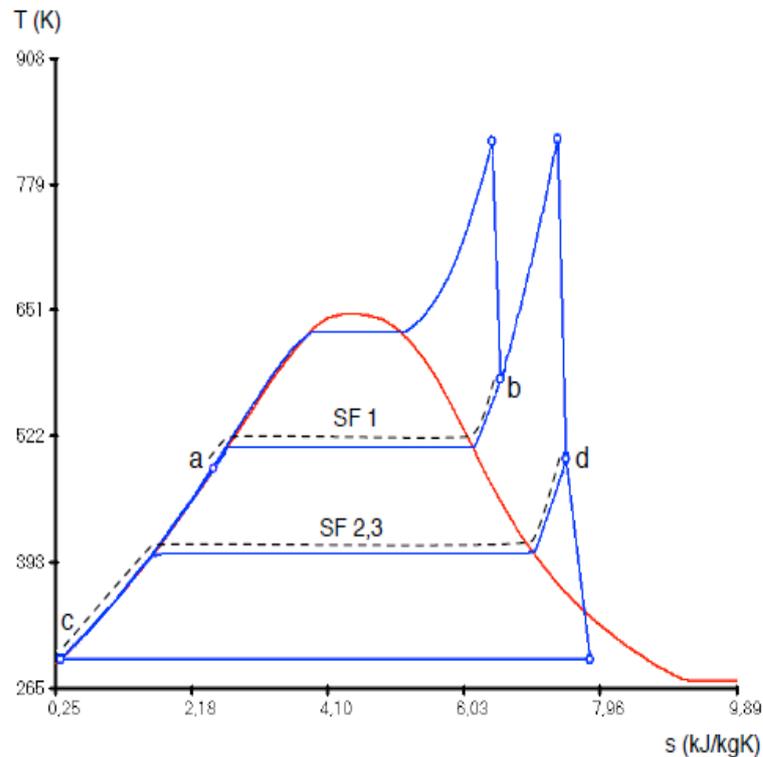


Figure IV. 3. Diagramme thermodynamique du cycle eau-vapeur de Rankine [8].

Comme il a été mentionné, la manière d'intégrer le champ solaire au cycle combiné est la même. Lorsqu'il existe une ressource solaire suffisante, une partie du débit d'eau du générateur de chaleur et de chaleur est déviée vers un échangeur de chaleur eau-fluide caloporteur. Le débit massique est calculé pour que le cycle de la figure IV.2 reste constante, donc fonctionne avec du carburant et du champ solaire délivre toujours variables.

IV.3.2 Effet de la température

La performance d'une turbine à gaz dépend en grande partie des conditions de la température ambiante. Comme le montre la figure IV.4, le rendement du cycle de la turbine à gaz est tracé en fonction de la température ambiante à une altitude de la plante d'environ 425 m (0,96 bar de pression ambiante). Il chute d'environ 0,365 pour une température ambiante comprise entre 0°C à 0,346°C pour 35°C. L'efficacité du cycle de la turbine à gaz est largement déterminée par la température ambiante, la température et le rapport de pression est généralement insensible à la pression ambiante [12].

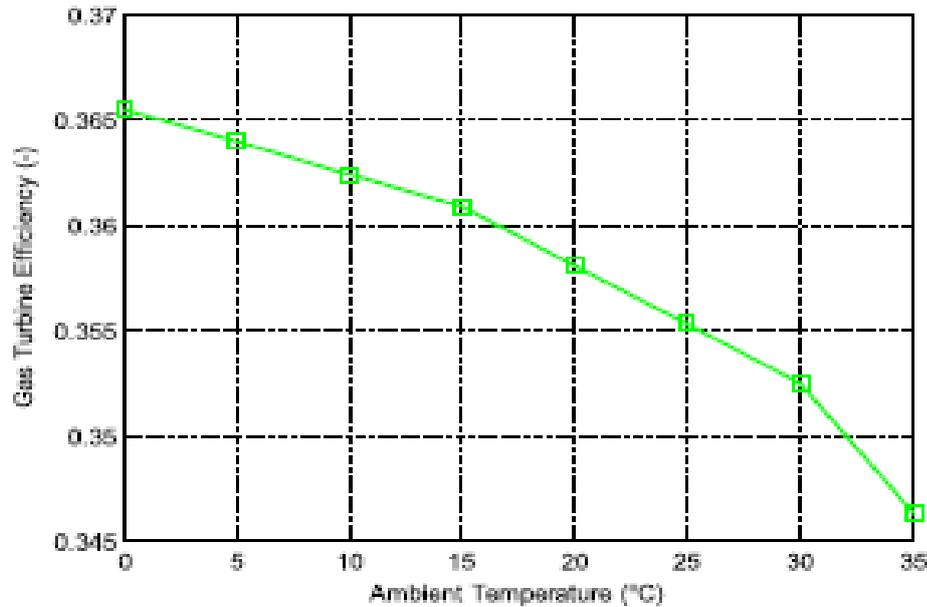


Figure IV. 4. Efficacité de la turbine à gaz en fonction de température ambiante[12].

IV.3.3 Pertes de bloc de puissance

Les pertes de bloc de puissance incluent:

- Pertes thermiques supplémentaires dans le bloc d'alimentation (transfert de chaleur du champ solaire HTF vers l'eau / la vapeur).
- Perte de conversion thermo-mécanique (deuxième loi de la thermodynamique).
- Pertes de charge.
- Pertes mécaniques (frottement).
- Perte mécanique-électrique (perte de générateur).

La perte d'énergie la plus importante dans la chaîne de conversion de l'énergie d'une centrale parabolique (comme dans toute centrale thermique) se produit lors de la conversion de l'énergie thermique en énergie mécanique. La deuxième loi de la thermodynamique dit que le rendement maximal de conversion thermo-mécanique $\eta_{tm,max}$ (pour toute conversion d'énergie thermique en énergie mécanique) dépend des niveaux de température impliqués:

$$\eta_{tm,max} = 1 - \frac{T}{T_0} \quad (IV.37)$$

T_0 : est le niveau de température bas du processus.

T : est le niveau de température haute (mesuré en K).

Selon cette hypothèse, les centrales cylindro-paraboliques pourraient atteindre un rendement thermo-mécanique maximal d'environ 50,5%, en prenant 380°C en tant que la

température maximale de fonctionnement de l'huile thermo et 50°C en tant que température bas. Cependant, le cycle de Rankine ne peut même pas atteindre théoriquement cette valeur [14].

En supposant que la pression de vapeur soit de 100 bars et que la température moyenne d'alimentation en chaleur soit proche de la température d'évaporation, c'est-à-dire à 311°C, le rendement thermique / mécanique maximum serait d'environ 45%.

Du fait que les processus réels sont toujours non isentropiques, c'est-à-dire qu'il y a des pertes de compression et en particulier d'étape de détente, cette efficacité ne peut pas être atteinte dans les centrales paraboliques réelles. Les grandes turbines ont un rendement isentropique d'environ 85% [9].

Des pertes thermiques supplémentaires dans le bloc d'alimentation se produisent dans le générateur de vapeur; et les pertes de pression se produisent dans le flux de vapeur donc les pertes de générateur sont assez faibles. Les plus petits générateurs (20 MW) atteignent une efficacité d'environ 97%, les plus grands (50 MW et plus) atteignent 98% [10].

IV.4 UTILISATION D'ENERGIE PARASITAIRE

La centrale elle-même a besoin d'énergie électrique pour fonctionner. La majeure partie de cette puissance est nécessaire pour les pompes HTF et pour le suivi des capteurs. En raison de la longueur considérable des rangées de capteurs et du nombre élevé de capteurs, la consommation d'énergie parasite dans les centrales à auge parabolique est supérieure à celle de la plupart des autres centrales. Cela représente environ 10% de la puissance générée ou environ 2% de la puissance absorbé [11].

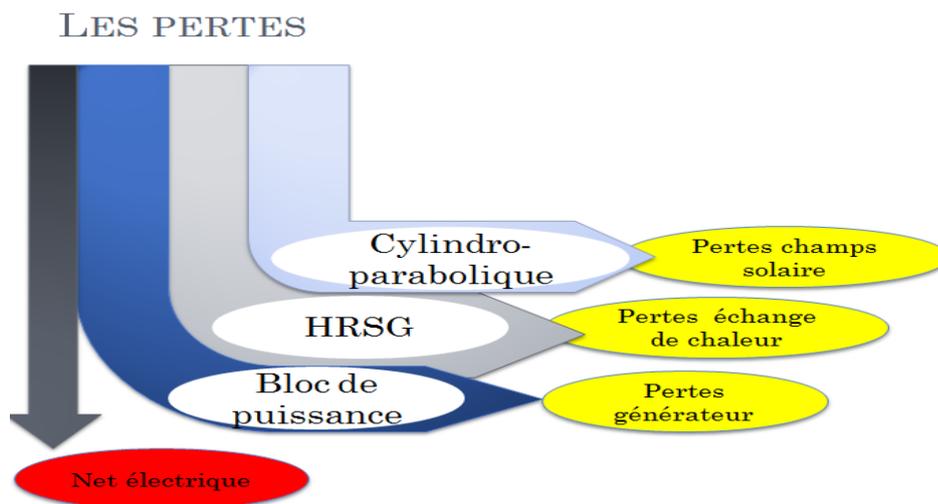


Figure IV. 5. L'énergie du processus de centrale solaire.

La figure IV.5 illustre le flux d'énergie dans une centrale cylindro-parabolique. La puissance d'entrée est l'irradiation directe sur l'ouverture. Les pertes de champ solaire (pertes optiques et thermiques). Cependant, il est important de noter que la flamme modifie

l'écoulement turbulent du fait de l'expansion des gaz dans le système combustion au turbine à gaz [15]. Plus que la même part d'énergie se perd dans le bloc d'alimentation, notamment à cause du rejet de chaleur dans le condenseur. Une puissance absorbée est transformée en énergie électrique et d'autre puissance électrique utilisable.

CONCLUSION

Dans notre analyse on a donné un rappel sur les définitions et les lois générales relatives aux analyses énergétiques des cycles de puissances, donc c'est l'étude des efficacités thermodynamiques de l'installation solaire-turbine à gaz et le cycle à vapeur combiné.

L'analyse des cycles thermodynamiques nous a permis de bien comprendre les principaux facteurs qui influent sur les performances de l'installation à cycle combiné.

Le concept de centrale solaire intégré offre un moyen efficace moyen pour le développement continu de la technologie cylindro-parabolique.

A partir de ces équations, le logiciel TRNSYS crée une matrice qui combine les bilans de masse et les bilans d'énergie dans de tout le système. Résoudre cette matrice permet de calculer les écoulements de matière et d'énergie dans le système, et permet de déterminer les propriétés thermodynamiques dans tout le système qui est l'étape suivante de notre travail.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Padilla RV. Simplified methodology for designing parabolic trough solar power plants. Université de South Florida, États Unis; 2012. Thèse de doctorat.
- [2] Patnode AM. Simulation and performance evaluation of parabolic trough solar power plants. Université de Wisconsin-Madison, États Unis; 2006. Thèse de Master.
- [3] <https://www.therminol.com/products/Therminol-VP1>.
- [4] Montes MJ, Abánades A, Martinez-Val JM. Thermo fluid dynamic model and comparative analysis of parabolic trough collectors using oil, water/steam, or molten salt as heat transfer fluids. *J Sol Energy Eng* 2010; 132(2): 021001
- [5] Michael MJ, Howard SN. Fundamentals of Engineering Thermodynamics. 4^{ème} Édition. John Wiley & Sons, New York, États Unis, 2000.
- [6] <http://www.energieplus-lesite.be/index.php?id=10966>.
- [7] SST-900 industrial steam turbines Up to 250 MW, Published by and copyright 2009: Siemens AG Energy Sector Freyeslebenstrasse 1 91058 Erlangen, Germany Siemens AG, Energy Sector Oil & Gas Division Wolfgang-Reuter-Platz 47053 Duisburg, Germany Siemens Energy, Inc. 10730 Telge Road Houston, Texas 77095, USA.
- [8] Woudstra, N.; Woudstra, T.; Pirone, A.; Stelt, T.V.D. Thermodynamic evaluation of combined cycle plants. *Energy Convers. Manag.* 2010, 51, 1099–1110.
- [9] http://tudresden.de/die_tu_dresden/fakultaeten/fakultaet_maschinenwesen/iet/kwt/lehre/Vorlesungen/Vorlesung3.pdf, slide 46.
- [10] http://tudresden.de/die_tu_dresden/fakultaeten/fakultaet_maschinenwesen/iet/kwt/lehre/Vorlesungen/Vorlesung3.pdf, slide 47.
- [11] Jones, S.A. et al. (2001): “TRNSYS Modeling of the SEGS VI Parabolic Trough Solar Electric Generating System”. Proceedings of Solar Forum 2001: Solar Energy: The Power to Choose.
- [12] El Hadik AA. The impact of atmospheric conditions on gas turbine performance. *J Eng Gas Turb Power* 1990;112(4):590e6.
- [13] Study and optimization of an integrated solar combined cycle system
- [14] A MILES, A MERABET, O KHEMIS .Study and optimization of an integrated solar combined cycle system ECRES 2016, IV. European conference on renewable energy systems, Istanbul, TURKEY.
- [15] A MILES, A MERABET, A BOUCHOUCHA Etude d'effet de l'injection d'hydrogène sur les turbines à gaz. Séminaire International en Génie Industriel et Mathématiques Appliquées 2018,157.

CHAPITRE V.

***SIMULATION ET
PERFORMANCE D'UNE
CENTRALE CYLINDRO-
PARABOLIQUE HYBRIDE***

INTRODUCTION

L'énergie renouvelable à partir de la concentration d'énergie solaire est le résultat depuis cinquante ans de recherches et développement dans les laboratoires des universités. Les scientifiques ont expérimenté des moyens POU produire de l'électricité via le rayon solaire concentré, car il est diffusé dans la nature sous une forme douce. Il est donc nécessaire de concentrer ces rayons pour obtenir la température et la pression élevées pour des productions électriques. De nombreux concepts pour concentrer le rayon solaire sont développés, mais la technologie cylindro-parabolique est la technologie qui est commercialisée [1].

Les concentrateurs d'énergie solaire sont développés dans des zones très ensoleillées. L'Algérie est parmi cette zone comme montre la carte géographique. L'Algérie est un état pétrolier et a un rayonnement solaire important provenant du plus grand désert du monde. Ainsi, New Energy Algeria (NEAL) a programmé de nombreux projets énergétiques. Le premier projet est la centrale hybride à gaz naturel / solaire de Hassi R'male, située à 420 km au sud d'Alger, est opérationnelle depuis 2011 [2].

Les centrales solaires à cylindro-paraboliques représentent actuellement 94% des centrales en activité. C'est également la technologie privilégiée de la majorité des centrales [3]. Ce travail d'étude est basé sur le système du cylindro-parabolique.

Le système de cylindro-paraboliques a été mis en œuvre pour plusieurs technologies CSP à énergie solaire concentrée. Il s'agit en réalité de deux concepts pour la production d'électricité, le système à cycle combiné solaire intégré ISCCS (integrated solar combined cycle system) et la génération directe du vapeur DSG (direct steam generation), offrant la solution la plus simple pour obtenir les meilleures performances en hybridation.

L'hybridation signifie la combinaison de différentes technologies de conversion d'énergie dans un seul système. Donc c'est la combinaison entre le concept hybride solaire-fossile est appelé cycle combiné solaire intégré (ISCC), dans lequel la vapeur produite par l'énergie solaire est surchauffée par un échangeur de chaleur à récupération par l'utilisation de l'énergie thermique des gaz d'échappement des turbines à gaz [4]. Cette combinaison est un facteur de développement des centrales à concentration, du fait de l'absence de stabilité du production en cours de jour et la nuit.

Par conséquent, le système hybride est la faiblesse de l'énergie solaire, car sa production est discontinue. C'est pourquoi le brûleur de la turbine à gaz l'échappement peut servir de chauffage d'appoint lorsque l'énergie solaire n'est pas disponible mais que la capacité totale de l'installation est requise [5]. Autre cible l'utilisation efficace de l'énergie solaire est la réduction des émissions de gaz à effet de serre à court et à moyen terme dont l'objectif d'améliorer l'économie des systèmes d'énergie solaire thermique [6].

Le cycle combiné intégré est composé du cycle thermique solaire et du bloc d'alimentation à cycle (turbine à gaz ou chaudière tube à fumée ou tube à eau) [7]. À l'aide d'une chaudière à récupération de chaleur à deux pressions, la vapeur saturée solaire est introduite dans la ligne de vapeur à haute pression du bloc d'alimentation à l'entrée de la section de surchauffe. Plusieurs systèmes hybrides utilisant le gaz comme autre source d'énergie sont développés [8].

D'autres travaux [9] ont indiqué que la modernisation du cycle combiné au gaz naturel en remplaçant la capacité du brûleur de conduit par une entrée solaire peut fournir des valeurs économiques par rapport à une centrale solaire autonome.

V.1 TECHNOLOGIE DES CENTRALES CYLINDRO-PARABOLIQUES

La technologie récente des centrales à cylindro-paraboliques commerciales reposant sur différents concepts, l'ISCCS utilise du pétrole synthétique (Therminol VP-1) comme fluide de caloporteur pour le transformer au générateur de vapeur à récupération de chaleur (HRSG) provenant de récepteurs à capteurs dans le champ solaire. Autre procédé sans huile de synthèse c'est la génération de vapeur directe (DSG). Ce concept utilise de la vapeur dans les récepteurs du collecteur pour alimenter la turbine à vapeur.

La production directe de vapeur est considérée comme une option très prometteuse pour augmenter l'efficacité des systèmes de cylindro-parabolique, non seulement parce qu'il n'est pas nécessaire de disposer d'un échangeur de chaleur entre le champ solaire et le bloc d'alimentation; mais également en raison des températures plus élevées pouvant être atteintes dans les récepteurs de collecte [10]. Cette dernière raison est particulièrement importante à l'heure actuelle lorsque de nouveaux tubes absorbants commercialisés ont été mis au point pour fonctionner à des températures plus élevées [11].

La technologie DSG a été testée sur le site d'essai DISS d'Almeria en Espagne [12]. Actuellement, elle est construite et commercialisée pour la première fois avec des cylindro-paraboliques en Thaïlande [13]. Plusieurs études sont réalisées sur le développement économique potentiel de la technologie DSG [14,15]. Les résultats des analyses ont montré que les paramètres de vapeur atteignant 500 ° C et 120 bars sont les plus prometteurs et pourraient conduire à une réduction du coût d'électricité d'environ 11% [16].

Le but de ce travail est de simuler le modèle qui prédit correctement la centrale ISCCS dans la conception réelle pour la validation. Nous allons tout d'abord modifier la zone de Hassi R'male avec autre zone où l'énergie solaire varie. Nous simulerons le modèle dans la deuxième étape, notamment l'effet de la température ambiante sur l'efficacité de la centrale ISCCS. Après nous déterminons d'abord l'effet de l'efficacité sur les boucles de collecte via la nature du fluide caloporteur pour chaque modèle.

Ensuite nous avons présenté l'aspect majeur de la possibilité d'utiliser une configuration de réchauffage différente dans modèle pour le cycle de puissance. C'est la technique de l'extraction de vapeur dans la centrale régénérative Rankine pour préchauffer l'eau d'alimentation de la chaudière pour chaque efficacité de bloc d'alimentation.

Enfin nous avons évalué la simulation de centrales hybrides solaires dans le système DSG par rapport à ISCCS, deuxièmement, nous avons évalué le modèle de centrales électriques hybrides DSG sur différents paramètres de cycle de vapeur dans différentes configurations pour la contribution solaire.

V.2 MODÈLE POUR SYSTÈME DE CYCLE À COMBINAISON SOLAIRE INTÉGRÉ

Le système intégré à cycle combiné solaire ISCCS initialement proposé par Luz Solar International est un système hybride typique qui intègre la chaleur solaire et les combustibles fossiles [17, 18]. Le système solaire produit la vapeur qui est le fournisseur de la turbine à vapeur ainsi que la production de l'énergie électrique.

Le système de turbine à gaz solaire est une autre technologie hybride solaire / fossile [19,20]. Ce cycle est composé de deux turbines à gaz à cycle ouvert de type SGT-800 de type Brayton dont la chaleur thermique perdue des gaz est récupérée dans un système d'échangeurs de chaleur à production de vapeur (HRSG) heat recovery steam generator [21].

Le cycle d'huile thermique est composé d'huile chauffée (Therminol VP-1) dans le concentrateur cylindro-parabolique et l'énergie de cette huile récupérée conduit à générer la turbine à vapeur via un générateur de vapeur solaire HSSG comprenant un économiseur, un évaporateur et un surchauffeur.

Le cycle de vapeur avec le type Rankine consiste en un bloc d'alimentation. Le modèle de turbine à vapeur Siemens SST-900 est alimenté par la vapeur à différents niveaux de pression dans différents étages.

Dans ISCCS, les composants solaires sont le fournisseur de centrales conventionnelles. Mais la chaleur peut produire de la vapeur d'après la vitre pour le générateur de vapeur à récupération de chaleur, et peut générer de la vapeur basse pression directement dans la turbine à vapeur [21], comme représente la figure V.1.

Chaque année, le système solaire ne peut pas produire d'électricité par lui-même. Le système intégré doit fonctionner en tant que fournisseur d'électricité lorsque la turbine à gaz est en fonctionnement. Mais le système doit être conçu avec le système solaire sans considérer les pires opérations dans les centrales électriques [22].

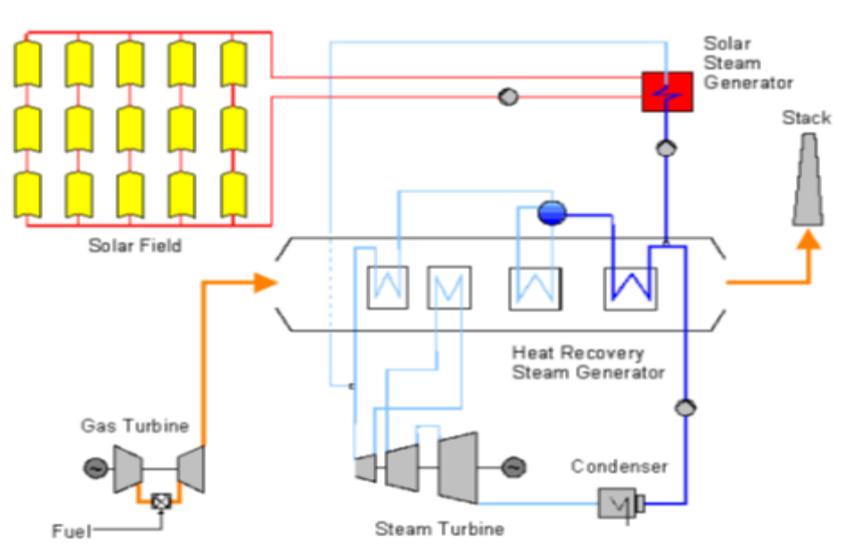


Figure V. 1. Schéma des systèmes à cycle combiné solaire intégré (ISCCS) en configuration conventionnelle [21].

V.3 MODELE DE PRODUCTION DIRECTE DE VAPEUR

Les collecteurs des centrales thermiques solaires sont utilisés pour générer de la vapeur afin de s'alimenter en cycle thermodynamique. La vapeur est générée directement dans le tube absorbeur qui est concentré depuis le rayon solaire. Ce concept est appelé génération directe de vapeur (DSG). Cette technique est donc sans fluide caloporteur HTF comme représenté dans la figure V.2.

Le concept de DSG consiste à utiliser de l'eau comme HTF dans le champ solaire de la cylindro-parabolique, afin que le champ solaire préchauffe, s'évapore et surchauffe l'alimentation en eau. En conséquence, la vapeur peut être détendue directement dans une turbine à vapeur [23].

Les avantages de cette stratégie opérationnelle sont la réduction des coûts d'investissement et d'exploitation. L'utilisation de l'eau comme HTF élimine l'utilisation d'huiles synthétiques coûteuses et élimine l'échangeur de chaleur de la centrale [17]. En outre, l'efficacité thermique du cycle thermique est accrue.

Trois projets différents ont été testés par le projet européen DISS. Ces tests expérimentaux ont été menés dans le sud de l'Espagne dans des conditions de rayonnement solaire réel et ont prouvé la capacité du bac à générer de la vapeur dans de bonnes conditions pour le cycle de Rankine. Les trois stratégies d'opération sont le système en une fois, le système d'injection et le système de recirculation [23]. La description du mode de recirculation expliquée ci-dessus n'est valable que si de la vapeur surchauffée est produite. En cas de cycle de vapeur saturée, les capteurs après le tambour à vapeur ne sont pas nécessaires. Ceci présente un intérêt particulier pour le travail actuel.

Le projet de recherche Real DISS a démontré le bon fonctionnement des composants essentiels à 120 bars / 500 °C [24].

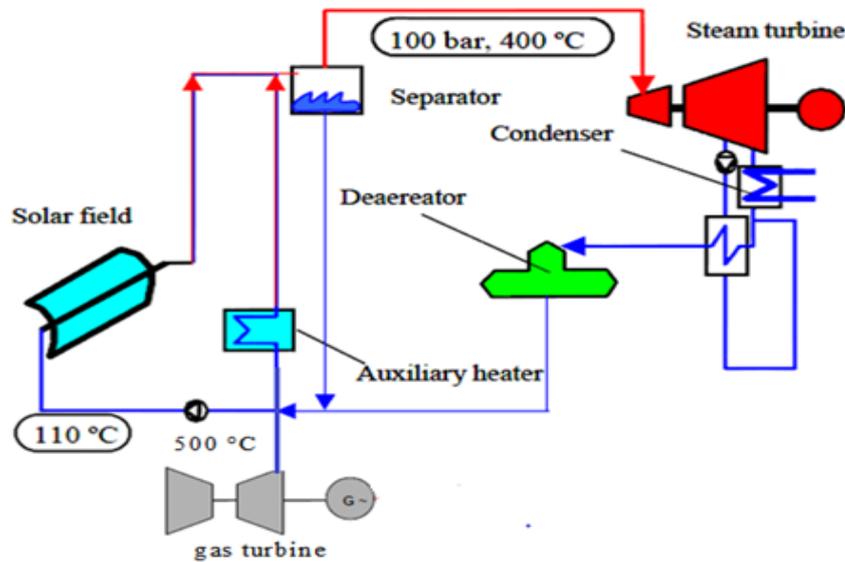


Figure V. 2. Schéma de la centrale cylindro-parabolique avec génération de vapeur [24].

V.4 CENTRALE A CYCLE COMBINE

Le concept de cycle combiné est de lier un cycle à haute température, le cycle de Brayton, avec un cycle à basse température, le cycle de Rankine, par une chaudière de récupération (HRSG). Les gaz d'échappement de la turbine à gaz servent à produire de la chaleur disponible du cycle de vapeur.

Sur le plan thermodynamique, le cycle combiné peut être représenté en joignant le cycle de Brayton à haute température au cycle de Rankine à température modérée. Le schéma T-H de la figure V.3 donne un exemple de cycle combiné, cycle de Brayton (turbine à gaz) et cycle de Rankine (turbine à vapeur).

La zone pour le cycle de Rankine se situe dans celle représentant la chaleur rejetée par le cycle de Brayton. Donc la zone du cycle de Rankine représente l'énergie calorifique convertie en énergie mécanique utile qui serait sinon rejetée dans l'atmosphère.

Une grande partie de la chaleur perdue dans le cycle de baryton est utilisée par le cycle de Rankine. Par rapport au cycle de Brayton ou celui de Rankine pris séparément une partie plus importante de la chaleur apportée dans le cycle combinée est convertie en énergie mécanique.

Les paramètres du cycle de Rankine (pression et température) sont choisis pour s'adapter à la température des gaz d'échappement de la turbine à gaz.

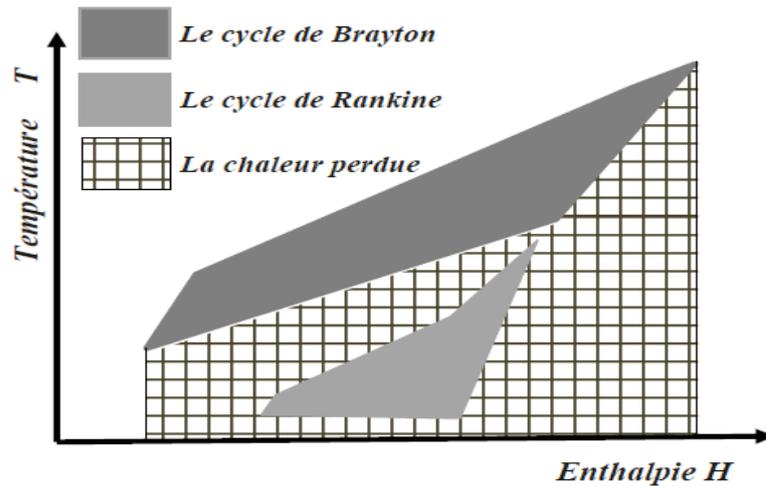


Figure V. 3: Le cycle combiné simple peut se composer d'une turbine à gaz, d'une chaudière de récupération (HRSG), d'une turbine à vapeur, d'un condenseur et de système auxiliaire.

V.4.1 Chaudière de récupération (HRSG)

Une chaudière de récupération est un échangeur de chaleur qui permet de récupérer l'énergie thermique d'un écoulement de gaz chaud. Ensuite, elle produit de la vapeur qui peut être utilisée pour alimenter une turbine à vapeur. Une chaudière de récupération est un assemblage d'échangeurs thermiques. Elle est constituée de trois échangeurs montés en série : un économiseur, un évaporateur associé à un ballon (tambour) et une surchauffeur. Ces échangeurs sont placés perpendiculairement dans un carneau de fumée. Par l'économiseur l'eau d'alimentation est chauffée jusqu'à la température de vaporisation à la pression correspondante. Par l'évaporateur l'eau est vaporisée et par le surchauffeur, la vapeur est surchauffée à la température désirée [31], comme illustrée la figure V.4.

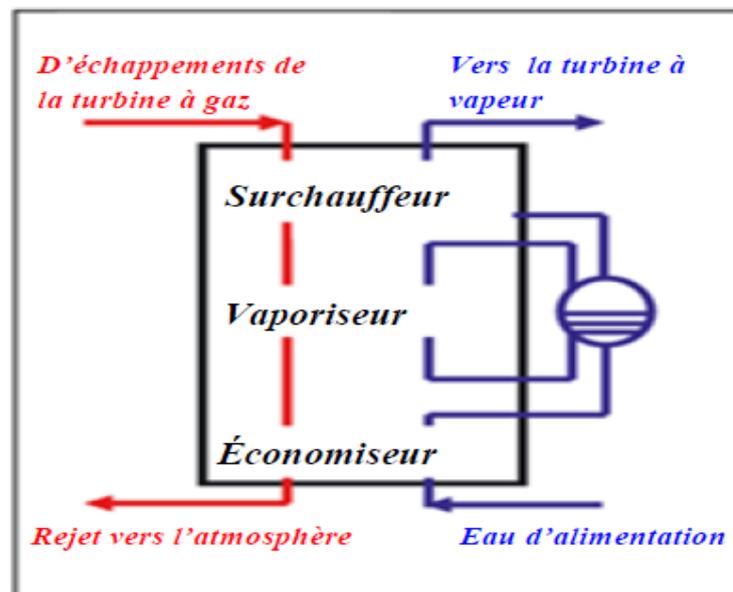


Figure V. 4. Les différents éléments d'une chaudière de récupération [6].

Un modèle de simulation associé au programme de simulation TRNSYS est utilisé pour déterminer les performances annuelles des configurations typique de l'auge dans les conditions algériennes sur le site de Hassi R'male.

V.4.2 Présentation du programme

TRNSYS est un programme de simulation des systèmes TRaNsient avec une structure modulaire [26] conçu pour résoudre les problèmes des systèmes énergétiques complexes en décomposant le problème en une série de composants plus petits. Chacun de ces composants peuvent ensuite être résolus indépendamment et couplés à d'autres composants pour simuler et résoudre les problèmes les plus importants. Les composants (ou types comme on les appelle) dans TRNSYS peuvent être aussi simples qu'une pompe ou un tuyau ou compliqué comme modèle de construction multizone. L'ensemble du programme est alors essentiellement une collection de système énergétique modèle de composants regroupés autour d'un moteur de simulation (solveur). La nature modulaire du programme facilite les choses permet aux utilisateurs d'ajouter du contenu au programme en introduisant de nouveaux modèles de composants dans le package standard. Le moteur de simulation permet d'interconnecter les composants du système de la manière souhaitée, ce qui permet des équations différentielles et faciliter les entrées et les sorties.

De nombreuses bibliothèques de composants TRNSYS sont aujourd'hui disponibles dans le domaine public, couvrant un large spectre d'applications (énergie solaire, éoliennes, hydraulique, microcontrôleurs, piles à combustibles, pompes à chaleur, stockage d'énergie, systèmes de climatisation, thermique du bâtiment, tours de refroidissements, turbines à gaz, etc.).

Aussi le logiciel TRNSYS dispose de plusieurs composants utilitaires permettant de coupler la simulation avec d'autres logiciels ou langage numérique comme : MATLAB, FLUENT, COMIS, METEONORM [28].

Bibliothèque de modèles de composants thermo-solaires (STEC) pour le cycle d'alimentation solaire et conventionnel éléments a été créé pour TRNSYS [27]. Les modèles de composants sont reliés entre eux pour former le système souhaité, permettant ainsi la flexibilité dans la modélisation de différentes configurations telles que des centrales solaires standard ou des systèmes fossiles combinés. Les composants de la bibliothèque STEC sont généralement des modèles détaillés d'état stationnaire formulés en quantités thermodynamiques telles que la température, la pression et l'enthalpie.

La modélisation est un outil important pour prédire les performances des centrales solaires thermodynamiques. Comme nous avons eu à le signaler précédemment, nous allons dans ce qui suit proposer une modélisation du couplage des centrales cylindro-paraboliques car ce sont aujourd'hui, les technologies qui permettent la production à grande échelle de

V.4.3 Modèle des centrales hybrides solaires

Le modèle retenu pour la simulation sur la base d'une station hybride (ISCCS) a été conçu par Hassi R'male [29], qui comprend le fluide caloporteur HTF (Annex1), avec les conditions de fonctionnement réelles tenant compte de la météo et de la région. Cette usine de référence est située au sud de l'Algérie à Hassi R'male, province de Laghouat, à environ 500 km d'Alger. L'énergie solaire en période chaude avec l'irradiation directe DNI peut atteindre $930 \text{ W} / \text{m}^2$.

La centrale solaire comprend le champ solaire et le bloc d'alimentation. Le bloc d'alimentation combiné à la centrale au cycle conventionnel avec deux turbines à gaz sur SGT-800 de 47 MW en cycle de Brayton [29], s'accumule avec le cycle de Rankine pour une turbine à vapeur SST-900 [30]. Le champ solaire pour 183120 m^2 comprend 224 capteurs paraboliques assemblés en 56 boucles, 4 capteurs par boucle et le fluide caloporteur HTF est l'huile, il fonctionne avec des récepteurs PTR-70.

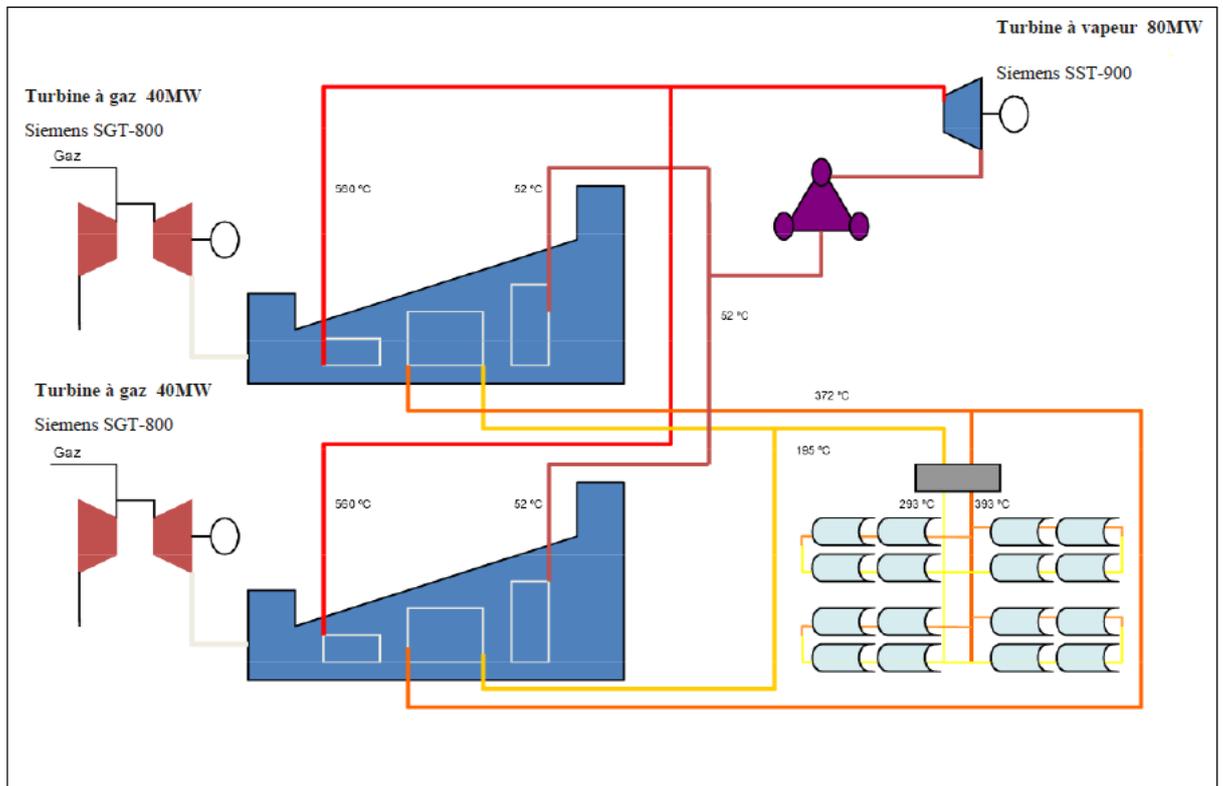


Figure V. 5 . HTF-ISCCS de la centrale de Hassi-R'male à niveau de pression simple [29].

Ces centrales sont modélisées et simulées dans le code TRNSYS [26] avec une bibliothèque de modèles STEC développée par DLR qui a été utilisée pour modéliser les composants solaires. Les paramètres de conception de chaque centrale solaire sont résumés dans le tableau V.1, le concept DSG basé sur l'eau et la vapeur Annex 2, l'huile caloporteur Annex 1.

Production	ISCCS	DSG
Gas turbine		
Température ambiante	35°C	35°C
Rapport de pression du compresseur	20.2	20.2
Efficacité isentropique du compresseur	0.88	0.88
Température de la turbine d'entrée	1200°C	1200°C
Efficacité isentropique de la turbine	0.88	0.88
Débit massique des gaz d'échappement	120,20kg/s	120, 20 kg/s
Température d' échappement	550°C	550°C
PCI du gaz naturel	45778 kJ/kg	45778 kJ/kg
Débit massique naturel gazeux	2.46 kg/s	2.46kg/s
Turbine à vapeur		
Température d'entrée de la vapeur	500°C	550°C
Pression de vapeur à l'entrée	83 bars	120 bars
Débit massique vapeur	70 kg/s	70 kg/s
Température du condensat	52°C	52°C
Efficacité isentropique	0.9	0.9
HRSG		
Débit massique de carburant	0.66 kg/s	0.66 kg/s
Pertes de pression	16 bars	16 bars
Température de l'eau à l'entrée	60°C	60°C
Efficacité thermique	98.50%	98.50%
Solar Steam Generator		
Température de l'eau à l'entrée	195°C	-
Pression d'eau d'entrée	90 bars	-
Débit massique eau / vapeur	22.60 kg/s	-
Pertes de pression	5.8 bars	-
Cylindro-parabolique		
Surface collecteur	183 120 m ²	183 120 m ²
Fluide caloporteur	huile	eau/vapeur
Les récepteurs	PTR- 80	PTR- 70
Température de sortie vapeur	-	550 °C
Récepteurs de sortie de pression	93 bars	120 bars
Température de sortie HTF	392°C	-
Débit massique	205 kg/s	-
Débit massique eau / vapeur	55 kg/s	-
Perte de pression dans la vapeur du tube	-	0.5bars

Tableau V. 1 :Les parametres de foctionnement des concepts simulés.

V.5 ANALYSE LES SYSTÈMES À CYCLE COMBINÉ

Le modèle suivant est une analyse thermodynamique du système d'intégration solaire dans chaque configuration. Nous utilisons la 1ère loi de la forme du bilan énergétique thermodynamique qui doit être utilisé pour le contrôle du volume [32].

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \sum \dot{m}_i \left(h_i + \frac{v_i^2}{2} + gz_i \right) - \sum \dot{m}_o \left(h_o + \frac{v_o^2}{2} + gz_o \right) + \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} \quad (V.1)$$

L'analyse exégétique est une méthode qui se base sur la 2èm loi de la thermodynamique pour l'analyse thermodynamique des systèmes. Son intérêt est qu'elle fournit une méthodologie de calcul très puissante pour quantificateur thermodynamique d'un processus ou système quelconques.

Le processus thermodynamique dans une turbine à vapeur; est une transformation isentropique. L'enthalpie idéale de vapeur de sortie idéale peut être obtenue à partir de tables de vapeur annexe 2, car la pression de vapeur de sortie et l'entropie de vapeur sont déterminées à la table de vapeur annexe 3. Pour l'équilibre exégétique dans un volume de contrôle, l'équation suivante a été utilisée [32].

$$\sum_r \dot{Q}_r + \sum \dot{m}_i \left(h_i + \frac{v_i^2}{2} + gz_i \right) = \frac{dE_{cv}}{dt} + \sum \dot{m}_o \left(h_o + \frac{v_o^2}{2} + gz_o \right) + \dot{W} \quad (V.2)$$

Le volume de contrôle pour l'explication d'irréversibilité, dans l'équation suivante est utilisé [33] :

$$\dot{I}_{cv} = +(\sum \dot{m}_i \psi_i - \sum \dot{m}_o \psi_o) + \sum \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} \quad (V.3)$$

Dans le calcul d'exergie de tous les équipements de cycle, nous devrions calculer tous les flux d'exergie. Le calcul d'exergie ψ pour les écoulements monophasés tels que les écoulements d'eau ou de vapeur s'effectue par utilisation de la pertinence suivante [32]:

$$\psi = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (V.4)$$

Pour l'exergie transférée par la chaleur [33]:

$$\psi_Q = Q \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \quad (V.5)$$

V.5.1 Efficacité du récepteur collecteur pour un champ solaire

La centrale DSG utilise les récepteurs PTR-80 en raison de la température et de la pression sont supérieures de 550°C et de 120 bars respectivement en mode de recirculation, ainsi que pour minimiser les pertes de charge sur le capteur et leur cycle.

La centrale ISCCS utilise les récepteurs PTR-70 qui sont commercialisés dans le monde entier. Nous choisissons donc en Algérie la ville de Tamanrasset, tandis que la région de cette zone chaude a une irradiation directe normale de 2600 kWh / m² / an.

Le modèle de simulation pour les capteurs cylindro-paraboliques utilisant de l'eau à la vapeur comme fluide caloporteur a déjà été développé et validé dans d'autres travaux [31]. Autre modèle du cylindro- parabolique, leur cycle est activé par une chaudière centrale chauffée à l'huile caloporteur venant du champ solaire [29].

L'efficacité du capteur η_{col} est donnée par l'équation de Hottel-Whillier Bliss [34], définie comme suit: $\eta_{col} = \frac{Q_{col,net}}{DNI * A_{col}}$ (V.6)

$Q_{col,net}$ (kWth) est le gain de chaleur net par boucle de collecteur qui est le bilan énergétique appliqué aux creux, il permet le calcul de la puissance thermique transférée au fluide en fonction de l'irradiation normale directe (DNI) sur le tube est défini comme;

$$Q_{col,net} = \left[(DNI * f \rho \alpha) - \left[U_A (T_b - T_m) / C \right] - \left[\varepsilon \sigma (T_b^4 - T_m^4) / C \right] \right] * A_{col} \quad (V.7)$$

Où η_{col} est l'efficacité du collecteur; DNI (kWth) est l'irradiation normale directe incidente sur la zone d'ouverture du capteur, les caractéristiques physique suivant sont présentés au annexe1.

- A_{col} (m²) est la surface totale des capteurs du champ solaire.
- ρ est le coefficient de réflexion du miroir 0.85.
- α est le coefficient d'absorption du tuyau 0.96.
- U_A est l'indice de transmission de chaleur de l'absorbeur 8W / m² K.
- T_b est la température de l'absorbeur (K).
- T_m est la température ambiante (K).
- ε est le coefficient d'émission de l'absorbeur 0,15; σ est la constante de Stefan – Boltzmann (5,67 10-8 / m²K⁴).
- $C = A_r / A_a = 60$ est le rapport de concentration avec la surface d'ouverture A_r et la surface d'absorption A_a [35].
- Le facteur f est un coefficient de multiplication permettant de réduire le η_{col} des capteurs montés en série, car son efficacité est inférieure à celle d'un capteur unique, où $0,85 < f < 0,95$ [36].

V.5.2 Efficacité des centrales ISCCS et DSG

L'énergie thermique solaire dont le concept de cycle des systèmes DSG et ISCCS est définie comme suit:

$$Q_{sol-el} = Q_{ccs} - \dot{m}_{ff} * LHV_{ff} \quad (V.8)$$

Q_{ccs} est l'énergie thermique de la sortie du système à cycle combiné (kWth). \dot{m}_{ff} est le débit massique du carburant consommé dans la turbine à gaz, LHV_{ff} est le pouvoir calorifique inférieur du combustible provenant d'une turbine à gaz.

Pour évaluer l'efficacité du cycle, nous devons évaluer l'énergie électrique provenant de la source solaire et déterminer l'énergie thermique du cycle. Cette fraction entre le cycle solaire et le cycle combiné correspond donc au rendement de l'énergie solaire à l'électricité η_{sol-el} qui représenté par le rapport suivant :

$$\eta_{sol-el} = \frac{Q_{sol-el}}{DNI * A_{col}} \quad (V.9)$$

Tous les travaux antérieurs estimaient que les centrales au charbon fonctionnaient dans le cycle de Rankine à régénération. Dans une centrale à cycle de Rankine à régénération typique, la vapeur est extraite de la turbine pour préchauffer l'eau d'alimentation de la chaudière, ce qui peut augmenter l'efficacité thermique globale de la centrale [37]. Lorsque la vapeur d'extraction est partiellement ou totalement remplacée par de l'énergie thermique solaire via du fluide caloporteur pour préchauffer l'eau d'alimentation, cette opération constitue une contribution solaire dans une centrale hybride.

V.6 CONFIGURATION DU CONCEPT DSG DANS UN SYSTEME DE CONTRIBUTION SOLAIRE

Le composant du nouveau concept proposé en configuration DSG est similaire aux centrales solaires hybrides de Hassi R'male sans générateur de vapeur solaire .Il comprend des récepteurs de type de cylindro-parabolique PTR-80. Ce concept a utilisé pour la validation des résultats en taille solaire afin de produire initialement 200 MWth [38].

Le nouveau modèle de concept DSG proposé comprend le réseau du champ solaire avec des récepteurs PTR-80, composé de deux parties: préchauffeur et surchauffé, ceux-ci chargeant partiellement l'eau ou de la vapeur; le modèle est présenté dans la figure V.6. Dans le nouveau concept DSG, l'eau liquide du dégazeur est pompée aux niveaux de pression appropriés pour alimenter le chauffe-eau d'alimentation, préchauffée simultanément sur le premier champ solaire DSG dans le cas saturé, puis vaporisée dans le deuxième champ solaire DSG. En cas de surchauffe (le champ solaire n'est pas décrit dans le diagramme ci-dessous). Lorsque la vapeur humide produite par les capteurs solaires se sépare sous vide, le liquide

retourne dans les champs solaires. La vapeur saturée est surchauffée par les gaz d'échappement de la turbine à gaz dans HRSG avant de se diriger vers la turbine à vapeur. Après la turbine à étage haute pression, la vapeur retourne dans HRSG pour être réchauffée et alimente la turbine à vapeur de l'étage suivant [46].

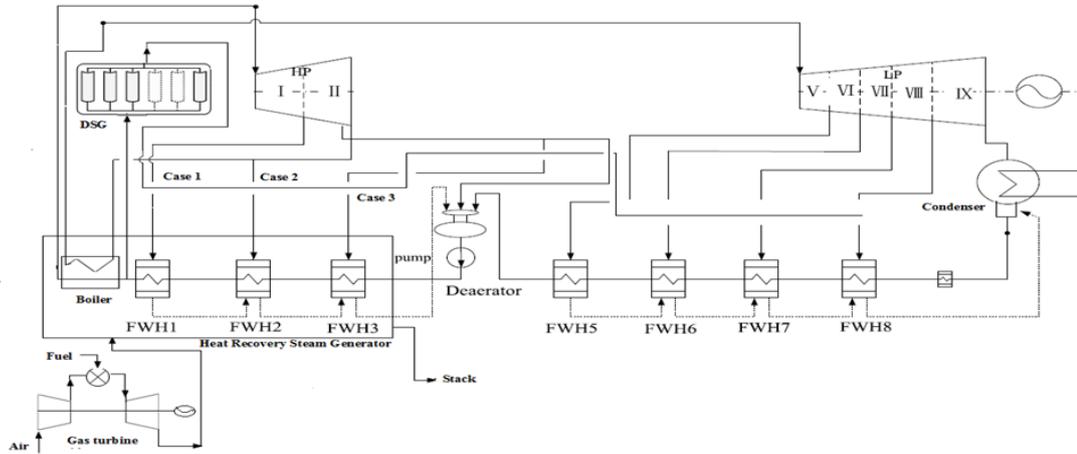


Figure V. 6 . Schéma d'une contribution solaire sur le concept DSG, dans lequel l'énergie thermique solaire est utilisée pour préchauffer le chauffe- eau d'alimentation [46].

V.7 ANALYSE LA CONTRIBUTION SOLAIRE DANS LES CONCEPTS DE MODELISATION

Le concept de production d'énergie assistée par l'énergie solaire (SAPG) consiste à utiliser l'énergie thermique solaire pour remplacer la vapeur évacuée dans le cycle d'énergie régénératif de Rankine. Cette vapeur extraite est normalement utilisée pour préchauffer l'eau d'alimentation entrant dans la chaudière, ce qui a pour effet d'augmenter le rendement thermique du cycle [39, 40].

Le rendement thermique du système DSG compte tenu de la contribution de la chaleur solaire est défini comme suit:

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{ff} + Q_{sol,net}} = \frac{W_{net}}{m_{ff} * LHV + Q_{sol,net}} \quad (V.10)$$

Où W_{net} est la puissance nette totale du système, y compris celle des turbines à gaz et à vapeur, Q_{ff} est l'énergie thermique fournie par le combustible qui est égale au débit massique du combustible consommé multiplié la valeur calorifique inférieure du combustible LHV . $Q_{sol,net}$ est la chaleur solaire absorbée par eau / vapeur.

L'efficacité d'exergie est également calculée pour l'évaluation de la performance du système. En supposant que l'exergie chimique du méthane soit environ égale à 1,04 fois son pouvoir calorifique inférieur (PCI) et que l'exergie solaire thermique correspond à la

disponibilité maximale de travail entre la température du capteur solaire T_{sol} et la température ambiante T_0 , la définition du rendement en exergie du système est donnée comme suit [41]:

$$\eta_{ex} = \frac{W_{net}}{Q_{ff,ex} + Q_{sol,net} \left(1 - \frac{T_0}{T_{sol}}\right)} = \frac{W_{net}}{1,04 * m_{ff} * LHV + Q_{sol,net} \left(1 - \frac{T_0}{T_{sol}}\right)} \quad (V.11)$$

Le rendement thermique du cycle de vapeur η_{steam} est défini comme le rapport de la puissance de sortie de la turbine à vapeur W_{steam} à la puissance thermique totale du cycle de vapeur issue du champ solaire Q_{sol} et de l'échappement de la turbine à gaz Q_{exh} :

$$\eta_{steam} = \frac{W_{steam}}{Q_{exh} + Q_{sol,net}} \quad (V.12)$$

La contribution de la chaleur solaire à la charge totale de chauffage peut être mesurée par sa part dans l'apport de chaleur total du système:

$$X_{sol} = \frac{Q_{sol,net}}{Q_{ff} + Q_{sol,net}} = \frac{Q_{sol,net}}{m_{ff} * LHV + Q_{sol,net}} \quad (V.13)$$

Le combustible fossile pourrait être économisé si la puissance fournie par la centrale reste inchangée par rapport à la centrale CCGT de référence. Les niveaux d'économie de combustibles fossiles par rapport à la centrale de TGCC de référence, pour la même quantité d'électricité produite, sont appelés ratio d'économie de combustibles fossiles:

$$SR_f = \frac{Q_{ccs} - Q_f}{Q_{ccs}} \quad (V.14)$$

V.8 RÉSULTATS ET DISCUSSION

Ce travail est un modèle de production d'énergie solaire thermique par un collecteur de système cylindro-parabolique à système utilisant des composants de la bibliothèque STEC. Un schéma du modèle présenté dans le studio de simulation TRNSYS est présenté dans la figure V.7.

Nous avons les paramètres actuels lorsque la centrale est opérationnelle, il y a plusieurs paramètres de fonctionnement mais nous allons choisir les paramètres pour la centrale lorsqu'elle est en mise de production maximale. Ces paramètres sont montrés dans le tableau V.1.

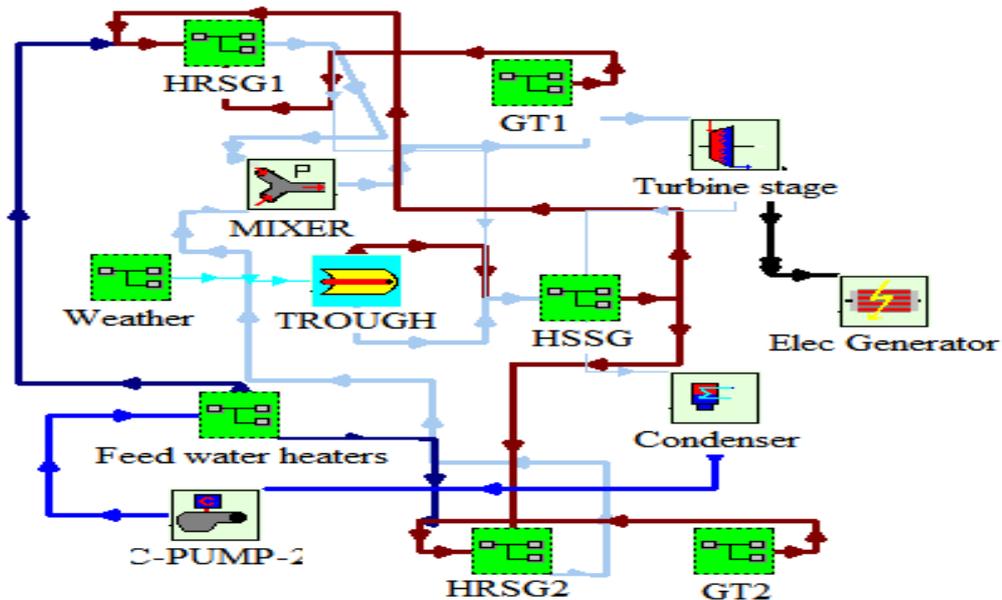


Figure V. 7 . Le modèle ISCCS en TRNSYS simulation [45].

La simulation thermodynamique est basée sur les deux principes. Le principe de conservation de masse et le principe de conservation d'énergie.

Les deux principes s'appliquent en fonction des entrées de matière et d'énergie et des sorties de matière et d'énergie sur chaque appareils. Ainsi, deux équations de bilans de masse et d'énergie sont développées sur chaque appareil. A partir de ces équations, le logiciel crée une matrice qui combine les bilans de masse et les bilans d'énergie dans de tout le système. Résoudre cette matrice permet de calculer les écoulements de matière et d'énergie dans le système, et permet de déterminer les propriétés thermodynamiques dans tout le système [45].

V.8.1 Les conditions météorologiques

L'Algérie, avec la plus grande surface et plusieurs conditions météorologiques, est située dans le pays très ensoleillé, ainsi que la lumière du jour sont les facteurs dont nous avons besoin pour obtenir un meilleur rayonnement solaire. Avec le programme TRNSYS, nous pouvons détecter n'importe quelle zone du rayonnement solaire.

Dans notre travail parmi des différents zones en Algérie, on prend trois zones dont la situation géographique différents : Hassi R'male, Béchar et Tamanrasset [45].

Le but de cette étude est de créer un modèle qui prédit correctement la centrale ISCCS, afin de valider ce modèle. Les figures suivants indique les conditions météorologiques sur les sites de Hassi R'male, Béchar et Tamanrasset dans une journée. Les résultats figurent dans le graphique ci-dessous.

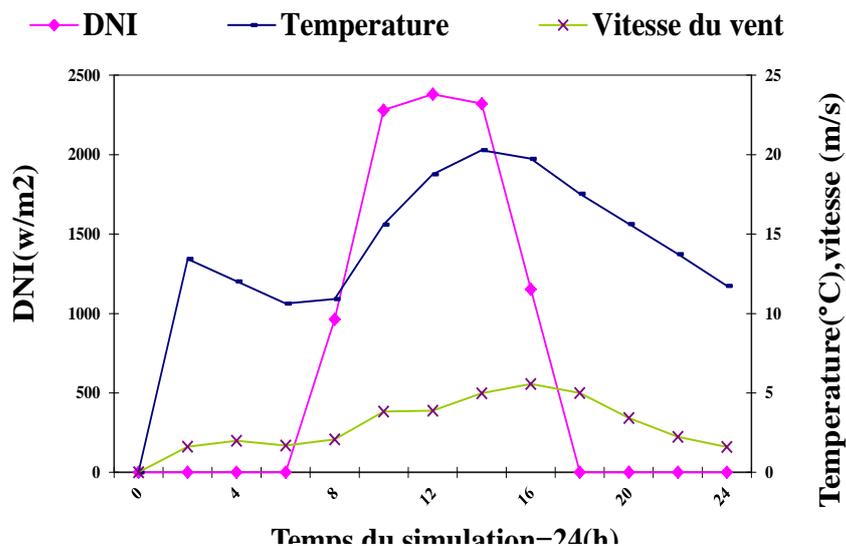


Figure V. 8. Condition météorologiques totales au 15 mars 2012 dans la zone de Hassi R'male.

À partir de ces graphiques, le rayonnement varie tout au long de la journée, mais la température à une valeur maximale à midi, ensuite le rayonnement est diminué en fin de soirée.

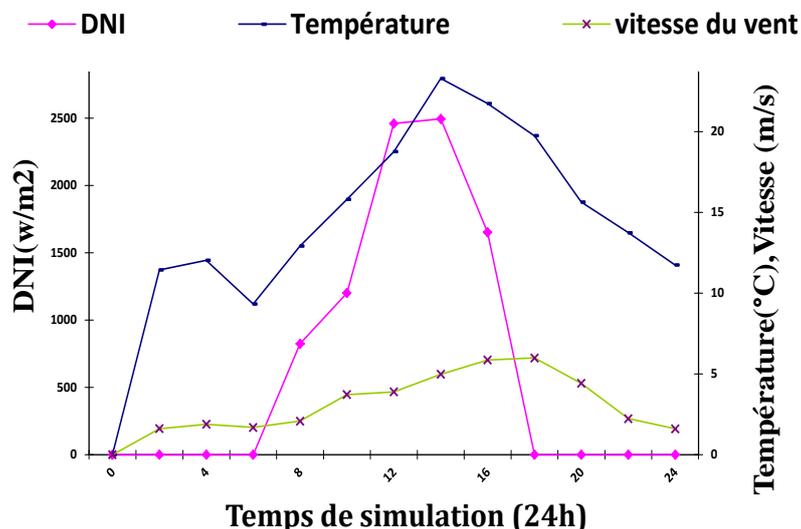


Figure V. 9. Conditions météorologiques totales au 15 mars 2015 dans la région de Béchar.

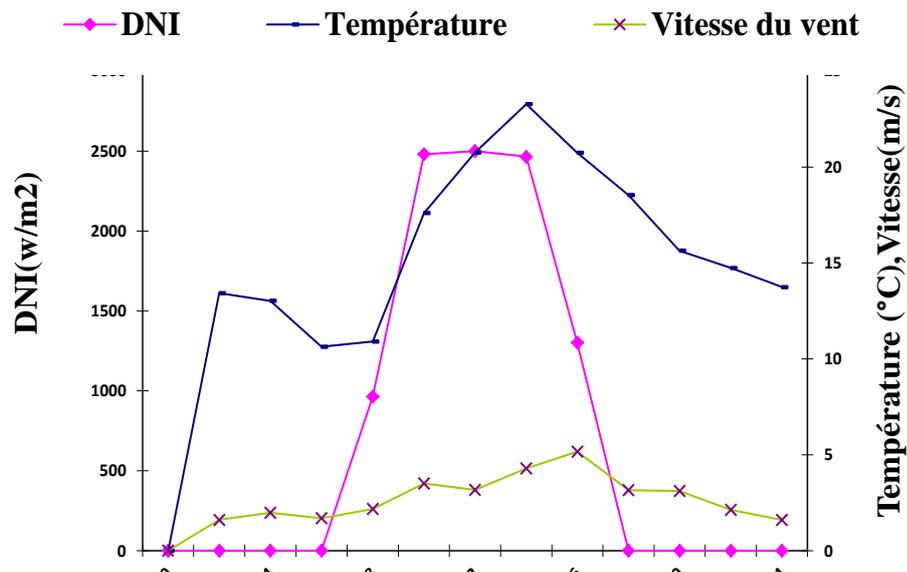


Figure V. 10. Conditions météorologiques totales au 15 mars 2012 dans la zone de Tamanrasset.

Les régions de Béchar et de Tamanrasset ont un rayonnement solaire similaire et sont meilleures que la région de Hassi R'male. La centrale a donc une grande efficacité pour la production dans une zone ensoleillée.

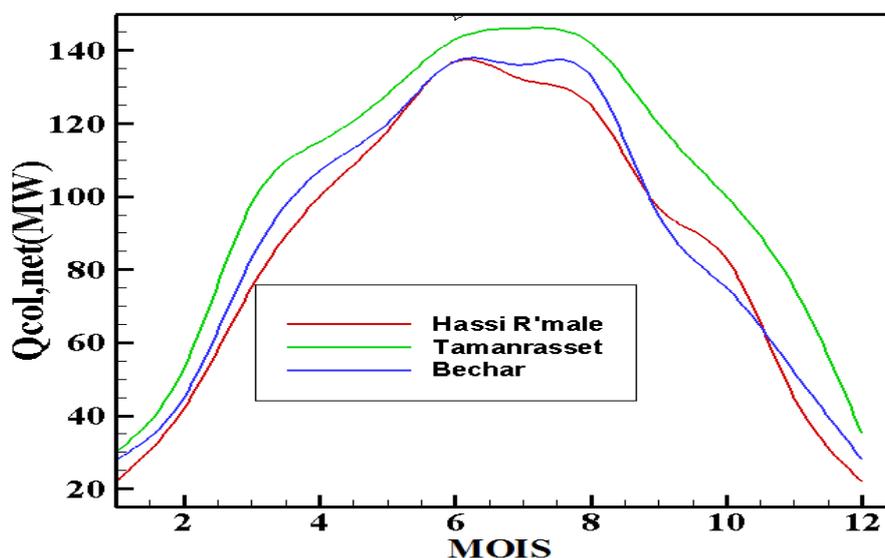


Figure V. 11. La production d'énergie solaire d'une année dans des différentes régions.

Selon ces courbes, la production d'énergie solaire varie au cours des années. Bien que la région de Tamanrasset soit le meilleur choix pour les centrales solaires en raison de leur DNI élevé, il existe une légère différence entre la région de Béchar et la région de Hassi R'male parce qu'elles ont une irradiation presque similaire du DNI.

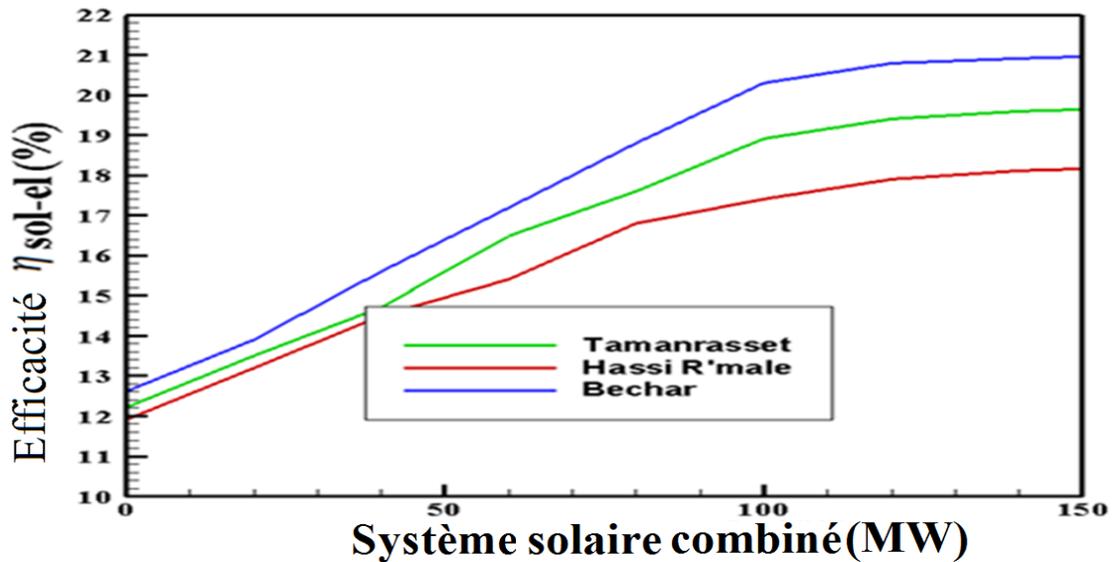


Figure V. 12. L'efficacité solaire électrique du Système solaire combiné (MW).

Selon ces résultats, la production d'énergie solaire augmente avec le DNI élevé du collecteur parabolique et diminue pour des températures ambiante élevée en raison de la diminution des performances de la turbine à gaz à cause de la température élevée du milieu ambiante.

V.8.2 Extraction solaire en cycle de puissance

L'extraction dans une turbine à vapeur a des effets sur le débit de vapeur, diminue la puissance de sortie en cas d'extraction et vice versa. Dans le cycle combiné DSG, la chaleur solaire du cylindro-parabolique est utilisée pour remplacer le point d'extraction de la vapeur de la turbine à vapeur. Si le rayonnement solaire disponible est faible ou inexistant, la sortie du capteur solaire ne nécessite pas des paramètres pour le remplacement de la vapeur d'extraction, elle sera remplacée par une chaudière à turbine à gaz.

Dans cette étape, les emplacements d'extraction de la chaleur dans cette configuration sont divisés en trois scénarios en fonction de leur configuration de système de réchauffage:

- Le premier (scénario A) est la configuration avec extraction de la turbine HP, la vapeur de sortie quittant le champ solaire va directement alimenter les étages de la turbine à vapeur.
- la deuxième configuration (scénario B) avec extractions de la vapeur des étages de turbines HP et LP pour préchauffer l'eau d'alimentation du cylindro- parabolique.
- Le scénario final (scénario C) permet de réchauffer indirectement la fraction de vapeur du cylindro-parabolique avant la turbine HP, cette fraction étant reliée avec l'échangeur de chaleur pour réchauffer la vapeur sortant de la turbine à vapeur. La simulation de ces scénarios nous donne les résultats sont indiqués dans la figure V.13.

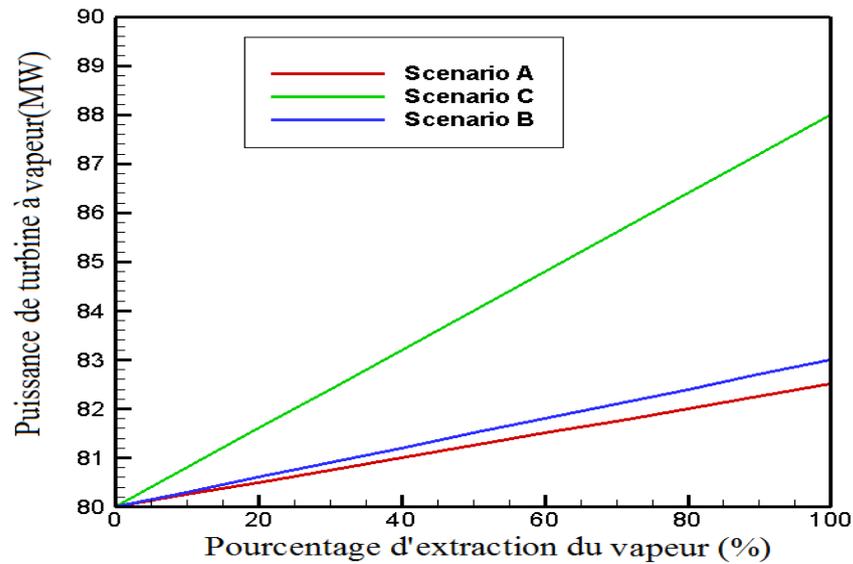


Figure V. 13. La puissance de turbine à vapeur on mode d'extraction.

Selon ces simulations, la puissance de sortie de l'étage de turbine à vapeur varie dans chaque configuration. Dans le scénario A, l'extraction au niveau de la turbine à vapeur HP, de sorte que la puissance de sortie est inférieure à celle du scénario B, est provoquée par la basse température de l'eau d'alimentation reliant le cylindro-parabolique.

Dans le scénario C les extractions sont effectués par la chaleur solaire, donc ne provient pas de la turbine à vapeur, la centrale dans ce cas a une puissance élevée de 88 MW par rapport au toutes les configurations, avec une puissance croissante de 8 MW.

La chaleur dégagée par la turbine à vapeur est diminué lorsque la puissance de sortie diminuant leur l'enthalpie, à cause du soutirage de la vapeur. L'extraction de la chaleur solaire augmente le rendement de la turbine à vapeur à cause de la meilleure récupération d'énergie solaire thermique.

V.8.3 Analyse de l'efficacité de la chaudière en fonction de la charge d'eau d'alimentation

Le concept de chaudière à récupération est que la turbine à gaz assure l'alimentation la nuit, au coucher du soleil ou pendant les heures de pointe, de sorte que l'énergie solaire nécessaire à l'alimentation en chaleur assure la production annuelle. Le rendement thermique de la chaudière est calculé comme le rapport entre la puissance thermique totale dans la chaudière et l'énergie thermique fournie par le combustible donné par;

$$\eta_b = \frac{\eta_{ff} * Q_{fuel}}{\eta_{ff} * Q_{fuel} + Q_{col,net}} \quad (V.15)$$

η_{ff} : C'est l'efficacité du combustible fossile de référence utilisé avec la température ambiante.

Q_{fuel} : C'est la consommation d'énergie du combustible dans la centrale conventionnelle (kWth).

Dans ce cas, nous avons sélectionné les deux installations dans le même modèle et nous évaluons l'effet de la chaudière à gaz à la lumière du jour, car la nuit est identique. Le moyen est d'augmenter progressivement la quantité de chaudière à gaz et de mesurer l'efficacité de chaque centrale intégrée. Les résultats sont illustrés à la figure V. 14.

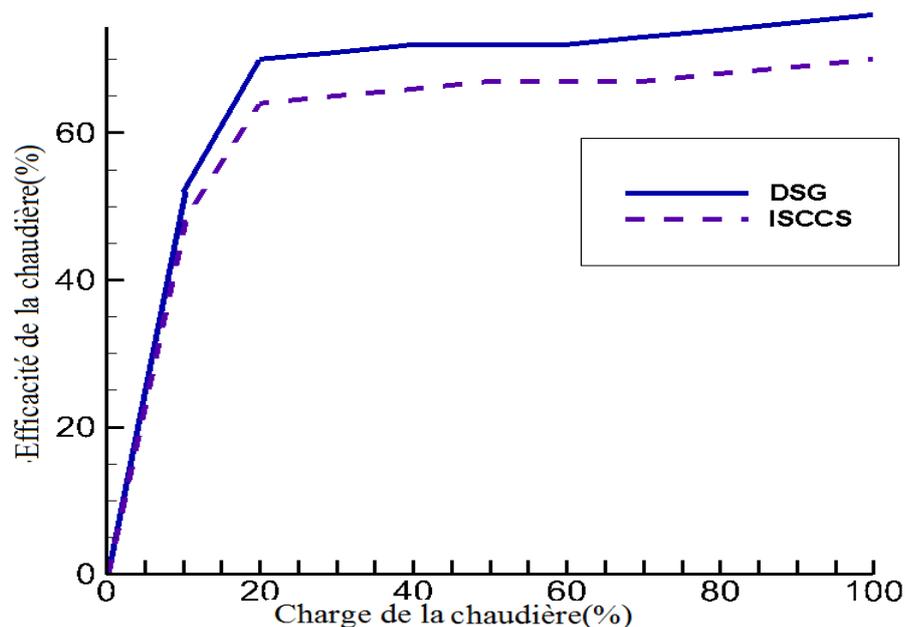


Figure V. 14. L'efficacité de la chaudière en fonction de la charge d'eau d'alimentation.

Dans les deux concepts ISCCS et DSG, il est nécessaire d'intégrer la chaleur d'alimentation, la chaudière à charge dans le concept DSG est supérieure à ISCCS car le système DSG utilise de l'eau directement dans la chaudière, mais le système ISCCS utilise de l'huile dans le générateur de chaleur à chaud pour transférer la chaleur dans l'alimentation. L'eau, donc plus de perte de chaleur et moins d'efficacité dans la puissance du cycle.

À partir de ce graphique, nous montrons que le gaz naturel n'est pas un auxiliaire, il est nécessaire au système d'efficacité et que le taux de gaz nécessite plus de 25% de charge de la chaudière pour un rendement élevé.

V.8.4 Analyse les performances dans un modèle concept hybride

Tout d'abord, nous calculons le gain annuel total de chaleur nette du capteur cylindro-parabolique, d'autre part la chaleur dégagée par le capteur cylindro-parabolique solaire dans chaque concept de la centrale (figure V.15).

Pour chaque mois dans les deux centrales, il existe des variations dans les sorties du champ solaire, la sortie du champ solaire $Q_{col,net}$ augmente en fonction du rayonnement solaire à chaque mois jusqu'à la saison de l'été lorsque le pic est atteint, en raison du rayonnement élevé et de la décroissance du champ à la fin de l'été, donc la variation entre DSG et ISCCS est due à la nature de fluide caloporteur.

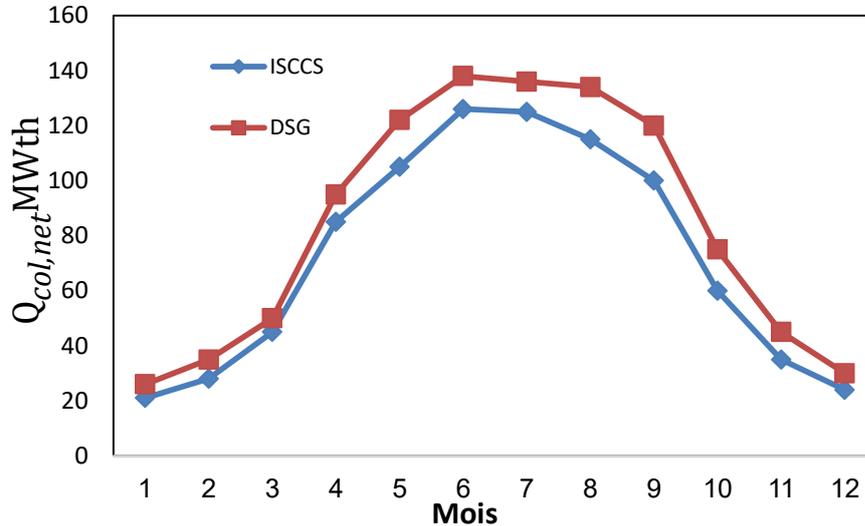


Figure V. 15. Puissance mensuelle de la sortie du champ solaire dans ISCCS et DSG.

Dans la simulation annuelle d'un an le rendement du champ solaire varie dans chaque concept. Le concept DSG utilise l'eau comme fluide caloporteur et atteint 500 °C et 120 bar, la valeur maximale du champ solaire de sortie à midi est de 138 MWth, tandis que l'ISCCS utilise de l'huile (Therminol VP-1) comme caloporteur qui atteint 400°C et la valeur maximale à midi est de 124 MWth. Nous déterminons l'effet d'augmentation de l'irradiation normale directe (DNI) sur l'efficacité de la boucle de collecteur η_{col} pour chaque centrale intégrée et les résultats de la simulation sont présentés dans le graphique suivant de la figure V.16.

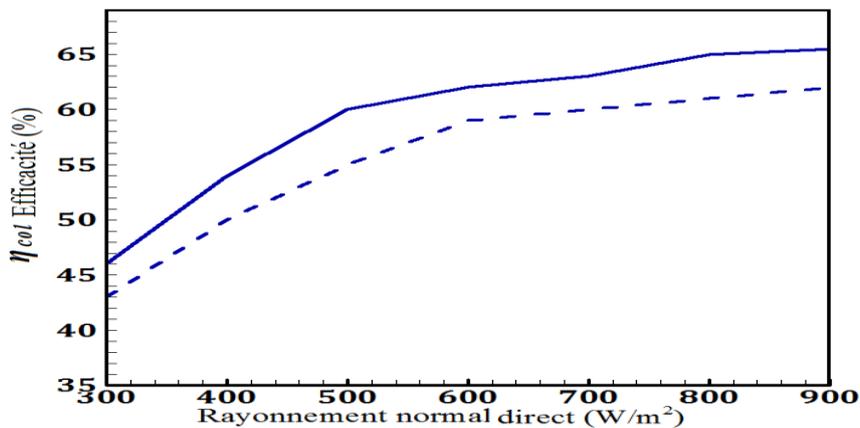


Figure V. 16. Effet du Rayonnement normal direct dans les systèmes DSG et ISCCS.

L'efficacité du tube récepteur augmente lorsque le DNI augmente. Les systèmes DSG n'incluent que la vapeur à haute température, mais dans ISCCS, le récepteur n'inclut que l'huile. Ainsi, la vapeur est plus efficace que l'huile au transfert de chaleur.

Selon la figure V.16 la vapeur atteint l'efficacité de 67%, mais le concept d'huile ne peut pas être atteint 63%. Pour cette raison, le rendement de l'huile et de la vapeur varie selon le η_{col} . On peut constater que l'ISCCS atteint la valeur de 400 °C et 80 bars. Cette caractéristique provient du produit chimique approprié, tandis que dans le concept DSG, les valeurs atteintes sont de 500 °C et 120 bars, ce qui réduit le rendement du système HTF. Le rendement dépend des fluides caloporteurs contenus dans le tube récepteur.

Les centrales ISCCS et DSG ont été prises en compte pour déterminer la performance annuelle des deux concepts. Cette simulation est également analysée à la lumière du jour, du lever au coucher du soleil et le Tableau V.2 montre la production annuelle totale d'électricité. Le cycle de chaque centrale est analysé pour déterminer le rendement solaire-électrique du DSG et le système ISCCS est présenté dans le graphique suivant.

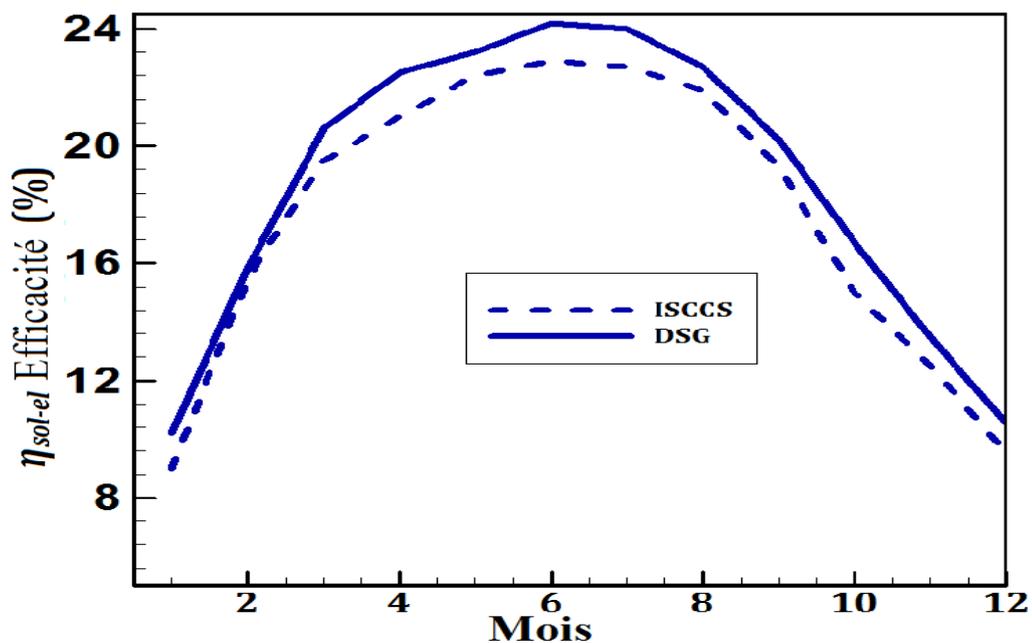


Figure V. 17. L'efficacité mensuelle de l'énergie solaire électrique.

Les nombreux comportements des technologies de capteurs solaires analysés sont évidents dans la première estimation.

La simulation explique d'après la figure V.17 que les concepts DSG et ISCCS peuvent avoir une très grande efficacité en été, en raison du pourcentage élevé de DNI au cours de ces mois, alors que l'efficacité de DSG est de 6% supérieure à celle d'ISCCS. Cette variation provient du type de transfert de chaleur (fluide dans le tube récepteur). Inversement, en hiver, l'efficacité de l'énergie solaire diminue dans les concepts DSG et ISCCS, ce qui

entraîne une diminution de l'efficacité solaire-électrique, avec moins de 3% de différence entre chaque concept.

La production annuelle d'électricité et la consommation annuelle de gaz naturel ont été calculées dans le Tableau V. 2 en tenant compte du pourcentage mensuel de temps au jour clair et nuageux. Lorsque l'on compare les centrales ISCCS et DSG, on peut conclure que DSG fonctionne mieux que ce dernier en raison du temps nuageux et couvert, de sorte que la turbine à gaz est exploitée de manière à compenser le manque de chaleur, ainsi que la consommation de carburant (Tableau V. 2).

Caractéristique des équipements	ISCCS	DSG
Turbine à gaz	47 MW	47 MW
Turbine à vapeur	80 MW	80MW
Cylindro- parabolique	30 MW	36 MW
Consommation annuelle de gaz	20 845.43 m ³	12 548.67 m ³
Pourcentage de gaz dans l'électricité à la lumière du jour	13.6%	8.7%

Tableau V. 2: Performance d'installation à système solaire combiné.

V.8.5 Analyse Des performances pour la contribution solaire dans le concept DSG

Les travaux antérieurs dans les centrales hybrides reposaient sur l'évaluation du HTF pour la contribution solaire lorsque le pétrole est le HTF. Dans cette étude, pour analyser le concept DSG, nous mettons en concurrence l'eau et la vapeur dans le système DSG. Le nouveau modèle proposé est validé à [38]. Nous supposons sur le concept de simulation DSG que le cycle inclut une turbine à vapeur à deux étages dans trois points d'extraction du champ solaire pour chauffer l'eau d'alimentation.

La vapeur d'extraction provient de l'énergie thermique solaire véhiculée par le cylindro-parabolique, y compris de la vapeur ou de la vapeur saturée pour préchauffer l'eau d'alimentation. Dans la figure V.6 nous supposons que la quantité de vapeur présente dans chaque point d'extraction du cylindro-parabolique est la même qu'avec un champ solaire haute pression (surchauffe). Donc, suffisamment de chaleur pour élever la température de l'eau d'alimentation (FWH 1, FWH 2, FWH 3), chaque extraction correspond à un cas.

Le premier cas est la configuration avec extraction du champ solaire surchauffé, la vapeur de sortie quittant le champ solaire va directement préchauffer l'eau d'alimentation FWH1.

Le deuxième cas de configuration 2 consiste à extraire la vapeur du champ solaire surchauffé pour préchauffer l'eau d'alimentation FWH2. Le cas 3 de scénario final qui inclut l'extraction de vapeur à partir de champ solaire surchauffé pour préchauffer le FWH3. Donc trois cas pour le modèle analysé.

Premièrement, nous avons déterminé le meilleur cas pour une analyse thermodynamique avec tous les paramètres de fonctionnement, deuxièmement, nous avons comparé la contribution solaire sur le meilleur des cas simulé aux meilleurs résultats dans [38]. Selon les analyses et la simulation du modèle dans chaque cas sur le logiciel TRNSYS, les résultats sont présentés dans le tableau ci-dessous.

Items	Cas 1	Cas 2	Cas 3
Puissance calorifique solaire, $Q_{sol,net}$ (MW)	96	84	73
Part solaire thermique, X_{sol} (%)	29.2	26.5	24
Pourcentage de combustible fossile, SRf (%)	29.5	26.7	24.2
Puissance de sortie nette, W_{net} (MW)	168	164	160
Efficacité thermique du système, η_{th} (%)	51.2	51.8	52.4
Efficacité thermique du cycle de vapeur η_{steam} (%)	26.5	26.2	26.3
Efficacité exergie du système η_{ex} (%)	52.1	52.9	53.3

Tableau V. 3:Performance pour la contribution d'energie solaire.

Les résultats de cette simulation montrent la meilleure conséquence de la contribution solaire dans la centrale hybride. Lorsque nous préchauffons l'eau d'alimentation, nous diminuons les pertes d'énergie solaire, malgré la diminution légendaire de l'efficacité thermique.

Le cas 1 est le meilleur concept de préchauffer l'eau d'alimentation avec $X_{sol} = 29,2\%$, presque le meilleur moyen est de préchauffer la dernière eau d'alimentation près de la chaudière. Enfin, nous avons élaboré le meilleur concept simulé lorsque nous utilisons le nouveau concept DSG en vigueur de la contribution solaire au résultat [38].

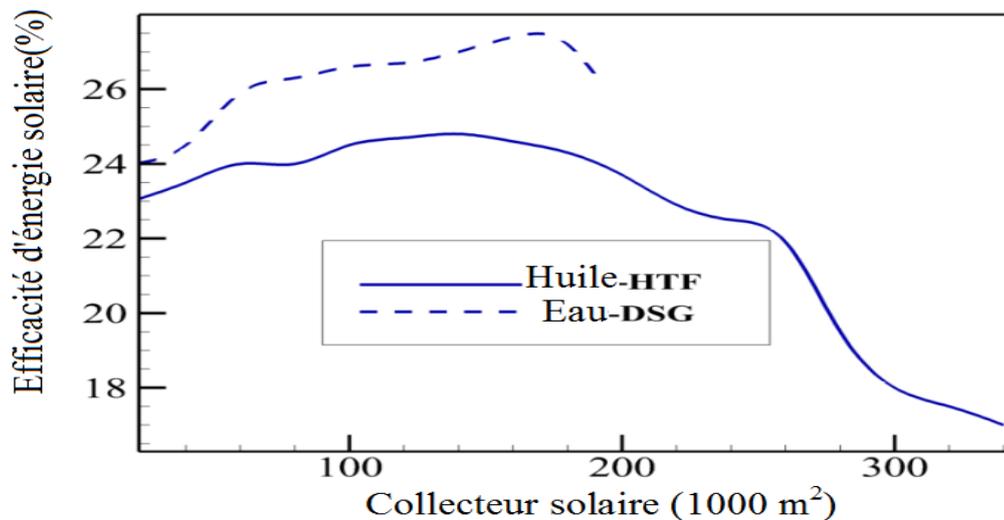


Figure V. 18. L'efficacité énergétique nette annuelle avec la méthode de la contribution d'énergie solaire.

La contribution d'énergie solaire varie d'un concept à l'autre. D'après l'analyse ses résultats selon la figure V.18; on constate que le nouveau concept DSG occupe une place importante dans la production d'électricité solaire, ce qui a pour effet de mieux réchauffer l'eau d'alimentation et de réduire les pertes.

L'efficacité énergétique solaire-électrique annuelle dans chaque concept augmente lorsque la surface de capteur solaire augmente jusqu'à une valeur maximale de 29% de l'efficacité et de 170000 m² de surface de capteur solaire, puis diminue lorsque l'efficacité de la surface de capteur solaire augmente en raison de plus zone collectrice dans le cylindro-parabolique donc beaucoup plus des pertes de collection.

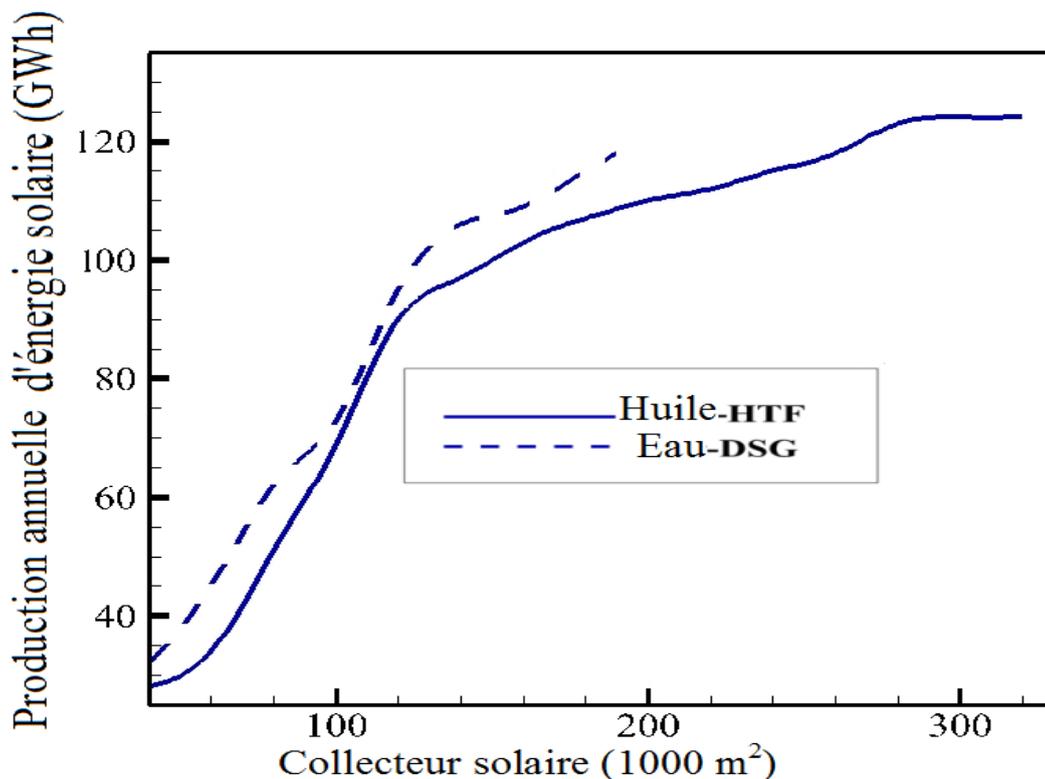


Figure V. 19. Puissance de Production annuelle d'énergie solaire en méthode de contribution d'énergie solaire.

Le nouveau concept DSG possède une énergie solaire thermique à rendement élevé pouvant atteindre 118 GWh, mais le concept HTF de référence n'exécute pas la valeur 114 GWh dans la même zone de capteur que le nouveau concept DSG. Par conséquent, plus de surface de capteur solaire, plus de production solaire et plus de pertes. De plus, le concept DSG prouve leur performance dans la contribution solaire.

Selon cette simulation de la contribution solaire proposée dans le nouveau concept DSG les résultats sont dans la figure V.19. La puissance de sortie augmente lorsque nous préchauffons l'eau d'alimentation par le champ cylindro-parabolique surchauffé. Donc c'est le meilleur moyen d'accroître l'efficacité optimale est de réduire les pertes.

V.9 ETUDE TECHNIQUE ECONOMIQUE

La production électrique d'origine renouvelable exige un investissement relativement élevé par unité de puissance. Cet investissement varie énormément en fonction du type de sources exploités et de l'environnement économique du pays [42]. Une approche pour un site donné permettra d'évaluer le montant requis pour l'investissement initial et les frais d'exploitation.

L'analyse économique que nous avons développée est réalisée à partir de la simulation annuelle de la production d'électricité de la centrale solaire hybride turbine à gaz avec un cycle Rankine combiné pour l'Algérie dans la région de Béchar.

En adoptant une hypothèse relative aux coûts d'investissement et d'exploitation et en fixant une durée de vie des équipements, le coût moyen actualisé du kWh (LEC) sortant de la future installation peut être calculé [42].

V.9.1 Composantes de base

V.9.1.1 Coûts d'investissement

Comme dans la plupart des activités industrielles, il est nécessaire tout d'abord d'édifier les coûts d'investissement qui couvrent plusieurs postes, tels que :

- Études techniques et civiles de l'installation.
- Équipement et les composants matériels de l'installation.
- Raccordement au réseau (électricité, gaz, chaleur).
- Charges diverses et frais financiers.

V.9.1.2 Dépenses d'exploitation

Lorsque l'installation entre en fonctionnement, des dépenses d'exploitation surviennent; elles comprennent notamment :

- Conduite de l'installation.
- Entretien courant et maintenance préventif.
- Loyer, frais des employés et des personnels administratifs.

Alimentation en matière première (eau, carburant...etc.).

On note que peu de publications fournissent une estimation des dépenses d'exploitation, car les développeurs de projet sont confrontés souvent à des valeurs stratégiques qui dépendent de deux paramètres:

V.9.1.3 La durée de vie des équipements

Elle correspond à trois paramètres :

- La durée de vie effective des équipements.
- La période d'amortissement comptable.
- Le contrat de vente de l'énergie lorsqu'un tel engagement est possible.

V.9.1.4 Le facteur de charge de l'installation

Cette notion, qui s'exprime en pourcentage, désigne le rapport entre le volume de production réel et le volume qu'aurait produit l'installation sur une période d'un an si elle avait fonctionné à pleine puissance.

V.9.2 Calcul du prix du kWh (LEC)

Le facteur le plus important dans l'évaluation économique des centrales à concentrateur solaire-hybride réside dans l'analyse du coût d'énergie électrique produite par le système, appelé : LEC (Levelized Electricity Cost). L'analyse économique repose uniquement sur le coût de l'électricité nivelé (LEC) où elle dépend totalement des coûts d'investissement et de la production annuelle d'électricité des deux centrales en DSG et ISCSS concepts, donc la LEC dépend totalement de la production annuelle d'énergie. Avec logiciel SAM [43], on peut déterminer la (LEC) de notre installation à étudier.

Le coût de l'énergie nivelé (LEC) est défini comme le coût et l'efficacité de la centrale utilisés pour une évaluation économique de la centrale solaire thermique [44]. Cette analyse est basée sur la méthodologie de l'AIE (Agence internationale de l'énergie), LEC étant définie comme suit:

$$LEC = \frac{FCR * I + O \& M + FC}{E}$$

Avec E : Production annuelle d'électricité (kWh).

I : Cout d'investissement.

Le taux de redevance fixe est calculé comme suit:

$$FCR = A_1 + \frac{K_d (1 + K_d)^n}{(1 + K_d)^n - 1}$$

n : Durée de vie de la centrale (30 ans).

K_d : Taux d'intérêt.

A_1 : Taux d'assurance annuel considéré comme 8% et 1%, respectivement.

O&M : est les dépenses annuelles d'exploitation et de maintenance qui se composent d'opération fixe et variable.

Pour évaluer le coût de chaque centrale, nous devons déterminer le facteur de capacité qui correspond à la production annuelle d'électricité divisée par la production maximale de la centrale.

Dans cette étape, nous déterminons le coût des centrales en fonction du facteur de capacité, en augmentant progressivement le facteur de capacité à l'aide du logiciel SAM, nous trouvons l'effet sur le coût de chaque centrale, le résultat dans la figure suivante.

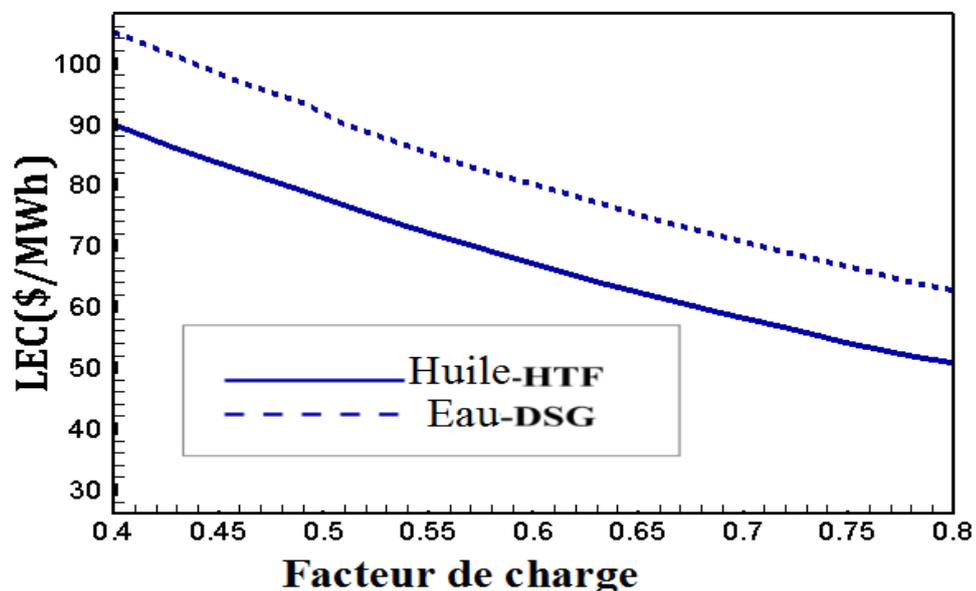


Figure V. 20. Variation du cout d'électricité pour les différents concepts.

L'électricité annuelle pour un an est calculée par le logiciel SAM, conformément aux modèles DSG et ISCCS. Toutes les informations de coût sont basées sur des données détaillées dans le logiciel SAM.

Les effets environnementaux ne sont pas pris en compte, dans chaque concept il y a une différence économique entre les deux modèles les résultats de la figure V.20. L'investissement du système DSG est inférieur de 14 (\$/MWh) à celui du système HTF lorsque le facteur de capacité est inférieur à 0,4. Lorsque le facteur de capacité atteint 0,85 le coût en DSG est inférieur de 11 (\$ / MWh) à celui du système HTF. Bien que le PTR-80 et les coûts d'exploitation et de maintenance de DSG représentent un coût d'investissement supérieur, le PTR-70 d'ISCCS inclut le HTF, qui est plus coûteux et consomme beaucoup de carburant. Ainsi, le coût d'investissement de DSG est inférieur à celui de l'ISCCS.

CONCLUSION

L'influence de l'énergie solaire sur les performances annuelles de la production directe de vapeur et du système de cycle combiné solaire intégré est détaillée et son analyse du système a été effectuée en mode de recirculation, et la centrale ISCCS utilise jusqu'à présent un système de transfert de chaleur complexe à faible rendement, la modélisation que nous avons réalisé en différentes zones de l'Algérie prouve que la production d'énergie solaire augmente avec le DNI élevé du collecteur cylindro-parabolique et diminue pour la température ambiante élevée en raison de la diminution des performances de la turbine à gaz à cause de la température élevée du milieu ambiant.

L'extraction dans différents cas prouve que le scénario C causé par la chaleur solaire ne provient pas de la turbine à vapeur, la centrale dans ce cas est à une puissance élevée de 88 [MW] avec une puissance croissante de 8 [MW]. La chaleur dégagée par la turbine à vapeur diminue la puissance de sortie en diminuant l'enthalpie de sortie. L'extraction de la chaleur solaire augmente le rendement de la turbine à vapeur.

Aussi bien que la modélisation des deux concepts dans la zone la plus performante indique que la centrale DSG en production annuelle est 4% plus élevée que la centrale ISCCS de même conception état de la région du désert Algérien.

Le concept DSG en mode contribution solaire, les résultats de la simulation ont montré que; l'extraction du solaire thermique pour préchauffer l'eau d'alimentation de la chaudière, donne la meilleure performance par rapport au concept HTF. L'efficacité de la production solaire atteint 29%. Nous concluons que l'effet de la contribution solaire est de réduire les pertes d'énergie, alors augmente l'efficacité de la performance solaire à l'électrique.

Ces résultats représentent une performance détaillée des centrales thermiques solaires cylindro-parabolique du DSG et du HTF. Le nouveau concept DSG possède une énergie solaire thermique à rendement élevé pouvant atteindre 118 [GWh] , mais le concept HTF de référence n'excède pas la valeur de 114 [GWh] dans la même zone de capteur que le nouveau concept DSG. Par conséquent, plus de surface de capteur solaire, plus de production solaire et plus de pertes. Nous concluons que l'ISCCS a plus de pertes, donc moins d'efficacité énergétique par rapport au concept DSG.

Le coût de niveau d'électricité LEC dans le DSG est inférieur au coût d'investissement à 15 [\$ / MWhe] par rapport au ISCCS. Avec le nouveau développement du DSG et la résolution des problèmes de pertes de charge, le concept DSG sera la future technologie d'hybridation.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] International Energy Agency. World Energy Outlook. www.worldenergyoutlook.org. Accessed on October 2013.
- [2] David. Kearney & Associates. Vashon, Washington, National Renewable Energy Laboratory (NREL). Subcontract And Reviewed By Guidelines (April 2009, December 2010).
- [3] Syndicat des énergies renouvelables Les fiches d'informations sur l'énergie solaire thermodynamique, Principle of operation of thermodynamic, www.enr.fr. Accessed on May2010.
- [4] Allani Y. CO₂ mitigation through the use of hybrid solar-combined cycles. *Energy Conversion Management* (1997), 38, S661–S7.
- [5] Kuenstle, K, Lezuo, A., Reiter, K. Solar powered combined cycle. Proceedings of the Power Gen Europe '94, Cologne, 1994 17–19May.
- [6] Steinmann, W.-D., Eck, M., Direct solar steam generation in parabolic troughs. Proceedings of the 10th Solar PACES International Symposium on Solar Thermal Concentrating Technologies, Sydney 2000, pp. 107–112.
- [7] Steinfeld A, Palumbo R. solar thermochemical process technologies. *Encyclopaedia Phys Sci Techno* (2001),15,237–56.
- [8] Dersch J, Geyer M, Herrmann U, Jones S, et al. Trough integration into power plants – a study on the performance and economy of integrated solar combined cycle systems. *Energy* (2004),29, 947–59.
- [9] McMahan A, Zervos N. Integrating steam generation from concentrating solar thermal collectors to displace duct burner fuel in combined cycle power plants. In: *Power-Gen International 2009*. Las Vegas.
- [10] Montes, M.J. et al. Thermo Fluid Dynamic Model and Comparative Analysis of Parabolic Trough Collectors Using Oil, Water/Steam or Molten Salt as Heat Transfer Fluids. In Proceedings of 14th International Solar PACES Symposium on Solar Thermal Concentrating Technologies, Las Vegas, USA (2008).
- [11] Benz, N. et al. Advances in Receiver Technology for Parabolic Troughs. Proceedings of 14th International Solar PACES Symposium on Solar Thermal Concentrating Technologies, Las Vegas, USA (2008).
- [12] Zarza E., Valenzuela L., et al. Direct Steam Generation in Parabolic Troughs: Final Results and Conclusions of the DISS Project. *Energy* (2004), 29 (5), 635-644.
- [13] Krüger D. Krüger J., et al. Kanchanaburi Solar Thermal Power Plant with Direct Steam Generation – Layout. Proceedings of the 16th CSP Solar PACES Symposium, Perpignan, France (2010).
- [14] Eck M., Benz N., et al. The Potential of Direct Steam Generation in Parabolic Troughs - Results of the German Project DIVA. Proceedings of the 14th Biennial CSP Solar PACES Symposium, Las Vegas, USA (2008).
- [15] Price H., Lupfert E., et al. Advances in Parabolic Trough Solar Power Technology. *Journal of Solar Energy Engineering*, (2002) 124(2), 109-125.
- [16] Zarza E.) DISS Phase II Final Report. EU Contract No (2002). JOR3-CT98-0277.

- [17] Feldhoff J. F., Benitez D., et al. Economic Potential of Solar Thermal Power Plants With Direct Steam Generation Compared With HTF Plants. *Journal of Solar Energy Engineering* (2010) , 132(4), 041001-9.
- [18] Horn .M, Führung .H, Rheinländer .J. Economic Analysis of Integrated Solar Combined Cycle Power Plants: a Sample Case: The Economic Feasibility of an ISCCS Power Plant in Egypt. *Energy*(2004) ,29 ,935-945
- [19] Johansson .TB, et al., editors. *Renewable Energy, Sources for Fuels and Electricity*. Washington, DC: Island Press (1993) , P. 234-5.
- [20] Kelly, B., Herrmann, U., Hale, M.J. *Optimization Studies for Integrated Solar Combined Cycle Systems*. *Proceedings Of Solar Forum 2001 - Solar Energy: The Power To Choose*, Washington.
- [21] *Status Report on Solar Trough Power Plants*. Sponsored by the German Federal Minister for Education, Science, Research and Technology under Contract No (1996). 0329660.P 40, 56.
- [22] *Solar Engineering of Thermal Process*. Wiliam A.Bickman. John A.Duffie (2013). *Simulation in solar process design*.
- [23] Eck, M. and Hirsch, T. Dynamics and control of parabolic trough collector loops with direct steam generation, *Solar Energy* (February 2007), 81(2), 268-279.
- [24] Eck, M., Eickhoff, M., Feldhoff, J. F., et al. *Direct Steam Generation in parabolic troughs at 500°C - First results of the REAL-DISS project*, 17th Solar PACES, Granada, Spain(2011).
- [25] Montes MJ, Rovira A, Muñoz M, Martínez-Val JM. Performance Analysis of an Integrated Solar Combined Cycle Using Direct Steam, *Applied Energy* (September 2011), 88(9), 3228–3238.
- [26] Klein S.. “TRNSYS A transient system simulation program”. *Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison. Engineering Experiment Station Report 38-13, 2000*.
- [27] Pitz R. -Paal. S.A. Jones, “A TRNSYS Model Library for Solar Thermal Electric Components (STEC)”. *A Reference Manual, Release 1.0, IEA-Solar Power and Chemical Energy Systems, Task III: Solar Technologies and Applications, 1998*.
- [28] *TRNSYS16 Tutorial Book & application; operation guides*.
- [29] Fouad Khaldi, *Energy and exergy analysis of the first hybrid solar-gas power plant in Algeria*. *Proceedings of ECOS 2012 - The 25th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems June 26-29, 2012, Perugia, Italy*.
- [30] *Steam turbines for solar thermal power plants*. Siemens AG(2008). Order No. E50001-W410- A105-V1-4A00. Available at <<http://www.siemens.com/energy>> [accessed 12.6.2011].
- [31] MONTEIL J.-M., *Centrale à cycle combiné. Composants potentiels, Techniques de l'ingénieur. Génie énergétique, 2003*.
- [32] Borgnakke C, richard ES. *Fundamentals of thermodynamics*. United State: John Wiley & Sons, Inc; 2009

- [33] Montes MJ, Abánades A, Martínez-Val JM. Performance of a direct steam generation solar thermal power plant for electricity production as a function of the solar multiple. *Solar Energy* (2009) , 83,679–89
- [34] *Solar Engineering of Thermal Process*. Wiliam A.Bickman. John A.Duffie (2013). Simulation in solar process design.
- [35] Steinmann, W.-D., Eck, M., Direct solar steam generation in parabolic troughs. *Proceedings of the 10th Solar PACES International Symposium on Solar Thermal Concentrating Technologies*, Sydney (2000), pp. 107–112.
- [36] Kleeman, M., Meliss, M., *Regenerative Energiequellen*. Springer, Berlin, Heidelberg (1988).
- [37] Hou H, Wu J, Yang Y, et al. Performance of a solar aided power plant in fuel saving mode. *Appl Energy* 2015;160:873–81.
- [38] Jiyun Qin, Eric Hu†, Graham J. Nathan. Impact of the operation of non-displaced feedwater heaters on the performance of Solar Aided Power Generation plants. *Energy Conversion and Management* 135 (2017) 1–8
- [39] Eric . Hu, YongPing Yang, et al. Solar thermal aided power generation. *Applied Energy* 87 (2010) .
- [40] Yongping Yang a, Qin Yan, et al .An efficient way to use medium-or-low temperature solar heat for power generation e integration into conventional power plant *Applied Thermal Engineering* 31 (2011) 157-162.
- [41] Yuanyuan Li, Yongping Yang .Thermodynamic analysis of a novel integrated solar combined cycle. *Applied Energy* 122 (2014) 133–142.
- [42] IRENA. “Renewable energy technologies: cost analysis series, concentrating solar power”. Volume 1, power sector Issue2, 2012.
- [43] Solar Advisor Model SAM 2014.1.14. National Renewable Energy Laboratory (NREL) 2014. sam.nrel.gov/.
- [44] Montes MJ, Rovira A, Muñoz M, et al. Performance analysis of an integrated solar combined cycle using direct steam generation in parabolic trough collectors. *Applied Energy* 2011; 88(9): 3228-38.
- [45] Mohammed Boumedjirek, Abderrezak Merabet, Feidt Michel, Imad Eddine Meriche, Evaluation the Performance of Parabolic Trough Power Plants on Direct Steam Generation and Integrated Solar Combined Cycle System in Algeria (ID - 297), 5th International Renewable and Sustainable Energy Conference IRSEC'17, December 04-07, 2017, Tangier-Morocco, Proceedings of 2017, pp. 841-848, **Copyright © 2017 by the Institute of Electrical and Electronics Engineers, Inc. All Rights Reserved, IEEE Catalog Number: CFP1760U-POD, ISBN: 978-1-5386-2848-5.**
<http://toc.proceedings.com/41224webtoc.pdf>
- [46] BOUMEDJIREK MOHAMMED, MERABET ABDERREZAK, MICHEL FEIDT, Performance the solar contribution in hybrid parabolic trough power plants on solar extraction system in Algeria condition, **Iranica Journal of Energy and Environment**, Journal Homepage: www.ijee.net, Volume 9 Number (1), 2018, ISSN:2079-2115, pp. 1-9
http://www.ijee.net/article_64700.html

Conclusion générale

La centrale solaire cylindro-parabolique hybride est parmi les technologies qui combinent entre l'énergie solaire et l'énergie fossile pour une continuation de production d'énergie aussi bien que pour un meilleur rendement. L'objectif de notre travail est d'obtenir un meilleur rendement par la simulation des performances de la centrale cylindro-parabolique.

L'énergie solaire est gratuite abondante et sans effet au changement climatique, donc l'étude du gisement solaire est nécessaire pour déterminer l'ensoleillement en Algérie. Exactement le fonctionnement de l'irradiation directe normale (IDN) aussi bien qu'une étude détaillé du gisement solaire en Algérie. La moyenne mensuelle du rayonnement direct quotidien et ses variations tout au long de l'année. L'insolation est très forte, elle dépasse les 5500 Wh/m²/Jour, avec une durée qui peut atteindre 3600 heures/an dans la région de Hassi R'male. Les résultats de la première partie montrent que le rayonnement solaire varie d'une région à l'autre en Algérie et il y a plusieurs sites pour le développement de l'énergie solaire.

Les cylindro-paraboliques sont les plus opérationnels au monde grâce à leur cout le plus bas, aussi bien que leur rentabilité dans la région les plus favorables pour l'énergie solaire. L'énergie solaire est basé sur le system de suivi le soleil, donc la nuit et le ciel nuageux sont les grands obstacles pour leur développement

L'énergie solaire est basé sur le système de suivi le soleil, donc la nuit et le ciel nuageux sont un grand obstacle pour leur développement. A cause de ces conditions les centrales solaires ont donc un faible rendement net, environ 15 %, en comparaison des autres centrales existantes : centrales thermiques, entre 38 et 55% et centrales nucléaires, environ 33%. Donc l'hybridation ce n'est pas une production d'énergie la nuit mais une production continue d'énergie pour la génération directe ou indirecte du vapeur dans le couplage du cycle solaire.

Le couplage de plusieurs types de concentrateurs semble offrir une infinité de concepts différents. Nous avons traité dans notre étude la technologie solaire thermodynamique et les couplages qui ont lieu avec un cycle combiné. Un choix technologique est proposé pour chacun des systèmes étudiés, une étude bibliographique et une synthèse des centrales existantes ont aidés à choisir une technologie spécifique ainsi qu'une configuration de couplage avec l'ensemble des autres sous-systèmes de combiné.

L'étude s'est donc portée sur les miroirs cylindro-paraboliques pour envisager, par la suite un couplage pour procéder à l'évaporation à haute pression et la génération directe ou indirecte du vapeur dans un couplage du cycle solaire, Brayton et Rankine.

La technologie récente des centrales à cylindro-paraboliques commerciales repose sur différents concepts, l'ISCCS utilise du pétrole synthétique (Therminol VP-1) comme fluide caloporteur pour la récupération de la chaleur provenant de capteurs dans le champ solaire et la transmettre au générateur de vapeur (HRSG). Autre procédé sans l'huile de synthèse c'est la génération de vapeur directe (DSG).

Les modèles de centrales intégrés sont sujets à des simulations qui permettent de déterminer l'influence de l'énergie solaire sur les performances annuelles de la production directe de vapeur et d'analyser le système de cycle combiné solaire intégré, le système a été effectué en mode de recirculation.

La modélisation que nous avons réalisé à différentes zones en Algérie prouve que la production d'énergie solaire augmente avec un DNI élevé du collecteur cylindro-parabolique et diminue pour la température ambiante élevée en raison de la diminution des performances de la turbine à gaz à cause de la température élevée du milieu ambiant.

L'extraction dans différents cas prouve que le scénario C causé par la chaleur solaire ne provient pas de la turbine à vapeur, la centrale dans ce cas est à une puissance élevée de 88 [MW] donc un accroissement de puissance de 8 [MW]. L'extraction de la chaleur solaire augmente le rendement de la turbine à vapeur.

Aussi bien que la modélisation des deux concepts dans la zone la plus performante indique que la centrale DSG en production annuelle est de 4% plus élevée que la centrale ISCCS de même conception et état de la région du désert Algérien.

Le concept DSG en mode contribution solaire, les résultats de la simulation ont montré que; l'extraction du solaire thermique pour préchauffer l'eau d'alimentation de la chaudière, donne la meilleure performance par rapport au concept HTF.

Le nouveau concept DSG possède une énergie solaire thermique à rendement élevé pouvant atteindre 118 [GWh], mais le concept HTF de référence n'excède pas la valeur de 114 [GWh] dans la même zone que le nouveau concept DSG. Par conséquent, plus de surface de capteur solaire, plus de production solaire et plus de pertes. Nous concluons que l'ISCCS a plus de pertes, donc moins d'efficacité énergétique par rapport au concept DSG.

Le coût de niveau d'électricité LEC dans le DSG est inférieur au coût d'investissement à 15 [\$ / MWhe] par rapport au ISCCS. Avec le nouveau développement du DSG et la résolution des problèmes de pertes de charge, le concept DSG sera la future technologie d'hybridation.

Recommandation et perspective

L'objectif de ce travail était de mieux comprendre les phénomènes complexes ayant lieu dans les connaissances et la compréhension des méthodes de construction de la centrale solaire cylindro-parabolique hybride.

Le programme numérique simulé dans TRNSYS 16 de la centrale solaire hybride exposé dans cette étude est extensif et offre une structure numérique assez simple permettant d'ajouter des modules ou d'introduire des codes numériques dédiés au développement de l'analyse thermodynamique

Les Centrales Solaires Thermodynamiques à génération directe de vapeur DSG ont prouvé leurs efficacités qui utilisent la concentration optique du rayonnement solaire direct pour produire de la vapeur d'eau à haute pression et haute température. Par ailleurs, les turbines à vapeur étant très sensibles aux fluctuations de la température d'admission de vapeur, il convient donc de réguler le plus efficacement possible la production de vapeur. Aussi bien que les pertes dues à la collection du champ solaire qui ne sont pas prises en compte dans cette étude pourraient faire l'objet d'autres investigations.

Enfin, Nous espérons que les résultats de ce travail contribueront de manière significative dans la compréhension des technologies DSG hybride et dans une prise de décision de telle sorte qu'une installation de ce type soit réalisée en Algérie.

Annexe 1

Table A-1 : Propriétés liquides du fluide caloporteur Therminol en fonction de température.

Property	Equation (T in °C)
Density, (kg.m ⁻³)	$0.90797 \times T(^{\circ}\text{C}) + 0.00078116 \times T2(^{\circ}\text{C}) - 2.367 \times 10^{-6} \times T3(^{\circ}\text{C}) + 1083.25$
Heat Capacity, (J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	$0.002414 \times T(^{\circ}\text{C}) + 5.9591 \times 10^{-6} \times T2(^{\circ}\text{C}) - 2.9879 \times 10^{-8} \times T3(^{\circ}\text{C}) + 4.4172 \times 10^{-11} \times T4(^{\circ}\text{C}) + 1.498$
Thermal Conductivity, (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	$-8.19477 \times 10^{-5} \times T(^{\circ}\text{C}) - 1.92257 \times 10^{-7} \times T2(^{\circ}\text{C}) + 2.5034 \times 10^{-11} \times T3(^{\circ}\text{C}) - 7.2974 \times 10^{-15} \times T4(^{\circ}\text{C}) + 0.137743$
Kinematic Viscosity, (m ² .s ⁻¹)	$1 \times 10^{-6} \times \exp((544.149/(T(^{\circ}\text{C})+114.43))-2.59578)$
Dynamic Viscosity, (Pa.s)	$\rho \times 1 \times 10^{-6} \times \exp((544.149/(T(^{\circ}\text{C})+114.43))-2.59578)$

Table A-2 : Optical propriété of glass

	Spectrum type	Incident	Diffused
Absorbance, (α)	Visible	0.09	0.1
	Infrared	0.09	
Transmittance, (τ)	Visible	0.83	0.75
	Infrared	0.83	
Reflectance, (r)	Visible	0.08	0.84
	Infrared	0.08	

Annexe 2

Tableau A-3 : Propriétés de l'eau saturée (liquide-vapeur)

Saturated Water and Steam

p [bar]	T_s [°C]	v_g [m ³ /kg]	u_f [kJ/kg]	u_g [kJ/kg]	h_f [kJ/kg]	h_{fg} [kJ/kg]	h_g [kJ/kg]	s_f [kJ/kg K]	s_{fg} [kJ/kg K]	s_g [kJ/kg K]
1.0	99.6	1.694	417	2506	417	2258	2675	1.303	6.056	7.359
1.1	102.3	1.549	429	2510	429	2251	2680	1.333	5.994	7.327
1.2	104.8	1.428	439	2512	439	2244	2683	1.361	5.937	7.298
1.3	107.1	1.325	449	2515	449	2238	2687	1.387	5.884	7.271
1.4	109.3	1.236	458	2517	458	2232	2690	1.411	5.835	7.246
1.5	111.4	1.159	467	2519	467	2226	2693	1.434	5.789	7.223
1.6	113.3	1.091	475	2521	475	2221	2696	1.455	5.747	7.202
1.7	115.2	1.031	483	2524	483	2216	2699	1.475	5.707	7.182
1.8	116.9	0.9774	491	2526	491	2211	2702	1.494	5.669	7.163
1.9	118.6	0.9292	498	2528	498	2206	2704	1.513	5.632	7.145
2.0	120.2	0.8856	505	2530	505	2202	2707	1.530	5.597	7.127
2.1	121.8	0.8461	511	2531	511	2198	2709	1.547	5.564	7.111
2.2	123.3	0.8100	518	2533	518	2193	2711	1.563	5.533	7.096
2.3	124.7	0.7770	524	2534	524	2189	2713	1.578	5.503	7.081
2.4	126.1	0.7466	530	2536	530	2185	2715	1.593	5.474	7.067
2.5	127.4	0.7186	535	2537	535	2182	2717	1.607	5.446	7.053
2.6	128.7	0.6927	541	2539	541	2178	2719	1.621	5.419	7.040
2.7	130.0	0.6686	546	2540	546	2174	2720	1.634	5.393	7.027
2.8	131.2	0.6462	551	2541	551	2171	2722	1.647	5.368	7.015
2.9	132.4	0.6253	556	2543	556	2168	2724	1.660	5.344	7.004
3.0	133.5	0.6057	561	2544	561	2164	2725	1.672	5.321	6.993
3.5	138.9	0.5241	584	2549	584	2148	2732	1.727	5.214	6.941
4.0	143.6	0.4623	605	2554	605	2134	2739	1.776	5.121	6.897
4.5	147.9	0.4139	623	2558	623	2121	2744	1.820	5.037	6.857
5.0	151.8	0.3748	639	2562	640	2109	2749	1.860	4.962	6.822
5.5	155.5	0.3427	655	2565	656	2097	2753	1.897	4.893	6.790
6	158.8	0.3156	669	2568	670	2087	2757	1.931	4.830	6.761
7	165.0	0.2728	696	2573	697	2067	2764	1.992	4.717	6.709
8	170.4	0.2403	720	2577	721	2048	2769	2.046	4.617	6.663
9	175.4	0.2149	742	2581	743	2031	2774	2.094	4.529	6.623
10	179.9	0.1944	762	2584	763	2015	2778	2.138	4.448	6.586
11	184.1	0.1774	780	2586	781	2000	2781	2.179	4.375	6.554
12	188.0	0.1632	797	2588	798	1986	2784	2.216	4.307	6.523
13	191.6	0.1512	813	2590	815	1972	2787	2.251	4.244	6.495
14	195.0	0.1408	828	2593	830	1960	2790	2.284	4.185	6.469
15	198.3	0.1317	843	2595	845	1947	2792	2.315	4.130	6.445
16	201.4	0.1237	857	2596	859	1935	2794	2.344	4.078	6.422
17	204.3	0.1167	870	2597	872	1923	2795	2.372	4.028	6.400
18	207.1	0.1104	883	2598	885	1912	2797	2.398	3.981	6.379
19	209.8	0.1047	895	2599	897	1901	2798	2.423	3.936	6.359
20	212.4	0.09957	907	2600	909	1890	2799	2.447	3.893	6.340
22	217.2	0.09069	928	2601	931	1870	2801	2.492	3.813	6.305
24	221.8	0.08323	949	2602	952	1850	2802	2.534	3.738	6.272
26	226.0	0.07689	969	2603	972	1831	2803	2.574	3.668	6.242
28	230.0	0.07142	988	2603	991	1812	2803	2.611	3.602	6.213
30	233.8	0.06665	1004	2603	1008	1795	2803	2.645	3.541	6.186
32	237.4	0.06246	1021	2603	1025	1778	2803	2.679	3.482	6.161
34	240.9	0.05875	1038	2603	1042	1761	2803	2.710	3.426	6.136
36	244.2	0.05544	1054	2602	1058	1744	2802	2.740	3.373	6.113
38	247.3	0.05246	1068	2602	1073	1729	2802	2.769	3.322	6.091
40	250.3	0.04977	1082	2602	1087	1714	2801	2.797	3.273	6.070

Annexe 2

Tableau A-4: Propriétés de l'eau surchauffée

p /[bar] (T_s /[°C])		Superheated Steam*									
		T [°C]	200	250	300	350	400	450	500	600	
5 (151.8)	v_g	0.3748	v	0.4252	0.4745	0.5226	0.5701	0.6172	0.6641	0.7108	0.8040
	u_g	2562	u	2644	2725	2804	2883	2963	3045	3129	3300
	h_g	2749	h	2857	2962	3065	3168	3272	3377	3484	3702
	s_g	6.822	s	7.060	7.271	7.460	7.633	7.793	7.944	8.087	8.351
6 (158.8)	v_g	0.3156	v	0.3522	0.3940	0.4344	0.4743	0.5136	0.5528	0.5919	0.6697
	u_g	2568	u	2640	2722	2801	2881	2962	3044	3128	3299
	h_g	2757	h	2851	2958	3062	3166	3270	3376	3483	3701
	s_g	6.761	s	6.968	7.182	7.373	7.546	7.707	7.858	8.001	8.267
7 (165.0)	v_g	0.2728	v	0.3001	0.3364	0.3714	0.4058	0.4397	0.4734	0.5069	0.5737
	u_g	2573	u	2636	2720	2800	2880	2961	3043	3127	3298
	h_g	2764	h	2846	2955	3060	3164	3269	3374	3482	3700
	s_g	6.709	s	6.888	7.106	7.298	7.473	7.634	7.786	7.929	8.195
8 (170.4)	v_g	0.2403	v	0.2610	0.2933	0.3242	0.3544	0.3842	0.4138	0.4432	0.5018
	u_g	2577	u	2631	2716	2798	2878	2960	3042	3126	3298
	h_g	2769	h	2840	2951	3057	3162	3267	3373	3481	3699
	s_g	6.663	s	6.817	7.040	7.233	7.409	7.571	7.723	7.866	8.132
9 (175.4)	v_g	0.2149	v	0.2305	0.2597	0.2874	0.3144	0.3410	0.3674	0.3937	0.4458
	u_g	2581	u	2628	2714	2796	2877	2959	3041	3126	3298
	h_g	2774	h	2835	2948	3055	3160	3266	3372	3480	3699
	s_g	6.623	s	6.753	6.980	7.176	7.352	7.515	7.667	7.811	8.077
10 (179.9)	v_g	0.1944	v	0.2061	0.2328	0.2580	0.2825	0.3065	0.3303	0.3540	0.4010
	u_g	2584	u	2623	2711	2794	2875	2957	3040	3124	3297
	h_g	2778	h	2829	2944	3052	3158	3264	3370	3478	3698
	s_g	6.586	s	6.695	6.926	7.124	7.301	7.464	7.617	7.761	8.028
15 (198.3)	v_g	0.1317	v	0.1324	0.1520	0.1697	0.1865	0.2029	0.2191	0.2351	0.2667
	u_g	2595	u	2597	2697	2784	2868	2952	3035	3120	3294
	h_g	2792	h	2796	2925	3039	3148	3256	3364	3473	3694
	s_g	6.445	s	6.452	6.711	6.919	7.102	7.268	7.423	7.569	7.838
20 (212.4)	v_g	0.0996	v		0.1115	0.1255	0.1386	0.1511	0.1634	0.1756	0.1995
	u_g	2600	u		2681	2774	2861	2946	3030	3116	3291
	h_g	2799	h		2904	3025	3138	3248	3357	3467	3690
	s_g	6.340	s		6.547	6.768	6.957	7.126	7.283	7.431	7.701
30 (233.8)	v_g	0.0666	v		0.0706	0.0812	0.0905	0.0993	0.1078	0.1161	0.1324
	u_g	2603	u		2646	2751	2845	2933	3020	3108	3285
	h_g	2803	h		2858	2995	3117	3231	3343	3456	3682
	s_g	6.186	s		6.289	6.541	6.744	6.921	7.082	7.233	7.507
40 (250.3)	v_g	0.0498	v			0.0588	0.0664	0.0733	0.0800	0.0864	0.0988
	u_g	2602	u			2728	2828	2921	3010	3099	3279
	h_g	2801	h			2963	3094	3214	3330	3445	3674
	s_g	6.070	s			6.364	6.584	6.769	6.935	7.089	7.368
50 (263.9)	v_g	0.0394	v			0.0453	0.0519	0.0578	0.0632	0.0685	0.0786
	u_g	2597	u			2700	2810	2907	3000	3090	3273
	h_g	2794	h			2927	3070	3196	3316	3433	3666
	s_g	5.973	s			6.212	6.451	6.646	6.818	6.975	7.258
60 (275.6)	v_g	0.0324	v			0.0362	0.0422	0.0473	0.0521	0.0566	0.0652
	u_g	2590	u			2670	2792	2893	2988	3081	3266
	h_g	2784	h			2887	3045	3177	3301	3421	3657
	s_g	5.890	s			6.071	6.336	6.541	6.719	6.879	7.166
70 (285.8)	v_g	0.0274	v				0.0295	0.0352	0.0399	0.0441	0.0556
	u_g	2581	u				2634	2772	2879	2978	3260
	h_g	2772	h				2841	3018	3158	3287	3649
	s_g	5.814	s				5.934	6.231	6.448	6.632	7.088

* See footnote on p. 6.

Annexe 2

Tableau A-4: Propriétés de l'eau surchauffée

Superheated Steam*

$p/[\text{bar}]$ ($T_s/[\text{°C}]$)		T [°C]	T								
			350	375	400	425	450	500	600	700	
80 (295.0)	v_s	0.02352	$v/10^{-2}$	2.994	3.220	3.428	3.625	3.812	4.170	4.839	5.476
	h_s	2758	h	2990	3067	3139	3207	3272	3398	3641	3881
	s_s	5.744	s	6.133	6.255	6.364	6.463	6.555	6.723	7.019	7.279
90 (303.3)	v_s	0.02048	$v/10^{-2}$	2.578	2.794	2.991	3.173	3.346	3.673	4.279	4.852
	h_s	2743	h	2959	3042	3118	3189	3256	3385	3633	3874
	s_s	5.679	s	6.039	6.171	6.286	6.390	6.484	6.657	6.958	7.220
100 (311.0)	v_s	0.01802	$v/10^{-2}$	2.241	2.453	2.639	2.812	2.972	3.275	3.831	4.353
	h_s	2725	h	2926	3017	3097	3172	3241	3373	3624	3868
	s_s	5.615	s	5.947	6.091	6.213	6.321	6.419	6.596	6.902	7.166
110 (318.0)	v_s	0.01598	$v/10^{-2}$	1.960	2.169	2.350	2.514	2.666	2.949	3.465	3.945
	h_s	2705	h	2889	2989	3075	3153	3225	3360	3616	3862
	s_s	5.553	s	5.856	6.014	6.143	6.257	6.358	6.539	6.850	7.117
120 (324.6)	v_s	0.01426	$v/10^{-2}$	1.719	1.931	2.107	2.265	2.410	2.677	3.159	3.605
	h_s	2685	h	2849	2960	3052	3134	3209	3348	3607	3856
	s_s	5.493	s	5.762	5.937	6.076	6.195	6.301	6.487	6.802	7.072
130 (330.8)	v_s	0.01278	$v/10^{-2}$	1.509	1.726	1.901	2.053	2.193	2.447	2.901	3.318
	h_s	2662	h	2804	2929	3028	3114	3192	3335	3599	3850
	s_s	5.433	s	5.664	5.862	6.011	6.136	6.246	6.437	6.758	7.030
140 (336.6)	v_s	0.01149	$v/10^{-2}$	1.321	1.548	1.722	1.872	2.006	2.250	2.679	3.071
	h_s	2638	h	2753	2896	3003	3093	3175	3322	3590	3843
	s_s	5.373	s	5.559	5.784	5.946	6.079	6.193	6.390	6.716	6.991
150 (342.1)	v_s	0.01035	$v/10^{-2}$	1.146	1.391	1.566	1.714	1.844	2.078	2.487	2.857
	h_s	2611	h	2693	2861	2977	3073	3157	3309	3581	3837
	s_s	5.312	s	5.443	5.707	5.883	6.023	6.142	6.345	6.677	6.954
160 (347.3)	v_s	0.00932	$v/10^{-2}$	0.976	1.248	1.427	1.573	1.702	1.928	2.319	2.670
	h_s	2582	h	2617	2821	2949	3051	3139	3295	3573	3831
	s_s	5.248	s	5.304	5.626	5.820	5.968	6.093	6.301	6.639	6.919
170 (352.3)	v_s	0.00838	$v/10^{-2}$		1.117	1.303	1.449	1.576	1.796	2.171	2.506
	h_s	2548	h		2778	2920	3028	3121	3281	3564	3825
	s_s	5.181	s		5.541	5.756	5.914	6.044	6.260	6.603	6.886
180 (357.0)	v_s	0.00751	$v/10^{-2}$		0.997	1.191	1.338	1.463	1.678	2.039	2.359
	h_s	2510	h		2729	2888	3004	3102	3268	3555	3818
	s_s	5.108	s		5.449	5.691	5.861	5.997	6.219	6.569	6.855
190 (361.4)	v_s	0.00668	$v/10^{-2}$		0.882	1.089	1.238	1.362	1.572	1.921	2.228
	h_s	2466	h		2674	2855	2980	3082	3254	3546	3812
	s_s	5.027	s		5.348	5.625	5.807	5.950	6.180	6.536	6.825
200 (365.7)	v_s	0.00585	$v/10^{-2}[\text{m}^3/\text{kg}]$		0.768	0.995	1.147	1.270	1.477	1.815	2.110
	h_s	2411	$h/[\text{kJ}/\text{kg}]$		2605	2819	2955	3062	3239	3537	3806
	s_s	4.928	$s/[\text{kJ}/\text{kg K}]$		5.228	5.556	5.753	5.904	6.142	6.505	6.796
210 (369.8)	v_s	0.00498	$v/10^{-2}$		0.650	0.908	1.064	1.187	1.390	1.719	2.003
	h_s	2336	h		2500	2781	2928	3041	3225	3528	3799
	s_s	4.803	s		5.050	5.484	5.699	5.859	6.105	6.474	6.768
220 (373.7)	v_s	0.00368	$v/10^{-2}$		0.450	0.825	0.987	1.111	1.312	1.632	1.906
	h_s	2178	h		2300	2738	2900	3020	3210	3519	3793
	s_s	4.552	s		4.725	5.409	5.645	5.813	6.068	6.444	6.742
221.2 (374.15)	v_c	0.00317	$v/10^{-2}$	0.163	0.351	0.816	0.978	1.103	1.303	1.622	1.895
	h_c	2084	h	1637	2139	2733	2896	3017	3208	3518	3792
	s_c	4.406	s	3.708	4.490	5.398	5.638	5.807	6.064	6.441	6.739

* See footnote on p. 6.

Note: linear interpolation is not accurate near the critical point.

Annexe 3

CODES DE CALCULS DU FLUX SOLAIRE

A. SOLTRACE

Le but de SOLTRACE est de modéliser des systèmes optiques complexes pour l'électricité solaire et d'analyser leurs performances. Il présente l'avantage d'être adapté non seulement à la représentation des trois filières de conversion thermodynamique de l'énergie solaire en électricité, mais aussi des fours solaires.

Le système optique est organisé en étages dans un système de coordonnées global : les étages sont des sections de la géométrie du concentrateur qui sont successivement atteints par les rayons sur leur trajectoire du soleil vers le récepteur final. Ils sont de 2 types : optiques (interactions physiques avec les rayons) ou virtuels (pas d'interactions physiques avec les rayons, utile pour déterminer la position et la direction des rayons en tous points sans affecter physiquement leur trajectoire).

B. DELSOL / WINDELSOL

Ce code Fortran a été développé pour répondre au besoin d'un outil précis quoique rapide et facile d'utilisation pour l'analyse des performances, la conception et l'optimisation de petites et grandes installations CRS de production d'électricité ou de chaleur industrielle. Il requiert moins de temps de calcul pour des calculs de performance que MIRVAL ou HELIOS. Il est basé en partie sur l'approche développée à l'Université de Houston (images générées par convolution de polynômes hermitiens, champ solaire divisé en zones définies par leur densité d'héliostats). Il optimise la hauteur de tour, les dimensions du récepteur et les limites du champ, mais nécessite une définition des espacements des héliostats.

C. THERMOFLOW

Thermoflow fournit un logiciel pour conception, simulation et estimation des coûts de puissance, cogénération, processus, et des installations de chauffage. À partir de 1987 avec son programme phare GT PRO TM, La suite logicielle Thermoflow a développé pour inclure sept puissants, mais programmes faciles à utiliser pour analyser la spectre des technologies génératrices d'énergie en usage aujourd'hui, et sous considération pour répondre aux attentes de demain défis exigeants.

Ces puissants outils sont utilisés pour conception de l'équilibre thermique de système thermique d'alimentation, et pour la simulation de la performance de l'usine hors conception. THERMOFLEX est flexible. Il offre à l'utilisateur une totale liberté construire des feuilles de calcul en utilisant modèles de composants disponibles dans sa boîte à outils. THERMOFLEX a tous les composants nécessaires pour modèle centrales complètes de pratiquement tous les types, ou de modéliser seul un petit sous-système tel qu'un pompe et tuyau.

Annexe.4

Annexe.4.1. Liste des communications internationales

Mohammed Boumedjirek, Abderrezak Merabet, Feidt Michel, Imad Eddine Meriche, Evaluation the Performance of Parabolic Trough Power Plants on Direct Steam Generation and Integrated Solar Combined Cycle System in Algeria (ID - 297), 5th International Renewable and Sustainable Energy Conference IRSEC'17, December 04-07, 2017, Tangier-Morocco, Proceedings of 2017, pp. 841-848, **Copyright © 2017 by the Institute of Electrical and Electronics Engineers, Inc. All Rights Reserved, IEEE Catalog Number: CFP1760U-POD, ISBN: 978-1-5386-2848-5.** <http://toc.proceedings.com/41224webtoc.pdf>

Mohammed BOUMEDJIREK, Abderrezak MERABET: Performance Model for Integrated Solar Combined Cycle System on the Solar Contribution in Algeria Conditions. **Second International Conference on Advances in Science: ICAS 2017, Turkey.**

Mohammed BOUMEDJIREK, MERABET Abderrezak, Simulation of design parameter and conditions for integrated solar combined cycle system in Algeria, **26-27 avril 2017, Annaba, Algérie, 3^{ème} conférence international de mécanique.** ISBN: 9 789961 899502.

BOUMEDJIREK Mohammed, MERABET Abderrezak, MICHEL Feidt , MERICHE Imad eddine, Simulation model of Parabolic Trough Power Plants on Direct Steam Generation and Integrated Solar Combined Cycle System in Algeria, **20- 22 Décembre 2017, Sousse – Tunisie, 5^{ème} conference internationals (CIER-2017)** Proceeding of Engineering and Technology-PET Vol. 28 pp.69-77. Copyright IPCO-2017 ISSN 2356-5608. http://ipco-co.com/PET_Journal/CIER-2017-papers/ID-193.pdf

Annexe .4.2. Publications internationales

BOUMEDJIREK MOHAMMED, MERABET ABDERREZAK, MICHEL FEIDT, Comparative study between the integrated solar combined cycle system and direct steam generation in solar aided power generation system, **WSEAS TRANSACTIONS on HEAT and MASS TRANSFER**, Volume 13, 2018, E-ISSN:2224-3461, pp. 16-28 <http://www.wseas.org/multimedia/journals/heat/2018/a045916-592.php>

BOUMEDJIREK MOHAMMED, MERABET ABDERREZAK, MICHEL FEIDT, Performance the solar contribution in hybrid parabolic trough power plants on solar extraction system in Algeria condition, **Iranica Journal of Energy and Environment**, Journal Homepage: www.ijee.net, Volume 9 Number (1), 2018, ISSN:2079-2115, pp. 1-9 http://www.ijee.net/article_64700.html