



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



UNIVERSITE DE SAAD DAHLEB DE BLIDA

DEPARTEMENT DU MECANIQUE

Mémoire pour l'obtention du diplôme Master en Génie Mécanique

Option : Systèmes Thermiques et Énergétiques Avancés

Thème : Optimisation des centrales solaires à capteur
cylindro-parabolique

Application en Algérie

PRESENTE PAR :

Mr: MESSAI ABDOU.

Mr: BENZERGA MOHAMMED.

ENCADRE PAR :

Pr: BENKEDDA YOUNES

Mr: BOUAICHAOU SOFIANE

ANNEE UNIVERSITAIRE 2010/2011

Remerciements

Ce travail a été réalisé dans le cadre d'un projet de fin d'études, pour obtenir le diplôme *Master en mécanique option systèmes thermique et énergétique avancés* à l'université de Saad Dahleb Blida / département de mécanique Blida

Avant tout, nous remercions ALLAH tout puissant de nous avoir donné la volonté et le courage de mener à bien ce travail. Et d'une façon toute particulière, on remercie nos chers parents pour leur patience et le bonheur qui nous ont apporté.

On tient à remercier notre encadreur Mr.Benkedda Younes Et notre Co promoteur Mr.Bouaichaoui Sofiane pour nous avoir fait travailler sur un projet aussi intéressant et riche. Nous leurs sommes reconnaissants tout particulièrement pour la confiance qu'ils nous ont témoignées et la liberté qui nous a laissé.

On tient à remercier Mr.Said Noureddine pour son aide et ces conseils.

Nos remerciements s'adressent également à Messieurs les jurys pour avoir accepté d'évaluer ce travail, avec l'espoir d'être à la hauteur de leur attente.

Nous remercions aussi tous ceux qui, tout au long de ces années d'études, nous ont encadrés, observé, aidé, conseillé et même supporté surtout les enseignants du département de mécanique.

Enfin, on souhaite exprimer toute notre gratitude à l'ensemble des personnes, qui bien en marge de ce travail, ont contribué largement à son aboutissement. Que ce soit depuis toujours, depuis plusieurs années ou quelques mois seulement, nombreux sont celles et ceux qui ont participé à notre épanouissement. On les remercie sincèrement.

Dédicace

Abdou

« Il existe des idées qu'aucune catastrophe ne peut atteindre.

Il suffit d'ordinaire qu'une idée s'élève au-dessus de l'indifférence, de la vanité et de l'égoïsme quotidiens pour que celui qui la nourrit ne soit plus vulnérable. C'est pourquoi, qu'il y ait bonheur ou malheur, l'homme le plus heureux sera toujours celui dans lequel la plus grande idée vit avec la plus grande ardeur. »

A la mémoire de mon père
A mes parents et toute ma
famille
A mes amis,
Avec tendresse.

Mohammed

A mes parents

A ma source d'inspiration et de bonheur mes sœurs, je leurs souhaite un avenir plein de succès une vie pleine de joie avec mes beaux-frères.

A mes frères : ISMAIL et KARIM pour leur encouragement durant cette période et pour leur soutien moral dans les moments critiques.

A toute les familles BENZERGA et SAIDI, MEKKI, RAHMANI, MAHMOUDI,
SNOUSSI, BENBOUAICHA

A tous mes amis : OUSSAMA, MADJID, A mon binôme ABDOU et sa famille.

A tous mes amies du département de mécanique

A tous ceux et celles dont les noms n'ont pu être cités.

Tous ceux qui sont proches de mon cœur et qui m'encouragent à donner le meilleur en moi.

Résumé

L'énergie est la source de tous les développements humaine, son utilisation est indispensable pour l'homme, mais sa disponibilité cause jusqu'à maintenant un grand problème soit son cout est élevé, soit sa source est polluante et même limité. Ces dernières années l'homme a commencé à développer les énergies de source renouvelable telle que l'énergie solaire.

Le travail présent s'inscrit dans le cadre général de l'étude des centrales solaire thermique cylindro-parabolique en se basant sur les données climatiques et financières en Algérie et voir l'importance de la production de l'électricité à partir du soleil en Algérie, Dans ce sens, une approche numérique de modélisation et d'analyse ayant pour but d'extraire les informations pour diffèrent sites algérien utilisant les logiciels Meteonorm et SAM qui sont des puissants outils d'analyses.

En comparant et interprétant les résultats on doit simplifier la prise de décision pour la réalisation de tel projet.

Abstract

Energy is the source of all human developments, it is essential for humans, but its availability cause a big problem, its cost is high, and its source is no clean and very limited. Those last years man has started to develop renewable energies such as solar energy. The present work a general study of solar thermal power parabolic trough based on climate and financial data in Algeria, to see the importance of generating the electricity from the sun in Algeria, In this sense, a numerical approach for modeling and analysis aimed to extract information for different Algerian sites using the software Meteonorm and SAM, which are a powerful analytical tools. By comparing and interpreting the results we should simplify the decision for the realization of such a project.

خلاصة

الطاقة هي مصدر كل التطورات البشرية, استخدامها الضروري للبشر, ولكن وفرتها تسبب لحد الآن مشكلة كبيرة بسبب تكلفتها العالية أو ان مصدرها ملوث للبيئة ومحدودة للغاية. وفي هذه السنوات الأخيرة ابتداء الانسان في تطوير الطاقة ذات مصادر متجددة مثل الطاقة الشمسية.

العمل المقدم في هذه المذكرة هو في اطار دراسة عامة لمولدات الطاقة الحرارية الشمسية ذات مراكز نصف اسطوانية استنادا إلى البيانات المالية والمناخية في الجزائر , وذلك لنرى أهمية توليد الكهرباء من الشمس في الجزائر , وهذا باستخدام نهج تحليلي عددي و نمذجي بهدف استخلاص المعلومات عن مواقع جزائرية مختلفة باستخدام برامج تحليلية قوية. SAM و Meteonorm من خلال مقارنة وتفسير النتائج المتحصل عليها يمكن لنا أن نسهل عملية اتخاذ القرار من أجل تحقيق مشروع مماثل.

LISTE DES

ABBREVIATIONS ET NOMENCLATURE

ABBREVIATION

Abréviations	description
ACC	Air-cooled condenser
CSP	Concentrating Solar Power
DNI	Direct-normal irradiation
HTF	Heat transfer fluid
IAM	Incidence angle modifier
IOCop	Inlet/outlet/cross-over pipe
ITD	Initial temperature difference
LHV	Lower heating value
SAM	System Advisor Model
TES	Thermal energy storage
TOU	Time of use
SCA	solar collector assemblies
SES	Stirling Energy Systems

NOMENCLATURE

Nom	Description	Unités	Unités abréviation
A	Surface	Mètres carré	m^2
α	Absorptivité	---	---
c, cp	Chaleur spécifique	joules par kilogramme kelvin	$J/Kg K$
C	Coefficient de calcul	varies	varies
Δ	La variation de valeur	---	---
δ	Angle de déclinaison	degrés	$^{\circ}$ (rad)
E	Energie	Joules	$J (KJ, MJ)$
ε	Emissivité	---	---
η	Rendement	---	---
g	Constante de la gravité	Mètres par seconde au carré	m/s^2
γ	Coefficient de perte	Watts par Mètres carré kelvin	W/m^2K
γ_s	Azimut solaire	Degrés	$^{\circ}$ (rad)
h	Enthalpie	Joules par kilogramme	j/Kg
f	Fraction	---	---
m	Masse	kilogrammes	Kg
\dot{m}	Flux massique	kilogrammes par seconde	Kg/s
N	Nombre d'intégration	---	---
P	Puissance	Watts	$W (KW, MW)$
p	Pression	Pascals	$Pa(KPa, bar)$
ρ	Densité	kilogrammes par mètre cube	Kg/m^3
\dot{q}	Flux de chaleur	Watts	$W (KW, MW)$
r	Taux	---	---
R	Rayon	Mètres	m
\hat{R}	La résistance thermique	Watts par kelvin	W/K $J/Kg K$

s	Entropie	joules par kilogramme kelvin	K
T	Température	Kelvin	$^{\circ}$ (rad)
θ_e	Elévation solaire	degrés	s
t	Temps	seconde	---
τ	Transitivité	---	J (KJ, MJ)
U	Energie interne	Joules	m/s
v	Vitesse	Mètres par seconde	m^3
\bar{V}	Volume	Mètre cube	W (KW, MW)
W	Travail	Watts	

LISTE DES FIGURES

CHAPITRE I : *introduction générale*

Figure 1	projet DESERTEC	14
-----------------	-----------------	----

CHAPITRE II : *rappels et définitions*

Figure 2	Variation saisonnière du rayonnement solaire	16
Figure 3	La sphère céleste	17
Figure 4	Les coordonnées géographiques	18
Figure 5	les coordonnées horaires	19
Figure 6	Les coordonnées horizontales	19
Figure 7	Position du soleil par rapport à une surface inclinée	20
Figure 8	Kramer Junction 1988 LUZ -LS3	22
Figure 9	Centrale de Fresdemo à Tabernas (Espagne)	24
Figure 10	La centrale Thémis sur le site de Targassonne à 1650 m d'altitude dans les Pyrénées-Orientales	25
Figure 11	Le collecteur parabolique	26
Figure 12	schéma du cycle de Rankine	27
Figure 13	Diagramme (T, S) du cycle de Rankine	28

CHAPITRE III: *Système Advisor Model*

Figure 14	la page de démarrage de SAM	30
Figure 15	interface des simulations possibles avec SAM	31

CHAPITRE IV : *modélisation mathématique et physique des centrales*

thermiques

Figure 16	Un arrangement possible sur le terrain, où le champ est divisé en deux têtes sections. Chaque boucle dans cette illustration contient 8 individuel SCA	34
Figure 17	La structure nodale de la boucle est montré (à gauche) où chaque SCA dans la boucle est un nœud autonome.	35
Figure 18	Bilan énergétique pour les récepteurs dans un SCA. La boîte incluse représente le volume de contrôle	36
Figure 19	situation hypothétique où ni la température finale, ni la température moyenne initiale et final donne une représentation précise de la température sur le pas de temps.	43
Figure 20	Le bac comprend à la fois un collecteur pour réfléchir l'irradiation et un récepteur absorbe et transporte la chaleur	45
Figure 21	L'angle entre le rayonnement solaire et le vecteur normal au plan du capteur	45
Figure 22	Un bilan thermique du récepteur.	51
Figure 23	Le réseau de résistance thermique pour le modèle de récepteur représenté dans 22.	51
Figure 24	Une illustration de détournement d'écoulement de la tête vers les boucles individuelles sur le terrain.	62
Figure 25	Trois configurations de champ possible modélisé par SAM. Deux (en haut à gauche), quatre (en bas à gauche), et six sous-sections (à droite).	63
Figure 26	La solution de l'équation(2.100) à $X=0$ est représentée par trois valeurs de Re	68
Figure 27	le volume de contrôle près du condensateur de cycle de puissance.	70
Figure 28	Schéma du cycle de Rankine de base simplifié	71
Figure 29	les données montrent comment la puissance et la chaleur varie avec la pression de condensation [bar].	77
Figure 30	Les données montrant comment la puissance et la chaleur varie avec la température du HTF à trois niveaux distincts de taux d'écoulement de la masse du HTF (en haut), et les effets d'interaction associées (en bas)	79
Figure 31	: Un diagramme de cycle de Rankine simplifiée	82
Figure 32	les températures de bulbe humide et sec pendant cinq jours d'été dans un climat aride. La différence de température maximale est de 20°C .	83
Figure 33	L'impact d'une variation de 20°C de température sur la pression de condensation et la performance du cycle.	83
Figure 34	la vitesse en fonction de la pression de vapeur à travers des conduits dans une centrale conçue pour une pression de condensation minimale de 0.068 bar.	84
Figure 35	Une illustration des divers écarts de température qui influent sur la pression du condenseur pour un système de refroidissement par voie humide.	87
Figure 36	Une illustration des divers écarts de température qui influent sur la pression du condenseur pour un système de refroidissement sec.	90
Figure 37	Une illustration du refroidissement en parallèle humide / sec.	91

Figure 38	Les sous-systèmes de la centrale comprennent le champ solaire, le pipeline, le stockage thermique, l'auxiliaire de chauffage, et le cycle de puissance.	97
Figure 39	Un schéma du modèle de réservoir à volume variable.	99
Figure 40	Représentation conceptuelle de volume de contrôle du réservoir	100
Figure 41	L'échangeur de chaleur de stockage indirect est défini par les températures d'approche latérales chaudes et froides.	103
Figure 42	La puissance nette et brute pendant quatre jours	117

CHAPITRE V : *simulation et interprétation des résultats*

Figure 43	Energie annuelle d'une centrale solaire thermique a concentrateur cylindro-parabolique pour différent sites algérien ÷10 millions (KWh)	120
Figure 44	comparaison entre les sites de Djanet et de Kramer Junction ÷10 millions (KWh)	122
Figure 45	Energie annuelle pour différent type de fluide caloporteur au site d'Alger ÷10 millions (KWh)	123
Figure 46	Energie annuelle pour différent type de fluide caloporteur au site de Annaba ÷10 millions (KWh)	124
Figure 47	Energie annuelle pour différent type de fluide caloporteur au site de Constantine ÷10 millions (KWh)	125
Figure 48	Energie annuelle pour différent type de fluide caloporteur au site de Djanet ÷10 millions (KWh).	126
Figure 49	Energie annuelle pour différent type de fluide caloporteur au site de HassiR'mel ÷10 millions (KWh)	127
Figure 50	Energie annuelle pour différent type de fluide caloporteur au site de Tamanrasset ÷10 millions (KWh)	128
Figure 51	Energie annuelle pour différent type de collecteur au site de Alger ÷10 millions (KWh)	129
Figure 52	Energie annuelle pour différent type de collecteur au site de Annaba ÷10 millions (KWh)	130
Figure 53	Energie annuelle pour différent type de collecteur au site de Constantine ÷10 millions (KWh)	131
Figure 54	Energie annuelle pour différent type de collecteur au site de Djanet ÷10 millions (KWh)	132
Figure 55	Energie annuelle pour différent type de collecteur au site de HassiR'mel ÷10 millions (KWh)	133
Figure 56	Energie annuelle pour différent type de collecteur au site de Tamanrasset ÷10 millions (KWh)	134
Figure 57	Energie annuelle pour différent type de récepteur au site de Alger ÷10 millions (KWh)	135
Figure 58	Energie annuelle pour différent type de récepteur au site de Annaba ÷10 millions (KWh)	136
Figure 59	Energie annuelle pour différent type de récepteur au site de Constantine ÷10 millions (KWh)	137
Figure 60	Energie annuelle pour différent type de récepteur au site de Djanet ÷10 millions (KWh)	138
Figure 61	Energie annuelle pour différent type de récepteur au site de HassiR'Mel ÷10 millions (KWh)	139

Figure 62	Energie annuelle pour différent type de récepteur au site de Tamanrasset ÷10 millions (KWh)	140
Figure 63	l'influence du prix de chaque composantes de sur le LCOE pour le site de HassiR'Mel	142

LISTE DES TABLEAUX

CHAPITRE II : *rappels et définitions*

Tableau 1	Fiche technique de Kramer Junction	23
Tableau 2	Les différentes transformations du cycle de Rankine	28
Tableau 3	Bilan du cycle	29

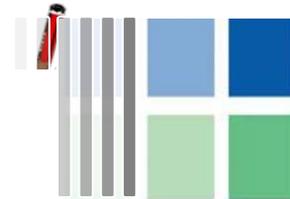
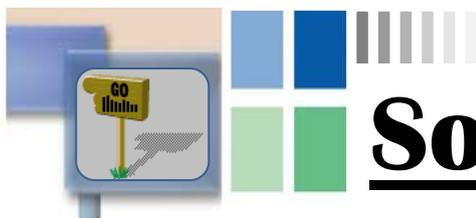
CHAPITRE VI : *modélisation mathématique et physique des centrales thermiques*

Tableau 4	Définitions générales pour chaque perte optique fixe.	49
Tableau 5	les entrées du modèle de récepteur	52
Tableau 6	Valeurs du libre parcours moyen entre les collisions d'une molécule pour la convection moléculaire libre	54
Tableau 7	Sélection des coefficients C et m pour la corrélation Zhukauskas	55
Tableau 8	conditions de concevoir-point pour le cycle de Rankine de base.	72
Tableau 9	Le dispositif expérimental pour la caractérisation des performances du bloc de puissance.	76
Tableau 10	Résumé des entrées au modèle de refroidissement humide	85
Tableau 11	Résumé des entrées dans le modèle de refroidissement à sec	89
Tableau 12	critères de convergence pour le calcul de cycle de puissance en fonctionnement normal	94
Tableau 13	Un résumé des pertes parasites expliquées par SAM	114

CHAPITRE V : *simulation et interprétation de résultats*

Tableau 14	résultats de la simulation d'une centrale solaire thermique a concentrateur cylindro-parabolique pour différent sites algérien	119
Tableau 15	le classement des différents sites algériens et la possibilité d'hybridation	120

Tableau 16	Energie annuelle pour les sites de Djanet et de Kramer Junction	121
Tableau 17	Energie annuelle pour diffèrent type de fluide caloporteur au site d'Alger	123
Tableau 18	Energie annuelle pour diffèrent type de fluide caloporteur au site de Annaba	123
Tableau 19	Energie annuelle pour diffèrent type de fluide caloporteur au site de Constantine	124
Tableau 20	Energie annuelle pour diffèrent type de fluide caloporteur au site de Djanet	125
Tableau 21	Energie annuelle pour diffèrent type de fluide caloporteur au site de HassiR'mel	126
Tableau 22	Energie annuelle pour diffèrent type de fluide caloporteur au site de Tamanrasset	127
Tableau 23	Energie annuelle pour diffèrent type de collecteur au site de Alger	128
Tableau 24	Energie annuelle pour diffèrent type de collecteur au site de Annaba	129
Tableau 25	Energie annuelle pour diffèrent type de collecteur au site de Constantine	130
Tableau 26	Energie annuelle pour diffèrent type de collecteur au site de Djanet	131
Tableau 27	Energie annuelle pour diffèrent type de collecteur au site de HassiR'mel	132
Tableau 28	Energie annuelle pour diffèrent type de collecteur au site de Tamanrasset	133
Tableau 29	Energie annuelle pour diffèrent type de récepteur au site de Alger	134
Tableau 30	Energie annuelle pour diffèrent type de récepteur au site de Annaba	135
Tableau 31	Energie annuelle pour diffèrent type de récepteur au site de Constantine	136
Tableau 32	32: Energie annuelle pour diffèrent type de récepteur au site de Djanet	137
Tableau 33	Energie annuelle pour diffèrent type de récepteur au site de Hassi R'Mel	138
Tableau 34	Energie annuelle pour diffèrent type de récepteur au site de Tamanrasset	139
Tableau 35	résultats de l'optimisation du cycle de puissance	141
Tableau 36	les résultats de la simulation financière.	142
Tableau 37	les résultats de la simulation financière avec 0% de taxe.	143



Sommaire

REMERCIEMENT

DEDICACE

RESUME

ABREVIATION ET NOMENCLATURE

LISTES DES FIGURES ET TABLEAUX

SOMMAIRE

CHAPITRE I : *introduction générale*

I.1 Contexte énergétique	13
I.2 Objectif du travail	13
I.3 Contexte économique.....	14
I.4 Contexte scientifique	14
I.5 Présentation du travail.....	15

CHAPITRE II : *rappels et définitions*

II.1 Notion d'astronomie	16
II.2 Définitions et états d'arts	21
II.2.1 Centrale à concentrateur cylindro parabolique	21
II.2.2 Les centrales solaires à miroir de Fresnel.....	23
II.2.3 La tour solaire a héliostats	24
II.2.4 Centrale à concentrateur parabolique	25
II.3 Les turbines à vapeur	27

CHAPITRE III: *Système Advisor Model*

III.1 Introduction	30
III.2 Définition et description du SAM	30
III.3 Les simulations de SAM	31
III.4 Base de calcul de SAM	31

CHAPITRE IV : *modélisation mathématique et physique des centrales thermiques*

IV.1 Introduction.....	33
IV.1.1 Contexte et approche de modélisation	33

IV.2 Champ solaire	33
IV.2.1 Bilan énergétique	33
IV.2.2 Contrôle du champ solaire	39
IV.2.3 Optique du champ et de gisement de collecteur :	45
IV.2.4 Les Récepteurs (HCE's).....	50
IV.2.5 Modèle des pipes.....	61
IV.3 Le cycle de puissance.....	69
IV.3.1 Description générale	69
IV.3.2 Modèle de régression	73
IV.3.3 Dissipation de chaleur.....	81
IV.3.4 Opération de cycle de puissance	93
IV.4 le stockage thermique et le contrôle des centrales	97
IV.4.1 Le stockage thermique	97
IV.4.2 Échangeur indirect de stockage de chaleur	103
IV.4.3 Le réchauffeur auxiliaire	107
IV.4.4 Contrôle des centrales	108
IV.5 pertes parasites	114
IV.5.1 Pertes modelées dans SAM.....	114
IV.5.2 Calculs de perte	114
IV.5.3 Considérations pratiques	116
IV.5.4 Production nette à la conception	116

CHAPITRE V : *simulation et interprétation des résultats*

V.1 Introduction	118
V.2 Etude paramétrique pour les sites des installations	118
V.3 comparaison entre le site de Djanet et le site de Kramer Junction.....	121
V.4 Réalisation des centrales thermique solaire cylindro-parabolique	122
V.4.1 Détermination du Fluide caloporteur	122
V.4.2 Détermination du Collecteur	128
V.4.3 Détermination du récepteur	134
V.5 Optimisation du cycle de puissance	140
V.6 Etude financière des installations	141
V.6.1 application des données fiscale de l'Algérie sur chacun des sites	141
V.6.2 Solution pour minimiser le LCOE.....	143
V.7 Conclusion.....	143

CONCLUSION GENERALE ET PRESPECTIVES

BIBLIOGRAPHIE

ANNEXE A : propriétés physique utilisées par SAM

ANNEXE B : propriétés techniques des collecteurs et des récepteurs

Introduction Générale

1.1 Contexte énergétique

L'énergie a toujours constitué un enjeu vital pour l'homme et les sociétés humaines. Les comportements humains sont fortement induits par sa disponibilité ou sa non disponibilité, son abondance ou sa pénurie. De ces comportements vont découler de nouveaux enjeux, en particulier pour l'environnement et les équilibres socio-économiques. La prise de conscience de l'importance de ces enjeux (réchauffement climatique, épuisement des ressources, augmentation des coûts de la santé, ...) devrait, nous l'espérons, permettre de tendre vers une utilisation plus rationnelle de l'énergie, une optimisation des processus énergétiques que nous mettons en œuvre tous les jours. [1]

Les énergies renouvelables ont connu une première phase de développement à cause des chocs pétroliers de 1973 et 1978, puis une période de repli après le contre-choc de 1986, avant de retrouver un second souffle en 1998 à la suite de la signature du protocole de Kyoto, protocole qui prévoit notamment une baisse de 5.2% des émissions de gaz à effet de serre des pays riches sur la période 2002-2012 par rapport à 1990. [2]

La branche des composants solaires est un secteur actuellement en plein développement. Ce contexte a amené plusieurs pays à développer l'intégration des énergies renouvelables dans les bâtiments, notamment par le biais de composants solaires. Ces technologies sont en effet bien placées par rapport aux autres filières énergétiques vis à vis de la plupart des critères de développement durable: ressources renouvelables, réduction des émissions et des déchets générés sur le cycle de vie du bâtiment. Les dispositifs solaires ayant le plus d'impact sur l'environnement puisqu'ils produisent de l'énergie à partir de sources renouvelables et non polluantes. En d'autres termes, l'intensité du soleil ne diminue pas quand on pose des capteurs solaires, le vent ne s'arrête pas de souffler si on installe des éoliennes. En revanche les réserves de pétrole, de charbon, de gaz naturel et d'uranium diminuent irrémédiablement lorsqu'on les exploite. [1]

1.2 Objectif du travail

Le travail effectué dans cette thèse a pour but d'une part de développer des modèles de connaissance, pour l'étude des performances des centrales thermiques, et sur le gisement solaire et l'efficacité et l'importance de cette énergie en Algérie et d'autre part de trouver la combinaison des composants (collecteur, récepteur, fluide caloporteur, turbine) pour différents sites algériens ainsi que le coût et l'importance de la production de l'énergie à source renouvelable.

1.3 Contexte économique

En raison d'une demande mondiale d'énergie croissante, notamment dans le domaine du bâtiment, les ressources d'énergies fossiles voire fissiles se réduisent progressivement. Ainsi, les gisements de pétrole brut et de gaz naturel seront pratiquement épuisés à plus ou moins long terme. L'Algérie avec un gisement solaire important et aussi un leader en énergie fossiles dans le monde peut être aussi un leader en énergie renouvelable en produisant et fournissant de l'électricité pour l'Europe (un faible gisement solaire) à partir des centrales solaires thermiques (SEGS).

Le projet DESERTEC repose sur le fait qu'un vingtième de la surface du Sahara couverte de capteurs solaires suffirait à approvisionner la planète en électricité (la consommation mondiale est d'environ 18 000 TWh/an). Il vise à connecter plusieurs grandes centrales solaires thermiques et peut-être d'autres installations d'énergies renouvelables (fermes éoliennes) entre elles ainsi qu'au réseau de distribution de l'électricité qui alimente l'Afrique du Nord, l'Europe et le Moyen-Orient, *Desertec* ne se limitera pas à la production d'énergie : il participera aussi au développement des pays en créant de nombreux emplois locaux, s'appuyant sur l'expérience de la main d'œuvre locale acceptant de travailler dans les conditions (« *extrêmes* ») très difficiles du désert.[3]



Figure 1 : projet DESERTEC

1.4 Contexte scientifique

Les principes de la thermodynamique et du transfert thermique sont utilisés pour développer des outils mathématiques et des processus itératifs pour la simulation et la prédiction des performances des centrales solaire thermiques cylindro-parabolique, ils existent des logiciels basés sur ces principes comme SAM qui est utilisé ici pour mieux évaluer et simuler le processus de transfert d'énergie et de bien connaître les configurations les plus fiables (fluide caloporteur, concentrateur, collecteur, lieu d'installation ...)

1.5 Présentation du travail

Le travail est divisé en trois grandes parties, la première partie contient des rappels thermiques, thermodynamiques, solaire et optique, la deuxième contient la présentation de logiciel de calcul SAM ainsi la modélisation mathématique complète de notre étude, la troisième partie c'est l'application des données climatiques des sites Algériens et Américain sur SAM ensuite la discussion et l'interprétation des résultats obtenues.

Rappels et Définitions

II.1 Notion d'astronomie

II.1.1 Introduction

La ressource de base la plus importante pour tous les potentiels énergétiques renouvelables est l'énergie solaire, c'est le rayonnement émis dans toutes les directions par le soleil, et que la terre reçoit à raison d'une puissance moyenne de $1,4 \text{ kW/m}^2$, [4] pour une surface perpendiculaire à la direction terre-soleil. Ce flux solaire est atténué lors de la traversée de l'atmosphère par absorption ou diffusion, suivant les conditions météorologiques et l'altitude du lieu au niveau du sol.

II.1.2 Mouvement du Globe terrestre

La terre décrit autour du soleil une orbite elliptique quasi circulaire avec une période de 365,25 jours. Le plan de cette orbite est appelé plan de l'écliptique. C'est au solstice d'hiver (21 décembre) que la terre est la plus proche du soleil, et au solstice d'été (22 juin) qu'elle en est la plus éloignée.

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 $\delta = 23^{\circ}27'$ avec la normale au plan de l'écliptique.

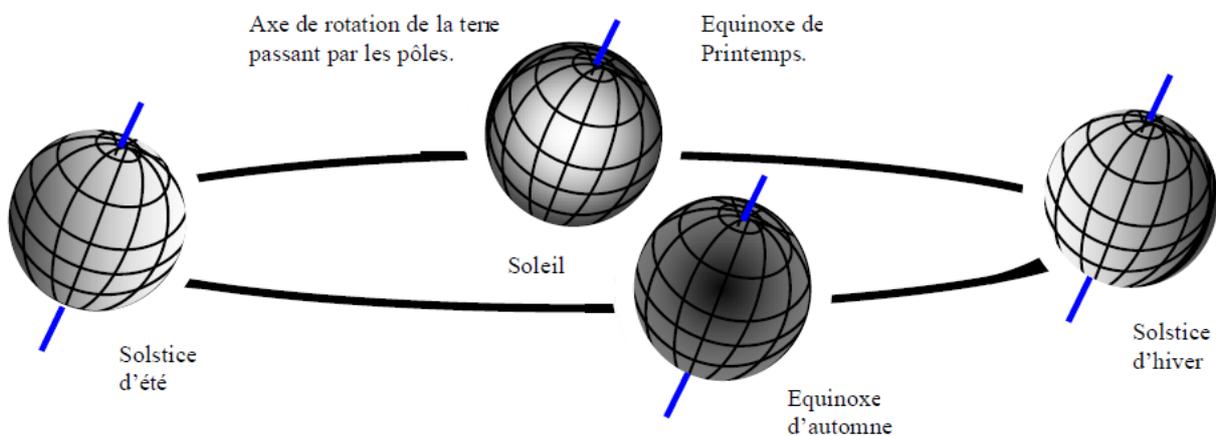


Figure 2 : Variation saisonnière du rayonnement solaire

II.1.3 La sphère céleste

La sphère céleste est une sphère imaginaire d'un diamètre immense, avec la terre au centre. On considère que tous les objets visibles dans le ciel se trouvent sur la surface de la sphère céleste. On peut résumer les différentes caractéristiques sur la sphère elle-même comme est représenté sur la figure (3)

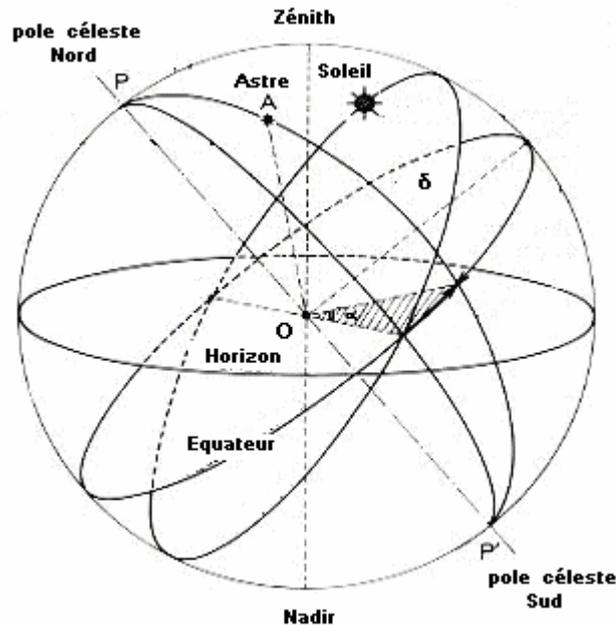


Figure 3 : La sphère céleste

La direction des objets peut être quantifiée de façon précise à l'aide d'un système de coordonnées célestes.

II.1.4 Les coordonnées célestes

II.1.4.1 Les coordonnées géographiques

Ce sont les coordonnées angulaires qui permettent le repérage d'un point sur la terre

II.3.4.2 Longitude

La longitude d'un lieu λ correspond à l'angle que fait le plan méridien passant par ce lieu avec un plan méridien retenu comme origine. On a choisi pour méridien (origine 0°) le plan passant par l'observatoire de Greenwich. Par convention on affecte du signe (+) les méridiens situés à l'est de ce méridien, et du signe (-) les méridiens situés à l'ouest [4].

II.3.4.3 Latitude

La latitude d'un lieu φ correspond à l'angle avec le plan équatorial, que fait le rayon joignant le centre de la terre à ce lieu. L'équateur terrestre est donc caractérisé par une latitude égale à 0° , le pôle nord par la latitude $+90^\circ$ et le pôle sud par la latitude -90° . Cette convention de signe affecte le signe (+) à tous les lieux de l'hémisphère nord et le signe (-) à tous les lieux de l'hémisphère sud [4]

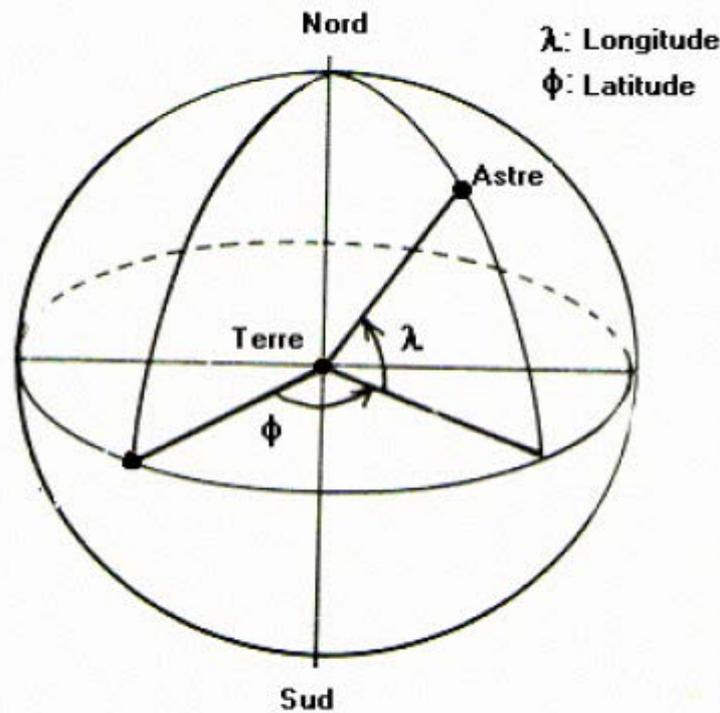


Figure 4 : Les coordonnées géographiques

II.1.5 Les coordonnées horaires :

II.1.5.1 La déclinaison solaire:

C'est l'angle formé par la direction du soleil et le plan équatorial terrestre. Elle varie tout au long de l'année, entre deux valeurs extrêmes : $(-23^{\circ}27'$ et $+23^{\circ}27'$ environ) et elle s'annule aux équinoxes de printemps et d'automne

II.1.5.2 Angle horaire (ω) :

L'angle horaire du soleil est l'angle formé par le plan méridien du lieu et celui qui passe par la direction du soleil si l'on prend comme origine le méridien de Greenwich, l'angle horaire est compris entre 0° et 360° . La valeur de l'angle horaire est nulle à midi solaire, négative le matin, positive dans l'après-midi et augmente de 15° par heure [4],[5].

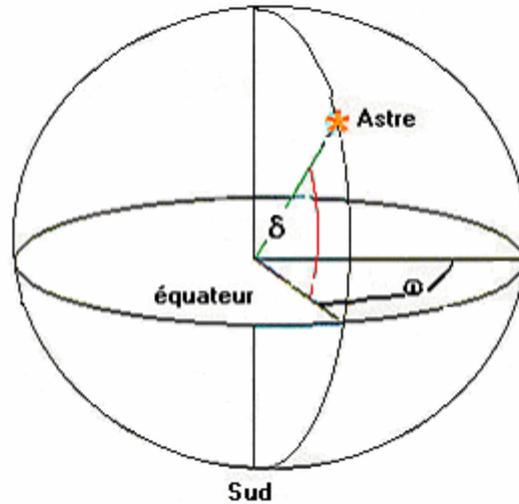


Figure 5 : les coordonnées horaires

II.1.6 Les coordonnées horizontales :

Le repérage du soleil se fait par l'intermédiaire de deux angles [4] :

II.1.6.1 Hauteur angulaire du soleil (Δ) :

C'est l'angle formé par le plan horizontal au lieu d'observation et la direction du soleil. Cette hauteur durant le jour peut varier de 0 (soleil à l'horizon) à 90 (soleil au zénith).

II.1.6.2 Azimut :

C'est l'angle compris entre le méridien du lieu et le plan vertical passant par le soleil. La connaissance de l'azimut du soleil est indispensable pour le calcul de l'angle d'incidence des rayons sur une surface non horizontale.

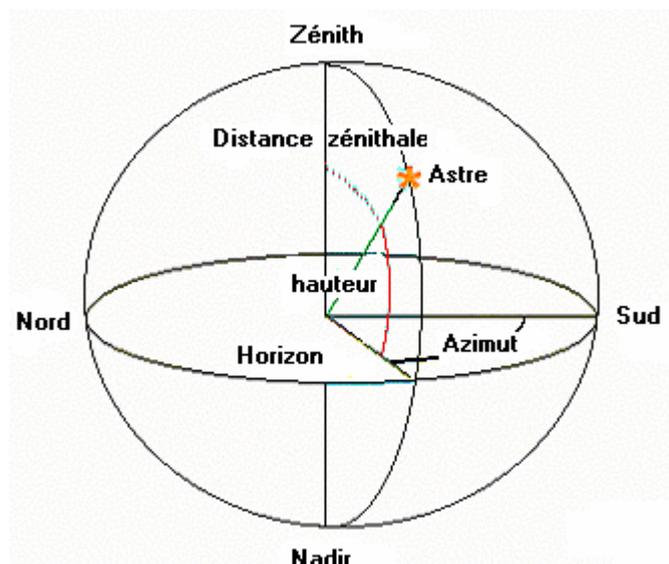


Figure 6 : Les coordonnées horizontales

II.1.7 Position du soleil par rapport à un observateur

L'énergie solaire que reçoit une surface est régie uniquement par des lois astronomiques et géométriques. Ces dernières faisant intervenir la latitude de lieu, la déclinaison solaire, l'heure du jour et enfin l'orientation de la surface réceptrice.

La position du soleil dépend du temps solaire, du numéro du jour et de l'année, elle est exprimée par différents angles :

II.1.7.1 Angle de zénith

C'est l'angle entre la verticale d'une surface et un rayon du soleil,

II.1.7.2 Angle d'azimut

C'est l'angle sur le plan horizontal mesuré à partir du sud avec la projection horizontale des rayons directs du soleil. Il est également donné comme angle entre le méridien local et la projection de la ligne de la vue du soleil dans le plan horizontal.

II.1.7.3 Angle extérieur d'azimut (γ)

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 angle entre le méridien local et la projection horizontale de la normale avec la surface.

II.1.7.4 Angle d'incidence

C'est l'angle entre le rayon solaire direct et la normale extérieure de la surface du plan

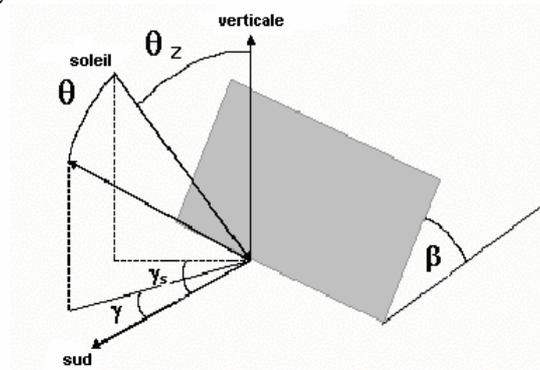


Figure 7 : Position du soleil par rapport à une surface inclinée

II.1.8 Angle horaire de coucher du soleil

L'angle horaire du soleil est le déplacement angulaire du soleil autour de l'axe polaire. Dans sa course d'est en ouest, par rapport au méridien local.

II.1.9 Le rayonnement solaire

Le rayonnement solaire est un rayonnement thermique qui se propage sous la forme d'ondes électromagnétiques. En dehors de l'atmosphère terrestre, il donne un éclairage énergétique à peu près constant et égale à 1367 w/m^2 , appelé de ce fait constante solaire [4].

II.1.9.1 Types de rayonnements :

II.1.9.1.1 Rayonnement direct :

Le rayonnement solaire direct se définit comme étant le rayonnement provenant du seul disque solaire. Il est donc nul lorsque le soleil est occulté par les nuages.

II.1.9.1.2 Rayonnement diffus

Dans sa traversée de l'atmosphère, le rayonnement solaire est diffusé par les molécules de l'air et les particules en suspension. Le rayonnement solaire diffus n'est donc nul que la nuit.

II.1.9.1.3 Rayonnement global :

C'est la somme des deux types de rayonnements direct et diffus.

II.1.10 Conclusion

L'étude du rayonnement solaire s'avère nécessaire pour le choix du meilleur site en vue d'une 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.

II.2 Les centrales solaires a concentration

II.2.1 Centrale à concentrateur cylindro parabolique

Historique :

Neuf centrales solaire cylindro-parabolique (SEGS) ont été établis dans le désert de Mojave dans la Californie entre 1984 et 1990. Les deux premières centrales de SEGS (SEGS I et SEGS II) ont été construites dans Daggett, CA, entre 1984 et 1985, a une puissance de 14 [MWe] et 30 [MWe], respectivement. Un groupe de puissance de cinq centrales SEGS, évaluées à 30 [MWe] chacun, ont été assemblées dans Kramer Jonction, CA, entre 1986 et 1988. Les deux centrales finales SEGS (SEGS VIII et IX) sont chacune évalué à 80 [MWe] et ont été construits dans le lac harper, CA, entre 1989 et 1990. Chacun des neuf SEGS ont été conçues, construites, et vendues par Luz international. Les SEGS ont été faites par des crédits d'impôt à investissement substantiel. Toutes les SEGS sont aujourd'hui encore en fonction et développent une puissance de 354 [MW].[6]

Principe de fonctionnement :

Le concentrateur cylindro-parabolique est orienté vers l'Est dès le lever du soleil. Cette poursuite solaire sera assurée grâce à un vérin électrique commandé. Le fluide caloporteur qui circule à l'aide d'une pompe transporte sa chaleur vers un échangeur situé à l'intérieur de la cuve de stockage.

L'énergie thermique reçue au collecteur est absorbée par un tuyau métallique à l'intérieur d'un tube en verre sous vide. Le fluide (huile synthétique) qui circule à l'intérieur du tuyau, est chauffé à une température d'environ 400°C. Ce fluide est ensuite pompé à travers des échangeurs conventionnels afin de produire de vapeur surchauffée qui fait fonctionner une turbine/générateur électrique.[7]



Figure 8 : Kramer Junction 1988 LUZ -LS3

Centrale en marche :

La centrale thermique solaire de Kramer Junction est la plus grande centrale solaire thermique au monde ; elle se situe dans le désert du Mojave en Californie.

Cette centrale utilise la technologie des centrales à capteurs cylindro-paraboliques (CSP). Elle dispose de 5 champs de 33 MW (SEGS III à SEGS VII) pour une puissance totale de 165 MW. Opérationnelle depuis 1985 la centrale devrait encore être fonctionnelle une quinzaine d'année.

La centrale utilise principalement le soleil pour générer de l'électricité, mais fait aussi appel au gaz naturel qui permet de prendre le relais lorsque les jours sont couverts ou à la tombée de la nuit. Toutefois l'usage du gaz naturel ne dépasse pas 25% de la production d'électricité. Cette centrale est particulièrement utile car elle fournit plus de 80% de sa production à l'occasion des pics de demandes. Kramer Junction dispose également de réservoir de stockage thermique qui permet de stocker la production de chaleur en vue d'une utilisation lorsque l'ensoleillement n'est plus suffisant.[7]

Les avantages :

- Peu de mouvement mécanique par rapports aux autres centrales à chaleur
- Moins onéreux que la concentration par miroir et les paraboles Stirling
- Bon rendement

Les inconvénients :

- Ne convient pas à de petites installations
- L'énergie change de forme à de nombreuses reprises : risques de perte d'énergie
- Toujours plus cher par watt comparé à des panneaux photovoltaïques classiques

Tableau 1 : Fiche technique de Kramer Junction

Nom	Localisation	Date de mise en service	Puissance (MW)	Surface du champ solaire (m ²)
SEGS VI	Kramer Junction, CA	1989	30	188 000
SEGS VII	Kramer Junction, CA	1989	30	194 280
SEGS V	Kramer Junction, CA	1988	30	250 500
SEGS III	Kramer Junction, CA	1987	30	230 300
SEGS IV	Kramer Junction, CA	1987	30	230 300

II.2.2 Les centrales solaires à miroir de Fresnel

Historique :

Inventé par le physicien français Augustin Fresnel, la lentille de Fresnel a été conçue pour équiper le système optique des phares de signalisation marine. Le système est aujourd'hui repris à grande échelle pour concentrer le rayonnement solaire sur un tube horizontal.[7]

Principe de fonctionnement :

Le principe d'un concentrateur de Fresnel réside dans ses miroirs plans (plats) dits "réflecteurs compacts linéaires". Chacun de ces miroirs peut pivoter en suivant la course du soleil pour rediriger et concentrer en permanence les rayons solaires vers un tube absorbeur. Un fluide caloporteur est chauffé jusqu'à 500°C en circulant dans ce tube horizontal. Cette énergie est transférée à un circuit d'eau, la vapeur alors produite actionne une turbine qui produit de l'électricité.

Centrale en marche :

Située dans la seule zone désertique d'Europe occidentale, le site de recherche et développement Plataforma Solar de Almería, à Tabernas, en Andalousie, accueille l'espace de recherche allemand Fresdemo.

Les avantages :

- Principal avantage de cette technologie, les miroirs plats sont bien meilleur marché que les miroirs paraboliques.

- Les miroirs plans sont plus simples à fabriquer et meilleur marché que les paraboliques et cylindro-paraboliques
- Moins de prise au vent, infrastructure moins importante qu'une centrale à capteurs cylindro-paraboliques



Figure 9 : Centrale de Fresdemo à Tabernas (Espagne)

Les inconvénients :

- Performances optiques inférieures d'environ 30% par rapport aux réflecteurs paraboliques et cylindro paraboliques

II.2.3 La tour solaire a héliostats

Principe de fonctionnement :

Ce type de centrales est constitué de nombreux miroirs concentrant les rayons solaires vers une chaudière située au sommet d'une tour.

Les miroirs uniformément répartis sont appelés héliostats. Chaque héliostat traque le soleil individuellement et le réfléchit en direction d'un receveur au sommet de la tour solaire. Le facteur de concentration varie de 600 à plusieurs milliers, ce qui permet d'atteindre des températures importantes, de 800 °C à 1000°C.[7]

Centrale en marche :

Un nouveau projet sur le même site voit le jour en 2006 : sur les 201 héliostats, la moitié recevra des cellules photovoltaïques pour la production d'électricité. L'autre moitié sera consacrée au projet de recherche "Pégase" mené par le laboratoire Promes du CNRS. Pégase est une centrale solaire thermique d'une conception nouvelle. L'originalité du projet est de réchauffer de l'air comprimé (à une pression de l'ordre de 10 atmosphères). Cet air sera ensuite détendu dans une turbine, sur le principe des turbines à gaz. A partir de 2013, Thémis pourrait devenir un prototype de centrale solaire à nouveau. [7]



Figure10 : La centrale Thémis sur le site de Targassonne à 1650 m d'altitude, dans les Pyrénées-Orientales

Les avantages :

- La source d'énergie est propre et gratuite.
- Des centrales modestes peuvent être construites.
- Les coûts de construction et d'exploitation sont faibles.
- La production continue la nuit.
- Moins cher que le solaire photovoltaïque actuel

Les inconvénients :

- Centrale très encombrante et réservée aux zones désertiques.
- Ne peut concurrencer le nucléaire en termes de puissance.
- Plus cher que le charbon (et le nucléaire)

II.2.4 Centrale à concentrateur parabolique

Historique:

Vers la fin des années 70, Omnium-G, Inc. a conçu un système parabolique qui courrait une machine à vapeur. Le plat parabolique était de 6 mètres de diamètre et a été construit des panneaux de mousse de polyuréthane avec une surface réfléchissante de l'aluminium anodisé.



Figure 11 : Le collecteur parabolique

Principe de fonctionnement :

Le miroir parabolique réfléchit les rayons du soleil vers un point de convergence, le rayonnement solaire est alors concentré sur le récepteur qui monte en température. Le récepteur en question est un moteur Stirling qui fonctionne grâce à la montée en température et en pression d'un gaz contenu dans une enceinte fermée. Ce moteur convertit l'énergie solaire thermique en énergie mécanique et ensuite en électricité. Tout au long de la journée, le socle de la parabole s'oriente automatiquement face au soleil pour suivre sa course et ainsi profiter d'un ensoleillement maximum. Les systèmes à réflecteur parabolique peuvent atteindre 1 000 °C sur le récepteur, et parvenir à des rendements optimaux de conversion de l'énergie solaire en électricité en utilisant une faible quantité d'énergie. [7]

Centrale en marche

En 2005, Stirling Energy Systems (SES) a communiqué la signature d'un contrat avec l'entreprise "San Diego Gas & Electric (SDG&E)" dans le sud de la Californie pour la construction d'une centrale de 300 à 900 MW de puissance, soit de 12.000 à 36.000 capteurs paraboliques.

Un autre contrat avec "Southern California Edison" prévoit la construction d'une centrale solaire de 500 MW (avec option d'augmentation à 850 MW) sur un terrain de 1850 hectares, à 110 km au nord-est de Los Angeles. [7]

Les avantages :

- La source d'énergie solaire est illimitée et gratuite.
- L'utilisation d'un moteur Stirling apporte plusieurs avantages : * rendement jusqu'à 40 %* moins polluant (pas d'énergie fossile utilisée, pas de dégagement de fumée)* moins bruyant* entretien facilité car peu de pièces mobiles
- Il existe une possibilité de mise en réseau des capteurs pour obtenir une centrale de taille industrielle.
- L'utilisation de gaz (hydrogène ou hélium) ayant une capacité importante à absorber les calories augmente le rendement.
- Le rendement d'une unité de production varie entre 20 – 25% contre 15 % environ pour les capteurs photovoltaïques.

Les inconvénients :

- La taille des capteurs est limitée afin d'obtenir une rotation sur deux axes pour suivre la course du soleil.
- Fonctionnement par intermittence
- On obtient actuellement de faibles puissances par rapport aux autres technologies de centrales solaires thermodynamiques (de 5 à 50 kW électrique)
- L'hydrogène diffuse facilement dans les matériaux.
- Les capteurs sont difficiles à obtenir car ils nécessitent une double courbure pour obtenir la forme parabolique.
- Les forts écarts de température créent des dilatations thermiques qui limitent le choix des matériaux.
- Coût d'investissement encore élevé car la commercialisation est en cours.

II.3 Les turbines à vapeur

a) Généralités-principe d'une centrale :

Un alternateur, une turbine et un fluide pour entrainer cette turbine sont les éléments principaux pour produire de l'électricité. Ce principe simple peut ensuite être décliné suivant le fluide utilisé, de l'eau pour les centrales hydrauliques, de la vapeur pour les centrales thermiques. Dans le cas de la vapeur, il reste à choisir le moyen qui permet de chauffer l'eau, en utilisant soit des combustibles fossiles (centrales thermiques), soit des réactions nucléaires (centrales nucléaires), soit la concentration solaire.[8]

a) Cycle de RANKINE :

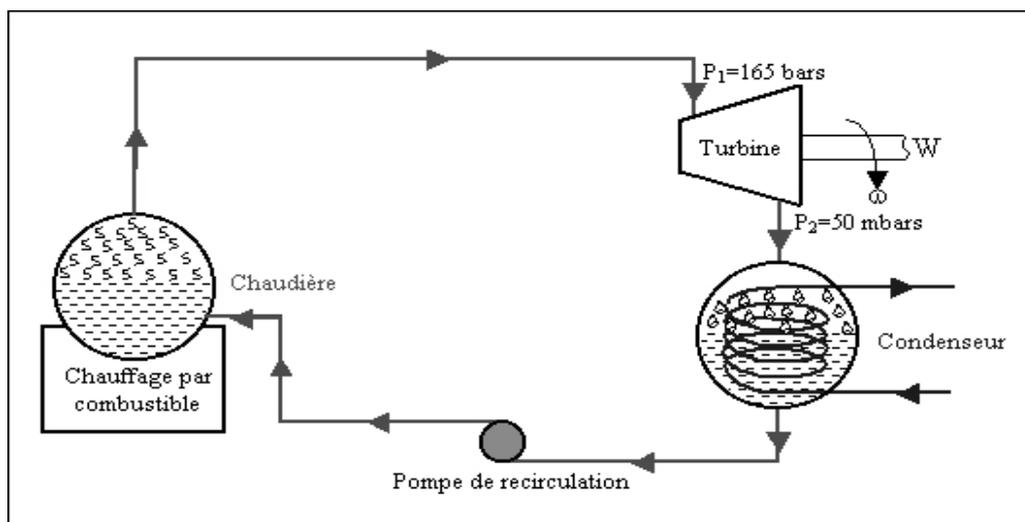


Figure 12 : schéma du cycle de Rankine

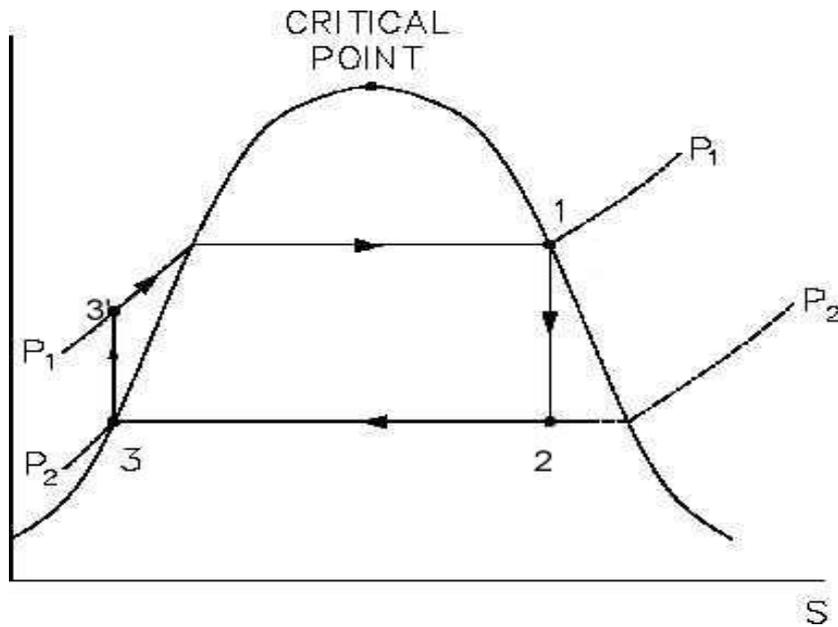


Figure 13 : Diagramme (T, S) du cycle de Rankine

Le point 1 est sur la courbe de saturation. Le cycle s'effectue entre deux isobares HP et BP :

Tableau 2 : Les différentes transformations du cycle de Rankine

1-2	Detente adiabatique (réversible ou non), de HP, à BP, dans la turbine $W^D = \Delta h_{12}$
2-3	Condensation isobare et isotherme du mélange jusqu'à eau liquide
3-3'	Compression de l'eau dans la pompe passage de BP à HP $W_{pompe}^{is} = \int_3^{3'} V dP$
3'-1	Chauffage isobare et évaporation isobare et isotherme dans le générateur de vapeur (G, V) $q_{3',1} = h_1 - h_{3'}$

Hypothèses usuelles : les points 3 et 3' sont confondus (mais à des pressions différentes).
 Le travail de la pompe est négligeable devant le travail de détente et l'apport de chaleur

Tableau 3 : Bilan du cycle

Travail utile	$W_{utile} = W^D = h_1 - h_2$
Chaleur dépensée	$q_{ch} = q_{3'1} = h_1 - h_{3'} \simeq h_1 - h_3$
Rendement thermique	$\eta_{th} = \frac{w_{utile}}{q_{ch} + W_{utile}} \simeq \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3}$

SAM

System Advisor Model

III.1 Introduction

En raison de la croissance dans l'industrie solaire thermique, il existe un besoin important de conception et de simulation des systèmes solaires thermiques. Capable de faire des simulations détaillée des systèmes d'énergie renouvelable et qui couvre tous les éléments pertinents (les capteurs, réservoirs de stockage, échangeurs de chaleur, appareils de chauffage d'appoint, tour de refroidissement, turbine...etc.)

L'utilisation des logiciels de simulation dans l'éducation a plusieurs avantages. Il permet une approche empirique et motive les élèves à «jouer» et à faire des expériences sur des systèmes très compliqués et aussi au niveau professionnel, il a un but de faciliter la prise des décisions pour la réalisation d'un projet.

III.2 Définition et description du SAM

System Advisor Model (SAM) est un modèle de performances économiques et techniques, il est conçu pour faciliter la prise de décision pour les personnes impliquées dans l'industrie des énergies renouvelables, allant des gestionnaires de projet et des ingénieurs, jusqu'à les concepteurs des programmes d'incitation, les développeurs de technologies, et les chercheurs.



Figure 16: la page de démarrage de SAM

SAM a été développé dans le laboratoire Américain des énergies renouvelables (NREL) en collaboration avec le laboratoire Américain Sandia et en partenariat avec le Programme des technologies énergétiques Solaire (SETP) du ministère de l'énergie Américaine (DOE). Le

SETP a commencé à développer SAM en 2004 pour l'analyse et l'appui de la mise en œuvre des systèmes entraînés. Ensuite SAM a évolué pour modéliser une gamme de technologies d'énergie renouvelable et il est utilisé dans le monde entier pour la planification et l'évaluation des programmes de recherche et développement, l'élaboration d'estimations des coûts du projet et son performance.

III.3 Les simulations de SAM

SAM fait des prédictions de performance pour les réseaux électriques solaires domestiques, les éoliennes de faible puissance, et des systèmes d'énergie géothermique. SAM permet aussi des prévisions économiques pour l'énergie distribuée et les projets des centrales thermiques de production.



Figure 17: interface des simulations possibles avec SAM

III.4 Base de calcul de SAM

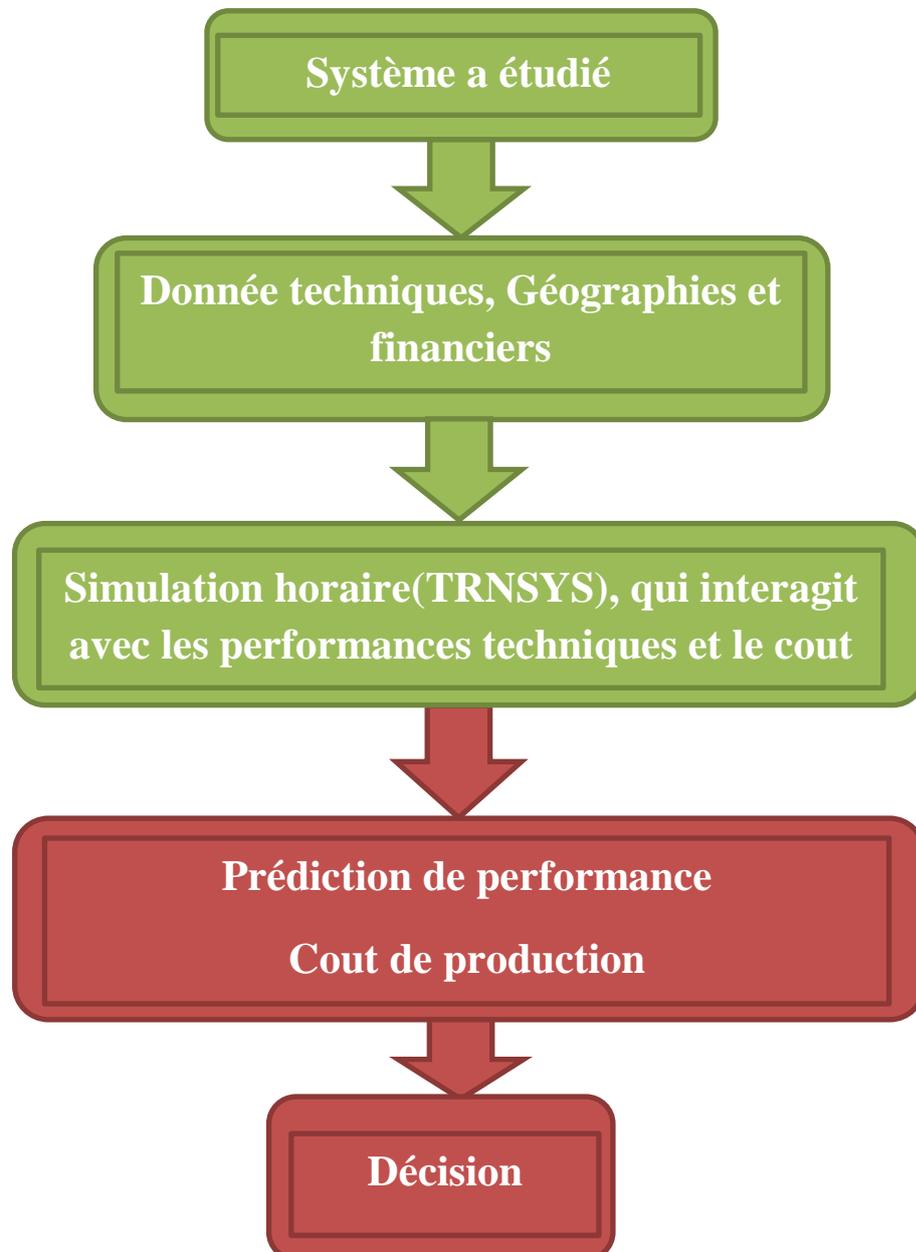
SAM calcule le coût de production d'électricité en se basant sur les renseignements fournis sur l'emplacement d'un projet, l'installation et les coûts d'exploitation, le type de financement, crédits d'impôt applicables et incitatifs, et les spécifications du système.

SAM est basé sur un moteur de simulation horaire qui interagit avec la performance, le coût et les modèles de financement pour calculer la production d'énergie, le coût d'énergie, et les flux de trésorerie. Le logiciel peut également prendre en compte l'effet des mesures d'incitation sur

les flux de trésorerie du projet. L'interface tableur de SAM permet d'échanger les données avec des modèles externes développés dans Microsoft Excel. Le modèle fournit des options pour des études paramétriques, analyse de sensibilité, d'optimisation, et des analyses statistiques pour étudier les impacts des variations et l'incertitude de la performance, le coût, et les paramètres financiers sur les résultats du modèle.

Les performances des modèles de système SAM utilisent le logiciel TRNSYS qui est développé à l'Université du Wisconsin et combiné avec des composants personnalisés.

TRNSYS est un outil validé, programme de simulation de séries chronologiques qui peut simuler les performances des systèmes photovoltaïques, énergie solaire à concentration, les systèmes de chauffage de l'eau, et d'autres systèmes d'énergie renouvelable à partir des données sur les ressources à chaque heure. TRNSYS est intégré dans SAM de sorte qu'il n'est pas nécessaire d'installer le logiciel TRNSYS ou se familiariser avec son utilisation, pour exécuter SAM. [10]



IV.1 Introduction

Ce chapitre définit et documente les conventions, la méthodologie et le flux d'informations associés dans System Advisor Model (SAM).

Un aperçu détaillé de chaque sous-système est fourni en utilisant les bases mathématiques dans l'ingénierie. Bien que cette documentation contient des informations générales sur la structure du modèle.

IV.1.1 Contexte et approche de modélisation

Cette modélisation caractérise une centrale à miroirs cylindro-paraboliques CSP en dérivant les équations de performances des premiers principes de transfert de chaleur et de la thermodynamique, si possible. [10]

L'avantage principal de cette approche est la plus grande flexibilité pour la modification des paramètres de système et les propriétés des composantes permanente à un niveau fondamental (émissivité, épaisseur de verre, etc) et simuler leur impact sur les performances globales du système. Avec cette grande flexibilité ils existent quelques inconvénients, parmi lesquelles l'ajout des couches multiples d'incertitude de modélisation et la possibilité de divergence. Si une étude empirique peut produire une précision admirable sur toute la gamme des paramètres utilisés dans son développement, de tels modèles ne peuvent pas offrir une performance prédictive dehors de cette plage.

L'approche physique permet d'atteindre plusieurs autres objectifs: le modèle inclut des effets transitoires lié à la capacité thermique de la HTF dans la tuyauterie sur le terrain, les têtes, et l'équilibre du centrale, il permet plus de flexibilité pour les spécifications des composants, y compris plusieurs types de récepteurs et collecteurs dans une seule boucle, il maintient un moment d'exécution assez court permettant des analyses paramétriques et statistiques.

IV.2 Champ solaire

Le champ solaire est la partie des concentrateurs dans la centrale. Il se compose d'une ou plusieurs boucles d'assemblages des collecteurs solaires (SCA), chaque boucle disposée en parallèle. Un tuyau collecteur commun fournit avec un débit égal à chaque boucle du fluide caloporteur HTF, et une seconde tête recueille les chaudes HTF pour le retourner directement au cycle de puissance pour la production d'électricité ou au système de stockage d'énergie thermique pour une utilisation à une date ultérieure. Afin de minimiser la pression de pompage, le terrain est généralement divisé en plusieurs sections, chaque section avec son propre tête d'ensemble, et le cycle de puissance est situé près du milieu du terrain. La figure 16 montre un aménagement possible de la centrale où deux têtes sections sont utilisées pour 20 boucles au total.

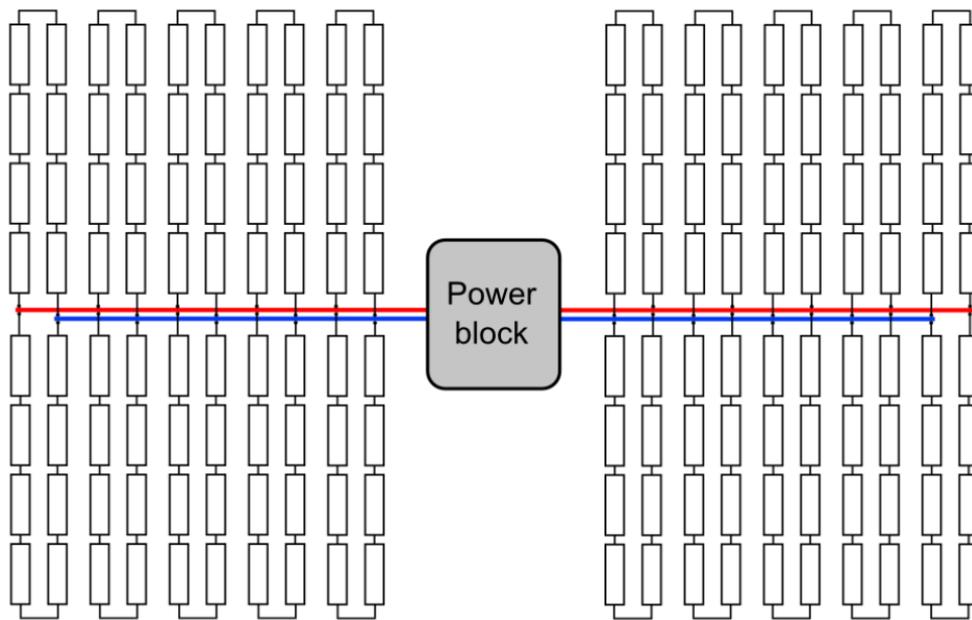


Figure 16: Un arrangement possible sur le terrain, où le champ est divisé en deux têtes sections. Chaque boucle dans cette illustration contient 8 individuel SCA, et chaque partie de tête est reliée à deux boucles - une sur le dessus et une sur le bas de l'image.

IV.2.1 Bilan énergétique

Au sein de chaque boucle, un certain nombre de SCA sont utilisées pour chauffer le HTF progressivement pour avoir la température de sortie. Chaque SCA est composé d'un certain nombre de collecteurs cylindro-paraboliques et leurs récepteurs en série qui partagent un seul système de poursuite. Dans ce modèle, le SCA sert comme le niveau le plus bas de la discrétisation. Chaque SCA est considéré comme un nœud de calcul indépendant dans la boucle, les valeurs de performance sont calculées indépendamment pour chaque SCA (l'énergie absorbée, les pertes, la température, la chute de pression). Cela permet l'impact de performance à chaque SCA séparément et permet de contenir potentiellement autre récepteur et/ou collecteur attributs. SAM permet à l'utilisateur de spécifier la géométrie unique et les performances appropriées pour chaque SCA dans la boucle jusqu'à une limite de quatre configurations uniques. La figure 17 illustre ces principes.

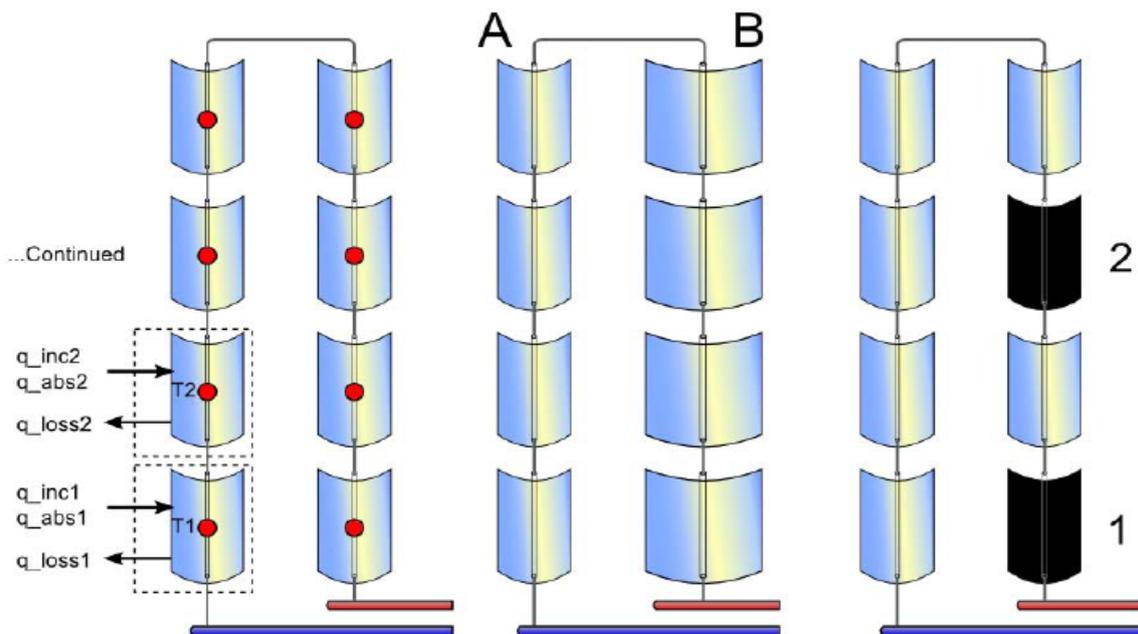


Figure 17: La structure nodale de la boucle est montrée (à gauche) où chaque SCA dans la boucle est un nœud autonome. Ce cadre permet d'avoir multiples types de capteurs - montre que A et B (au centre) - et les systèmes de défocalisation spécifiés par l'utilisateur (à droite).

IV.2.1.1 Bilan énergétique nodale

Un modèle de récepteur typique en état d'équilibre détermine l'élévation de température à travers le nœud en tenant compte de l'énergie absorbée, le débit massique du HTF au récepteur, et la chaleur spécifique du HTF. Ce bilan énergétique pour un nœud i est représenté dans l'équation. (IV.2.1)

$$\Delta T_i = \frac{\dot{q}_{abs}}{\dot{m}_{htf} c_{htf}} \quad \text{IV.2.1}$$

Toutefois, dans le cas de la technologie cylindro-paraboliques, l'inertie thermique associée à l'état énergétique du nœud peut impacter sur les performances c'est-à-dire qu'un modèle d'état d'équilibre est insuffisant; ainsi les termes transitoires doivent être inclus. L'effet transitoire le plus important dans le champ solaire est la masse thermique du HTF dans les têtes et dans la tuyauterie du récepteur, de sorte qu'il faut considérer la variation d'énergie du HTF en obtenant les équations de bilan énergétique. Nous allons commencer par le bilan énergétique d'un seul nœud SCA dessiné dans la figure 18.

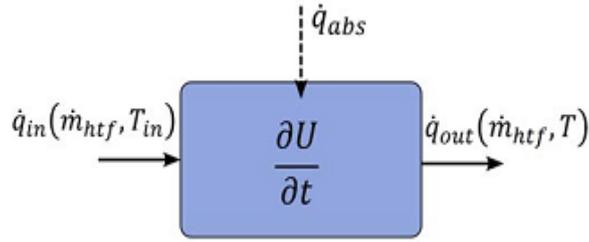


Figure 18 : Bilan énergétique pour les récepteurs dans un SCA. La boîte incluse représente le volume de contrôle

Le bilan énergétique ci-dessus montre un tube récepteur avec un débit d'entrée, débit de sortie, énergie absorbée (absorption nette est positive, la perte nette est négative), et un terme d'énergie interne. Les flux de chaleur \dot{q} sont des fonctions de débit massique (\dot{m}_{htf}) qui est constant aux limites, et les températures T_{in} et T . La température de sortie T est égale à la température moyenne du nœud de calcul, puisque le nœud est supposé être entièrement homogène. L'énergie interne $\frac{\partial U}{\partial t}$ représente la variation d'énergie du nœud en fonction de temps t . De façon équivalente, ce terme peut être exprimé comme :

$$\frac{\partial U}{\partial t} = (m c_{htf} + m c_{bal,sca}) \frac{\partial T}{\partial t} \quad \text{IV.2.2}$$

Ou, m est la masse du HTF contenue dans le nœud, et c_{htf} est la chaleur spécifique de la HTF. Le terme supplémentaire d'inertie thermique $m c_{bal,sca}$ est inclus pour tenir compte de la masse thermique de la tuyauterie, les joints, l'isolation, et d'autres composants de SCA dans le cycle thermique du HTF. Ce terme est défini pour représenter la quantité d'énergie thermique par mètre de longueur du collecteur nécessaire pour élever la température du nœud d'un degré ($W t - h/m - k$).

Le bilan énergétique total dans le volume de contrôle est :

$$\dot{q}_{in} + \dot{q}_{abs} = \frac{\partial U}{\partial t} + \dot{q}_{out} \quad \text{IV.2.3}$$

Le flux de chaleur d'entrée et de sortie peut être exprimé comme suit :

$$\dot{q}_{in} - \dot{q}_{out} = \dot{m}_{htf} c_{htf} (T_{in} - T) \quad \text{IV.2.4}$$

En substituant cette équation et la définition pour le terme d'énergie interne dans l'équation du bilan énergétique, et résoudre l'équation différentielle, on obtient :

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\dot{m}_{htf}}{m} (T_{in} - T) + \frac{\dot{q}_{abs}}{m c_{htf} + m c_{bal,sca}} \quad \text{IV.2.5}$$

Il s'agit d'une équation linéaire différentielle du premier ordre, qui a la solution générale:

$$T = \frac{\dot{q}_{abs}}{\dot{m}_{htf} c_{htf}} + C_1 \exp \left[-\frac{\dot{m}_{htf}}{m + mc_{bal,sca}/c_{htf}} \Delta t \right] + T_{in} \quad \text{IV.2.6}$$

Cette équation a une constante inconnue C_1 qui peut être déterminé par l'application d'une condition à la limite. Dans cette situation, nous savons que la température nodale moyenne est $\bar{T}_0 = \bar{T}_{t=0}$ à $t = 0$, et on définit \bar{T}_0 pour devenir la température \bar{T} au pas de temps précédent (la température moyenne est $(\bar{T} = (T + T_{in})/2)$). Donc la résolution de la constante inconnue C_1

$$\begin{aligned} \bar{T}_0 &= \bar{T}_{t=0} & \text{IV.2.7} \\ &= \frac{\dot{q}_{abs}}{2 \cdot \dot{m}_{htf} c_{htf}} + C_1 e^0 + T_{in} \\ C_1 &= \bar{T}_0 - \frac{\dot{q}_{abs}}{2 \cdot \dot{m}_{htf} c_{htf}} - T_{in} \end{aligned}$$

Enfin, nous substituons la constante dans la solution générale pour trouver l'équation finale pour la température de sortie indiquée dans l'équation. (IV.2.8)

$$T_i = \frac{\dot{q}_{abs,i}}{\dot{m}_{htf} c_{htf,i}} + \left(\bar{T}_{0,i} - \frac{\dot{q}_{abs,i}}{2 \cdot \dot{m}_{htf} c_{htf,i}} - T_{in,i} \right) \exp \left[\frac{\dot{m}_{htf}}{m_i + mc_{i,bal,sca}} \Delta t \right] + T_{in,i} \quad \text{IV.2.8}$$

Cette équation est appliquée à chaque nœud i dans la boucle, où $T_{in,i}$ est égale à la température de sortie du nœud dans la boucle précédente T_{i-1} . donc la température calculée pour chaque nœud dépend de la température d'entrée du nœud précédent et la température de nœud au pas de temps précédent, ces valeurs doivent être établies comme conditions aux limites. La température du nœud au pas de temps précédent est stockée de pas de temps à un autre, et la température d'entrée est égale à la température de sortie du nœud précédent mais le premier nœud dans la boucle doit satisfaire ces exigences.

La température d'entrée au premier nœud représente l'entrée du champ solaire, exige une condition additionnelle. Dans un processus de dérivation semblable à celui décrit dans la figure 18, un système de température est calculé à la fois pour le côté chaud et froid du champ solaire. La température froide du système est utilisée comme température d'entrée (nœud # 1), la température chaude du système est utilisée comme la température de sortie effective du champ solaire. Ces valeurs combinent l'inertie thermique associée à la tête et la masse du HTF qui équilibre la centrale. À l'état d'équilibre, la température du HTF à l'entrée de boucle est égale à la température de sortie du cycle de puissance, la température de sortie de stockage, ou la température de sortie du champ solaire, en fonction de la situation de contrôle. Cependant, l'utilisation directe d'une de ces températures de sortie comme valeur d'entrée pour la boucle est inexacte, car elle ne tient pas compte de l'inertie thermique de la tête. Si l'on inclut l'inertie

thermique comme un effet transitoire, l'équation établie pour la température d'entrée de la boucle ($T_{sys,c}$) est représentée dans l'équation. (IV.2.9).

$$T_{sys,c} = (T_{sys,c,0} - T_{sf,in}) \exp \left[- \frac{\dot{m}_{htf}}{\bar{V}_c \rho_c + \frac{m c_{bal,c}}{c_c}} \Delta t \right] + T_{sf,in} \quad \text{IV.2.9}$$

La température de la tête froide au pas de temps précédent est $T_{sys,c,0}$, le volume de la tête froide et le pipe d'alimentation est donnée par \bar{V}_c , et la densité du fluide froid est ρ_c .

De même, la température chaude de sortie du système combine le flux de sortie de boucle, les volumes de la tête et la pipe d'alimentation, et le dernier pas de temps.

$$T_{sys,h} = (T_{sys,h,0} - T_{loop,out}) \exp \left[- \frac{\dot{m}_{htf}}{\bar{V}_h \rho_h + \frac{m c_{bal,h}}{c_h}} \Delta t \right] + T_{loop,out} \quad \text{IV.2.10}$$

Le terme de capacité $m c_{bal,h}$ (ou $m c_{bal,c}$ pour la tête froide) est utilisé pour tenir compte de toute l'inertie thermique qui n'est pas inclus dans le calcul du volume du HTF. la variation de ce terme ajoute ou soustrait de manière efficace la capacité de l'énergie intérieure dans le système; sa meilleure utilisation est comme un facteur d'ajustement empirique pour étudier les performances des centrales. Cette variable est définie comme l'énergie thermique (kilowattheures) par la capacité d'électricité brute (mégawatts) nécessaire pour élever la température du côté chaud d'un degré Celsius.

Pour illustrer ce concept, prenons l'exemple suivant. Une centrale thermique hypothétique de 100 MWe (brut) avec un rendement de conversion de 33,5% est observée durant une nuit froide à une température de 140°C. La température du système augmente de 150 °C à 290 °C après 1 heure et le champ solaire est à 50% de charge. Le modèle estime que le volume du HTF peut représenter que la moitié de l'énergie observée au démarrage, l'équilibre de la centrale nécessite une équivalence de 0,25 d'heures à pleine charge pour démarrer. Le coefficient serait calculé comme suit:

$$m c_{bal} = \frac{0.25}{0.335} \cdot \frac{100,000 [kWe]}{100 [MWe] \cdot 150 [K]} \quad \text{IV.2.11}$$

$$m c_{bal} = 5 \left[\frac{kWhr}{MWe_{cap} \cdot K} \right]$$

Résumé de la section IV.2.1

- Le modèle calcule les températures du champ solaires et les performances correspondant indépendamment à chaque spécification de SCA dans la boucle.
- chaque SCA peut avoir un collecteur ou un récepteur associé différent, jusqu'à quatre en total.

- les performances d'une boucle représentent chaque boucle dans le champ.
- Le modèle détermine la température d'admission du champ solaire en expliquant l'écoulement de retour à partir du cycle de stockage/puissance/de sortie de champ et du volume de tête et de la tuyauterie froides.
- Le modèle détermine la température de sortie de champ solaire en expliquant l'écoulement chaud à partir du collecteur, le volume de tête chaud et la tuyauterie, et il ajoute une limite de capacité thermique personnalisée par l'utilisateur qui effectue le comportement du système.

IV.2.2 Contrôle du champ solaire

Les centrales CSP convertissent l'irradiation normale directe (DNI) du soleil en énergie thermique et éventuellement en électricité ou d'autres produits utiles. DNI peut varier de manière significative au cours d'une période de temps relativement court, et le champ solaire dans une SEGS doivent être conçus pour tenir compte de ces variations. L'algorithme de commande utilise des entrées de champ solaire spécifié par l'utilisateur pour faire les décisions opérationnelles en fonction du niveau des ressources DNI, la température ambiante, la présence de stockage thermique, etc. Le taux minimum et maximal du débit massique de HTF, la température de sortie du HTF, l'état de défocalisation, et la température de chaque nœud par rapport au point de consigne pour la protection contre le gel sont des paramètres qui sont surveillés et exécutés par le contrôleur du champ.

La logique du terrain emploie une stratégie de contrôle «idéale». Cela signifie que le taux de débit massique de HTF est contrôlé pour permettre à la température de sortie de la boucle de rencontrer la valeur de point de fonctionnement lorsque cela est possible. La perte de chaleur du récepteur et la température de surface sont des fonctions de la température du HTF, et la température du HTF est à son tour une fonction du taux de débit massique de HTF, de sorte que la température du HTF doit être calculée de manière itérative. SAM utilise la substitution successive, où une première estimation pour le débit de masse sur le terrain est fournie avec des valeurs de température devinée, puis le débit massique est recalculé et ajusté jusqu'à ce que la température de sortie converge vers la valeur exacte.

Si le débit massique calculé tombe en dehors de la gamme acceptable prescrit par l'utilisateur, un traitement de commande spéciale est nécessaire. Les taux de débit de boucle minimale et maximale admissible sont précisés indirectement par l'utilisateur sur la page du champ solaire dans SAM à travers un intervalle de vitesse du HTF. Eq. (IV.2.12) montre comment les vitesses minimum et maximum ($v_{htf,min}$, $v_{htf,max}$) du HTF sont converties aux taux de débit massique.

$$\dot{m}_{htf,min} = v_{htf,min} \rho_{htf,c} \pi \left(\frac{D_{min}}{2} \right)^2 \quad \text{IV.2.12}$$

$$\dot{m}_{htf,max} = v_{htf,max} \rho_{htf,h} \pi \left(\frac{D_{min}}{2} \right)^2 \quad \text{IV.2.13}$$

$\rho_{htf,h}$ Représente la densité du HTF aux températures de fonctionnement froide (c) et chaude (h), et D_{min} est le diamètre minimum du tube récepteur dans le système. Le taux d'écoulement de masse dans le champ solaire est constamment ajusté dans des limites supérieures et inférieures de débit pour avoir la température de sortie désirée du HTF. Plusieurs méthodes de calcul sont possibles pour la détermination du débit massique. SAM utilise un algorithme de solution numérique qui estime la variation du taux d'écoulement de la masse et la température de sortie du HTF d'une itération à une autre. Les techniques numériques exigent généralement une estimation de la valeur initiale, et c'est le cas pour SAM. La proposition initiale de masse d'écoulement est indiquée dans Eq.(IV.2.14).

$$\dot{m}_{htf,guess} = \frac{\sum_{i=1}^{N_{sca}} \dot{q}_{i,abs} N_{loops}}{c_{htf,ave} (T_{loop,out,des} - T_{sf,in})} \quad (IV.2.14).$$

La valeur de la chaleur spécifique moyenne correspond à l'intégrale sur la longueur moyenne de boucle des capteurs, la température de sortie du HTF est la température de fonctionnement de sortie du champ solaire, et la température d'entrée est fournie par le bloc de puissance ou la source du fluide. Les itérations suivantes basées sur le bilan énergétique démarrent en utilisant le flux de masse et les valeurs des températures de l'itération précédente (\dot{m}'_{htf} et $T'_{loop,out}$), et les valeurs de l'itération courante (\dot{m}_{htf} et $T_{loop,out}$) pour prédire le débit massique de la prochaine itération (\dot{m}^*_{htf}). Ce calcul est illustré dans Eq. (IV.2.15).

$$\dot{m}^*_{htf} = \dot{m}_{htf} + (\dot{m}_{htf} - \dot{m}'_{htf}) \left(\frac{T_{loop,out,des} - T_{loop,out}}{T_{loop,out} - T'_{loop,out}} \right) \quad (IV.2.15)$$

Ou

$$-0.75 |\dot{m}_{htf}| \leq \left[(\dot{m}_{htf} - \dot{m}'_{htf}) \left(\frac{T_{loop,out,des} - T_{loop,out}}{T_{loop,out} - T'_{loop,out}} \right) \right] \leq 0.75 |\dot{m}_{htf}|$$

IV.2.2.1 Défocalisation du collecteur

Si le taux de flux de masse calculé à travers la boucle est inférieur au débit minimum admissible ($\dot{m}_{htf,min}$), le code réinitialise le débit et le mettre égal à la valeur minimale et recalcule la température de sortie de la boucle, en supposant un débit fixe, et dans des conditions où le critère minimum n'est pas atteint, la température de sortie du champ solaire est inférieure à la valeur de fonctionnement.

Dans le cas contraire, le champ solaire peut absorber autant d'énergie ou le débit massique nécessaire pour maintenir la température de sortie dépasse la valeur maximale spécifiée. Une fois le débit massique atteint une limite supérieure, la seule façon d'éviter la surchauffe du HTF (situation dangereuse) est de réduire la quantité d'énergie absorbée par la défocalisation des collecteurs. Le contrôleur du centrale peut défocaliser les collecteurs lorsque la quantité d'énergie produite par le champ solaire dépasse ce qui peut être consommée par le cycle de puissance et /ou le stockage, ou lorsque le débit massique dépasse la valeur calculée dans l'équation. (IV.2.12). Pour ce dernier cas, on calcule la quantité

d'énergie totale absorbée dans chaque SCA sur le terrain et on défocalise les SCA jusqu'à ce que l'énergie totale absorbée est inférieure au seuil requis par le taux maximale d'écoulement. SCA sont défocalisées en utilisant l'un des trois régimes sélectionnés par l'utilisateur.

Défocalisation totale des SCA

Pendant les périodes de défocalisation, les SCA seront complètement défocalisés dans un ordre successif jusqu'à ce que la puissance totale absorbée soit inférieure à la limite imposée. Les pertes thermiques par défocalisation sont prises en compte dans tous les calculs de l'énergie. Eq. (IV.2.15). On détermine le nombre de collecteurs à défocaliser. La puissance thermique de sortie effective total $\dot{q}_{sf,eff}$ est réduite en réduisant la quantité absorbée par chaque capteur en fonction de l'ordre de la défocalisation jusqu'à la puissance thermique de sortie maximale acceptable $\dot{q}_{sf,max}$. Les éléments de A [i] indiquent l'ordre de défocalisation voulu, et les indices *abs*, *hl*, et *inc* se réfèrent à l'énergie thermique absorbée, les pertes de chaleur thermique, et l'irradiation incidente sur chaque SCA, respectivement

$$\begin{aligned}
 & \text{tandis que : } (\dot{q}_{sf,eff} > \dot{q}_{sf,limit}) \text{ et } (i \leq N_{sca}) & (IV.2.16) \\
 & \dot{q}_{sf,eff} = \dot{q}_{sf,eff} - \max[(\dot{q}_{A[i],abs} - \dot{q}_{A[i],hl}), 0] \\
 & \text{puis, pour: } j = 1, i : \\
 & \dot{q}_{i,inc} = 0
 \end{aligned}$$

Défocalisation Partielle séquencé

Cette option défocalise partiellement le SCA. Parfois elle est appelée le plumage, cette méthode est appliquée dans les centrales en modifiant l'angle de poursuite pour que le récepteur tombe en dehors du rayonnement réfléchi, ce qui réduit le facteur d'interception. Les calculs de la défocalisation dans ce mode nécessite trois étapes: d'abord, le nombre des SCA touchés est déterminés, deuxièmement, les SCAs qui sont totalement inutiles sont complètement défocalisés, finalement, la dernière SCA défocalisé est partiellement modulée pour correspondre à la sortie thermique souhaitée.

$$\begin{aligned}
 & \text{tandis que: } (\dot{q}_{sf,eff} > \dot{q}_{sf,limit}) \text{ et } (i \leq N_{sca}) & (IV.2.17) \\
 & \dot{q}_{sf,eff} = \dot{q}_{sf,eff} - \max[(\dot{q}_{A[i],abs} - \dot{q}_{A[i],hl}), 0] \\
 & \text{puis, pour: } j = 1, i - 1 : \\
 & \dot{q}_{i,inc} = 0
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & \text{finalement pour : } j = i & (IV.2.18) \\
 & \dot{q}_{i,inc} = \dot{q}_{i,inc} \frac{\dot{q}_{sf,eff} - \sum_{j=i+1}^{N_{sca}} \dot{q}_{j,abs}}{\dot{q}_{i,abs}}
 \end{aligned}$$

Défocalisation Partielle simultanée

La dernière option met en œuvre une défocalisation partielle simultanée de tous les SCA dans la boucle. Eq. (IV.2.18) montre la méthode de mesure simple utilisée pour chaque SCA Parce que tous les SCA sont défocalisés.

$$\begin{aligned} & \text{pour: } i = 1, N_{sca} & (IV.2.19) \\ \dot{q}_{i,inc} &= \dot{q}_{i,inc} \frac{\dot{q}_{sf,limit}}{\dot{q}_{sf,eff}} \end{aligned}$$

Les algorithmes de contrôle de la défocalisation sont itératifs, par conséquent, les variables figurant sur les deux côtés de l'équation (IV.2.16) à l'équation (IV.2.19) sont fournis avec des valeurs initiales jusqu'à la convergence.

Le modèle poursuit et rapporte l'énergie totale défocalisée (perte d'énergie). Cette valeur mesure la quantité d'énergie incidente qui n'est pas permis d'atteindre le collecteur à la suite de la défocalisation, et la valeur déclarée comprend la perte d'énergie causée par le contrôleur du champ solaire et le contrôleur de la centrale. La perte d'énergie est approchée en tenant compte du produit de la zone d'ouverture totale ($A_{ap,tot}$), le rendement du capteur optique au cours du pas de temps (η_{opt}), l'irradiation solaire (I_{bn}) et la fraction de la SCA défocalisé au cours du pas de temps (η_{def}). Les pertes thermiques ne sont pas incluses dans le calcul de l'énergie perdue par défocalisation.

$$\dot{q}_{dump} = A_{ap,tot} I_{bn} \eta_{opt} \eta_{def}$$

IV.2.2.2 Protection contre le gel sur le terrain

Pendant les périodes de fermeture prolongée ou à des basses températures nocturnes, le fluide caloporteur dans le champ solaire peut refroidir à une température trop faible. Pour éviter cette situation, un équipement électrique peut fournir la chaleur supplémentaire pour le HTF dans le champ solaire. Les températures dans chaque nœud de la boucle et dans les têtes sont surveillées. Si la température tombe en dessous de la valeur minimum admissible, la chaleur est ajoutée au système pour maintenir la température à la valeur minimum. Cette énergie est déclarée comme une perte parasitaire. L'énergie de protection contre le gel est calculée pour chacun des nœuds i dans la boucle d'assemblage des collecteurs N_{sca} dans l'équation. (IV.2.20).

$$E_{fp} = \sum_{i=1}^{N_{sca}} [(T_{fp} - T_{htf,ave,i}) A_{cs,i} L_i \rho_{htf} c_{htf} + \dot{q}_{i,hl}]. N_{loops} \quad (IV.2.20)$$

L'énergie totale de protection contre le gel E_{fp} peut être divisée par le pas de temps pour déterminer le taux de consommation d'énergie. Dans l'équation. (IV.2.20), la température moyenne des nœuds est représentée par $T_{htf,ave,i}$, la section transversale du tube récepteur est $A_{cs,i}$ la longueur du tube récepteur pour le nœud est L_i , les propriétés du HTF sont utilisés. De même, l'énergie nécessaire pour la protection contre le gel des têtes et pipe est calculée comme suit.

$$E_{fp,hdr} = (T_{fp} - T_{hdr}). (\bar{V}_{hdr} + \bar{V}_{run}) \rho c_p + \dot{q}_{hl,hdr} + \dot{q}_{hl,run} \quad (IV.2.21)$$

Le chauffage électrique est déclaré comme une perte parasitaire.

IV.2.2.3 Comptabilisation des effets transitoires

Contrairement aux centrales thermiques classiques, les centrales CSP sont soumises à des fluctuations temporelles sur la ressource thermique. Les centrales à énergie fossiles ou nucléaires passent la plupart de leur durée de vie en régime permanent, mais les centrales CSP varient la production considérablement sur des périodes relativement faibles. C'est à dire l'impact des effets transitoires sont importantes dans la performance globale de la centrale. L'inclusion simple des conditions transitoires dans la formulation du modèle (voir Eq(IV.2.8) par exemple) ne peut être pas suffisant pour voir leur impact. Au lieu de cela, les équations moyennes qui tiennent compte du comportement de la centrale au pas de temps sont nécessaires.

Des simulations numériques s'appuient sur une approximation qui suppose que la variable de surface continue peut être discrétisée en sections homogènes finie. C'est le cas pour le calcul de température du circuit représenté sur la figure 19, où la boucle solaire est discrétisée selon le nombre des SCA dans la boucle. De même, la variable du temps t qui est supposée être continue dans la formulation du modèle doit être discrétisée pour les simulations numériques effectuées par SAM. Le défi pour les simulations CSP qui s'appuient sur des conditions météo horaire est que le pas de temps discrétisé est souvent beaucoup plus longue de ce qui est nécessaire pour changer l'état du centrale de CSP. L'état du système à la fin d'un pas d'une heure du temps ne peut pas être le même dans toute la journée. Le pas de temps d'1-heure est assez long pour le calcul des flux de masse de champ solaire basé sur la température de sortie finale, aussi l'utilisation de la température moyenne conduise à des inexactitudes importantes. Figure 19 illustre cette difficulté.

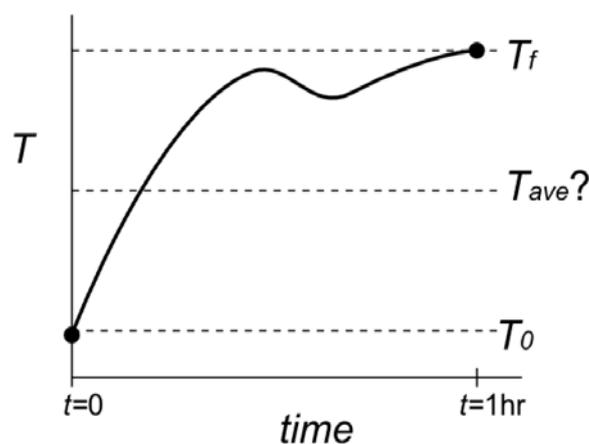


Figure 19: situation hypothétique où ni la température finale, ni la température moyenne initiale et final donne une représentation précise de la température sur le pas de temps. Cette situation peut être rencontrée dans les systèmes dynamiques, comme les centrales CSP.

Pour résoudre ce problème, SAM règle l'énergie totale absorbée en soustrayant la quantité d'énergie qui est contribué à l'évolution de l'état énergétique de la centrale (l'énergie transitoire). L'énergie transitoire est calculée dans Eq. (IV.2.22)

$$\begin{aligned}
 E_{trans} = & \left(\bar{V}_{hdr,h} \rho_{htf,h} c_{htf,h} + \frac{mc_{bal,h}}{2} \right) (T_{sys,h} - T_{sys,h,0}) \\
 & + \left(\bar{V}_{hdr,c} \rho_{htf,c} c_{htf,c} + \frac{mc_{bal,c}}{2} \right) (T_{sys,c} - T_{sys,c,0}) \\
 + \sum_{i=1}^{N_{sca}} & \left[A_{cs,i} L_i \rho_{htf,i} c_{htf,i} + L_i \frac{mc_{bal,sca,i}}{c_{htf,i}} \right] \cdot (\bar{T}_i - \bar{T}_{i,0}) \cdot N_{loops}
 \end{aligned} \tag{IV.2.22}$$

L'équation (IV.2.22) se compose de deux parties principales, le premier terme mesure l'énergie qui contribue au changement de la partie chaude du système (la tête chaude et les pipes à partir du champ solaire vers le cycle de puissance). Le deuxième terme mesure l'énergie qui contribue à l'évolution de la partie froide du système. Le volume des têtes chaude et froide plus les pipes (\bar{V}_{hdr}) et la masse thermique spécifiée par l'utilisateur (mc_{bal}) décrite précédemment sont inclus dans les calculs de masse. L'état énergétique dépend de la température de démarrage ($T_{startup}$) pour la partie chaude et de la température d'alimentation ($T_{sf,in,des}$) pour la partie froide.

L'énergie calculée dans l'équation. (IV.2.22) est soustraite de l'énergie totale absorbée dans le champ solaire pour déterminer l'énergie total disponible à partir du champ solaire au cours de pas de temps Le débit massique est recalculé en fonction de l'énergie disponible à partir du champ

$$\dot{m}_{A,sf} = \frac{\dot{q}_{A,sf}}{c_{htf,ave} (T_{sys,h} - T_{sf,in})} \tag{IV.2.23}$$

Ou :

$$\dot{q}_{A,sf} = \dot{q}_{sf} - \frac{E_{trans}}{\Delta t}$$

La température $T_{sf,in}$ représente la température d'entrée du HTF dans le champ solaire et $T_{sys,h}$ est la température de retour au cycle de puissance calculée dans l'équation. (IV.2.10). Les pertes thermiques des têtes et des pipes sont comptabilisés dans la température de sortie de boucle à l'aide du coefficient de perte des pipes λ_{hl} .

$$T_{loop,out,adj} = T_{loop,out,adj} - \frac{\lambda_{hl}}{\dot{m}_{htf} c_{htf,ave}} \tag{IV.2.24}$$

Résumé de la section IV.2.2

- Le contrôleur de champ solaire limite le débit massique du HTF de chacune des boucles par la défocalisation des collecteurs ou par la substitution de la température de sortie.

- la défocalisation du collecteur est réalisée par une défocalisation complète de la SCA, ou défocalisation partielle séquentiel ou simultané.
- La protection contre le gel est appliquée selon la température minimum permis.
- Les effets transitoires sont appliqués en recalculant le débit massique en tenant compte de la moindre énergie absorbée qui va à changer l'état énergétique de HTF.
- les pertes thermiques des pipes sont déterminées et influent sur la température de sortie chaude du champ solaire.

IV.2.3 Optique du champ et de gisement de collecteur :

SAM définit le collecteur par la portion du champ solaire qui reflète l'irradiation entrante vers le récepteur. Cet équipement est distinct de récepteur qui se compose d'un verre sous vide qui enveloppe le tube récepteur, comme le montre la Figure 20. Les calculs optiques pour le collecteur est étendue jusqu'à la détermination de flux solaire incident sur le récepteur.



Figure 20: Le bac comprend à la fois un collecteur pour réfléchir l'irradiation et un récepteur absorbe et de transporte la chaleur

Pour déterminer le flux incident sur le récepteur il faut considérer les rendements optiques et les pertes optiques variables qui changent avec la position du soleil. L'irradiation totale incidente est une fonction de la zone d'ouverture équivalente de tous les collecteurs sur le champ, la force de l'insolation, l'angle sous lequel l'irradiation entre dans l'ouverture plane.

La zone d'ouverture équivalente se réfère à la surface totale de réflexion des collecteurs qui est projetée sur le plan d'ouverture du capteur. Cette zone est distincte de la surface courbée réfléchissante. La surface des écarts entre les miroirs et les composants structurels non réfléchissante n'est pas incluse dans la zone d'ouverture.

Lorsque le rayonnement solaire n'est pas normal au plan d'ouverture du capteur, les pertes sont calculées en tenant compte de l'angle d'incidence. Ceci est représenté dans la figure 21.

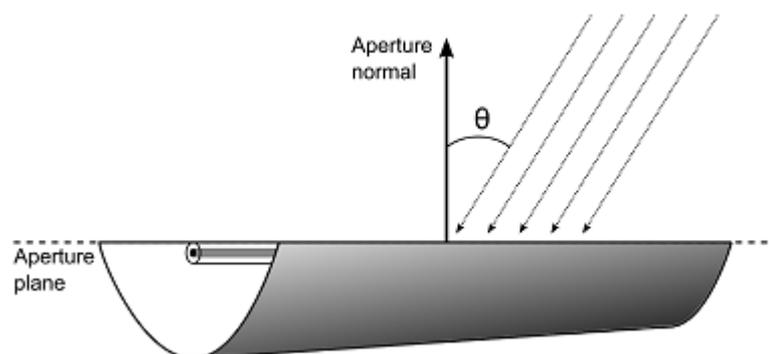


Figure 21: L'angle entre le rayonnement solaire et le vecteur normal au plan du capteur

L'angle d'incidence est une fonction de la position du soleil et l'angle de poursuite du collecteur. Pour savoir la position du soleil pour une centrale à une latitude φ et une longitude ψ , on calcule d'abord le temps solaire :

$$B = (\text{jour} - 1) \frac{360}{365}$$

$$EOT = 9.2 (0.000075 + 0.001868 \cos B - 0.032077 \sin B - 0.014615 \cos(2B) - 0.04089 \sin(2B))$$

$$\begin{aligned} \text{shift} &= \text{zone} \cdot 15 - \psi & (\text{IV.2.25}) \\ t_s &= \text{heure} + \frac{\text{shift}}{15} + \frac{EOT}{60} \end{aligned}$$

EOT est une équation temporelle qui détermine l'écart entre le temps local et le temps solaire chaque journée de l'année, *shift* représente le changement fixe du temps en minutes à cause de la différence entre la longitude standard pour le fuseau horaire (zones négative à l'ouest et positive à l'est de GMT +0) et la longitude à l'endroit du champ. Le jour de l'année (*jour*) et l'heure de la journée (heures, de 0 à 24) sont également nécessaires. Le temps de la journée est converti en un angle horaire (ω) dans l'équation. (IV.2.26)

$$\omega = (t_s - 12) \cdot 15^\circ \quad (\text{IV.2.26})$$

Car la position du soleil dépend de l'inclinaison de l'axe de la Terre, l'angle de déclinaison δ doit également être déterminé

$$\delta = 23.45^\circ \cdot \sin\left(360 \frac{(284 + \text{jour})}{365}\right) \quad (\text{IV.2.27})$$

Enfin, les angles de l'azimut solaire (γ_s) et l'élévation solaire (θ_e) sont calculés [11].

$$\theta_e = \sin^{-1}(\sin(\delta) \sin(\phi) + \cos(\phi) \cos(\delta) \cos(\omega)) \quad (\text{IV.2.28})$$

$$\theta_z = 90^\circ - \theta_e$$

$$\gamma_s = \text{sign}(\omega) \left| \cos^{-1} \left(\frac{\cos(\theta_z) \sin(\phi) - \sin(\delta)}{\sin(\theta_z) \cos(\phi)} \right) \right| \quad (\text{IV.2.29})$$

Le collecteur est capable de poursuivre un seul axe (longitudinal). Cet axe peut être orienté dans n'importe quelle direction de la boussole, l'alignement généralement soit Nord-Sud ou Est-Ouest. Le collecteur poursuit la position du soleil de telle sorte que l'angle entre le plan d'ouverture normale et l'irradiation solaire incidente est réduite au minimum.

L'angle de poursuite ω_{col} est calculé dans Eq. (IV.2.30), où l'orientation du capteur est avec un angle d'azimut (γ_{col}) et d'inclinaison (θ_{col}) qui est positif lorsque le collecteur est incliné vers le haut de l'équateur [12].

$$\omega_{col} = \tan^{-1} \left(\frac{\cos(\theta_e) \sin(\gamma_s - \gamma_{col})}{\sin(\theta_e - \theta_{col}) + \sin(\theta_{col}) \cos(\theta_e) (1 - \cos(\gamma_s - \gamma_{col}))} \right) \quad (IV.2.30)$$

Toutes les informations nécessaires pour calculer θ ont été déterminées. Ainsi:

$$\theta = \cos^{-1} \sqrt{1 - [\cos(\theta_e - \theta_{col}) - \cos(\theta_{col}) \cos(\theta_e) (1 - \cos(\gamma_s - \gamma_{col}))]^2} \quad (IV.2.31)$$

Le rayonnement total incident sur le champ solaire est égale à l'irradiation normale totale disponible (I_{bn}) fois la surface d'ouverture totale, multipliée par le cosinus de θ . Ce déclassement optique est dénommé « perte en cosinus » et il est la variable principale pour la perte de champ solaire.

Pertes par débordement d'extrémité

Pendant les heures où le rayonnement solaire incident n'est pas normal à l'ouverture du capteur, une partie du rayonnement est réfléchi par l'extrémité du collecteur qui n'atteint pas le récepteur. Cette perte est significative seulement à la fin de chaque rangé de capteurs, de sorte que la perte totale à la fin est déterminée par le nombre des rangés et de la longueur de chaque rangés.

$$\eta_{endloss} = 1 - L_{f,ave} \tan(\theta) - \left(\frac{N_{sca}}{2} - 1 \right) \frac{2EG}{N_{sca} L_{col}} \quad (IV.2.32)$$

Ou

$$EG = L_{f,ave} \tan(\theta) - L_{spacing}$$

L_{col} C'est la longueur totale des capteurs, $L_{f,ave}$ est la longueur moyenne du trajet de la surface au point focale (SAM Collectors page). Notez que cette dernière valeur n'est pas la longueur focale de la parabole jusqu'au sommet, mais elle est la valeur totale moyenne qui doit le rayonnement réfléchi par la surface parabolique voyagé pour atteindre le point focale. La valeur moyenne peut être calculée en utilisant une approche intégrale, de sorte que la largeur d'ouverture (w) est connue.

À partir de l'équation d'une parabole ($y = x^2/4a$) où a est la distance focale, nous pouvons exprimer la distance parcourue à partir de n'importe quel point (x, y) sur la parabole au point focale ($0, a$). En utilisant le théorème de Pythagore sur x et $y-a$, la distance au point (x, y) est :

$$\begin{aligned} f_{(x,y)} &= \sqrt{x^2 + (y - a)^2} \\ &= \sqrt{x^2 + \left(\frac{x^2}{4a} - a \right)^2} \end{aligned}$$

La longueur focale moyenne est alors l'intégrale de $f_{(x,y)}$ sur la largeur d'ouverture $\left(-\frac{w}{2}, +\frac{w}{2} \right)$ par rapport à x et divisée par la largeur d'ouverture totale.

$$\begin{aligned}
 f_{ave} &= \int_{-\frac{w}{2}}^{+\frac{w}{2}} \frac{\sqrt{x^2 + \left(\frac{x^2}{4a} - a\right)^2}}{w} dx \\
 &= \sqrt{\frac{\left[4a^2 + \left(\frac{w}{2}\right)^2\right]^2}{a^2}} \cdot \frac{12a^2 + \left(\frac{w}{2}\right)^2}{12\left(4a^2 + \left(\frac{w}{2}\right)^2\right)}
 \end{aligned}
 \tag{IV.2.33}$$

L'évaluation des résultats de l'intégrale définie dans Eq. (IV.2.33) ci-dessus fournit une expression simple pour la longueur focale moyenne en fonction de la distance focale et la largeur d'ouverture.

Ombre des rangés

L'ombrage entre les rangés se produit généralement à l'extrême positions solaire (aube ou crépuscule) quand l'ombre d'un collecteur plus proche du soleil obscurcit une partie d'un autre collecteur

$$\eta_{shadow} = |\sin(90^\circ - \omega_{col})| \frac{L_{spacing}}{w}
 \tag{IV.2.34}$$

$L_{spacing}$ Est l'espace entre les lignes centrale des rangées adjacentes.

Les temps de déploiement et de rangement

L'utilisateur peut forcer les limites de la poursuite. Qui est donnée en fonction de l'angle d'élévation solaire, et peut être spécifié par les temps de déploiements et de rangement séparément. Ces temps peuvent être calculés en utilisant la même relation.

$$t_{stow/deploy} = t_{noon} + \frac{\text{sign}(\tan(180^\circ - \omega))}{15} \cdot \cos^{-1} \left(\frac{c_1 c_2 + \sqrt{c_1^2 - c_2^2 + 1}}{c_1^2 + 1} \right)$$

Ou

$$c_1 = \frac{\cos(\phi)}{\tan(\omega)}
 \tag{IV.2.35}$$

$$c_1 = -\frac{\tan(\delta) \sin(\phi)}{\tan(\omega)}$$

Avec $\omega = \omega_{stow}$ ou $\omega = \omega_{deploy}$ respectivement

Angle d'incidence Modifié

L'Angle d'incidence Modifié η_{IAM} est un facteur qui tient compte du raccourcissement d'ouverture du capteur, la transmission de l'enveloppe de verre, l'absorption sélective de surface, et les pertes qui sont en fonction de la position du soleil. Le facteur modificateur de l'angle d'incidence est calculé en utilisant une formule empirique provenant des tests sur le terrain des collecteurs LS2 SEGS [13]. Les coefficients a_0, a_1, a_2 sont des entrées sur la page des Collecteur.

$$\eta_{IAM} = a_0 + a_1 \frac{\theta}{\cos \theta} + a_2 \frac{\theta^2}{\cos \theta} \tag{IV.2.36}$$

(θ en radians)

Les facteurs des pertes optiques constants

Les pertes optiques qui sont en fonction de la position du soleil sont appliquées comme des multiplicateurs constants. Comme l'erreur de poursuite, les défauts de géométrie, réflectivité de miroir, salissures de miroir, et autre erreur qui n'est pas pris en compte par les autres points. Parce que le modèle multiplie les facteurs de perte pour calculer un facteur de perte dans l'ensemble, la valeur de chaque facteur de perte individuelle n'est pas importante. Tableau 4 décrit les effets physiques de chaque facteur de perte.

Le rendement total optique est défini dans Eq. (IV.2.37), et nous avons finalement calculé l'énergie radiatif total incidente sur le champ solaire dans Eq. (IV.2.38).

Tableau 4 : Définitions générales pour chaque perte optique fixe

Description d'erreur	terme	Définition
Erreur de poursuite	η_{track}	Incapacité de collecteur de s'orienter parfaitement le long de l'angle de poursuite : vrillage du collecteur autour de l'axe longitudinale
Erreur géométrique	η_{geo}	Alignement faible des modules de miroir : déviation de la position de du tube de récepteur du point focale : déformation ou discontinuités le long de la surface réfléchissante
Réflectivité de miroir	ρ_m	sécularité Non-idéal de la surface réfléchissante ; pertes dues à l'absorption ou à la transmittance de rayonnement par la surface réfléchissante ; éraflures ou défauts la réflexion.
Salure sur le miroir	η_{soil}	Saleté sur la surface réfléchissante qui empêche l'irradiation entrante de se refléter sur récepteur
Autre Erreur	η_{gen}	Tout effet non capturé dans les catégories précédentes

$$\eta_{opt}(\theta, \omega_{col}) = \eta_{endloss}(\theta) \eta_{shadow}(\omega_{col}) \eta_{IAM}(\theta) \eta_{track} \eta_{geo} \rho_m \eta_{soil} \eta_{gen} \tag{IV.2.37}$$

$$\dot{q}_{inc,sf} = I_{bn} A_{ap,tot} \eta_{opt}(\theta, \omega_{col})$$

L'énergie incidente peut être ajustée, en fonction du temps de déploiements et de rangement. Pour les situations où le fait de déployer ou de ranger se produit à mi-chemin à travers un pas de temps, l'efficacité du capteur est réduite par la fraction de pas de temps qui reste. Par exemple, si le champ solaire déploie à 7h45 (heure solaire), la fraction de pas de temps consacré au suivi (f_{track}) est multipliée par le rendement du capteur optique total. Dans ce cas, $f_{track} = 1-45/60$, d'où 0.25.

IV.2.3.1 Détermination d'une valeur de rendement moyen

SAM permet à l'utilisateur d'attribuer plusieurs types de capteurs dans la même boucle de SCA (voir la page champ solaire). Étant donné que chaque variation de collection peut avoir une efficacité optique unique, l'efficacité du capteur signalée dans les résultats de la simulation est égale à la moyenne pondérée de tous les collecteurs utilisés dans la boucle. Mathématiquement, ceci est représenté dans Eq. (IV.2.39) pour i collecteurs dans la boucle, avec une surface $A_{col,i}$ et une efficacité $\eta_{col,i}$ chacune

$$\eta_{col,ave} = \sum_{i=1}^{N_{sca}} \eta_{col,i} \cdot \frac{A_{col,i}}{A_{loop,tot}} \quad (IV.2.38)$$

Résumé de la section IV.2.3

- Le modèle de champ de collecteur détermine le flux solaire entrant en considérant des données de temps, l'emplacement des installations, position solaire, et sollicite les valeurs qui sont des constantes et des fonctions de la position solaire/collecteur
- Les pertes variables modelées sont, débordement d'extrémité, Ombrage des rangés, Les temps de déploiements et de rangement, Angle d'incidence Modifié.
- Les pertes constantes sont erreur de poursuite, erreur géométrique, réflectivité de miroir, salure sur le miroir, autre erreur.

IV.2.4 Les Récepteurs (HCE's)

Les formules utilisées dans le modèle physique du récepteur utilisent un modèle unidimensionnelle développé dans [14] Le travail de Forristall qui utilise (EES). La performance du récepteur ne peut pas être modélisée avec précision en utilisant de simples relations explicites. Au lieu de cela, SAM utilise des équations implicites, pour résoudre de manière itérative avec substitutions successives jusqu'à ce que la solution converge.

Le récepteur est modélisé comme un flux d'énergie 1-d. Seul le gradient de température dans la direction radiale est supposé être important. Le transfert de chaleur axiale et circonférentielle sont négligés. La figure 22 présente une coupe d'une quart du récepteur. Chaque température $T_{(1-5)}$ est calculée par le modèle en utilisant un bilan énergétique et les coefficients de perte de la température. Le récepteur à une forme géométrique spécifiée avec des rayons $R_{(1-4)}$.

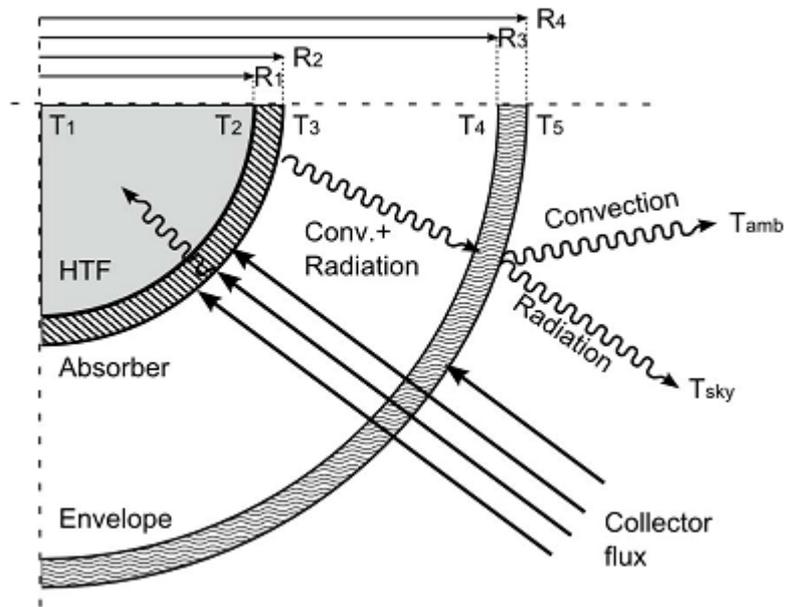


Figure 22: Un bilan thermique du récepteur.

Le flux radiatif concentré provenant du collecteur traverse l'enveloppe en verre transparent (R_{3-4}), une partie de ce flux est absorbé par le verre. Le flux absorbé est déterminé par l'absorptivité de l'enveloppe (α_{env}). Le flux qui traverse l'enveloppe atteint le tube absorbeur en (R_2). Noter que la fraction de l'énergie passant par l'enveloppe est spécifiée par la valeur de transmittivité de l'enveloppe et ne pas avoir besoin d'égaliser le complément de la valeur d'absorptivité. Parce que l'absorptivité par le verre est seulement un de plusieurs mécanismes de perte possible.

Lors du fonctionnement, la surface chauffée à R_2 conduit l'énergie thermique dans le mur de l'absorbeur (R_{1-2}) jusqu'au fluide caloporteur HTF. Les pertes thermiques de la surface d'absorbeur se produisent par convection et rayonnement avec l'enveloppe en verre. L'enveloppe en verre est exposée à l'air ambiant. La figure 23 montre le schéma électrique.

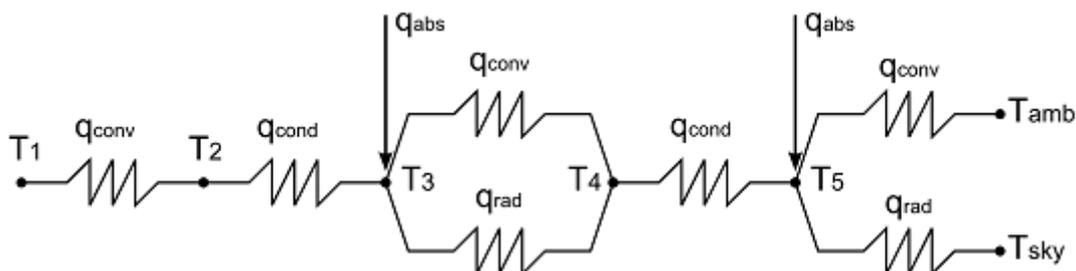


Figure 23: Le réseau de résistance thermique pour le modèle de récepteur représenté dans 24.

IV.2.4.1 Modélisation de l'approche

Le modèle de récepteur emploie des informations sur la température de HTF, la géométrie de récepteur, les conditions ambiantes, et le flux solaire entrant pour déterminer la performance du récepteur. Conceptuellement, le champ solaire peut être disséqué dans quatre modèles

différents ; le modèle de collecteur, le modèle de récepteur, modèle de pipe, et le modèle de HTF. Cette distinction est particulièrement remarquable pour le récepteur et des modèles de HTF. Le modèle de HTF calcule la température de HTF dans la boucle en se basant sur l'énergie et le taux d'écoulement de la masse absorbée. Le modèle de récepteur calcule la performance thermique du récepteur se basant sur la température d'entrée de HTF et toute autre information. D'où la température de HTF (T_1) est une valeur d'entrée et les autres valeurs spécifiques pour le modèle sont récapitulées dans le tableau 5.

Pour n'importe quel solutionneur employant un processus itératif, des valeurs initiales doivent être données. Les valeurs initiales pour le modèle de récepteur sont au commencement calculées sur la base de la température de HTF fournie au modèle, et dépendent de l'état de l'enveloppe de récepteur. Des valeurs initiales de la température pour le tube et l'enveloppe en doivent être fournies. Eq. (IV.2.39) montre les arrangements initiaux pour les températures pour les récepteurs intacts, et Eq. (IV.2.40) montre les arrangements pour récepteurs avec du verre brisé.

$$\begin{aligned} T_2 &= T_1 + 2 \text{ }^\circ\text{C} \\ T_3 &= T_2 + 5 \text{ }^\circ\text{C} \\ T_4 &= T_3 - 0.8 \cdot (T_3 - T_{amb}) \\ T_5 &= T_4 - 2 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (\text{IV.2.39})$$

Tableau 5 : les entrées du modèle de récepteur

Nom	Description
T_1	La température d'entrée de HTF
\dot{m}_{htf}	Le Taux d'écoulement de masse de HTF
T_{amb}	La température ambiante
T_{sky}	La température efficace de ciel
v_{wind}	La vitesse à la surface de récepteur
p_{amb}	La pression ambiante
$\dot{q}_{inc,i}$	Le Rayonnement incident au nœud i
A_{cs}	Section de tube absorbeur
D_2	Diamètre interne de tube absorbeur
D_3	Diamètre externe de tube absorbeur
D_4	Diamètre interne de l'enveloppe en verre
D_5	Diamètre externe de l'enveloppe en verre
D_p	Diamètre d'écoulement interne
ϵ_3	Émissivité extérieure de tube absorbeur
ϵ_4	Émissivité extérieure en verre
α_{abs}	Absorptivité extérieur de tube absorbeur
α_{env}	Absorptivité de l'enveloppe en verre
$\eta_{col,i}$	Efficacité optique de collecteur au nœud i
τ_{env}	transmittance de l'enveloppe en verre
P_a	Pression annulaire
-	Type de gaz de l'anneau
-	Type de HTF
-	Matériaux de tube absorbeur

Une fois les valeurs initiales sont calculées, le sous-programme utilise les valeurs précédentes et calcule les nouvelles valeurs jusqu'à la convergence. Toutefois, plusieurs conditions peuvent déclencher des recalculs des valeurs initiales en utilisant les équations (IV.2.40) et (IV.2.41):

- La différence entre les deux derniers T_1 est plus grande que 50°C
- la valeur minimum des températures est inférieure à T_{sky}
- n'importe quelle température du dernier appel retourne comme inadmissible (pas une erreur de nombre)

IV.2.4.2 Formulation du modèle

La première étape dans la détermination de la perte de chaleur dans le récepteur c'est calculer la résistance thermique entre les surfaces externe de l'absorbeur et intérieures de l'enveloppe. La convection et le rayonnement contribuent au transfert de chaleur total, si la convection entre les deux surfaces est très faible pour les récepteurs intacts. Elle devient importante dans les cas du verre brisé où le vide est perdu lorsque l'hydrogène du HTF est diffusé à travers la paroi de l'absorbeur dans l'espace annulaire.

Convection dans l'absorbeur

La convection peut se produire soit entre l'absorbeur et la surface du verre intérieur ou directement à l'air ambiant dans le cas où l'enveloppe est brisée, pour les récepteurs intacts, les propriétés du gaz annulaire sont évaluées à la température moyenne T_{34} . La convection de R_3 à R_4 peut être généralement exprimée comme :

$$\dot{q}_{34,conv} = \frac{T_3 - T_4}{\hat{R}_{34,conv}} \quad (\text{IV.2.41})$$

Ou

$$\hat{R}_{34,conv} = \frac{1}{\gamma_{34,conv} \pi D_3}$$

Le modèle de récepteur calcule convection naturelle interne à l'aide de la corrélation de Raithby et Hollands [15]. Le calcul de la convection naturelle annulaire commence par la détermination de nombre de Rayleigh en utilisant l'équation (IV.2.42):

$$Ra_{D_3} = \frac{g \beta_{34} |T_3 - T_4| D_3^3}{\alpha_{34} \nu_{34}} \quad (\text{IV.2.42})$$

Le coefficient de dilatation volumique β_{34} , le diffusivité thermique α_{34} , et la viscosité cinématique du gaz annulaire ν_{34} sont tous évalués à la température moyenne T_{34} . En utilisation le nombre de Prandlt $Pr_{34} = \nu_{34}/\alpha_{34}$, on calcule le transfert de chaleur dû à la convection naturelle dans l'anneau et le coefficient de transfert associé.

CHAPITRE IV : modélisation mathématique et physique des centrales solaires thermiques

$$\dot{q}_{34,conv} = 2.425 k_{34} \frac{T_3 - T_4}{\left(1 + \frac{D_3}{D_4}\right)^{1.25}} \left(\frac{Pr_{34} Ra_{D_3}}{0.861 + Pr_{34}}\right)^{0.25} \quad (\text{IV.2.43})$$

$$\gamma_{34,conv} = \frac{\dot{q}_{34,conv}}{\pi D_3 (T_3 - T_4)} \quad (\text{IV.2.44})$$

Pour des faibles pressions annulaires, la densité moléculaire est inférieure à la limite physique pour les courants de convection, mais plutôt les relations de transfert de chaleur moléculaire libre sont plus appropriées de décrire la perte de chaleur par convection. Le modèle de récepteur gère cela en utilisant la plus grande perte convective prédite par convection soit naturelle ou moléculaire libre. Eq. (IV.2.45) montre les étapes de calcul gratuit de transfert de chaleur moléculaire.

$$\Lambda = C_1 \times 10^{-20} \cdot \frac{T_{34}}{P_a \cdot \zeta^2} \quad (\text{IV.2.45})$$

$$\Gamma = \frac{c_{p,34}}{c_{v,34}}$$

$$b = \frac{9\Gamma - 5}{2\Gamma + 2}$$

$$\gamma_{34,conv} = \frac{k_{34}}{\frac{D_3}{2} \log\left(\frac{D_4}{D_3}\right) + \frac{b \Lambda}{100} \left(\frac{D_3}{D_4} + 1\right)}$$

$$\dot{q}_{34,conv} = \pi D_3 \gamma_{34,conv} (T_3 - T_4)$$

Dans le calcul de Λ , C_1 est une constante $2,331 \times 10^{-20} \text{ mm Hg} \cdot \text{cm}^3/\text{K}$, ζ est la distance de collision moléculaire libre dans le tableau 6 [14], et P_a est la pression annulaire en *torr*.

Tableau 6: Valeurs du libre parcours moyen entre les collisions d'une molécule pour la convection moléculaire libre

Gaz annulaire	ζ [cm]
Air	3.53×10^{-8}
Hydrogène	2.4×10^{-8}
Argon	3.8×10^{-8}

Les calculs de convection annulaire supposent que l'enveloppe est intacte. Cependant, l'enveloppe de verre se casse parfois due au choc ou au cyclage thermique excessive. SAM fournit des calculs spécialisés pour les récepteurs en verre cassés et divise les relations de transfert de chaleur appliquées sur la base de la vitesse du vent.

Si la vitesse du vent est très faible (moins de 0.1 m/s), le nombre de Nusselt est calculé en utilisant la corrélation Churchill et Chu pour un long cylindre horizontal isotherme [16], où les propriétés du fluide sont déterminées à la température moyenne de T_{36} .

$$\overline{Nu} = \left[\frac{0.60 + 0.387 \cdot Ra_{D_3}^{0.1667}}{\left(1 + \left(\frac{0.559}{Pr_{36}}\right)^{0.5625}\right)^{0.2963}} \right]^2 \quad (IV.2.46)$$

Le coefficient de convection calculé dans l'équation. (IV.2.47) est ensuite utilisé pour déterminer le transfert de chaleur convectif total.

$$\begin{aligned} \gamma_{34,conv} &= \overline{Nu} \frac{k_{36}}{D_3} \\ \dot{q}_{34,conv} &= \gamma_{34,conv} \pi D_3 (T_3 - T_6) \end{aligned} \quad (IV.2.47)$$

Si la vitesse du vent est supérieure à (0.1 m/s), les propriétés thermiques de l'air de contact avec la surface de l'absorbeur au T_3 et l'air ambiant à T_6 sont nécessaires. Dans ce cas, le nombre de Nusselt est calculé en utilisant la corrélation Zhukauskas pour la convection externe forcée [16].

$$\overline{Nu} = C Re_{D_3}^m Pr_6^n \left(\frac{Pr_6}{Pr_3}\right)^{0.25} \quad (IV.2.48)$$

Ou

$$Re_{D_3} = \frac{v_6 D_3}{\nu_6}$$

Les coefficients m, n, et C sont choisis en fonction des nombres de Prandtl et de Reynolds comme le montre le tableau 7. Pour $Pr \leq 10$, $n = 0,37$, sinon $n = 0,36$.

Tableau 7: Sélection des coefficients C et m pour la corrélation Zhukauskas

Nombre de Reynolds	C	m
$0 \leq Re_{D_3} < 40$	0.75	0.4
$40 \leq Re_{D_3} < 1000$	0.51	0.5
$1000 \leq Re_{D_3} < 2 \cdot 10^5$	0.26	0.6
$2 \cdot 10^5 \leq Re_{D_3} < 10^6$	0.076	0.7

Pour résumer le calcul convectif de l'absorbeur:

1. La perte par convection est déterminée en fonction de l'état du récepteur (si le verre de l'enveloppe est intact ou cassé).
2. Si le verre est intact, les coefficients de convection naturelle et de diffusion moléculaire sont calculés et comparés à la fois, le plus grand des deux est sélectionnés pour être utilisés dans l'équation de perte.

3. Si l'enveloppe n'est pas intacte, la convection directe à la température ambiante est calculée sur la base de connaître si la vitesse du vent est inférieure ou supérieure à 0.1 m/s.

Peu importe la méthode utilisée pour calculer le coefficient de perte par convection de l'absorbeur, la résistance thermique due à la convection est exprimée comme suit :

$$\hat{R}_{34,conv} = \frac{1}{\gamma_{34,conv} \pi D_3} \quad (IV.2.49)$$

Radiation de l'absorbeur

La perte par rayonnement de l'absorbeur vers l'environnement est le facteur le plus significatif pour les collecteurs intacts. Deux équations sont utilisées pour le calcul de perte radiative selon l'état de l'enveloppe. Pour les récepteurs intacts, l'échange radiatif est entre la surface d'absorption à D_3 et la surface de l'enveloppe intérieure à D_4 , comme le montre Eq (IV.2.50).

$$\begin{aligned} \gamma_{34,rad} &= \sigma (T_3^2 + T_4^2) \frac{T_3 + T_4}{\frac{1}{\epsilon_3} + \frac{D_3}{D_4} \left(\frac{1}{\epsilon_4} - 1 \right)} \\ \dot{q}_{34,rad} &= \pi D_3 \gamma_{34,conv} (T_3 - T_4) \end{aligned} \quad (IV.2.50)$$

Si l'enveloppe réceptrice est cassée, l'échange se fait directement vers le milieu ambiant à la température T_{sky}

$$\dot{q}_{34,rad} = \sigma \epsilon_3 \pi D_3 (T_3^4 - T_{sky}^4) \quad (IV.2.51)$$

Ou :

$$\gamma_{34,rad} = \frac{\dot{q}_{34,rad}}{\pi D_3 (T_3 - T_7)}$$

La résistance thermique radiative $\hat{R}_{34,rad}$ est calculée avec le même arrangement utilisé dans Eq. (IV.2.49) ci-dessus. La résistance thermique totale entre la surface de l'absorbeur et l'enveloppe est exprimée comme deux résistances thermiques en parallèle.

$$\hat{R}_{34,tot} = \left(\frac{1}{\hat{R}_{34,conv}} + \frac{1}{\hat{R}_{34,rad}} \right)^{-1} \quad (IV.2.52)$$

Conduction à travers l'enveloppe de verre

La conduction à travers l'enveloppe de verre intact est modélisée en utilisant la formule de la résistance radiale dans un cylindre, en supposant que la conductivité thermique est $k_{45}=1.04\text{W/m-K}$.

$$\hat{R}_{45,cond} = \frac{\log \left(\frac{D_3}{D_4} \right)}{2 \pi k_{45}} \quad (IV.2.53)$$

Perte par convection et par rayonnement de l'enveloppe

Comme la convection de l'absorbeur vers l'air ambiant dans le cas des récepteurs à verre brisé, la perte par convection de l'enveloppe se produit entre un objet cylindrique et un jet d'air libre. Ainsi, les équations développées pour les pertes par convection de récepteur à verre brisé peuvent être réutilisées ici. Pour des vitesses de vent de moins de 0,1 m/s, la corrélation de Churchill et Chu dans les équations. (IV.2.47-IV.2.48) est utilisée, sinon Eq(2.49) est utilisé. Les propriétés de l'air sont évaluées à T_5 et T_6 plutôt qu'à T_3 et T_6 . La perte radiative est calculée en utilisant l'équation. (2.52), en remplaçant T_5 pour les T_3 . Les résistances thermiques correspondantes sont:

$$\hat{R}_{56,conv} = \frac{1}{\gamma_{56,conv} \pi D_5} \quad (IV.2.54)$$

$$\hat{R}_{57,rad} = \frac{1}{\gamma_{57,rad} \pi D_5} \quad (IV.2.55)$$

Le flux de chaleur et les températures

L'énergie thermique est absorbée par le réseau de résistance en deux endroits, comme illustré dans la Figure 23 ci-dessus. L'absorbeur reçoit la plus grande énergie thermique incidente sur le récepteur à D_3 , mais une petite partie de l'énergie incidente est aussi absorbée dans l'enveloppe à D_5 . L'énergie absorbée par l'absorbeur i est :

$$\dot{q}_{abs,i} = \dot{q}_{inc,i} \eta_{opt,i} \tau_{env} \alpha_{abs} \quad (IV.2.56)$$

L'énergie absorbée par l'enveloppe est:

$$\dot{q}_{abs,env,i} = \dot{q}_{inc,i} \eta_{opt,i} \alpha_{env} \quad (IV.2.57)$$

Nous estimons le transfert de chaleur de la surface de l'absorbeur à la surface de l'enveloppe intérieure à l'aide des valeurs de température dans l'équation. (IV.2.39) pour T_3 et T_4 . Ce flux de chaleur ($\dot{q}_{34,tot}$) est augmenté par l'énergie absorbée dans l'enveloppe. Par simplification, l'énergie est supposée être absorbée juste après le mur intérieur de l'enveloppe entre D_4 et D_5 de sorte que l'énergie thermique doit traverser toute la distance entre les parois d'enveloppe. Ainsi, l'énergie thermique à travers le mur est exprimée comme suit:

$$\dot{q}_{45,cond} = \dot{q}_{34,tot} + \dot{q}_{abs,env} \quad (IV.2.58)$$

La température de surface extérieure de l'enveloppe est alors la température de surface intérieure, moins le flux de chaleur fois la résistance thermique.

CHAPITRE IV : modélisation mathématique et physique des centrales solaires thermiques

$$T_5 = T_4 + \dot{q}_{45,cond} \hat{R}_{45,cond} \quad (IV.2.59)$$

Les pertes thermiques de l'enveloppe vers l'ambiance sont désormais calculées de nouveau pour cette itération avec la nouvelle température de surface extérieure de l'enveloppe en verre recalculé T_5 .

$$\begin{aligned} \dot{q}_{56,conv} &= \frac{T_5 - T_{amb}}{\hat{R}_{56,conv}} \\ \dot{q}_{57,rad} &= \frac{T_5 - T_{sky}}{\hat{R}_{57,rad}} \end{aligned} \quad (IV.2.60)$$

Cela définit parfaitement le réseau de résistance thermique de la surface extérieure de l'absorbeur vers l'ambiance. Si on considère le profil de température d'un récepteur intact pendant son fonctionnement, le sommet de température est situé à la frontière entre la surface de l'absorbeur et l'anneau interne (D_3). Le flux de chaleur est toujours en descente; en supposant que nous savons la température à D_3 , nous pouvons maintenant recalculer le flux de chaleur de l'absorbeur vers l'ambiance. Cette quantité définit la perte de chaleur du récepteur. Cela peut être fait analytiquement par l'expression de la perte de chaleur totale en termes de résistance thermique équivalente entre D_3 et l'ambiance, la différence de température totale est entre T_3 et les températures ambiantes T_{amb} et T_{sky} . Parce que le flux de chaleur à travers l'anneau ($\dot{q}_{34,tot}$) est le même qui est conduit à travers l'enveloppe de verre et rayonné/confectionné à la température ambiante, ces flux de chaleur sont tous égaux et interchangeables avec la perte de chaleur du récepteur. Ainsi

$$\dot{q}_{hl} = \dot{q}_{34,tot} = \dot{q}_{45,cond} = (\dot{q}_{56,conv} + \dot{q}_{57,rad}) = \frac{\Delta T_{hl}}{\hat{R}_{3,amb}} \quad (IV.2.61)$$

Une mise en œuvre pratique de cette équation est facilement obtenue en appliquant les règles de réseau des résistances à la section de la figure 23 entre T_3 et les températures ambiantes. Eq(IV.2.62) est alors équivalente:

$$\dot{q}_{hl} = \frac{(T_3 - T_{amb}) \hat{R}_{57,rad} + (T_3 - T_{sky}) \hat{R}_{56,conv} - \dot{q}_{abs,env} \Omega_{\hat{R}}}{\hat{R}_{34,tot} \hat{R}_{57,rad} + \hat{R}_{34,tot} \hat{R}_{56,conv} + \Omega_{\hat{R}}} \quad (IV.2.62)$$

Ou

$$\Omega_{\hat{R}} = \hat{R}_{56,conv} \hat{R}_{57,rad} + \hat{R}_{45,cond} \hat{R}_{57,rad} + \hat{R}_{45,cond} \hat{R}_{56,conv}$$

Cette équation est simplifiée dans le cas où le verre du récepteur est enlevé et la surface de l'absorbeur est en communication thermique directe avec la température ambiante en supprimant les résistances de l'enveloppe.

$$\dot{q}_{hl} = (T_3 - T_6) \hat{R}_{34,conv} + (T_3 - T_7) \hat{R}_{34,rad} \quad (IV.2.63)$$

Un mécanisme de perte de chaleur restant doit être pris en compte. C'est la perte par conduction des supports en contact avec les limites du récepteur. Les pertes par rayonnement

et par convection ont tendance à dépasser la perte de chaleur par conduction des supports. Tableau [1] (annexe A) énumère la géométrie et les propriétés matérielles du support pris en charge par SAM.

La perte de chaleur de support est estimée en supposant que le support transfère la chaleur par convection vers l'environnement à une différence de température $T_{brac} - T_{amb}$, où la température moyenne de support T_{brac} est définie comme:

$$T_{brac} = \frac{1}{2} \left(\frac{T_{base} + T_{amb}}{2} + T_{amb} \right) \quad (IV.2.64)$$

La température de base T_{base} est la température effective de la base de support du Tableau [1] (annexe A). Comme la convection de l'enveloppe de verre extérieure, la convection du support est subdivisée en convection naturelle (vitesse inférieure à 0.1 m/s) et forcée. Le nombre de Nusselt pour la convection naturelle est donné dans l'équation. (IV.2.46). le coefficient de perte de chaleur convectif à l'aide des Nombres de Rayleigh et de Prandtl correspondant à la température moyenne de support est divisé par le diamètre du support effective.

$$\gamma_{brac} = \overline{Nu}_{brac} \frac{k_{brac}}{D_{brac}} \quad (IV.2.65)$$

La convection forcée du support est calculée de manière analogue à la procédure décrite dans l'équation. (IV.2.49) et le tableau 7, mais en utilisant les températures du support. La perte de chaleur de support par convection utilise soit le coefficient de convection forcée ou naturelle, en fonction de la vitesse du vent. Ce coefficient γ_{brac} est utilisé pour calculer la perte de chaleur comme indiqué dans l'équation. (IV.2.66).

$$\dot{q}_{brac} = \sqrt{\gamma_{brac} per_{brac} k_{brac} A_{brac,cs}} \left(\frac{T_{base} - T_6}{L_{rec}} \right) \quad (IV.2.66)$$

La perte totale de chaleur à partir du récepteur est la somme de la convection, le rayonnement, et la conduction de support. Le flux d'énergie vers le HTF ($\dot{q}_{12,conv}$) est égale à l'énergie absorbée par le tube absorbeur moins la perte de chaleur par le récepteur. La valeur de perte de chaleur est réduite par la quantité de chaleur absorbée dans l'enveloppe de verre qui doit également être rejeté, ce qui évite double-compter les pertes de chaleur du tube absorbeur.

$$\dot{q}_{12,conv} = \dot{q}_{23,cond} = \dot{q}_{abs} - (\dot{q}_{hl} - \dot{q}_{abs,env}) \quad (IV.2.67)$$

En utilisant la valeur calculée pour le flux de chaleur dans le HTF et la température moyenne devinée du HTF T_1 , nous calculons la chute de température de la surface interne du tube absorbeur au HTF due à la convection. Les corrélations requièrent les propriétés du liquide évaluées à la température de la paroi intérieure et la température du HTF, ils sont divisés en plusieurs cas: pour des vitesses d'écoulement du HTF supérieure à 0.1m/s, le nombre de Nusselt est calculé pour les flux annulaires ou circulaires, et pour des vitesses plus élevées du nombre de Nusselt est déterminé en utilisant une corrélation modifiée de Gnielinski [17]. Pour de faibles vitesses d'écoulement annulaire:

$$\overline{Nu}_{12} = 41.402 D_R^5 - 109.702 D_R^4 - 104.570 D_R^3 - 42.979 D_R^2 - 7.686 D_R + 4.411 \quad (IV.2.68)$$

Ou

$$D_R = \frac{D_p}{D_2} \quad (\text{IV.2.69})$$

Pour des faibles vitesses d'écoulement de la pipe, le nombre de Nusselt est fixé $\overline{Nu}_{12} = 4.36$
La température de la paroi intérieure pour un faible débit est alors:

$$T_2 = T_1 + \frac{\dot{q}_{12,conv} D_{hyd}}{\pi D_2 k_1 \overline{Nu}_{12}} \quad (\text{IV.2.70})$$

Tout de vitesse significative du HTF conduit à élever le nombre de Nusselt suffisamment pour que la température de la paroi interne soit égale à la température du HTF. Ce sera le cas pour la plupart des situations où un débit minimum est appliqué dans le champ en absence du soleil.

La dernière étape dans la résolution du modèle de récepteur est de recalculer la température du surface extérieure de tube absorbeur T_3 . Suffisamment d'informations sont disponibles pour calculer cette température et mettre à jour la proposition pour l'itération suivante. T_3 est en fonction de la température de la paroi interne T_2 et le flux de chaleur par conduction à travers la paroi du tube.

$$T_3 = T_2 + \frac{\dot{q}_{23,cond}}{2 \pi k_{23}} \log \frac{D_3}{D_2} \quad (\text{IV.2.71})$$

Le début du processus de calcul Eq. (IV.2.58) et se termine par Eq. (IV.2.71) est répété jusqu'à ce que la convergence soit réalisée pour T_3 et T_4 par rapport à leurs précédentes valeurs T_{3g} et T_{4g} . La convergence est obtenue lorsque l'erreur calculée Eq. (IV.2.72) est inférieur à une tolérance de 0.05 ou lorsque le nombre d'itérations dépasse 4⁴.

$$err = \sqrt{\left(\frac{T_{4g} - T_4}{T_4}\right)^2 + \left(\frac{T_{3g} - T_3}{T_3}\right)^2} \quad (\text{IV.2.72})$$

Résumé de la section 2.4

- le modèle de récepteur emploie une formulation à une dimension, où le flux de chaleur est uniformément dans la direction radiale.
- le récepteur tien compte une enveloppe en verre cassé, et les gaz annulaire suivantes l'air, l'argon, l'hydrogène.
- le modèle est analogue à un réseau de résistance thermique, ou le transfert de chaleur se produit en parallèle et en séries.
- Des valeurs initiales sont employées pour résoudre itérativement la distribution de la température et de la chaleur dans le récepteur.
- La convergence de modèle est réalisée quand le T_3 et T_4 restent acceptablement stable entre les itérations.

IV.2.5 Modèle des pipes

La plus grande perte pour une centrale est l'électricité consommée par les pompes de champ solaire. La puissance de pompage est proportionnelle à la chute de pression du HTF dans le champ solaire et le taux de débit massique du HTF, la captation des deux valeurs est important dans la caractérisation de la performance totale de la centrale. Le modèle des pipes dans SAM est dérivé directement de travaux présentés dans [18]. Il représente la chute de pression associée à une variété des composantes du champ, y compris:

- Les pipes de bloc de puissance vers ou de les têtes du champ solaire
- Les tête chaude et froide
- Pipe du tube récepteur
- L'expansion et la contraction des pipes
- Coudes (long, moyen, standard)
- Vannes (portail, globe, par chèque, et le contrôle)
- Rotule d'assemblage

Le modèle des pipes suit le volume total de liquide et la surface de la tuyauterie, sauf la surface du tube interne du récepteur. Le modèle ne tient pas compte de la variation de l'épaisseur d'isolation, mais s'applique plutôt à la zone de perte de chaleur et au coefficient de température spécifique pour déterminer la perte d'énergie thermique totale de la tuyauterie.

IV.2.5.1 Sélection de diamètre de la tuyauterie

la géométrie du champ nécessite une longue liste d'entrées, en précisant des informations sur les positions, les quantités et les chutes de pression pour tous les pipes possibles et les têtes, l'expansion et la contraction, les coudes, les vannes, les joints à rotule etc. qui sont une grande liste. Pour éviter cela, on fait un certain nombre d'hypothèses au sujet du placement et la quantité des composants de la tuyauterie. Les informations spécifiées par l'utilisateur comprend le nombre de sections sous-zone, le coefficient de perte thermique, les termes d'inertie thermique $m_{c_{bal,h}}$, $m_{c_{bal,c}}$, et $m_{c_{bal,sca}}$, et les vitesses min / max du HTF dans la tête lors de la conception. Le reste est pris en charge ou calculé par le modèle.

Les têtes sont utilisées pour distribuer du HTF froid à chacun des entrées individuelles des boucles, puis recueillir le HTF chaud de chaque boucle et de le retourner pour une utilisation dans le cycle de puissance ou au stockage. La conception optimale des têtes tient compte de la masse de fluide HTF grâce à la tête de plus en plus s'éloigne du cycle de puissance elle devient plus petites car, l'écoulement à travers chaque boucle doit être équilibré sur tout le terrain pour maintenir les températures de sortie chaudes constantes. Une partie de l'effort d'équilibrage exige que le diamètre de tête soit assorti à la masse du HTF qui le traverse de telle sorte que la vitesse d'écoulement est relativement constante. SAM calcule le diamètre de la tête de chaque boucle afin de s'assurer que la vitesse d'écoulement minimum et maximale prévue par l'utilisateur est maintenue à l'état de conception. Figure 24 illustre la façon dont le débit massique réduit le diamètre de tête. SAM gère les calculs de dimensionnement de la tête en limitant la vitesse de HTF à la plage spécifiée par l'utilisateur sur la page champ solaire. Cela nécessite une estimation du taux de débit massique HTF dans le champ solaire à la conception, tel qu'il est exprimé dans l'équation. (IV.2.73).

$$\dot{m}_{sf,des} = \frac{(A_{loop} I_{bn} - \dot{q}_{hl,loop}) N_{loops} \eta_{opt,des}}{c_{htf,ave} (T_{sf,out,des} - T_{sf,in,des})} \quad (IV.2.73)$$

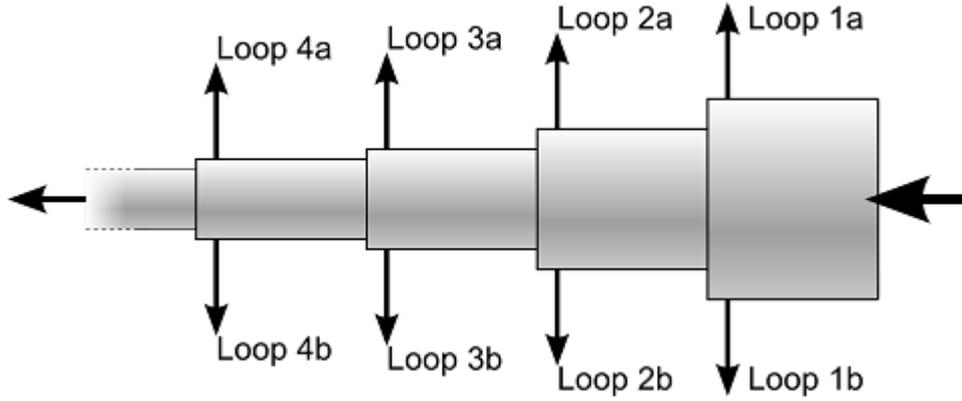


Figure 24: Une illustration de détournement d'écoulement de la tête vers les boucles individuelles sur le terrain. Deux boucles de HTF extrait le fluide par section. Le diamètre de la tête est ajusté pour maintenir la vitesse optimale d'écoulement.

Le rendement optique à la conception ($\eta_{opt,des}$) est calculé en utilisant la position du soleil à midi au solstice d'été selon le modèle de capteur présenté dans la section IV.2.3. La zone d'ouverture de la boucle A_{loop} est égale à la somme de l'ouverture de chaque assemblage de collecteur dans la boucle.

$$A_{loop} = \sum_{i=1}^{N_{sca}} A_{col,i} \quad (IV.2.74)$$

La perte de chaleur estimée est la somme pondérée des valeurs des pertes de chaleur estimées pour chaque récepteur dans la boucle. La perte de chaleur de chaque SCA est pondérée en fonction du rapport de la longueur de récepteur sur la longueur totale de la boucle des récepteurs.

$$\dot{q}_{hl,loop} = \sum_{i=1}^{N_{sca}} \dot{q}_{hl,des,i} L_{rec,i} \quad (IV.2.75)$$

Le débit massique du HTF dans chaque tête est déterminé en utilisant le débit massique total de champ solaire Eq. (IV.2.74). Le nombre des sections dans le champ est spécifié par l'utilisateur. Chaque section de champ est supposée avoir deux sous-sections symétriques, par conséquent, l'utilisateur peut sélectionner tout nombre pair de sections sur la page champ solaire dans SAM. Le nombre des sections de champ (N_{fsec}) détermine le nombre total des têtes. Les trois premières sélections possibles sont illustrées à la figure 25.

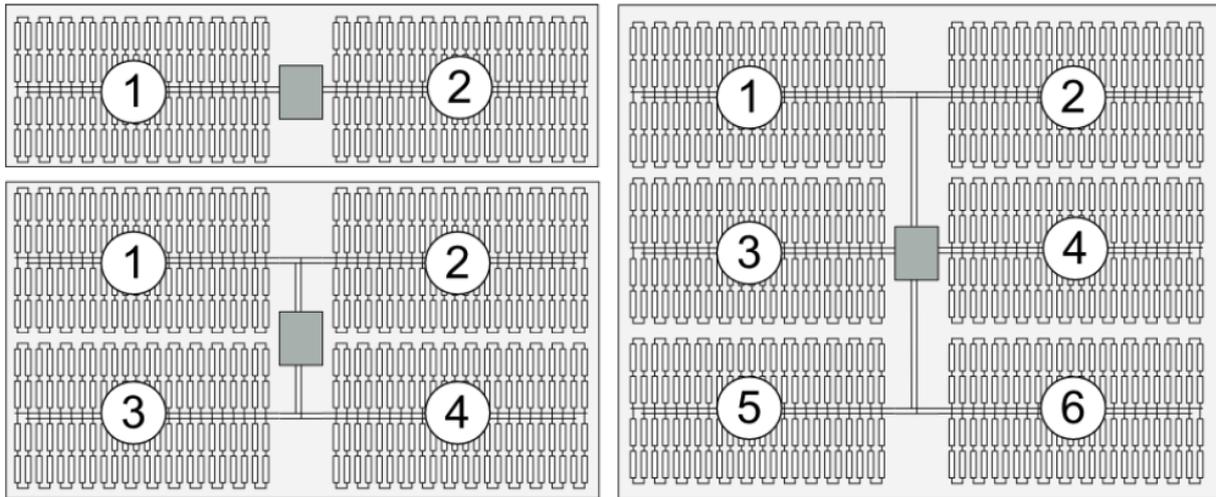


Figure 25: Trois configurations de champ possible modélisé par SAM. Deux (en haut à gauche), quatre (en bas à gauche), et six sous-sections (à droite).

SAM détermine le nombre de points d'extraction des boucles par tête en divisant le nombre total des boucles par deux fois le nombre de sections dans le champ (deux boucles extrait à un seul point)¹ Figure 25.

$$N_{hsec} = \left[\frac{N_{loops}}{2 \cdot N_{fsec}} \right] \quad (IV.2.76)$$

Quatre différents débits massiques caractérisent le champ solaire. Ce sont (1) le débit massique total du champ solaire Eq. (IV.2.74), (2) le débit massique dans le pipe qui alimente les sections de la tête, (3) le débit massique dans chaque tête, et (4) le débit massique dans une seule boucle. (2) et (3) sont définis respectivement comme suit:

$$\dot{m}_{run} = \frac{2 \cdot \dot{m}_{sf,des}}{N_{fsec}} \quad (IV.2.77)$$

$$\dot{m}_{hdr} = \frac{2 \cdot \dot{m}_{run}}{N_{fsec}} \quad (IV.2.78)$$

Le diamètre de la pipe d'alimentation est constant sur la longueur du tuyau et il est dimensionné pour correspondre à la limite maximale de flux de vitesse de conception à une densité moyenne du fluide. En première approximation, le même diamètre est utilisé pour la conduite d'alimentation froide comme pour celle de retour chaude.

$$D_{run} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{run}}{\rho_{ave} v_{max} \pi}} \quad (IV.2.79)$$

¹ Noter que les fonctions mathématiques pour le « plancher » et le « plafond » sont exprimées [] et [], respectivement.

La conception de la tête doit mettre en équilibre la nécessité d'un diamètre de tube variant. L'utilisation d'un diamètre différent pour chacune des sections de boucle N_{hsec} le long de la tête peut optimiser les performances, mais les bénéfices marginaux du débit de vitesse constant sont vraisemblablement compensés par le coût de l'assemblage de la tuyauterie. Ainsi, SAM ajuste uniquement le diamètre de la tête d'une section si la vitesse d'écoulement ne relève pas dans la gamme spécifiée, et il limite le nombre total de diamètre pour chaque tête à 10.

Chaque section de tête unique i est affectée à un groupe de diamètre des têtes j . Le diamètre de la première section de la tête est calculé en utilisant un débit de masse égale à $\dot{m}_{hdr,j,in}$ le débit d'entrée pour le groupe des têtes j . en utilisant le diamètre du tuyau, le taux de débit massique minimum de HTF autorisée est calculé pour la limite inférieure de la vitesse au groupe j .

$$\dot{m}_{min,j} = \rho_{ave} v_{min} \pi \frac{D_{hdr}^2}{4} \quad (IV.2.80)$$

Le même diamètre $D_{hdr,j}$ est appliqué aux sections suivantes de la tête N_i dans le groupe j avant d'être recalculés, mais le débit massique de la section i est constamment ajustée pour être progressivement plus petits pour que le flux soit dévié dans les boucles.

$$N_i = \left\lceil \frac{\dot{m}_{hdr,j,in} - \dot{m}_{min,j}}{\dot{m}_{loop}} \right\rceil \quad (IV.2.81)$$

Ou

$$\dot{m}_{hdr,i} = \dot{m}_{hdr,i-1} - 2 \dot{m}_{loop} \quad (IV.2.82)$$

Le diamètre de chaque groupe est calculé selon l'équation. (2.84), une table des diamètres des têtes est écrite comme un fichier² de sortie.

$$D_{hdr,j} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{hdr,j,in}}{\rho_{ave} v_{max} \pi}} \quad (IV.2.83)$$

La géométrie des têtes est limitée à un calendrier commun de diamètres et d'épaisseurs. Les sélections possibles sont dans le tableau 2 (annexe A) [18]. Après la sélection du meilleur calendrier de conduite, le code recherche le plus petit diamètre de pipe qui satisfait la restriction de la vitesse d'écoulement. Souvent le calendrier de pipe réalisé est plus grand de la géométrie idéale.

En plus de la tuyauterie de tête et des pipes d'alimentation dans le champ solaire, SAM calcule le volume du HTF associé au générateur de Vapeur (SGS) et les pipes des pompes. Ce volume est utilisé dans les calculs de l'inertie thermique du HTF au bloc de puissance en cours de préchauffage. Les spécifications de SAM se présentent dans les éléments suivants:

1. Une ligne qui appartient à la pompe d'aspiration de la tête d'aspiration jusqu'à l'entrée de la pompe.

² System Advisor, SHIFT+F9

2. Une ligne qui appartient à la pompe de décharge de cette dernière jusqu'à la tête de décharge.
3. La tête de pompe de décharge.
4. La tête collectrice de sortie du champ solaire qui va vers le vase d'expansion ou le réservoir de stockage thermique.
5. La tête d'alimentation pour le générateur de vapeur.
6. les pipes internes de générateur de vapeur.
7. La tête de sortie de générateur de vapeur pour le vase d'expansion ou le stockage thermique

Plusieurs hypothèses sont utilisées pour déterminer le volume du HTF de chacune de ces pipes. La vitesse de conception du HTF est supposée être 1.85 m/s, et le système est supposé avoir trois pompes, chacune capable de produire 50% du débit de conception. La longueur des lignes est fixe et ne s'adapte pas avec le bloc de puissance ou la taille du champ solaire, contrairement au diamètre. Le tableau 3 (annexe A) montre la supposition des longueurs des pipes.

Le dimensionnement des lignes des pipes dépend du débit volumétrique du HTF. Le taux d'écoulement de masse dans le champ solaire par défaut $\dot{m}_{sf,des}$ dépend de taux d'écoulement de masse de bloc de puissance divisée par les multiples solaire, comme indiqué dans Eq(IV.2.84). Le débit volumétrique est égal au débit massique divisée par la densité du HTF.

$$\dot{m}_{pb,des} = \frac{\dot{m}_{sf,des}}{SM} \quad (IV.2.84)$$

Les pipes 1-2 dans le tableau 3 (annexe A) portent chacun un débit volumique de $\frac{1}{2} \overline{\dot{V}}_{sf}$, les pipes 3-4 de portent $\overline{\dot{V}}_{sf}$, et les pipes 5-7 portent $\overline{\dot{V}}_{pb}$.

IV.2.5.2 Disposition des pipes et les composants

Les calculs de dimensionnement des pipes sont une agrégation des estimations simples basées sur la taille totale du champ solaire et la configuration choisie. Le modèle des pipes est organisé en quatre domaines pratiques, chacun d'eux appelle individuellement l'algorithme de calcul de la perte de pression. Ces domaines sont les pipes d'entrée/de sortie/croisé du champ solaire (IOCop), les pipes de connexion entrecoupées et d'assemblage du récepteur, la conduite chaude et froide, les têtes chaudes et froides. La vanne et l'affectation des composants de joint pour chaque domaine sont présentées dans le tableau 4 (annexe A).

Les équations de référence pour le calcul des longueurs des pipes dans le tableau 4 (annexe A) sont présentés dans Eq.(IV.2.86-IV.2.89), le nombre de coudes pour le pipe d'alimentation est calculée dans Eq. (IV.2.91). Le nombre des expansions et des contractions dans les pipes chauds et froids dépend du nombre des sous-zone des sections dans le champ solaire. En supposant le changement de diamètre du pipe d'alimentation qui se déplace des sous-zones plus proches aux plus éloignée du bloc de puissance, une expansion / contraction est appliquée pour chaque changement de diamètre. Cette quantité est calculée dans Eq. (IV.2.90)

$$L_{IOCop} = 40 [m] + L_{spacing} \quad (IV.2.85)$$

CHAPITRE IV : modélisation mathématique et physique des centrales solaires thermiques

$$L_{rec,tot} = \sum_{i=1}^{N_{sca}} L_{col,i} + L_{sca,pipe} \quad (IV.2.86)$$

$$L_{run,tot} = \sum_{i=1}^{N_{run,sec}} L_{i,run} \quad (IV.2.87)$$

$$L_{hdr} = \sum_{i=1}^{N_{hsec}} L_{spacing} + 4.275 [m] \quad (IV.2.88)$$

$$N_{run,exp} = \left\lfloor \frac{N_{fsec}}{4} \right\rfloor \quad (IV.2.89)$$

$$N_{elbow,l} = \max \left(\left\lfloor \frac{L_{run}}{70 [m]} + .5 \right\rfloor .4, 8 \right) \quad (IV.2.90)$$

La longueur de la pipe d'alimentation dans Eq. (IV.2.87) est une fonction de la disposition des sous-sections sur le champ. Considérant à nouveau la figure 25, on note que la longueur de la pipe d'alimentation pour la configuration de quatre sous-sections est à peu près la moitié de celle avec six sous-sections sur le terrain. Pour les champs avec plus de quatre sous-sections, la longueur de la pipe d'alimentation est une combinaison de la longueur raccourcie de bloc puissance jusqu'à la première série sur le champ et les longueurs complètes couvrant le reste des sous-sections sur le champ. Aussi, les calculs de la pipe d'alimentation supposent une longueur fixe de 50 m pour tenir compte de la tuyauterie dans et autour le bloc de puissance. Eq. (IV.2.91 – IV.2.94) montrent les calculs de longueur de la pipe d'alimentation tels qu'il se prolonge à partir du bloc d'alimentation. Chaque longueur représente la distance dans une direction du bloc de puissance: un miroir de contrepartie est supposé être sur le côté opposé, et une longueur équivalente tien compte à la fois des pipes chaude et froide

$$L_{1,run} = 50 [m] \quad (IV.2.91)$$

La longueur de « base » de la pipe d'alimentation :

$$L_{run,base} = 2 L_{spacing} + \frac{L_{rec,tot}}{2} \quad (IV.2.92)$$

Si $N_{fsec}/2$ est un nombre pair :

$$L_{2,run} = L_{run,base} \quad (IV.2.93)$$

Autrement:

$$L_{2,run} = 2 L_{run,base} \quad (IV.2.94)$$

Toutes les longueurs suivantes de la pipe d'alimentation sont égales à $2 \cdot L_{run,base}$. Pour illustrer le calcul de la longueur de la pipe d'alimentation, on considère une centrale de huit sous-

sections. Le bloc de puissance est situé dans le centre du champ solaire entre les sous-sections 3-4 et 5-6. La pipe d'alimentation devrait avoir trois diamètres diminuants car il s'éloigne du bloc de puissance. Le premier diamètre est dimensionné pour circuler la moitié de débit du HTF (l'autre moitié est de l'autre côté du bloc de puissance). La longueur de cette tuyauterie est de 50 m fixe. La deuxième section sera une longueur raccourcie comme décrit dans Eq (IV.2.94) et circulera également la moitié de l'écoulement du HTF pour les deux premiers sous-sections du champ. La section finale de pipe sera la longueur décrite dans Eq (IV.2.95) et circulera un quart du débit total du HTF. La pipe de retour chaude du HTF suivra le même schéma dans le sens inverse.

IV.2.5.3 Les calculs de performances

Les équations pour les équipements des pipes utilisent un coefficient de chute de pression $k_{\Delta P}$ selon la fonction particulière et la géométrie d'un composant. La chute de pression est calculée en utilisant une des trois méthodes en fonction du type de composant. Tout d'abord, la chute de pression dans une section de pipe est calculée selon le nombre de Reynolds et le coefficient de frottement pour déterminer la perte de charge et la différence de pression

$$\Delta P_{pipe} = hl_{pm} \rho g L_{pipe} \quad (IV.2.95)$$

Ou

$$hl_{pm} = \frac{fr v_{ave}^2}{2 D_{pipe} g} \quad (IV.2.96)$$

La vitesse moyenne du fluide v_{ave} est le débit massique divisé par la surface de la conduite transversale.

$$v_{ave} = \frac{\dot{m}}{\rho \pi \frac{D^2}{4}} \quad (IV.2.97)$$

Le coefficient de frottement fr est une fonction de la rugosité de surface de la conduite et le nombre de Reynolds (Re). Pour $Re < 2750$, le coefficient de frottement égale tout simplement ($64/Re$), pour des grands nombre de Reynolds (plus courants dans les systèmes). La solution de coefficient de frottement en régime turbulent impose une solution itérative d'une équation implicite, tel que présentée dans [19]. L'expression générale à résoudre est:

$$fr = \frac{1}{X^2} \quad (IV.2.98)$$

Où X est un argument pour une équation implicite F_x :

$$F_x = X + 2 \log_{10} \left[\frac{Rough}{3.7} + 2.51 \frac{X}{Re} \right] \quad (IV.2.99)$$

CHAPITRE IV : modélisation mathématique et physique des centrales solaires thermiques

On trouve une solution pour X quand F_x est égal à zéro. C.-à-d. pas de solution analytique pour X , le code itère jusqu'à ce que la condition $F_x = 0$ est satisfaite. La fonction F_x pour trois valeurs possibles Re en fonction de X sont tracés dans la figure 26.

Les deuxième et troisième méthodes pour le calcul de la pression sont applicables aux équipements de pipe plutôt qu'à la pipe lui-même, et celles-ci exigent l'utilisation du coefficient de pression $k_{\Delta P}$ du tableau 4 (annexe A). Pour la distension du tube ($D\uparrow$) et les contractions ($D\downarrow$), le calcul de la chute de pression est donné en Eq. (IV.2.100).

$$\Delta P_{D\uparrow} = \Delta P_{D\downarrow} = \rho v_{ave}^2 (N_{hgrp} - 1) \quad (IV.2.100)$$

Enfin, SAM calcule la chute de pression dans les coudes, vannes, joints à rotule, et les embouts à souder.

$$\Delta P_{fit} = \frac{k_{\Delta P} D}{fr hl_{pm} \rho g N_{fit}} \quad (IV.2.101)$$

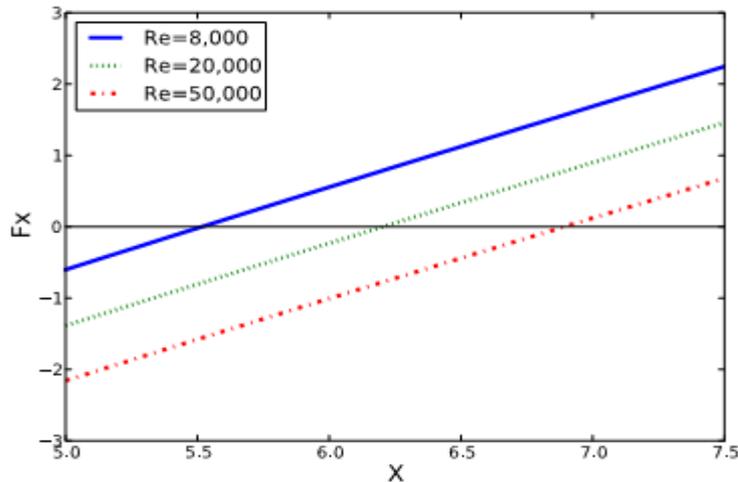


Figure 26. La solution de l'équation (2.100) à $X = 0$ est représentée par trois valeurs de Re .

La chute de pression pour chaque domaine de pipe est égale à la somme des chutes de pression de la conduite, l'expansion et la contraction, et de montage alloué à chaque colonne du tableau 4 (annexe A). la chute de pression du récepteur est égale à la somme des chutes de pression dans chaque ensemble des collecteurs dans la boucle. Et la chute de pression totale est la somme des chutes des quatre domaines de tuyauteries.

$$\Delta P_{sf} = \Delta P_{loop} + \Delta P_{hdr,hot} + \Delta P_{hdr,cold} + \Delta P_{run,hot} + \Delta P_{run,cold} + \Delta P_{IOcop} \quad (IV.2.102)$$

Les pompes du HTF sont censées fonctionner en continu sur toute la gamme des masses entre les taux minimum et maximum spécifié par l'utilisateur dans la page champ solaire. Les pompes sont situées le long de la pipe froide où le stress de matériau et la densité du HTF sont réduits au minimum. La puissance mécanique de pompage total du champ solaire est égal à la

chute de pression fois le taux d'écoulement volumétrique, une valeur de rendement de la pompe est utilisée pour convertir la puissance mécanique en parasite électrique.

$$\dot{W}_{p,sf} = \frac{\Delta P_{sf}}{\eta_p} \frac{\dot{m}_{sf}}{\rho_{hdr,cold}} \quad (\text{IV.2.103})$$

Résumé de la section IV.2.5

- Les chutes de pression dans la pipe d'admission/sortie/croisement, les têtes, la pipe d'alimentation, et les récepteurs sont tous modelées.
- Le modèle des pipes assume la distribution des expansions, des contractions, des valves, des joints, et d'autres composants basés sur la taille et la géométrie de champ pour expliquer les raisons de la chute de pression.
- Le modèle des pipes conçoit les diamètres des SGS, pipes de pompe, têtes, pipes d'alimentation pour réaliser les conditions de vitesse fournies par l'utilisateur.
- Le calcul d'inertie thermique tient compte des volumes des pompes et des pipes de SGS, de HTF dans la pipe d'alimentation, des têtes, de la boucle de collecteur, et les termes d'inertie thermiques $m_{c_{bal,h}}$, $m_{c_{bal,c}}$, et $m_{c_{bal,sca}}$.

IV.3 Le cycle de puissance

Ce sous-système est nécessaire pour convertir l'énergie thermique à partir du champ solaire en énergie mécanique ou électrique utile. Pour les systèmes CSP, cela implique le plus souvent une turbine à vapeur classique basée sur le cycle de Rankine et un générateur électrique, un certain nombre d'autres approches sont possibles. Par exemple, les systèmes de CSP peuvent produire de l'énergie avec une turbine à vapeur ou elle peut être intégrée un cycle combiné avec des combustibles fossiles. L'électricité n'est pas toujours le but final. Même la vapeur n'est pas toujours indispensable comme fluide caloporteur puisque les cycles de Rankine organiques ont été proposés pour des opérations à basse température. Mais parce que le champ d'application de SAM est comme un outil d'analyse pour les CSP et il se concentre sur la production d'électricité, ce modèle est limité au cycle de Rankine à vapeur avec la production d'électricité.

IV.3.1 Description générale

La technologie du cycle de Rankine à vapeur est largement utilisée dans la production d'électricité de source renouvelable, les combustibles fossiles, nucléaire et les applications de biomasse. Le cycle de Rankine à vapeur surchauffée représente aussi l'option la plus actuellement disponible à la production d'énergie à grande échelle. Cependant, tandis que les centrales traditionnelles fonctionnent généralement dans une gamme étroite près de leur point de conception, les conditions d'exploitation des centrales CSP peut varier considérablement en fonction de la disponibilité de ressource solaire, la capacité de stockage, et les conditions ambiantes. L'analyse de la production annuelle d'électricité pour les CSP est donc très affectée par la qualité de la caractérisation des performances en hors-conception.

Un cycle de Rankine peut intégrer un groupe de configurations relativement large d'équipement qui sont tous liés ensemble par un cycle thermodynamique de l'évaporation,

l'extraction d'énergie, la condensation et la pressurisation. Les SEGS cylindro-paraboliques recherche à optimiser l'efficacité du système sous des contraintes thermodynamiques de la technologie par l'augmentation de la température de sortie du champ solaire et l'efficacité du cycle de puissance, et en minimisant les pertes thermiques. La température à la sortie du champ du HTF est liée principalement à la stabilité du HTF, les températures maximales du HTF varient généralement entre 370 °C et 450 °C.

La définition du volume de contrôle dans le cycle de puissance peut changer non seulement d'un système à un autre avec le changement d'équipement, mais aussi d'un modèle à un autre sur la base d'analyse. Pourtant, plusieurs éléments se retrouvent fréquemment dans le volume de contrôle dans le cadre d'analyse du cycle, telles que la turbine (s), le condenseur, la pompe à condensat, la pompe d'alimentation en eau (s), le dégazeur (s), le préchauffeur d'eau d'alimentation (s), l'échangeur de chaleur de préchauffage, la chaudière, l'échangeur de chaleur de surchauffage, l'échangeur de chaleur à réchauffage (s). Selon la technologie de refroidissement certains modèles incluent dans le volume de contrôle comme la tour de refroidissement ou un condenseur à air.

Le cycle de puissance dans ce modèle utilise un volume de contrôle qui entoure tous les composants énumérés ci-dessus à l'exception de l'équipement de refroidissement. Le cycle de puissance de SAM utilise un cycle de Rankine avec un préchauffeur et une surchauffeur, et il suppose une pression fixe à l'entrée de turbine. Le rejet de chaleur peut se produire par condensation humide ou sèche par air.

Une complication de volume du contrôle se pose au niveau du condenseur. En permettant à l'utilisateur de choisir entre le rejet de chaleur humide par eau ou sèche par air, le modèle de cycle de puissance ne peut pas gérer facilement les deux types. Pour garder la simplicité et la flexibilité du modèle de cycle de puissance, le volume de contrôle exclut le flux de refroidissement du condenseur, mais inclut le flux de vapeur comme la montre la Figure 27. Les informations qui traversent la frontière du volume de contrôle sont le rejet de chaleur (\dot{q}_{rej}) comme une sortie et la pression de condensation de la vapeur comme une entrée.

Le cycle de puissance travaille en collaboration avec le modèle de rejet de chaleur pour déterminer la température et la quantité de vapeur de condensation. Bien que ces modèles soient séparés sur le plan conceptuel, ils sont souvent obligés de coopérer ensemble pour converger vers une solution.

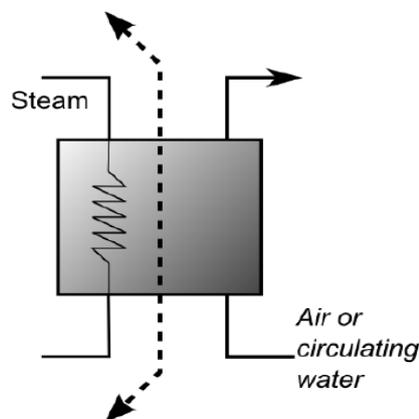


Figure 27 : le volume de contrôle près du condenseur de cycle de puissance. Le volume de contrôle de cycle de puissance divise le condenseur pour inclure le flux de vapeur mais pas le flux de refroidissement.

**CHAPITRE IV : modélisation mathématique et physique des centrales solaires
thermiques**

Le rendement thermodynamique du cycle est souvent augmenté par l'ajout des réchauffeurs d'eau d'alimentation, alors que cette complexité ajoutée améliore l'efficacité, le comportement de la centrale dans des conditions de la conception par rapport à celle en hors conception reste approximativement le même pour un cycle simple. Par conséquent, l'importance des valeurs indiquées dans le tableau 8 ne réside que dans leurs relations relatives. Bien que le point de conception du cycle de puissance de base soit 10 MW, le comportement de cycle de puissance en conditions d'hors conception s'applique à tous les autres niveaux de puissance.

Le dimensionnement du modèle de cycle de puissance nécessite une approche normalisée où la performance du cycle peut être exprimée avec des termes qui sont relatifs aux valeurs d'entrée. Le comportement en hors conception est exprimée en tenant compte de la puissance normalisée, l'absorption de chaleur, la température d'entrée, et la pression du condenseur.

Les valeurs normalisées sont non-dimensionnelle et égale à 1.0 au point de conception. Cette méthode est introduite dans [21] et expliqué en détail dans [22], mais un bref aperçu est présenté ici. Le calcul des coefficients de normalisation est simple sauf pour la température d'entrée du HTF. Pour les cycles avec surchauffe, la plupart de chaleur du HTF transmet au fluide, la vapeur se produit en point d'ébullition et de surchauffe.

Pour une pression de la chaudière donnée, l'eau s'évapore à une température constante. Cette température représente la température effective minimale pour laquelle le HTF pourrait entrer dans le cycle et encore fournit des flux de chaleur pour la vapeur. Par conséquent, la température de la vapeur de la chaudière (pas la température de sortie du HTF) est considérée comme la valeur zéro de la température d'entrée pour HTF. De cette façon, la pression de la chaudière spécifiée par l'utilisateur impacts de la mise en point de conception pour la température non-dimensionnelle du HTF.

Tableau 8 : conditions de conception pour le cycle de Rankine de base. Les conditions ont été choisies pour assortir les conditions de fonctionnement communes des capteurs cylindro-paraboliques

Article	Valeur	Unités
Température d'entée du HTF	393	°C
Température de sortie du HTF	293	°C
Température de vapeur à l'entrée de la turbine	373	°C
La température de la vapeur dans la chaudière	311.1	°C
Pression dans la chaudière	100	bar
Pression dans le condenseur	0.085	bar
Taux d'extraction de la vapeur, haute pression	0.13	-
LA Pression d'extraction de la vapeur, haute pression	23.9	bar
LA Pression d'extraction de la vapeur, basse pression	0.16	-
Taux d'extraction de la vapeur basse pression	2.9	bar
Le rendement isentropique de la turbine (tous)	0.7	-
Le rendement isentropique de la turbine (tous)	0.695	-
Puissance mécanique de la turbine	1	MW

Taille calculée de l'échangeur de chaleur		
Taille du préchauffeur(UA)	267.6	KW / K
Taille de chaudière (UA)	691.6	KW / K
Taille de la surchauffeur (UA)	115.6	KW / K

Pour la température adimensionnelle du HTF

$$T_{htf,ND} = \frac{T_{htf,in} - T_{boil}}{T_{htf,des} - T_{boil}} \quad (IV.3.1)$$

L'absorption de la chaleur et la puissance sont tout simplement normalisé par rapport à leurs valeurs de conception.

$$W_{ND} = \frac{\dot{W}}{\dot{W}_{des}} \quad (IV.3.2)$$

$$Q_{ND} = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{des}}$$

Dans le modèle de cycle de conception, les valeurs en haut du tableau 8 sont définies comme des entrées. Le modèle de conception calcule ensuite les tailles des échangeurs de chaleur (exprimée en conductivité thermique, ou U A) et le transfert de chaleur dans le cycle (\dot{Q}_{des}) en fonction de la pression du condenseur (P_c) et de la puissance de sortie désirée (\dot{W}_{des}). Mais dans le cycle de performance, la taille des échangeurs de chaleur est fixe tandis que la puissance de production et l'absorption de chaleur sont calculés comme des sorties. La pression d'entrée de turbine est supposée être constante dans les conditions de hors-conception.

IV.3.2 Modèle de régression

Un modèle de performance détaillé, comme ce décrit ci-dessus donne une grande précision et capacité. Par la modélisation du cycle de puissance en utilisant le programme EES (ou tout autre Logiciel de simulation), nous nous assurons que le comportement du cycle à des conditions de charge partielle correspond avec le mieux ce qu'on pourrait attendre d'une vraie centrale. Les modèles détaillés calculent les conditions de vapeur à chaque position tout au long du cycle de puissance et permet de modéliser les performances des sous-systèmes en détail. Grâce à cette approche de modélisation dans SAM présente plusieurs obstacles.

Tout d'abord, le cycle de Rankine contient une demi-douzaine des composantes principales au minimum. Chaque composant peut exiger des sous-modèles compliquées pour prédire son comportement, et la plupart des composantes fonctionnent près du point de saturation de vapeur. Le mélange de transfert de chaleur latente, les sous-modèles complexes, et l'instabilité

de la vapeur peut être difficile à manipuler lorsque le modèle est exprimé en termes généraux. Deuxièmement, les simulations de la performance SAM nécessitent plusieurs milliers d'heures pour finir, et le solveur itératif TRNSYS nécessite un nombre plus grand de commandes d'itérations. L'approche simplifiée de modélisation du cycle minimise le nombre d'exécution du modèle.

Une méthode courante pour la performance du cycle utilise un ou plusieurs courbes polynômiales qui expriment la puissance, l'efficacité du cycle, ou de certaines autres fonctions métriques de charge thermique utiles. Cette approche fonctionne bien quand une condition de fonctionnement varie, mais elle peut échouer lorsque plusieurs conditions s'écartent simultanément de leur point de conception. Par exemple, si le taux d'écoulement de la masse du HTF tombe en dessous de sa valeur de points de conception, le comportement du cycle peut être capturé de manière adéquate par une courbe de charge partielle. Mais si le taux du débit massique du HTF et la température ambiante baissent, la performance du cycle qui en résulte ne peut pas être décrite simplement en multipliant les effets de chaque courbe de rendement. En réalité, le rendement du cycle est subordonné non seulement aux effets principaux, mais aussi aux interactions entre ces effets variables.

Le modèle de cycle de puissance de SAM utilise une approche statistique " la conception des expériences " [20] pour caractériser le comportement du cycle sous une variété des conditions d'exploitation. La procédure d'élaboration d'un modèle de régression pour plus de détails de calculs pour les performances se résume comme suit:

- Les limites pratiques sur la gamme des trois variables indépendantes sont identifiées. (A) la température d'entrée du HTF, (B) la pression de condensation, et (C) débit de masse du HTF.
- L'exécution paramétrique va évaluer la puissance (\dot{W}) et la chaleur (\dot{Q}) de sortie de la gamme complète de entrées. Le tableau 9 montre le dispositif expérimental qui est utilisé pour générer le besoin d'information.
- Les informations générées par L'exécution paramétrique détaillée du logiciel de modélisation sont non- dimensionnels.
- Les informations non-dimensionnelles sont analysées afin de déterminer les effets principaux et leurs interactions.
- Ces effets sont consolidés et appliqués dans le code.

IV.3.2.1 Concepts de modèle de la régression

Au lieu de s'appuyer à des courbes polynomiales ou des tables de performance, cette méthode utilise une approche statistique " la conception des expériences " [20] pour caractériser le comportement des centrales en utilisant des logiciels de modélisation détaillée.

Pour illustrer cette idée, on considère les entrées et les sorties intéressantes pour un cycle de Rankine. Pour les centrales CSP, le modeleur est principalement intéressé par la puissance totale de sortie, l'absorption thermique du fluide caloporteur HTF, la température de retour du HTF, et la charge de refroidissement. Ces variables dépendent à leur tour des entrées tels que la température d'entrée du HTF, la pression externe du turbine, le taux d'écoulement de la masse du HTF, et d'autres. Si le débit du HTF varie exclusivement, le changement de la courbe de charge pourrait bien saisir l'impact sur les performances. Cependant, des résultats précis sont peu probables si le débit de masse du HTF et la température varient simultanément et les effets indépendants des deux fonctions sont superposées. L'approche proposée non seulement peut saisir l'impact de la variation d'une seule entrée, mais il capture aussi les effets d'interaction introduite par une variation simultanée.

IV.3.2.2 la conception d'un cadre de réponse

Le but ultime de cette méthode consiste à convertir un modèle de bloc de puissance complexe et détaillé en modèle descriptif simplifié. Un ensemble d'informations complet pour accomplir cette tâche est nécessaires qui décrit la performance du cycle en hors conception en fonction des conditions d'exploitation, un logiciel de simulation détaillé comme IPSEpro™, GateCycle™, ou Thermoflow™ fournit cette information. Un des objectifs de cette méthodologie est de minimiser l'effort de modélisation nécessaire pour élaborer une carte des performances, et ceci est réalisé grâce à la sélection stratégique des paramètres de simulation. La cadre de réponse fournit une conception pour l'expérience analytique qui répond à ces critères.

La première étape dans la construction du cadre de réponse c'est d'établir les quantités qui influent sur les performances du cycle (entrées du modèle) et qui sont nécessaires pour décrire ces performances (résultats du modèle). Les performances du cycle sont exprimées en termes de puissance de sortie (\dot{W}) et la chaleur absorbée (\dot{Q}), la relation entre les variables indépendantes et ces deux valeurs permet le calcul des données secondaires, comme le rendement du cycle, le rejet de chaleur, et la chute de température du HTF. Pour tout modèle donné, la performance du cycle est une fonction de trois variables indépendantes³: la température d'entrée du HTF (T_{in}), la pression de vapeur dans le condenseur (P_c), et le taux de débit massique du HTF (\dot{m}). Le changement de ces trois variables de conception impact négativement sur l'efficacité du cycle pour la conversion de chaleur en puissance.

IV.3.2.3 Normalisation de paramètre

Les variables d'entrée et de sortie sont facilement exprimés en termes normalisés, et la méthodologie de régression présentée ci-dessous nécessite cet état généralisé. La puissance de sortie, la chaleur d'entrée, et le taux d'écoulement de la masse du HTF sont tout simplement divisé par leurs valeurs de conception qu'ils sont égaux à 1.0 quand ils sont tous les deux des valeur de conception. Les deux exceptions à cette approche sont la pression de condensation et la température d'entrée du HTF. La pression de condensation varie faiblement en variant la taille du bloc de puissance, donc elle est laissée sous forme dimensionnelle.

La température d'entrée du HTF est normalisée par rapport à l'augmentation de la température dans la surchauffeur. Pour les cycles avec surchauffe, le taux maximum du transfert de chaleur du HTF au fluide caloporteur se produit en ébullition et en surchauffe. Le fluide s'évapore à une température constante pour une pression de chaudière donnée, et cette température représente la température effective minimale pour laquelle le HTF pourrait entrer dans le bloc de puissance et fournir un flux de chaleur pour le fluide. Par conséquent, la température de la vapeur dans la chaudière (pas la température de sortie du HTF) est considéré comme la valeur zéro pour la température d'entrée normalisée du HTF.

$$\hat{T}_{in} = \frac{T_{in} - T_{boil}}{T_{in,des} - T_{boil}} \quad (IV.3.3)$$

³ Ce rapport suppose que la pression à l'entrée de turbine est fixée ou varie systématiquement avec la température d'entrée de HTF

IV.3.2.4 Dispositif expérimental

Les trois variables indépendantes sont variées dans le cadre de réponse pour obtenir les informations de performances désirées. Chaque variable indépendante a un effet direct sur les performances, mais la variation simultanée des variables indépendantes peuvent également induire des effets secondaires qui nuisent la précision. Pour mesurer ces effets «d'interaction», l'analyse comprend des pistes paramétriques où les entrées sont évaluées en même temps des conditions de conception et de hors-conception.

Le tableau 9 présente le cadre expérimental pour cette méthodologie. Chaque série du tableau représente un ensemble de simulations paramétriques où la variable indiquée par "~" est varié pour chaque étape de la limite inférieure à celle supérieure. Les deux autres variables sont maintenues fixes soit à la limite inférieure (-), ou bien la limite supérieure (+), ou la valeur de conception (0). Les pistes 2, 5, et 8 mesurent les effets primaires de l'un des trois variables indépendantes tandis que les deux autres sont maintenus à leur valeur de conception. Le reste des pistes 1-9 aident à mesurer l'impact de l'interaction de deux variables (A)B), les pistes 10-13 mesurent l'impact de l'interaction de trois variables (ce qui est souvent négligeable et qui a été négligé ici). Les limites supérieures et inférieures sont choisies en fonction des limites de fonctionnement pratique du cycle de puissance. Par exemple, si le taux minimum de fonctionnement de cycle de modélisation est de 30% (soit une réduction de fonctionnement de 70%), la borne inférieure de \dot{m} devrait être $0.30 \times \dot{m}_{des}$.

Tableau 9: Le dispositif expérimental pour la caractérisation des performances du bloc de puissance.

piste	T_{in}	P_c	\dot{m}	Mesure
1	~	0	-	$f(\dot{m} > T_{in})$
2	~	0	0	$f(T_{in})$
3	~	0	+	$f(\dot{m} > T_{in})$
4	-	~	0	$f(\dot{m} > P_c)$
5	0	~	0	$f(P_c)$
6	+	~	0	$f(\dot{m} > P_c)$
7	0	-	~	$f(P_c > \dot{m})$
8	0	0	~	$f(\dot{m})$
9	0	+	~	$f(P_c > \dot{m})$
10	-	-	~	$f(T_{in} > P_c > \dot{m})$
11	-	+	~	$f(T_{in} > P_c > \dot{m})$
12	-	-	~	$f(T_{in} > P_c > \dot{m})$
13	+	+	~	$f(T_{in} > P_c > \dot{m})$

IV.3.2.5 Formulation du modèle

La sortie du tableau 13 est utilisée pour générer un modèle qui peut exprimer à la fois l'absorption de la chaleur et la puissance en fonction de trois variables indépendantes et leurs interactions. Le résultat intermédiaire de chaque piste est une table qui relie l'absorption de chaleur ou la puissance de sortie à une disposition particulière de T_{in} , P_c , et \dot{m} . Par exemple, la piste # 1 produit une paire de fonctions qui varient avec la température d'entrée du HTF à

un taux d'écoulement de masse du HTF fixe à la limite inférieure. En remplaçant la variable de sortie Y générale pour \dot{Q} et \dot{W}

$$Y_{Run1} = f(T_{in}, \dot{m}^{(-)}) \quad (IV.3.4)$$

Figure 29 correspond aux pistes 4-6 dans le tableau 10 et montre comment la puissance (à gauche) et la chaleur (à droite) de sortie varie en fonction de paramétrage P_c à trois niveaux distincts de T_{in} . La courbe centrale dans la figure 29 représente la situation où le P_c est variable et T_{in} et \dot{m} prennent leurs valeurs de conception (piste 5)

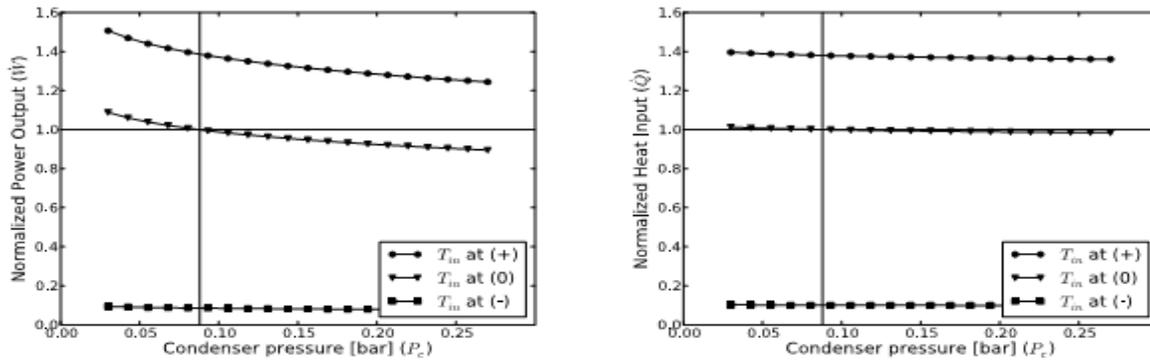


Figure 29: les données montrant comment la puissance et la chaleur varie avec la pression de condensation [bar].

Cette méthodologie affirme que les courbes supérieures et inférieures de la figure 31 peuvent être approximés en multipliant les effets principaux de $Y_{ME}(T_{in})$ et $Y_{ME}(P_c)$, où l'effet d'interaction des deux variables $Y_{INT}(T_{in})P_c$ ajuste l'impact du deuxième effet principal. Le but de l'effet d'interaction est d'ajuster le taux d'impact de l'effet principal sur la sortie, l'effet d'interaction est appliqué à la différence entre l'effet principal à calculer et la valeur de base normalisée ($Y_{ME}-1$). Toutes les fonctions d'effet dans l'ensemble Y sont normalisées en environ de 1 donc l'effet principal doit d'abord être décalé de 1 à 0 avant d'être multipliée par l'effet d'interaction. Le produit est ensuite réajusté à 1.0 comme indiqué dans Eq. (IV.3.5). De manière générale, la variable de sortie calculée Y^* est déterminé pour un ensemble d'entrants X_i .

$$Y^* = \prod_{i=1}^{n \times X} [(Y_{ME}(X_i) - 1) \cdot Y_{INT}(X_j > X_i) + 1] \quad (IV.3.5)$$

Dans l'équation. (IV.3.5), X_j représente la variable d'entrée qui interagit avec X_i .

Les effets d'interaction mesurent la différence relative entre la valeur calculée qui est prédite en multipliant seulement les effets principaux et la valeur réelle observée à partir de la simulation détaillée. Mathématiquement parlant, l'interaction est le rapport entre les valeurs (observées- l'effet principal) / (prévue - l'effet principal), comme indiqué dans l'équation (IV.3.6) (la notation \hat{Y} indique les données obtenues à partir de la modélisation détaillée).

L'équation de l'interaction peut être formulée pour les limites inférieures ou supérieures (\pm), en supposant que soit la limite inférieure ou supérieure de X_j est utilisée.

$$Y_{INT}^{(\pm)} (\hat{X}_j^{(\pm)} > \hat{X}_i) = \frac{\hat{Y}^{(\pm)} (\hat{X}_i) - Y_{ME} (\hat{X}_i)}{Y_{ME} (\hat{X}_i) (Y_{ME} (\hat{X}_j^{(\pm)}) - 1)} \quad (IV.3.6)$$

Les calculs d'interaction fournissent une fonction qui indique comment la variation d'une variable indépendante influe sur l'effet d'une autre variable indépendante. Le rapport d'impact d'un effet d'interaction s'applique uniformément à l'effet principal pour le réglage. En d'autres termes, si deux variables indépendantes X_i et X_j s'écartent simultanément de leur conception, l'ampleur de l'effet d'interaction qui est appliqué à l'effet principal est qu'une fonction de la valeur de la première variable indépendante X_i . En conséquence des effets d'interaction qui sont calculées pour les valeurs limites inférieure et supérieure pour un effet particulier (les pistes # 1 et # 3 pour exécuter # 2) représentent tous les deux l'effet d'interaction et peut être même en moyenne à estimer une courbe meilleure interaction comme indiqué dans l'équation. (IV.3.7)

$$Y_{INT} (X_j > X_i) = \frac{Y_{INT}^{(+)} (X_j^{(+)} > X_i) + Y_{INT}^{(-)} (X_j^{(-)} > X_i)}{2} \quad (IV.3.7)$$

On note que l'expression résultante pour $Y_{INT} (X_j > X_i)$ contient des arguments pour X_j et X_i ; la fonction n'est vraiment dépendante que de X_i , retenue X_j est comme la nomenclature de référence pour ces deux variables en interaction. La figure 30 montre la chaleur absorbée et la puissance de sortie en fonction de la température du HTF pour trois débits massiques et les courbes de l'effet d'interaction associés. Cela montre que même dans les cas où la sortie semble être linéairement dépendante aux variables indépendantes, les effets d'interaction peuvent avoir un rapport impact important.

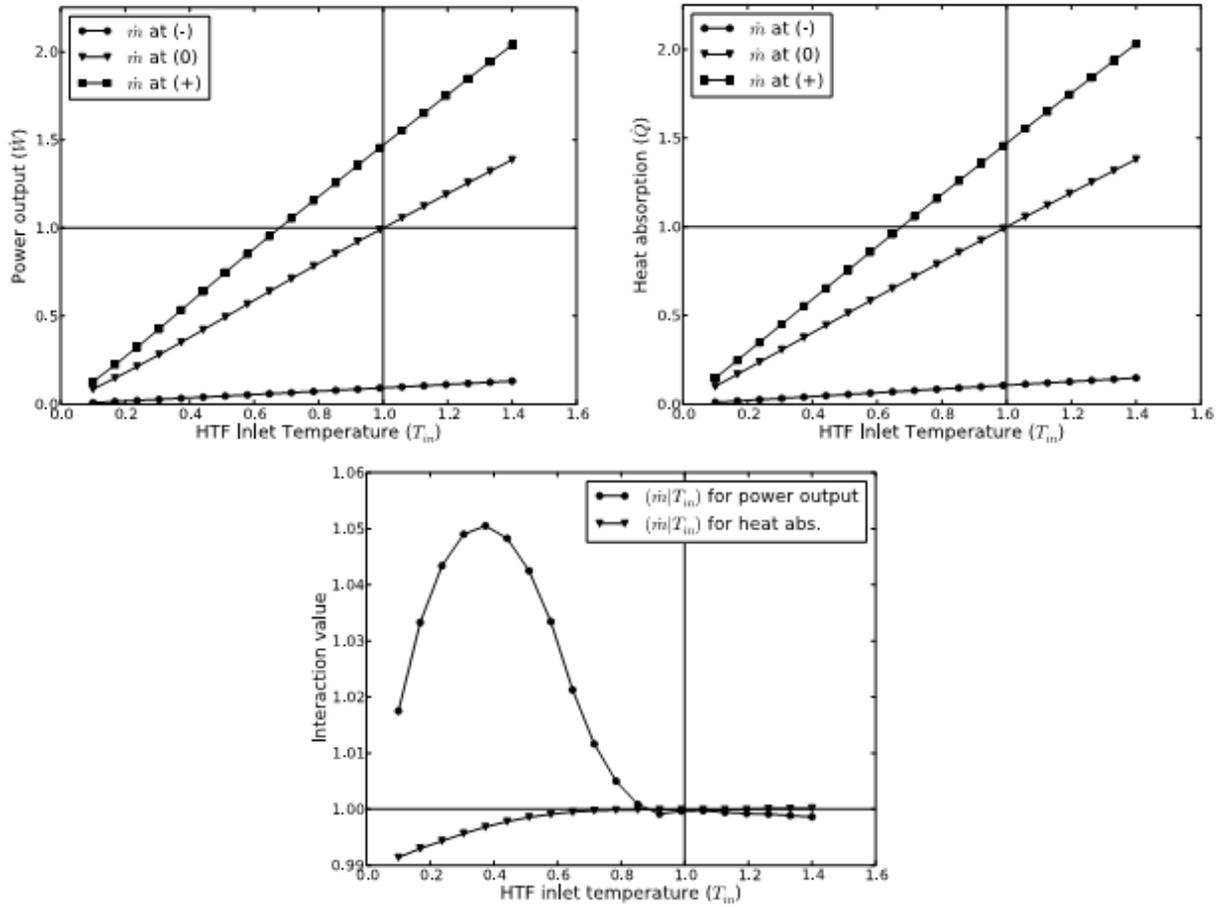


Figure 30: Les données montrant comment la puissance et la chaleur varie avec la température du HTF à trois niveaux distincts de taux d'écoulement de la masse du HTF (en haut), et les effets d'interaction associées (en bas)

IV.3.2.6 Autre sortie calculée

Le modèle de régression utilise une autre série d'équations pour calculer les valeurs de performance. Le calcul de l'efficacité du cycle d'alimentation est simple. Le rendement thermodynamique du cycle de puissance est déterminé en divisant simplement le travail du sortie par chaleur d'entrée fournit.

$$\eta_{cycle} = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}} \quad (IV.3.8)$$

La température de sortie du HTF est calculée en tenant compte du débit massique du HTF, l'apport de chaleur, la température d'entrée, et la chaleur spécifique du HTF. Une valeur moyenne de chaleur spécifique est utilisée et recalculé à travers la simulation.

$$T_{htf,out} = T_{htf,in} - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_{htf} c_{htf,ave}} \quad (IV.3.9)$$

Le modèle de cycle de puissance ne concerne pas directement le modèle de performance de l'équipement de rejet de chaleur mais, il fournit des informations à ce dernier modèle. Le rejet de chaleur égale à la différence entre le travail produit et la chaleur absorbée, ou encore:

$$\dot{q}_{rej} = (1 - \eta_{cycle}) \dot{Q} \quad (IV.3.10)$$

En cours de fonctionnement du cycle de puissance les minéraux et d'autres solides s'accumulent dans le matériel. L'accumulation excessive de ces particules a un effet défavorable sur l'efficacité des échangeurs de chaleur et peut endommager les aubes de turbines et les pompes. Cette situation est évitée par l'extraction d'une fraction du débit de vapeur et de le remplacer avec des produits frais. La vapeur est perdue par d'autres mécanismes, y compris les fuites dans le circuit d'écoulement sous pression, l'entraînement de la vapeur dans le processus de dégazage, et l'évaporation dans le système de refroidissement par voie humide. Afin de maintenir un niveau constant dans la centrale. SAM calcule le taux de remplacement de vapeur (à l'exclusion de refroidissement par voie humide) en utilisant un taux approximatif d'écoulement de vapeur lors du fonctionnement et le remplace par une fraction fixe avec de l'eau douce.

Le débit massique de vapeur est calculé par l'équation. (IV.3.11), où la fraction de purge est donné par f_{bd} et l'enthalpie totale de l'addition chaleur à travers les échangeurs de chaleur est Δh_{heat} .

$$\dot{m}_{st,bd} = \frac{\dot{W} f_{bd}}{\eta_{cycle} \Delta h_{heat}} \quad (IV.3.11)$$

Le modèle suppose une fraction de purge par défaut de 1.3%, qui tombe dans la gamme recommandée par [23], mais cette fraction peut être réglée par l'utilisateur. Le changement d'enthalpie à travers les échangeurs de chaleur est estimé en supposant que la baisse de température de l'entrée chaude du HTF à l'entrée de la turbine à vapeur est de 25°C, et en supposant que la température de l'eau d'alimentation à l'entrée du dispositif de préchauffage est de 100°C en dessous de la température d'ébullition. Ainsi:

$$\Delta h_{heat} = h_{st,hot} - h_{st,cold} \quad (IV.3.12)$$

Ou

$$h_{st,hot} = \text{enthalpie}(T = T_{htf,in} - 25 \text{ °C}, P = P_{boil})$$

$$h_{st,cold} = \text{enthalpie}(T = T_{boil}, P = P_{boil}) - 100 \text{ °C} \cdot \left[4.91 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{C}} \right]$$

La valeur de la chaleur spécifique de 4,91 kJ/kg.k est choisie en fonction de la moyenne intégrée dans une plage de température de 100 °C en dessous de la température d'ébullition pour une pression à la chaudière de 100 bars.

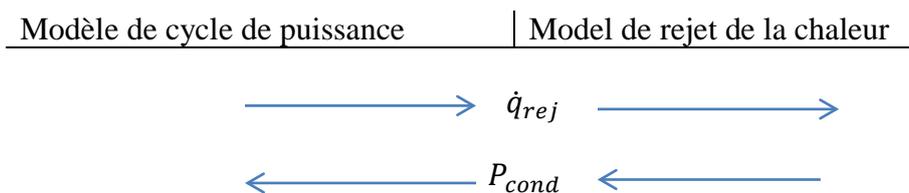
Résumé de la section IV.3.2

- Le cycle de puissance emploie un modèle de régression pour capturer le comportement d'un cycle de puissance de base en hors-conception modelé dans EES.
- l'approche de régression évalue l'impact de la température d'entrée de HTF, la pression au condenseur, et le taux d'écoulement de la masse du HTF sur la puissance de sortie et la chaleur absorbée.
- la méthodologie de régression trouve exactement le comportement et les interactions entre les entrées qui varient simultanément.
- le modèle mis en application dans SAM à un temps d'exécution petit et une bonne adhérence pour l'exécution de modèle de base et réalise des temps d'exécution rapides.
- les valeurs régressées de la chaleur et de puissance sont employés pour calculer le rendement du cycle et la température de sortie de HTF.
- Le modèle du cycle de puissance trouve la valeur de l'eau de purge en estimant le taux d'écoulement de la masse de vapeur à chaque pas temps.

IV.3.3 Dissipation de chaleur

La discussion dans la section IV.3 a porté jusqu'ici la modélisation de la chaleur et la puissance en fonction de trois variables indépendantes: (A) la température d'entrée du HTF, (B) la pression dans le condenseur, et (C) le débit massique du HTF. A et C sont déterminés directement par le champ solaire (ou le contrôleur), mais la pression du condenseur est liée au cycle de puissance. Contrairement à la température et le débit massique du HTF qui peut être varié, plus directement, la pression de condensation dépend des phénomènes extérieurs tels que la température ambiante, la charge et la technologie de refroidissement.

Le cycle de puissance exclut le condenseur de l'analyse en raison de la complication de rejet de chaleurs multiples. Cela signifie que le condenseur et tous les équipements de rejet de chaleur associés doivent être modélisés en dehors du cycle de puissance. L'interface entre le cycle de puissance et le modèle de rejet de chaleur nécessite le transfert de la valeur de chaleur \dot{q}_{rej} pour la pression du condenseur atteint p_{cond} du cycle de puissance. Le rejet de chaleur est important car les performances thermodynamiques et la consommation totale d'eau dans la centrale dépend sur la façon dont la chaleur est rejetée à partir du cycle de puissance.



IV.3.3.1 Considérations relatives aux performances

Le cycle thermodynamique peut prendre plusieurs formes, tous ces cycles ont un principe de fonctionnement en commun: l'énergie thermique découlant d'une source chaude à une froide peut être utilisée pour produire de l'énergie mécanique (Figure 31). Dans le cycle de Rankine, la source chaude est le processus qui fournit de la chaleur au cycle. Pour CSP, c'est le champ solaire, mais dans d'autres technologies, il peut être le charbon dans une chaudière ou un réacteur nucléaire. La source froide peut être un bassin d'évaporation, ou l'air ambiant.

Le rendement du cycle de puissance dépend de la «qualité» des sources thermiques. Une source de chaleur plus chaude ou une plus froide augmente le rendement thermodynamique, même avec un petit changement dans la qualité de l'une des sources peuvent avoir d'un avantage concurrentiel. Cela est particulièrement vrai pour les centrales CSP, où la source de chaleur est la partie la plus coûteuse de l'investissement initial. Les deux technologies de refroidissement sont à la disposition de presque toutes les centrales CSP sont refroidit par voie humide ou sec. Ces technologies trouvent aux deux extrémités du spectre des termes de performance et d'utilisation d'eau.

Les deux technologies utilisent l'air ambiant pour le refroidissement, mais le système de refroidissement par voie humide utilise un déluge d'eau pour évacuer la chaleur par évaporation en utilisant la température humide de l'air dans une tour de refroidissement.

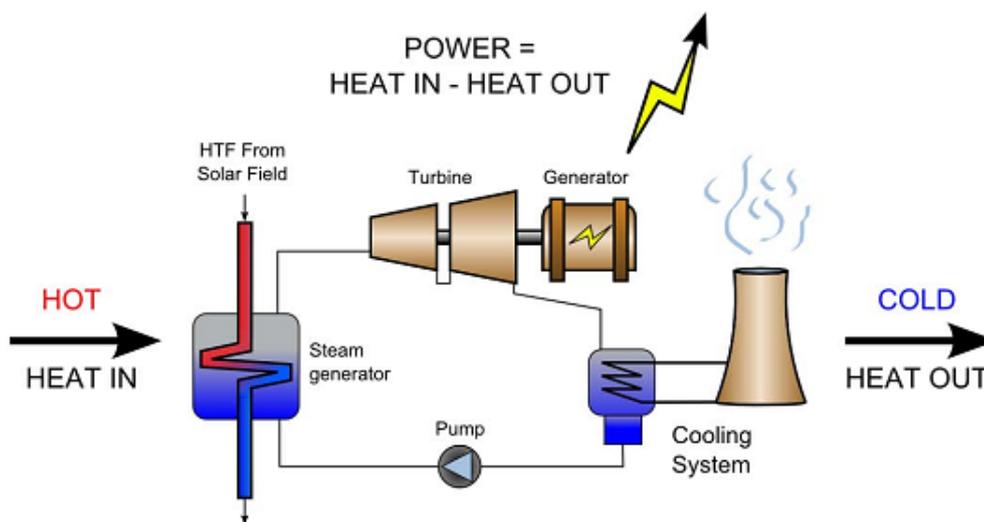


Figure 31: Un diagramme de cycle de Rankine simplifiée.

Le système de refroidissement à air sec extrait la chaleur en utilisant un processus sensible. Cette technique est limitée par la température sèche de l'air, qui peut être significativement plus élevée que la température humide, surtout dans les régions arides où CSP est le plus souhaitable. La figure 32 montre la différence importante entre la température de bulbe sèche et humide pendant cinq jours d'été dans un climat aride.

La vapeur sort de la turbine comme un mélange de vapeur saturée et une petite quantité d'eau. Dans cet état partiellement condensé, la température et la pression de la vapeur sont directement liés tels qu'une propriété fixe l'autre. Que le système soit refroidi par voie humide ou sec, la température atteinte par la technologie de refroidissement commande la pression du condenseur, et cette valeur est ensuite utilisée comme une entrée pour le modèle de cycle de puissance. Ainsi, la température ambiante, la température et la pression de condensation, et les performances globales du cycle thermodynamique sont directement connectées.

L'impact sur les performances des technologies sec et humide pour une différence de 20 °C de température est illustré dans la figure 33. Superposée sur une parcelle de performance, cette différence de température montre comment la pression du condenseur et la performance de cycle sont négativement affectés.

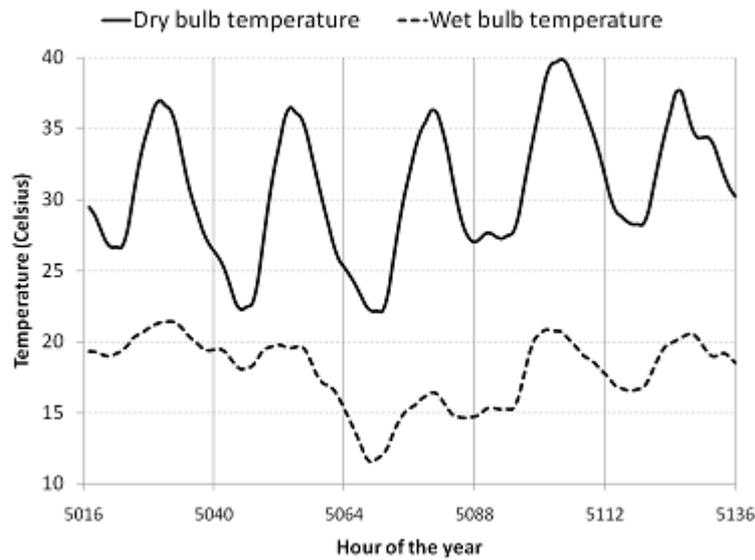


Figure 32: les températures de bulbe humide sec pendant cinq jours d'été dans un climat aride. La différence de température maximale est de 20 °C.

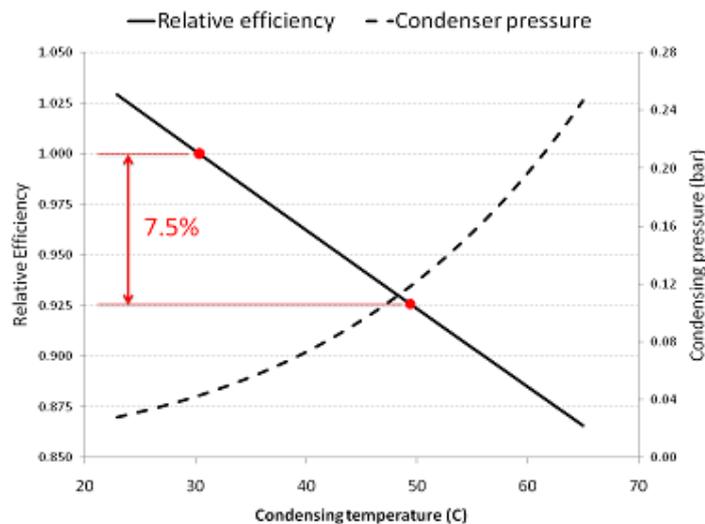


Figure 33: L'impact d'une variation de 20 °C de température sur la pression de condensation et la performance du cycle.

L'inconvénient de l'amélioration des performances des systèmes avec refroidissement par voie humide est le montant d'eau perdue par évaporation. En outre, une centrale typique de 100MW refroidie par voie humide avec un facteur de capacité de 40% peut consommer près de 1,4 kilo mètres cubes d'eau par an et 94% de cette consommation est due à l'évaporation [24]. Le refroidissement à sec n'utilise pratiquement pas l'eau, et peut donc être la seule option pour les endroits du projet où l'eau est limitée. SAM a modélisé le refroidissement sec, le refroidissement par voie humide, et également un modèle qui place un système de refroidissement par voie humide en parallèle avec un système de refroidissement à sec dans le but de la réduction de l'élévation de température de l'air de refroidissement à travers le système sec.

IV.3.3.2 Les limites des performances du condenseur

Les systèmes par voie humide, sèche, et le refroidissement hybride tous nécessitent l'utilisation d'un échangeur de chaleur à condensation pour convertir la vapeur qui sort de la turbine en eau d'alimentation qui est pompée à nouveau vers le système des échangeurs de chaleur. La vapeur sort de la turbine à basse pression et doit être acheminé via une conduite vers l'équipement réfrigérant. Le transport de la vapeur à basse pression peut être problématique, puisque la chute de pression entre la sortie de la turbine et l'entrée du condenseur est proportionnelle à la vitesse de la vapeur à travers la canalisation. Le principe de base exige que la vitesse de la vapeur à basse pression à travers des conduites doive être limitée à moins de 30 m/s. La figure 34 montre comment la vitesse de la vapeur varie avec la pression de condensation pour une centrale qui a été conçu pour une pression minimale de 0.068 bar. Le projet qui est choisi correspond à un cycle de 110 MWe de puissance brute avec quatre conduits de vapeur de diamètres de 4.1 m chacun.

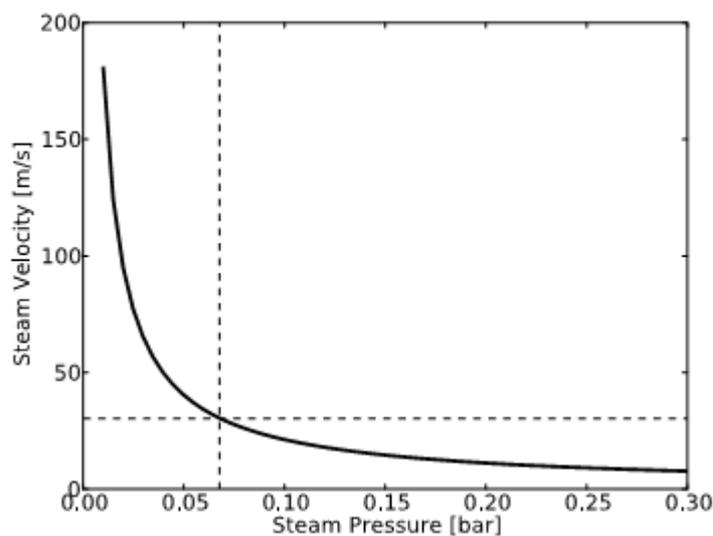


Figure 34: la vitesse en fonction de la pression de vapeur à travers des conduits dans une centrale conçue pour une pression de condensation minimale de 0.068 bar

Pour tenir compte des pressions de vapeur en dessous de 0.067 bar, on doit augmenter le diamètre des conduites ou ajouter des conduits supplémentaires en parallèle. Cela devient rapidement, économiquement et techniquement impossible, au lieu de cela, la pression de vapeur est limitée pour maintenir des vitesses et des chutes de pression acceptables. Puisqu'une pression de sortie de turbine plus élevée amoindrit l'efficacité globale de cycle de puissance, cette pratique est l'équilibre de la performance et le coût et de cycle. SAM intègre une pression minimum au condenseur spécifié par l'utilisateur (sur la page Power Cycle).

Afin de maintenir la pression de condenseur au-dessus de minimum, l'équipement de rejet de la chaleur doit partiellement s'arrêter. En réduisant progressivement la capacité de rejet de chaleur du système, l'élévation de température de l'eau de refroidissement (ou flux d'air en le cas de refroidissement à sec) augmente ce qui augmente la température et la pression du condenseur. SAM réduit progressivement la capacité du système de refroidissement selon "les niveaux de charge partielle du système de refroidissement" ($N_{hr,pl}$ entrée sur la page Power Cycle). Au cours des itérations le moment où la pression du condenseur calculée est

inférieure à la valeur minimale, SAM réduit la capacité de refroidissement par la fraction, $1/N_{hr,pl}$ jusqu'à ce que la pression du condenseur est restaurée à un niveau acceptable. Les charges Parasitaires de pompage/ventilateur sont également réduites en proportion avec l'opération partielle.

Parfois, à cause des conditions ambiantes et de fonctionnement du cycle de puissance la pression du condenseur passe au-dessous du niveau minimum, même si l'équipement de refroidissement fonctionne à son niveau minimum. SAM suppose que l'équipement de refroidissement est capable de fonctionner en mode charge partielle continuellement, et la pression du condenseur est égale à la valeur minimale. Les charges parasites et autres paramètres de performance sont ensuite recalculé en supposant un fonctionnement à cette valeur de pression minimum. Cette approximation est suffisante tant que cette situation se rencontre rarement au long de l'année.

IV.3.3.3 Modèle de refroidissement par voie humide

Le modèle de refroidissement humide calcule la pression de condenseur, la charge parasitique, et l'utilisation de l'eau pour un système de refroidissement humide forcé. Le modèle nécessite un certain nombre de paramètres et d'entrées pour calculer les performances, et ils sont fournis soit directement de l'utilisateur, ou supposées et codées dans le modèle et ne peuvent pas être changés par l'utilisateur. Ces éléments sont résumés dans le Tableau 10.

Tableau 10 : résumé des entrées au modèle de refroidissement par voie humide

Variables	Description	Unités	Valeur
Entrées écrites par l'utilisateur			
$\Delta T_{cut,des}$	l'élévation de température de l'eau de refroidissement à travers le condensateur	°C	10
$\Delta T_{approach}$	la température d'approche de l'eau de refroidissement	°C	5
Entrées Héritée			
W_{des}	Puissance de sortie à la conception	MW	-
η_{des}	efficacités de cycle de puissance à la conception	-	-
T_{db}	la température à bulbe sèche	°C	-
T_{wb}	la température à bulbe humide	°C	-
P_{amb}	Pression atmosphérique	Pa	-
Valeurs Assumées			
ΔT_{out}	La différence de température au côté chaud du condenseur	°C	3
f_{drift}	fraction de perte de dérive	-	0.001
f_{ctbd}	fraction de purge de tour de refroidissement	-	0.003
ΔP_{cw}	chute de pression d'eau en circulation	bar	0.37
η_{pump}	efficacité mécanique de pompe à eau de refroidissement	-	0.75
$\eta_{pump,s}$	efficacité isentropique de pompe à eau de refroidissement	-	0.80
η_{fan}	efficacité mécanique du fan	-	0.75
$\eta_{fan,s}$	efficacité isentropique du fan	-	0.80

CHAPITRE IV : modélisation mathématique et physique des centrales solaires thermiques

$r_{p,fan}$	rapport de pression du fan	-	1.0025
$r_{mass,fan}$	rapport de débit de masse d'air et d'eau du fan	-	1.01

En plus de ces valeurs d'entrée, le modèle de refroidissement par voie humide permet l'utilisation d'un certain nombre des courbes des propriétés. Elles sont présentées dans le tableau 5 (annexe A).

Le modèle de refroidissement par voie humide suppose que $T_{approach}$ entré par l'utilisateur et ΔT_{out} assumée par le modèle sont constantes tout le long du calcul des performances. Le système de refroidissement par voie humide fonctionne par la circulation d'eau dans un échangeur de chaleur à condensation qui va extraire la chaleur de vapeur. Cette circulation d'eau traverse ensuite la tour de refroidissement par voie humide où la chaleur est éliminée par évaporation. La hausse de température d'eau de refroidissement ($\Delta T_{cw,des}$) est une fonction du rejet chaleur et du débit massique de l'eau circulant comme indiqué dans Eq. (IV.3.13)

$$\Delta T_{cw,des} = \frac{\dot{q}_{rej}}{\dot{m}_{cw} c_{p,cw}} \quad (IV.3.13)$$

Le débit massique lors du fonctionnement est limité par les capacités de circulation des pompes. Le système modélisé suppose deux pompes à vitesse fixe, chacune partage 50% de la charge. Ainsi, la stratégie d'exploitation permet à 100% ou 50% de débit massique. L'élévation de la température de l'eau de refroidissement varie nécessairement proportionnelle à la charge de rejet de chaleur. Si la charge est inférieure à 50% de conception, le taux d'écoulement de la masse d'eau est réduit à 50%. Les conditions de conception sont déterminées comme suit:

$$\dot{q}_{rej,des} = \dot{W}_{des} \left(\frac{1}{\eta_{cycle}} - 1 \right) \quad (IV.3.14)$$

$$\dot{m}_{cw} = \frac{\dot{q}_{rej,des}}{c_{p,cw} \Delta T_{cw}} \quad (IV.3.15)$$

Comme mentionné précédemment, le débit massique est une valeur discrète égale à 100% ou 50%.

$$\begin{aligned} \dot{q}_{rej} \geq \frac{\dot{q}_{rej,des}}{2} &\Rightarrow \dot{m}_{cw} = \dot{m}_{cw,des} \\ \dot{q}_{rej} < \frac{\dot{q}_{rej,des}}{2} &\Rightarrow \dot{m}_{cw} = \frac{\dot{m}_{cw,des}}{2} \end{aligned} \quad (IV.3.16)$$

Une fois le débit d'exploitation de masse a été déterminé, l'élévation de la température réelle à travers le condenseur est calculée

$$\Delta T_{cw} = \frac{\dot{q}_{rej}}{\dot{m}_{cw} c_{p,cw}} \quad (IV.3.17)$$

En conclusion, la température de condensation est calculée comme la différence entre la température ambiante humide et la somme des différentes élévations de température. La pression du condenseur est déterminée en utilisant les rapports de propriétés présentées dans le tableau 5 (annexe A). Figure 35 illustre la variation des températures qui impact la pression du condenseur.

$$T_{cond} = T_{wb} + \Delta T_{approche} + \Delta T_{cw} + \Delta T_{out} \quad (IV.3.18)$$

La pression de condensation est la valeur de performance la plus importante fournis par le modèle de refroidissement.

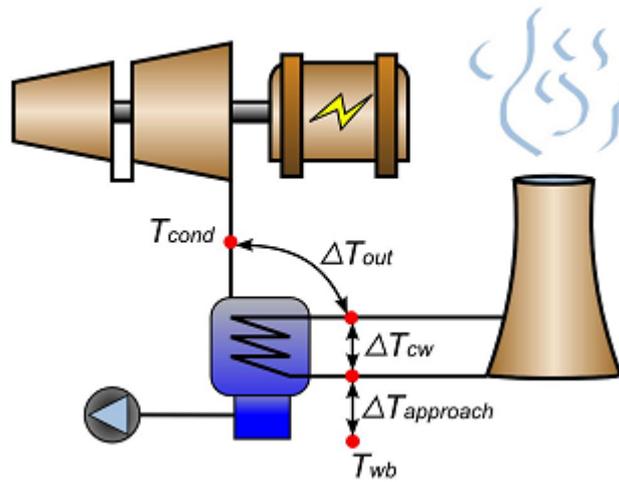


Figure 35: Une illustration des divers écarts de température qui influent sur la pression du condenseur pour un système de refroidissement par voie humide. Il s'agit notamment de la température humide, la température d'approche, la différence de température d'eau de refroidissement, la différence de température latérale chaude de l'échangeur de chaleur.

La consommation d'énergie et l'utilisation d'eau sont importantes. Les charges parasites d'une tour de refroidissement à air forcée sont les puissances de la pompe d'eau alimentation et le ventilateur pour conserver l'écoulement à travers le système.

La puissance de pompage est calculée en utilisant le rendement isentropique de la pompe, l'enthalpie et l'entropie de l'eau de refroidissement à l'entrée de la pompe sont obtenues en utilisant les propriétés du tableau 5 (annexe A).

En supposant temporairement la réversibilité, l'enthalpie de sortie de pompe est la suivante:

$$h_{cw,out,s} = \frac{\Delta P_{cw}}{\rho_{cw}} + h_{cw,in} \quad (IV.3.19)$$

L'enthalpie réelle à la sortie de la pompe est calculée en appliquant le rendement isentropique.

$$h_{cw,out} = h_{cw,in} + \frac{h_{cw,out,s} - h_{cw,in}}{\eta_{pump,s}} \quad (IV.3.20)$$

La puissance totale consommée par la pompe d'eau de refroidissement est calculée dans l'équation. (IV.3.21)

CHAPITRE IV : modélisation mathématique et physique des centrales solaires thermiques

$$\dot{W}_{cw,pump} = \frac{(h_{cw,out} - h_{cw,in}) \dot{m}_{cw}}{\eta_{pump}} \quad (IV.3.21)$$

Le modèle de refroidissement par voie humide calcule la puissance du ventilateur avec l'hypothèse que le ratio d'écoulement de masse d'air et le débit massique d'eau de refroidissement est constant en fonction de la fraction $r_{mass, fan}$ à partir du tableau 10. Ainsi, la puissance du ventilateur est réduite pendant la charge partielle lorsque le débit massique d'eau de refroidissement est réduit. L'air humide circulé par le ventilateur est à une température efficace quelque part entre la température ambiante sèche-humide plus la température d'approche. Cette valeur est approximativement comme suit :

$$T_{fan,in} = \frac{T_{db} + T_{wb} + \Delta T_{approche}}{2} \quad (IV.3.22)$$

La puissance du ventilateur est proportionnelle à l'augmentation d'enthalpie à travers le ventilateur. Cette élévation d'enthalpie peut être approximé en supposant que l'air ambiant se comporte comme un gaz parfait. Dans ce cas, la température d'air à la sortie du ventilateur est calculée en supposant l'absence d'irréversibilités thermodynamiques (les températures sont absolue), où $R = 8314/28.97$ [J/kg.K] est la constante des gaz pour l'air.

$$T_{fan,out,s} = T_{fan,in} r_{p,fan}^{\left(\frac{R}{c_{p,air}}\right)} \quad (IV.3.23)$$

L'enthalpie isentropique à la sortie du ventilateur est déterminée directement en fonction de cette température de sortie à partir des relations dans le tableau 5 (annexe A), et l'enthalpie de sortie réelle est calculée en tenant compte du rendement isentropique du ventilateur.

$$h_{fan,out} = h_{fan,in} + \frac{h_{fan,out,s} - h_{fan,in}}{\eta_{fan,s}} \quad (IV.3.24)$$

Enfin, nous calculons les puissances du ventilateur et de refroidissement totale parasites comme :

$$\dot{W}_{fan} = \frac{(h_{fan,out} - h_{fan,in}) \dot{m}_{air}}{\eta_{fan}} \quad (IV.3.25)$$

$$\dot{W}_{cool}[MW] = (\dot{W}_{cw,pump} + \dot{W}_{fan}) \cdot \left[\frac{1 \text{ MW}}{10^6 \text{ W}} \right] \quad (IV.3.26)$$

Le calcul de l'utilisation de l'eau est simple qui tient compte des pertes d'évaporation, de dérive, et de purge des tours de refroidissement. Les deux derniers dépendent du taux d'écoulement de masse d'eau de refroidissement, tandis que le premier ne dépend que de la

charge de rejet de chaleur et l'enthalpie d'évaporation, qui est en fonction de la pression ambiante.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{evap} &= \frac{\dot{q}_{rej}}{\Delta h_{evap}} \\ \dot{m}_{drift} &= f_{drift} \dot{m}_{cw} \\ \dot{m}_{ctbd} &= f_{ctbd} \dot{m}_{cw} \\ \dot{m}_{eau} &= \dot{m}_{evap} + \dot{m}_{drift} + \dot{m}_{ctbd} \end{aligned} \quad (IV.3.27)$$

IV.3.3.4 Le modèle de refroidissement à air sec

Le modèle de refroidissement à air sec permet l'utilisation des entrées fournis par l'utilisateur et assume les valeurs qui sont résumées dans le tableau 11 .les relations des propriétés sont empruntés au modèle de refroidissement par voie humide.

Tableau 11: Résumé des entrées dans le modèle de refroidissement à air sec

Variable	Description	Unités	Valeurs
Entrée écrite par l'utilisateur			
$T_{ITD,des}$	la différence initiale de la température (vapeur-ambiance)	°C	16
$r_{p,cond}$	le rapport de pression condenseur air	-	1.0028
Entrées Héritée			
W_{des}	Puissance de sortie à la conception	MW	-
η_{des}	efficacités de cycle de puissance à la conception	-	-
T_{db}	la température à bulbe sèche	°C	-
P_{amb}	Pression atmosphérique	Pa	-
Valeurs Assumées			
ΔT_{out}	La différence de température au côté chaud du condenseur	°C	3
$\eta_{fan,s}$	efficacité isentropique du fan	-	0.80
η_{fan}	efficacité mécanique du fan	-	0.94
$C_{p,air}$	Chaleur spécifique de l'air	$\frac{J}{Kg K}$	1005

Comme le modèle de refroidissement par voie humide, le débit d'air de refroidissement généré par les ventilateurs est limité à 100% ou 50% de débit par rapport à la valeur de conception. Le débit massique d'air de conception est calculé dans l'équation. (IV.3.28)

$$\dot{m}_{air,des} = \frac{\dot{q}_{rej,des}}{c_{p,air} (T_{ITD,des} - \Delta T_{out})} \quad (IV.3.28)$$

Les systèmes de refroidissement à sec ne consomment pas des quantités appréciables d'eau, les calculs intéressants sont la pression du condenseur et la puissance du ventilateur. La pression du condenseur est déterminée par la température du condenseur, qui est simplement égale à la température de bulbe sec plus la différence de température effective initiale (ITD), comme illustré dans la figure 36.

L'ITD est la somme de l'élévation de température de l'air dans le condenseur et la différence de température latérale chaude de l'échangeur de chaleur

$$T_{cond} = T_{db} + T_{ITD}$$

Ou

$$T_{ITD} = \Delta T_{out} + \frac{\dot{q}_{rej}}{\dot{m}_{air} c_{p,air}} \quad (IV.3.29)$$

La relation de la puissance du ventilateur est analogue à celle développée précédemment pour le ventilateur de refroidissement par voie humide, à l'exception que la température d'entrée du ventilateur est égale à la température ambiante sec.

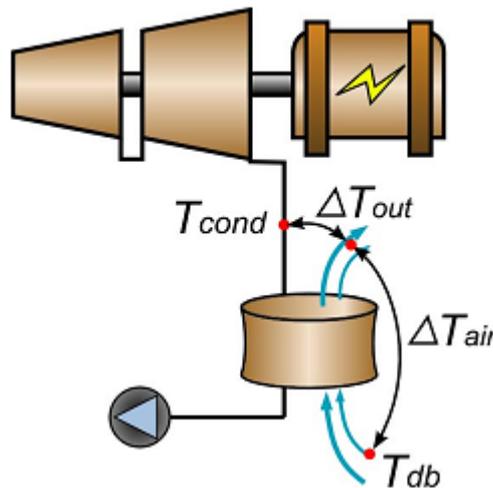


Figure 36: Une illustration des divers écarts de température qui influent sur la pression du condenseur pour un système de refroidissement sec. Il s'agit notamment de la température ambiante sèche, l'élévation de température de l'air et la différence de température latérale chaude de l'échangeur de chaleur.

$$T_{fan,out,s} = T_{fan,in} \cdot r_{p,cond} \left(\frac{R}{c_{p,air}} \right) \quad (IV.3.30)$$

$$h_{fan,out} = h_{fan,in} + \frac{(h_{fan,out,s} - h_{fan,in})}{\eta_{fan,s}} \quad (IV.3.31)$$

$$\dot{W}_{fan}[MW] = \frac{(h_{fan,out} - h_{fan,in}) \dot{m}_{air}}{\eta_{fan}} \left[\frac{1 MW}{10^6 W} \right] \quad (IV.3.32)$$

IV.3.3.5 Le modèle de refroidissement hybride parallèle

La configuration de refroidissement hybride réduit la consommation d'eau des centrales électriques et atténue l'impact de performance négative du passage de refroidissement humide au sec. La technologie est basée sur la prémisse que le refroidissement à air fournit des possibilités de refroidissement suffisantes pendant la majorité du temps d'exploitation, les performances d'un système de refroidissement à sec est plus durement touchés dans les après-midi d'été lorsque la température ambiante et l'électricité sont plus élevés. Au cours de ces heures d'été, l'élévation de température du flux d'air de refroidissement à travers l'ACC est relativement élevé.

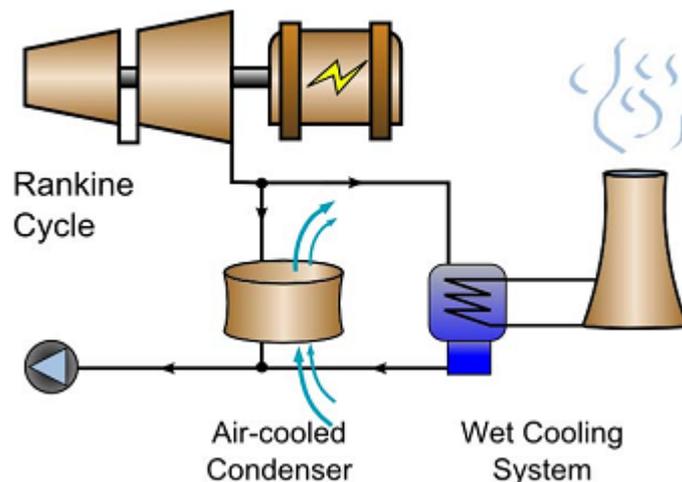


Figure 37: Une illustration du refroidissement en parallèle humide / sec.

Donc on place un système de refroidissement par voie humide en parallèle pour partager la chaleur et réduire cette température et améliorer l'efficacité du cycle thermodynamique.

Le système hybride est forcé de suivre la température du thermomètre sec. Depuis les systèmes de refroidissement sec et humide sont reliés entre eux, la pression de vapeur de condensation est égale dans les deux systèmes.

Si la pression de vapeur (et de la température associée) ont été théoriquement sous la température sèche, l'énergie thermique commencerait à découler de l'air ambiant dans le ACC, de ce fait défaisant le but d'incorporer le système de refroidissement à sec. Par conséquent, la performance thermodynamique des systèmes hybrides se situe entre la limite inférieure non-idéale et la limite supérieure idéale d'un refroidissement sec (c'est à dire un ACC qui réalise une température de vapeur égale à la température ambiante sèche).

La répartition de la charge de rejet de chaleur entre les systèmes de refroidissement par voie humide et sec est spécifiée par l'utilisateur sur la page Power Cycle en utilisant les fractions hybrides. Chacune des valeurs d'entrée correspond à la période TOD notamment spécifié par l'utilisateur. Pour chaque pas de temps pendant la simulation, la charge de refroidissement par

voie humide dans le système hybride sera égale à la charge totale de refroidissement fois la fraction associé spécifié par l'utilisateur.

Ainsi, la charge totale de rejet de chaleur du système de refroidissement par air est représentée dans Eq. (IV.3.33) et de système de refroidissement par voie humide est représenté dans Eq(IV.3.34). La fraction de refroidissement par voie humide au cours du pas de temps actuelle est f_{wc} .

$$\dot{q}_{rej,air} = (1 - f_{wc}) \dot{q}_{rej} \quad (IV.3.33)$$

$$\dot{q}_{rej,wc} = f_{wc} \dot{q}_{rej} \quad (IV.3.34)$$

Les équations de rendement pour la configuration de refroidissement hybride sont presque identiques aux équations pour les différentes technologies présentées ci-dessus. La principale différence réside dans la charge de rejet de chaleur que chaque sous-système doit accueillir et le changement de cette valeur par rapport au point de conception. Pour un système de refroidissement hybride, l'ACC est dimensionnée pour tenir compte de la charge de rejet thermique totale dans toute année, le système de refroidissement par voie humide est dimensionné en fonction de la charge rejet de la chaleur la plus grande le long de l'année. Par exemple, si l'utilisateur fournit des fractions hybrides de 0.25, 0.5 et 0.75, alors le système de refroidissement par voie humide sera dimensionné pour fournir 0.75 (75%) de rejet la chaleur totale.

SAM calcule la pression du condenseur pour le système hybride en calculant d'abord celle de chaque système de refroidissement individuellement, puis on utilise la plus grande des deux pressions comme pression réelles obtenues

$$P_c = \max[P_{c,wc}, P_{ACC}] \quad (IV.3.35)$$

Le comportement du système hybride en charge partielle suppose que l'équipement de refroidissement s'éteint progressivement lorsque la pression du condenseur tombe en dessous de la valeur minimale. Le comportement à charge partielle est appliqué également aux systèmes sèche et humide (si les deux sont en fonctionnement), sauf dans le cas où le calcul de pression du refroidissement humide dépasse la pression de refroidissement à sec. Dans cette situation, SAM arrête progressivement le système humide jusqu'à avoir la pression du condenseur minimum. Ce mécanisme de contrôle est mis en œuvre pour réduire l'utilisation de l'eau lorsque cela est possible.

Résumé de la section IV.3.3

- le condenseur et tous les équipements de rejet de la chaleur sont modélés séparément du cycle de puissance.
- les performances varient pendant la variation de température ambiante; le refroidissement à air sec est plus influé par les conditions climatiques comparé au refroidissement humide. Le refroidissement hybride tombe entre le refroidissement sec-et-humide.
- Le modèle de refroidissement humide calcule la pression de condenseur, l'utilisation de l'eau, et la puissance de pompe/ ventilateur. Le modèle de refroidissement à sec

calcule la pression de condenseur et la puissance de ventilateur. Le modèle de refroidissement hybride calcule les performances des deux systèmes en parallèle.

- Les modèles de refroidissement supposent que le rejet de la chaleur en charge partielle tient compte des réductions de la capacité de rejet de la chaleur.
- les calculs dans le condenseur imposent une pression minimum selon l'utilisateur.

IV.3.4 Opération de cycle de puissance

Le cycle de puissance a trois modes d'opération principaux possibles; l'opération arrêt complet, l'opération en veille, et l'opération normale. Le mode d'opération normale dépend des exigences de masse et de puissance. Les modes d'opération sont commandés extérieurement par l'algorithme de commande de la centrale.

IV.3.4.1 Opération normale

Le mode « d'opération normale » entoure toutes les situations où le cycle de puissance produit du travail. Selon les conditions de fonctionnement, il peut être avantageux pour les exigences de production de cycle de puissance pour un taux de masse du HTF correspondante, ou alternativement un taux de masse de HTF peut être fourni et la puissance doit être calculé.

SAM détermine automatiquement la meilleure option basée sur la capacité de champ solaire, le système de stockage, et/ou le réchauffeur auxiliaire pour avoir la puissance thermique de conception pour le cycle de puissance.

Dans la situation où la cible est la puissance, le modèle de cycle utilise la valeur de la puissance pour déterminer une estimation de valeur de taux d'écoulement de la masse du HTF. Cette estimation initiale est recalculée à chaque pas de temps pour correspondre aux changements de la valeur de puissance demandée.

$$\dot{m}_{htf,ref} = \frac{\dot{Q}_{des}}{c_{htf} (T_{htf,hot,des} - T_{htf,cold,ref})} \cdot \frac{\dot{W}_{dem}}{\dot{W}_{des}} \quad (IV.3.36)$$

En utilisant le débit de masse supposé et la température d'entrée du HTF et la pression au condenseur (à chaque pas de temps), le modèle calcule la puissance et la chaleur absorbée en utilisant le modèle de régression décrit à la section IV.3.2. Les modèles de refroidissement détermine la pression du condenseur en fonction de la température ambiante et la charge de rejet de chaleur, aussi la charge de rejet de chaleur peut changer pendant chaque itération, le modèle de refroidissement doit être appelé d'abord pour évaluer les performances et être de nouveau appelé au cours de chaque itération. L'erreur de convergence est basée sur la différence relative entre la puissance de sortie calculée et celle désirée.

$$err = \frac{\dot{W}_{calc} - \dot{W}_{dem}}{\dot{W}_{des}} \quad (IV.3.37)$$

Si l'erreur de convergence est supérieur à la limite $err = 10^{-6}$, le débit massique est ensuite ajusté en fonction de l'équation. (IV.3.38), et la solution itérative continue. Cette équation d'ajustement a été sélectionnée sur la base des observations empiriques de la vitesse de calcul

et la stabilité des sorties. Le nombre maximum d'itérations du cycle d'alimentation est réglé à 100.

$$adj = 1 + \frac{\dot{W}_{dem} - \dot{W}_{calc}}{3 \cdot \dot{W}_{dem}} \quad (IV.3.38)$$

Une fois la solution itérative de la masse d'écoulement est trouvée, cette information est transmise au contrôleur qui va trouver une solution de système agréable. Si aucune solution itérative ne peut être trouvée, ou si la solution trouvée par le cycle de puissance tombe en dehors des limites du Tableau 12, la puissance et le rendement du cycle sont mis à zéro, la température de sortie du HTF est réglée sur la température d'entrée, et le débit de masse demandé est défini comme le taux d'écoulement de masse de référence

Tableau 12: critères de convergence pour le calcul de cycle de puissance en fonctionnement normal

$$\begin{array}{c} \eta_{cycle} \leq 1 \\ \eta_{cycle} > 0 \\ T_{htf,cold} \leq T_{htf,hot} \\ T_{htf,cold} \geq T_{htf,hot} - 50 \end{array}$$

La stratégie de débit masse cible est l'approche la plus simple. Ce mode est utilisé à cause de l'insuffisance d'énergie thermique fournie par le champ solaire, le système de stockage, et/ou le réchauffeur auxiliaire pour répondre à l'exigence thermique du cycle de puissance. Dans ce mode de fonctionnement, le contrôleur de centrale prévoit un taux particulier du débit massique du HTF au cycle de puissance. La puissance du cycle répond par le calcul de la puissance de sortie avec une seule manière de passage sans avoir besoin d'itération interne.

IV.3.4.2 Arrêt et démarrage à froid

Le second mode de fonctionnement pour le cycle d'alimentation nécessite un arrêt complet du système. Les caractéristiques les plus évidentes de ce mode inclure la mise à zéro des puissances de sortie, l'efficacité du cycle, La débit massique du HTF demandé, l'utilisation de l'eau, et les charges parasites pour le cycle de puissance. Pendant l'arrêt, la température de sortie du HTF est égale à la température d'entrée du HTF (l'énergie thermique n'est pas consommée par le cycle de puissance).

Une fois le cycle de puissance entre en arrêt, le démarrage de la turbine à froid nécessite du temps et de l'énergie spécifiée par l'utilisateur. Le démarrage peut se produire une fois lorsqu'une ressource thermique devient disponible. Le démarrage du cycle est limité par une durée et une fraction thermique. La condition du temps de démarrage est vérifiée lors de chaque pas de temps, et l'algorithme de démarrage peut gérer des temps de démarrage qui sont plus longs et plus courte que la durée du pas de temps. Pendant les plus longues périodes de démarrage, le temps de démarrage restant ($\Delta t_{st,remain}$) est dépisté comme équilibre de registre. Aussi longtemps que le temps de démarrage reste supérieur à la durée de pas de temps (Δt), le cycle reste complètement éteint.

Si le temps de démarrage (ou temps de démarrage initial) est inférieur à la durée du pas de temps, ou si l'énergie de démarrage restante est inférieure à l'énergie de démarrage exigée, la production d'électricité à partir du cycle est réduite au pas de temps. SAM calcule les besoins en énergie de démarrage en utilisant la fraction d'énergie spécifiée par l'utilisateur (f_{st}), comme montré dans Eq. (IV.3.39).

$$E_{st} = f_{st} \frac{\dot{W}_{des}}{\eta_{cycle,des}} \quad (IV.3.39)$$

Une fois l'énergie thermique est disponible pour l'utilisation dans le bloc de puissance, elle contribue à la réalisation des besoins d'énergie de démarrage. L'énergie de démarrage restant à la fin du pas de temps ($E_{st,remain}$) est égal à la différence entre l'énergie de démarrage au début du pas ($E_{st,remain0}$) et la quantité totale d'énergie de démarrage qui est "utilisé" pendant l'étape de temps. L'énergie de démarrage utilisé est égal à :

$$E_{st,used} = \min \left[\frac{\dot{W}_{des}}{\eta_{cycle,des}} \Delta t, E_{st,remain0} \right] \quad (IV.3.40)$$

L'énergie de démarrage restant à la fin du pas de temps est calculée en soustrayant l'énergie utilisée de la valeur de l'énergie de démarrage finale restante qui est plus grande ou égal à zéro.

$$E_{st,remain} = \max [E_{st,remain0} - E_{st,used}, 0] \quad (IV.3.41)$$

La puissance électrique de cycle et le taux de masse nécessaire nécessitent un réglage lors du démarrage. Toutefois, ils sont réglés différemment due à l'exigence d'écoulement de masse du HTF du cycle de puissance lors du démarrage même s'il ne produit pas de puissance utilisable. La méthode d'ajustement est montrée dans Eq. (IV.3.42-IV.3.43), où les valeurs non ajustées sont désignées par l'exposant '°'.

$$\dot{W}_{cycle} = \dot{W}_{cycle}^{\circ} \max \left[\min \left[\frac{E_{st,remain}}{\Delta t}, 1 \right], \frac{E_{st,used}}{\frac{\dot{W}_{des}}{\eta_{des}} \Delta t} \right] \quad (IV.3.42)$$

$$\dot{m}_{dem} = \dot{m}_{dem}^{\circ} \left(1 - \max \left[\min \left[\frac{E_{st,remain}}{\Delta t}, 1 \right] - \frac{E_{st,used}}{\frac{\dot{W}_{des}}{\eta_{des}} \Delta t}, 0 \right] \right) \quad (IV.3.43)$$

IV.3.4.3 Fonctionnement en mode de veille

Le temps nécessaire pour démarrer le cycle de l'énergie d'un état froid est important pour les systèmes de CSP. Pour certains systèmes, il peut être avantageux d'utiliser l'énergie le stockage thermique pour maintenir le cycle de puissance dans un état réchauffé et prêt plutôt que le démarré à partir d'un état d'arrêt à froid. Contrairement au démarrage à froid, SAM redémarre instantanément depuis le mode veille, et la réinitialisation du cycle d'opération ne nécessite pas attendre le temps de démarrage ou une fraction d'énergie d'alimentation. SAM modélise cette situation en fournissant une option "veille" pour le cycle de puissance. Ce mode est défini par une durée d'attente maximum (Δt_{sby}) et une fraction de veille (f_{sby}). La durée limite le nombre d'heures consécutives pour que le système puisse fonctionner en mode veille. La fraction de veille définit l'énergie thermique nécessaire pour maintenir le cycle dans un état prêt, où la fraction est le rapport de la demande thermique de veille sur la demande thermique de conception à pleine charge.

Le débit massique de HTF nécessaire pour maintenir les opérations en veille est calculé sur la base des températures du HTF à l'entrée du cycle de puissance. Le HTF est supposé être retourné à la source de chaleur à la température de sortie de conception du HTF. Ainsi, la charge thermique requise est la suivante :

$$\dot{q}_{sby} = \dot{W}_{des} (1 - \eta_{cycle,des}) f_{sby} \quad (IV.3.44)$$

Le taux de débit massique associé requis est:

$$\dot{m}_{sby} = \frac{\dot{q}_{sby}}{c_{htf} (T_{htf,hot} - T_{htf,cold,des})} \quad (IV.3.45)$$

La puissance de sortie, l'efficacité de cycle, l'utilisation de l'eau de refroidissement, et les puissances parasites de cycle sont mises à zéro dans ce mode.

IV.3.4.4 États de relance "à chaud"

En rencontrant des changements du climat temporel, la centrale peut temporairement arrêter la production d'électricité et prendre en hors marche la turbine et le générateur. Une fois que la ressource solaire rebondit, la production d'électricité peut ne pas reprendre immédiatement pendant que les conditions de vapeur à l'entrée de la turbine et la synchronisation de générateur doivent être rétablis. Ce retard est modelé par SAM en imposant un moment minimum de relancement où la turbine se déclenche.

Quand la turbine se déclenche dans le modèle, le code de commande impose ce temps minimum de relancement avant de reprendre la production d'électricité. L'énergie thermique capturée pendant cet intervalle de temps est employée au réchauffage du champ solaire ou au stockage thermique (si disponible).

Résumé de la section IV.3.4

- Le cycle de puissance a trois modes d'opération : opération normale, en veille, et fermé.

- L'opération normale peut employer le taux d'écoulement de masse ou la puissance de comme variable indépendante.
- Le mode 'en veille' permet un démarrage rapide mais consomme l'énergie thermique ; et le mode d'arrêt exige le temps et l'énergie totale de démarrage.

IV.4 le stockage thermique et le contrôle des centrales

Les centrales thermiques solaires de CSP incluent non seulement un champ solaire et un cycle de puissance, mais aussi un sous-système de stockage thermique qui peut être conçu pour l'expédition de l'énergie thermique. Certains systèmes comprennent également un appareil de chauffage à combustible fossile qui peut fournir l'énergie d'appoint lorsque l'énergie solaire dérivés est indisponible. Les décisions sur le moment et quelles proportions de chacune de ces sous-systèmes doivent être utilisés peuvent avoir un impact significatif sur la rentabilité du projet.

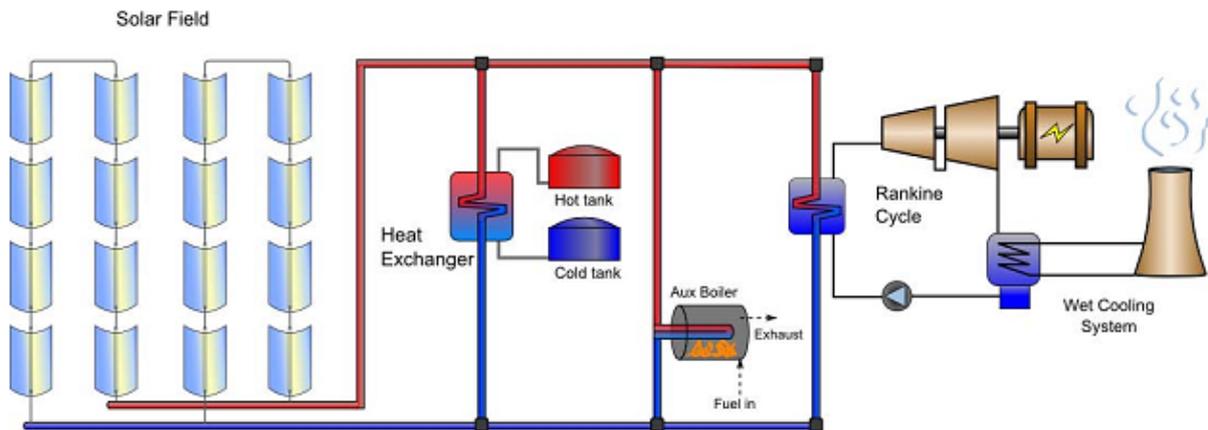


Figure 38: Les sous-systèmes de la centrale comprennent le champ solaire, le pipeline, le stockage thermique, l'auxiliaire de chauffage, et le cycle de puissance.

Un programme d'expédition est juste un seul aspect de commande de la centrale. Des limites pratiques sur les performances de système sont également exigées pour maintenir l'état des composantes. Ceci inclut des considérations pour les hautes vitesses du vent, les limitations de la production, niveaux du fluide minimum dans les réservoirs de stockage, et la température minimum du fluide dans le stockage. Ces éventualités sont écrasées avec une bonne d'expédition de contrôle, à l'aide d'une stratégie de contrôle détaillée et inclusive.

IV.4.1 Le stockage thermique

CSP est unique parmi les technologies renouvelables avec sa capacité de stocker l'énergie de manière rentable. Le stockage permet la production d'électricité pendant les coupures météo temporaire, il faut décaler le temps d'exploitation pour correspondre à la demande de pointe, qui augmente généralement la capacité du centrale, ou la distribution de chaleur (comme maintenir le cycle de puissance en mode veille).

SAM modélise le stockage thermique pour un système à deux réservoirs, c'est deux réservoirs sont capable chacun de contenir tout le volume du HTF de stockage thermique. Un réservoir est dédié pour stocker le fluide chaud tandis que l'autre tient le fluide épuisé froid. Les réservoirs sont supposés d'être pleinement thermiquement mixtes afin qu'aucune stratification se pose.

IV.4.1.1 Dimensionnement de TES

La capacité de stockage thermique est exprimée en termes des heures de TES à pleine charge. L'ampleur de cette valeur indique le nombre des heures que le stockage thermique peut fournir de l'énergie pour faire fonctionner le cycle de puissance. Le nombre d'heures de stockage réalisés est généralement un peu moins que le nombre spécifié, car les pertes thermiques et le volume de stockage disponible ne sont pas inclus dans le calcul de dimensionnement. La capacité total du TES est égale à l'exigence thermique du cycle fois le nombre d'heures total de stockage souhaitée (Δt_{tes}).

$$E_{tes} = \frac{\dot{W}_{des} \Delta t_{tes}}{\eta_{cycle,des}} \quad (IV.4.1)$$

SAM calcule le volume réel du HTF nécessaire pour correspondre à ce contenu énergétique en utilisant des valeurs moyennes des propriétés pour les températures chaudes et froides de conception de la cuve.

$$\bar{V}_{tes} = \frac{E_{tes}}{\rho_{tes} c_{tes,ave} f_{hx} (T_{sf,out} - T_{sf,in})} \quad (IV.4.2)$$

La différence de température de conception est égale à la température chaude de sortie du champ solaire ($T_{sf,out}$) moins la température d'eau froide ($T_{sf,in}$) multipliée par le facteur d'échange de chaleur (f_{hx}). Ce facteur égal le rapport de la différence de température dans le côté de stockage de l'échangeur de chaleur sur la différence de température du champ solaire. ce rapport peut être exprimé en termes de températures d'approche latérales chaudes et froides de l'échangeur de chaleur personnalisées par l'utilisateur qui sont indiquées sur la page du stockage thermique ($T_{hx,top}$ et $T_{hx,bot}$, respectivement).

$$f_{hx} = 1 - \frac{\Delta T_{hx,top} + \Delta T_{hx,bot}}{T_{sf,out} - T_{sf,in}} \quad (IV.4.3)$$

La géométrie de réservoir impacte non seulement la surface totale exposée à l'air ambiant par lequel le transfert de chaleur peut se produire, mais détermine également la quantité de volume inutilisable au fond du réservoir. SAM calcule le diamètre de réservoir qui doit contenir tout le volume de stockage, en supposant que tous les réservoirs de stockage ont la même géométrie et répondent aux exigences personnalisées par l'utilisateur sur la page de stockage thermique.

$$\bar{V}_{tes,1tank} = \frac{\bar{V}_{tes}}{\eta_{pairs}} \quad (IV.4.4)$$

$$D_{1tank} = \frac{2 \sqrt{\bar{V}_{tes,1tank}}}{\pi H_{1tank}} \quad (IV.4.5)$$

IV.4.1.2 Formulation du modèle

Les deux réservoirs utilisent le même modèle de réservoir pour simuler leur comportement, même si les entrées et sorties de chaque réservoir sont gérées séparément. Le principe de base pour le réservoir de stockage est que le volume du réservoir varie en fonction de la différence du débit massique HTF entre l'entrée et de sortie. La figure 39 montre un schéma du modèle de réservoir.

Plusieurs calculs du réservoir sont en fonction du temps et des conditions d'entrée et de sortie. Chaque appel du modèle de réservoir nécessite des informations concernant non seulement ce qui se passe dans le système au cours du pas de temps, mais à la fin du pas de temps précédent. Le contrôleur assure la poursuite des états de la cuve chaude et froide du pas de temps à un autre et passe cette information dans le réservoir (en particulier, la masse et la température du HTF dans chaque réservoir).

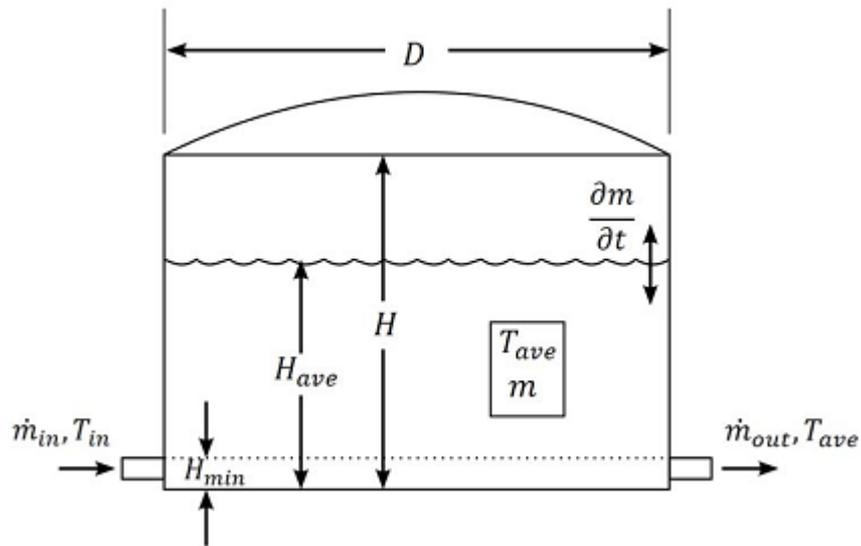


Figure 39: Un schéma du modèle de réservoir à volume variable. Le niveau de fluide varie avec les différences dans l'entrée et la sortie du débit massique. La température de sortie est égale à la valeur moyenne du réservoir entièrement mélangé.

La masse du HTF dans le réservoir à la fin du pas de temps est égale à :

$$m_{fin} = m_0 + \Delta t (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) \quad (IV.4.6)$$

Le calcul de la température à la fin du pas de temps n'est pas aussi simple que le bilan massique dans Eq.(IV.4.6). Comme la température du HTF varie au cours du pas de temps, la perte thermique du réservoir varie également. Lorsque le bilan énergétique du réservoir est exprimé analytiquement, l'équation différentielle résultante contient plusieurs variables qui

sont en fonction du temps, et ça complique la solution. Le réservoir peut être conceptualisé comme volume de contrôle simplifié dans la figure 40.

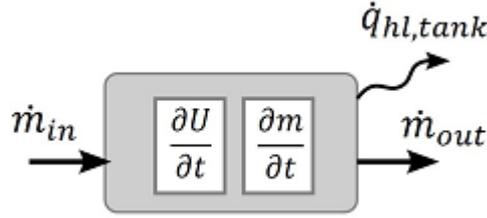


Figure 40: Représentation conceptuelle de volume de contrôle du réservoir.

L'équation (IV.4.7) exprime le bilan énergétique sur le volume de contrôle du réservoir selon la première loi de la thermodynamique

$$\frac{\partial(u(t) m(t))}{\partial t} = -\dot{q}_{hl,tank}(t) + \dot{m}_{in} h(T_{in}) - \dot{m}_{out} h(T(t)) \quad (IV.4.7)$$

L'énergie interne $u(t)$, la masse $m(t)$, et la perte de chaleur $\dot{q}_{hl,tank}$ sont tous en fonctions du temps. L'énergie interne est égale à la chaleur spécifique du HTF dans le réservoir fois la température du HTF à l'instant t par rapport à certaine température de référence arbitraire T_{ref} . La masse dans le réservoir peut être calculée en additionnant la masse initiale à l'instant t multiplié par la différence de taux de débit massique d'entrée et de sortie. Enfin, la perte de chaleur est égale au coefficient de transfert thermique (UA) fois la différence de température entre le HTF à l'instant t et la température ambiante pour un pas de temps donné. Comme l'énergie interne, l'enthalpie est aussi en fonction de la température du fluide incompressible, et la chaleur spécifique reste à peu près constante dans presque toutes les conditions pratiques sur la durée d'un pas de temps, l'équation de l'enthalpie peut être exprimée comme indiquée dans l'équation. (IV.4.11)

$$u(t) = c_{htf} (T(t) - T_{ref}) \quad (IV.4.8)$$

$$m(t) = m_0 + t (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) \quad (IV.4.9)$$

$$\dot{q}_{hl,tank}(t) = U A (T(t) - T_{amb}) \quad (IV.4.10)$$

$$u(t) = c_{htf} (T(t) - T_{ref}) \quad (IV.4.11)$$

Ces équations sont substituées dans l'équation. (IV.4.7), et l'équation différentielle ordinaire résultante (ODE) exprime la température du réservoir en fonction du temps.

$$\begin{aligned} & c_{htf} (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) (-T_{ref} + T(t)) + c_{htf} (m_0 + t (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out})) \frac{\partial T}{\partial t} \\ & = c_{htf} \dot{m}_{in} (T_{in} - T_{ref}) - U A (-T_{amb} + T(t)) - c_{htf} \dot{m}_{out} (-T_{ref} + T(t)) \end{aligned} \quad (IV.4.12)$$

Cette ODE linéaire peut être résolue pour la température. L'équation qui en résulte est une fonction du temps, et la température de référence T_{ref} s'annule dans le calcul.

$$T(t) = A_2 + [c_{htf} (m_0 + A_1 t)]^{\left(-\frac{A_0}{A_1}\right)} . C \quad (IV.4.13)$$

Ou

$$A_0 = \dot{m}_{in} + \frac{U A}{c_{htf}}$$

$$A_1 = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}$$

$$A_2 = \frac{\dot{m}_{in} T_{in} + T_{amb} \frac{U A}{c_{htf}}}{A_0}$$

La constante C est trouvé par l'application de la condition à la limite initiale, où la température du réservoir $T(0) = T_0$

$$T(t) = A_2 + \frac{1}{A_0} \left[(c_{htf} m_0)^{\left(-\frac{A_0}{A_1}\right)} (c_{htf} (m_0 + A_1 t))^{\left(-\frac{A_0}{A_1}\right)} A_3 \right] \quad (IV.4.14)$$

Ou

$$A_3 = c_{htf} \dot{m}_{in} (T_0 - T_{in}) + U A (T_0 - T_{amb})$$

La température finale du HTF à la fin du pas de temps est calculée en remplaçant t avec la valeur du pas de temps Δt . L'expression de la température moyenne en fonction du temps est obtenue en intégrant l'équation. (IV.4.14) par rapport à t, puis en divisant par la durée du pas de temps. La constante de l'intégration est évaluée par l'application de la condition à la limite où $T_{ave}(0) = T_0$.

$$T_{ave}(t) = T_0 + A_4 + \frac{1}{A_0} \left[t (c_{htf} \dot{m}_{in} T_{in} + T_{amb} U A) + Eq [4.14] \right] \quad (IV.4.15)$$

Ou

$$A_3 = \frac{c_{htf} m_0 (c_{htf} \dot{m}_{in} (T_0 - T_{in}) + (T_0 - T_{amb}) U A)}{(c_{htf} \dot{m}_{in} + U A) (c_{htf} \dot{m}_{out} + U A)}$$

La perte de chaleur totale est calculée implicitement dans Eq (IV.4.13 – IV.4.15) en fonction du temps, mais elle est exprimée plus directement en fonction de la température moyenne du HTF. Ce coefficient de perte de chaleur (UA) saisit à la fois le coefficient de transfert de

chaleur spécifique à la zone indiquée sur de Page de stockage thermique et la surface totale de tous les réservoirs.

$$\dot{q}_{tank,hl} = U A (T_{ave} - T_{amb}) \quad (IV.4.16)$$

Ou

$$U A = \gamma_{tank} \left(\frac{\bar{V}_{tes}}{H \cdot \eta_{pairs}} + \pi D_{1\ tank} H \right) \eta_{pairs}$$

IV.4.1.3 Protection contre le gel dans le stockage

Le modèle de réservoir comprend une option pour la protection contre le gel. La température du fluide minimale admissible est spécifiée par l'utilisateur. Au cours des pas de temps où la température du fluide est inférieure à cette valeur, la chaleur est ajoutée au fluide jusqu'à ce que la température minimale soit maintenue, ou jusqu'à ce que la vitesse maximum de chauffage soit réalisée. La chaleur peut être nécessaire soit en raison de la perte de chaleur directement à partir du volume dans le réservoir, ou à cause de débit inférieur à la température de la cuve. Outre la chaleur est calculée en fonction du volume et la température du HTF à la fin du pas de temps.

$$\dot{q}_{ht,vol} = c_{htf} \bar{V}_{fin} (T_{setpoint} - T_{fin}) \quad (IV.4.17)$$

La température du flux sortant doit être également maintenue à la température minimum autorisée.

$$\dot{q}_{ht,flow} = c_{htf} \dot{m}_{out} (T_{setpoint} - T_{fin}) \quad (IV.4.18)$$

Pourvu que la chaleur totale du réservoir de chauffage par traçage $\dot{q}_{ht,tot}$ soit inférieure à la valeur maximale, les températures moyennes et finales du réservoir sont recalculées :

$$T_{fin} = T_0 + \Delta t \frac{\dot{q}_{ht,vol}}{c_{htf} \rho_{htf} \bar{V}_{fin}} \quad (IV.4.19)$$

Résumé de la section IV.4.1

- SAM modélise le stockage avec un système de 2-réservoir. Cela peut être direct ou indirecte en fonction de la sélection des types du HTF.
- Le dimensionnement du stockage est calculé en fonction des heures équivalente à pleine charge, et tien comptes de la perte de chaleur de l'échangeur.
- La performance du réservoir de stockage est modélisé à inclure les différentes pertes thermiques à travers le pas de temps.
- Les deux réservoirs de stockage incluent l'option pour le chauffage de protection contre le gel. La charge de chauffage est considérée comme un parasite électrique.

IV.4.2 Échangeur indirect de stockage de chaleur

La plupart des systèmes cylindro-paraboliques utilisent l'huile comme fluide caloporteur dans le champ solaire. Cependant, le coût de ce fluide peut être prohibitif pour les grands volumes des systèmes TES. Une approche moins coûteuse utilise de l'huile dans le champ et un HTF alternatif comme le sel de nitrate fondu dans le système de stockage. Dits stockage «indirects» nécessitent un échangeur de chaleur intermédiaire entre l'huile et le sel. SAM modélise cet échangeur de chaleur avec la méthode d'efficacité-NTU [25] pour un arrangement à contre-courant (ε -NTU).

SAM détermine automatiquement la taille de l'échangeur de chaleur avec les informations fournies par l'utilisateur et avec des valeurs de conception calculées quand le fluide personnalisé par l'utilisateur de stockage est différent du HTF du champ solaire. La condition nécessaire de transfert de chaleur est la présence d'une baisse de la température des deux côtés de l'échangeur de chaleur entre la chaleur du fluide de source et le fluide de radiateur. La figure 41 montre comment les températures latérales d'approche chaudes et froides se rapportent au système physique.

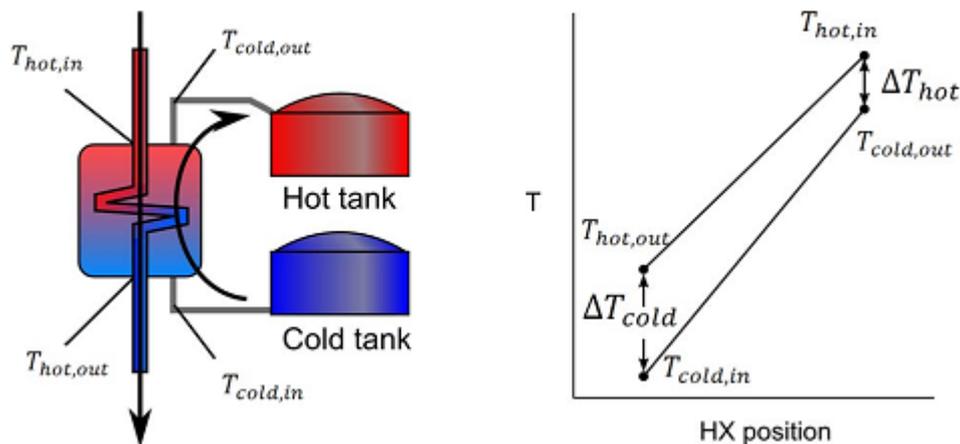


Figure 41 : L'échangeur de chaleur de stockage indirect est défini par les températures d'approche latérales chaudes et froides. Un croquis de l'arrangement de système physique correspond aux températures dans l'échangeur de chaleur en fonction de la position.

IV.4.2. 1 le dimensionnement de l'échangeur de chaleur

La chute de température à travers l'échangeur de chaleur et son travail total déterminent la taille du transfert de chaleur d'échangeur de chaleur (UA). Le travail de l'échangeur de chaleur correspond à la différence entre l'estimation d'absorption d'énergie thermique du cycle de puissance (\dot{W}_{des}/η_{des}) et l'énergie thermique produite par le champ solaire à la conception. Le multiple solaire (SM) représente le rapport des capacités thermiques à la conception du champ solaire aux celle de cycle de puissance, ainsi :

$$\dot{q}_{duty} = (SM - 1) \dot{Q}_{des} \quad (IV.4.20)$$

Les calculs de conception assument un cycle de remplissage où le HTF dans le côté du champ solaire est le jet chaud et le HTF du côté du stockage est le jet à froid. Comme indiqué sur la figure 41, les différences de température d'approche sont égales à la différence entre les jets

chauds et froids sur les côtés communs de l'échangeur de chaleur. En d'autres termes, la température d'approche « top » est définie comme la différence de la température entre l'entrée de jet chaud et la sortie de jet froid, et l'approche « bottom » est la sortie de jet chaud moins l'entrée de jet froid.

$$\Delta T_{hx,top} = T_{hot,in} - T_{cold,out} \quad (IV.4.21)$$

$$\Delta T_{hx,bot} = T_{hot,out} - T_{cold,in} \quad (IV.4.22)$$

Les taux d'écoulement de masse des jets chauds et froid à la conception sont calculés à partir de la baisse ou l'élévation de la température connue et le travail de transfert de chaleur. La chaleur spécifique de HTF est évaluée à la température moyenne de jet.

$$\dot{m}_{hx,hot} = \frac{\dot{q}_{duty}}{c_{hot} (T_{hot,in} - T_{hot,out})} \quad (IV.4.23)$$

$$\dot{m}_{hx,cold} = \frac{\dot{q}_{duty}}{c_{cold} (T_{cold,out} - T_{cold,in})} \quad (IV.4.24)$$

La méthode de ϵ -NTU se sert des taux de capacité (définis comme l'écoulement de masse fois la capacité de chaleur spécifique) pour les jets chauds et froid. Le rapport d'intérêt est entre les taux de capacité maximum et minimum, puisque le taux minimum est l'exécution idéale d'échangeur de chaleur suivant les indications d'Eq. (IV.4.25). Le rapport de capacité est alors calculé dans Eq (IV.4.26).

$$\dot{q}_{hx,max} = \dot{C}_{min} (T_{hot,in} - T_{cold,in}) \quad (IV.4.25)$$

$$C_R = \frac{\dot{C}_{min}}{\dot{C}_{max}} \quad (IV.4.26)$$

L'efficacité de l'échangeur de chaleur (ϵ) quantifie le ratio de transfert de chaleur effective au maximum possible lors de la conception. La taille non-dimensionnelle de l'échangeur de chaleur est donnée en termes de la valeur d'efficacité en utilisant des relations semi empiriques propres à chaque configuration d'échangeur de chaleur. Eq. (IV.4.27) donne la relation de l'échangeur de chaleur à contre-courant qui est modélisées dans SAM

$$NTU = \frac{\log \left[\frac{1 - \epsilon \cdot C_R}{1 - \epsilon} \right]}{1 - C_R} \quad (IV.4.27)$$

Eq. (IV.4.27) impose des limites pratiques pour l'argument de la fonction log et pour le dénominateur. Si le rapport de capacité se trouve être égal à 1.0, alors NTU est calculé avec Eq. (IV.4.28), d'après [25]

$$NTU = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} \quad (IV.4.28)$$

Dans la situation que l'argument de la fonction log est inférieur à 1, la simulation a une erreur. L'utilisateur doit corriger cette situation en ajustant la température d'approche jusqu'à une taille d'échangeur de chaleur approprié soit réalisé.

La taille dimensionnelle de l'échangeur de chaleur (UA) est égale au produit de la taille adimensionnelle et le taux de capacité minimum. Cette valeur est utilisée pendant toutes les heures de calculs de simulation pour déterminer le rendement de l'échangeur de chaleur

$$U A = NTU \cdot \dot{C}_{min} \quad (IV.4.29)$$

4.2.2 Le modèle de performances des échangeurs de chaleur

L'échangeur de chaleur peut fonctionner dans l'un des deux modes en fonction de si le stockage est en charge ou en déchargement. Les deux modes sont conçus pour calculer le taux de débit massique de stockage nécessaire étant donné un débit de masse sur le côté du champ solaire. Les deux modes maintiennent aussi la température d'approche spécifiée des deux côtés de l'échangeur de chaleur.

Le champ solaire produit une quantité donnée d'énergie thermique à cause des limites de performance des composantes du champ. Le cycle de puissance a la priorité pour consommer la quantité d'énergie thermique dont il a besoin pour correspondre à la puissance désirée, et le reste va au stockage. Par conséquent, le processus de chargement de stockage dans un système indirect implique le passage du HTF par l'échangeur de chaleur et simultanément le pompage du fluide de stockage froid à travers l'échangeur de chaleur pour extraire l'énergie thermique à partir du HTF du champ solaire. La variable sans contrainte restante après les calculs des températures d'approche, taux de débit massique de l'énergie du côté du champ solaire, et de l'UA est le taux de débit massique du côté de stockage.

Mode de charge de stockage

Pendant le chargement de stockage, le transfert de chaleur à travers l'échangeur de chaleur est calculé sur la base des températures d'entrée et d'approche connues. Le champ solaire fournit la source d'énergie thermique - ou le flux chaud - et le stockage fournit le jet de dissipation thermique. Les températures d'entrée et de sortie du jet tiennent compte de cet aspect.

$$T_{hot,out} = T_{cold,in} + \Delta T_{hx,cold} \quad (IV.4.30)$$

$$T_{cold,out} = T_{hot,in} - \Delta T_{hx,hot} \quad (IV.4.31)$$

Le travail de chaleur de l'échangeur est calculé:

CHAPITRE IV : modélisation mathématique et physique des centrales solaires thermiques

$$\dot{q}_{duty} = \dot{m}_{hx,hot} c_{hot} (T_{hot,in} - T_{hot,out}) \quad (IV.4.32)$$

La charge du débit massique de stockage (du réservoir froid au réservoir chaud) est ensuite déterminée pour correspondre à la différence de température nécessaire et le travail de transfert de chaleur.

$$\dot{m}_{hx,cold} = \frac{\dot{q}_{duty}}{c_{cold} (T_{cold,out} - T_{cold,in})} \quad (IV.4.33)$$

La spécification de la température d'approche, le débit massique, et UA, conduit à une situation où le transfert de chaleur est calculé est grand ce qui est physiquement possible ($\varepsilon > 1$). SAM vérifie cette condition et renvoie un avertissement de sorte que les températures d'approche de point de consigne puissent être ajustées pour les futures simulations. L'efficacité est calculée pendant l'exécution pour un échangeur de chaleur à contre-courant [25].

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1-C_R)}}{1 - C_R(-NTU(1-C_R))} \quad (IV.4.34)$$

Si le rapport de capacité C_R égale à 1, l'équation appropriée est plutôt

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (IV.4.35)$$

Mode de décharge de stockage

Pendant la décharge, le stockage devient la ressource thermique pour le champ solaire (et par la suite le cycle de puissance. Cependant, le stockage ne fournit pas une quantité arbitraire d'énergie thermique au cycle de puissance, en revanche, le cycle de puissance exige une puissance thermique particulière pour produire l'électricité nécessaire. Quoique les rôles thermiques des deux jets aient été renversés, dans ce cas le rôle du contrôle du cycle de puissance dicte que les performances des échangeurs de chaleur sont limitées par le flux froid. Le taux d'écoulement de la masse froid était la variable dépendante calculée dans Eq. (IV.4.33), le taux d'écoulement de la masse chaud est :

$$\dot{m}_{hot} = \frac{\dot{q}_{duty}}{c_{hot} (T_{hot,in} - T_{hot,out})} \quad (IV.4.36)$$

Les relations de la température fournis dans Eq. (IV.4.30) et (IV.4.31) s'appliquent toujours, sauf que maintenant le jet chaud se rapporte au stockage et le jet froid au côté de champ solaire. Par conséquent, la température réalisée de HTF du côté de champ solaire pendant la décharge est moindre de la température de sortie originale de champ solaire près de $2 \times \Delta T_{hx,hot}$.

Résumé de la section 4.2

- SAM modélise l'échangeur de chaleur entre le champ solaire et le stockage dans les systèmes indirects par la méthode du $\epsilon - NTU$.
- le dimensionnement d'échangeur de chaleur se produit avant le pas de temps initiaux d'étape en utilisant les valeurs de conception fournies par l'utilisateur. Le travail correspond au multiple solaire.
- Le modèle d'échangeur de chaleur assume un arrangement contre-courant.
- L'échangeur de chaleur est modélisé en mode charge ou décharge de stockage. Les deux situations emploient les conditions de côté du collecteur pour commander le débit du côté de stockage.

IV.4.3 Le réchauffeur auxiliaire

Un réchauffeur auxiliaire fossile est inclus dans quelques systèmes pour assurer l'énergie thermique pendant les périodes sans ressource solaire ou quand le stockage ne peut pas fournir la charge de fonctionnement. SAM modélise un réchauffeur auxiliaire à combustible fossile simple qui produit de la chaleur pour l'usage dans la production d'énergie. Le réchauffeur auxiliaire est contrôlé par le contrôleur d'expédition sur la page de stockage. Il est automatiquement limité à un taux de chauffage maximum égal à la puissance thermique de conception de cycle de puissance.

Quand le réchauffeur auxiliaire est en fonction l'énergie est ajoutée au HTF jusqu'à ce que le HTF atteigne la température de point de consigne ou jusqu'à ce que le réchauffeur atteigne le taux maximum de production de chaleur. La température de point de consigne est spécifiée par l'utilisateur. La température de sortie réalisée est calculée comme un minimum de température de point de consigne ou réalisée en employant le taux de chauffage maximum.

$$T_{aux,out} = \min \left[T_{aux,set}, \frac{T_{in} + \dot{q}_{aux,max}}{\dot{m}_{aux,htf} c_{htf}} \right] \quad (IV.4.37)$$

La chaleur spécifique du fluide est évaluée à la température du HTF à l'entrée du réchauffeur. Le transfert d'énergie thermique total au fluide est proportionnel à l'augmentation de la température atteinte dans le HTF.

$$\dot{q}_{aux} = \dot{m}_{aux,htf} c_{htf} (T_{aux,out} - T_{in}) \quad (IV.4.38)$$

La consommation de carburant est un paramètre important dans la performance du système de chauffage auxiliaire. L'énergie de la consommation de carburant est mesurée avec l'unité MMBTU. En supposant que les pertes thermiques du réchauffeur sont négligeables, l'utilisation de carburant relie l'usage d'énergie totale par la valeur calorifique. SAM utilise le pouvoir calorifique inférieur (PCI) pour estimer l'efficacité énergétique du carburant.

$$E_{fuel} = \frac{\dot{q}_{aux}}{\eta_{LHV}} \Delta t \left[3.412 \times 10^{-6} \frac{MMBTU}{W - hr} \right] \quad (IV.4.39)$$

IV.4.4 Contrôle des centrales

Le contrôleur assure que le système fonctionne pour satisfaire les exigences spécifiées par l'utilisateur, les besoins d'énergie thermique du cycle de puissance, la source d'énergie disponible à partir du champ solaire, le stockage thermique et le chauffage d'appoint. Le contrôleur détermine également comment et quand l'énergie du champ solaire est utilisée. Par exemple, si le TES est plein et le cycle de puissance est en marche maximale, le contrôleur doit détecter la situation et adapter le champ solaire en forçant une réduction totale de la puissance thermique pour éviter la surchauffe du HTF, qui aurait des conséquences désastreuses sur un système réel.

IV.4.4.1 l'approche et le contrôleur d'arrière-plan

Plusieurs paramètres peuvent être employés dans le contrôle de la centrale, le paramètre primaire utilisé par SAM pour commander la centrale CSP est le taux d'écoulement de masse de HTF. L'écoulement de la masse doit être toujours équilibré pour les considérations de la température ou d'énergie. La température de HTF est également importante ; les températures en dehors de la gamme acceptable pour l'équipement ou pour le fluide lui-même peuvent endommager l'équipement et avoir d'autres conséquences négatives.

Des taux d'écoulement de la masse sont commandés pour éviter les températures indésirables dans le système. Le dernier paramètre de commande est le flux d'énergie thermique. C'est une quantité secondaire basée sur l'écoulement de la masse, la température, et la chaleur spécifique. Le flux d'énergie thermique et la température de HTF sont employés ensemble pour distribuer l'écoulement de la masse et pour assurer la satisfaction des conditions de système et la demande de cycle de puissance.

L'approche générale de la stratégie de contrôle satisfait à la demande de cycle de puissance en se servant des ressources dans un ordre prioritaire. Une série de rapports logiques est employée pour déterminer si la demande de cycle de puissance peut être fournie seulement du champ solaire, le champ solaire et TES, ou avec le champ solaire, TES, et le réchauffeur auxiliaire. Les ressources pour satisfaire la demande de cycle de puissance sont toujours employées dans l'ordre : (1) champ solaire, (2) le stockage thermique, (3) le réchauffeur auxiliaire. La combinaison finale des ressources peut être n'importe quelle permutation de ces trois options. Cependant, quand les décisions d'attribution sont prises, la disponibilité de chaque ressource est tenue en compte, y compris les limitations imposées par l'utilisateur.

Deux exemples peuvent aider à illustrer la démarche de contrôle:

- ✓ Considérons une centrale avec stockage thermique, mais sans un réchauffeur auxiliaire. Les ressources solaires au cours de la matinée ont permis une charge importante pour stocker l'énergie. Pendant ces heures, la demande du cycle est entièrement prise en charge par l'énergie produite dans le champ solaire. Le contrôleur envoie suffisamment de débit de HTF du champ solaire pour répondre à la demande du cycle de puissance, et le débit restant est envoyé au stockage thermique. Tout à coup, un nuage passe au-dessus du champ, en réduisant sa production à 50% de la demande du cycle de puissance. Le contrôleur envoie d'abord tout l'écoulement de champ solaire au cycle de puissance, mais cela est insuffisant pour répondre à la demande. Il calcule ensuite l'énergie thermique disponible dans le stockage, et constate que c'est assez disponible pour compléter le flux de champ solaire et d'atteindre la puissance maximale.
- ✓ Considérons une centrale avec stockage thermique, et un réchauffeur auxiliaire. Réexaminer le scénario dans le premier exemple, le stockage est lentement appauvri que le champ solaire ne peut produire l'énergie thermique nécessaire. Lors de pas de

temps où le stockage est complètement épuisé, et la demande cycle de puissance ne peut pas être pleinement satisfait par la combinaison du champ solaire et le stockage thermique. Le chauffage d'appoint est appelé pour compléter l'énergie.

IV.4.4.2 Le débit massique disponible

La meilleure utilisation du champ solaire, le stockage, et la chaleur auxiliaire exige la connaissance de l'énergie thermique fournie par chacun dans n'importe quel pas de temps. Pour le stockage thermique, nous devons savoir la quantité de flux disponible pour décharger et le volume non rempli disponible pour charger les réservoirs. Puisque l'écoulement de la masse est le paramètre primaire de contrôle, nous devons d'abord déterminer l'écoulement de la masse des trois sources. L'écoulement de la masse de champ solaire disponible est simplement la valeur qui est fournie au contrôleur par les calculs dans le champ solaire.

Le stockage thermique n'est pas si simple. Selon le mode de fonctionnement, le stockage peut être en chargement ou en déchargement, de sorte que le contrôleur a besoin de connaître les débits massiques maximaux de charge et de décharge. La disponibilité de stockage est également limitée par le volume du réservoir minimum et les fractions d'expédition personnalisées par l'utilisateur (le temps d'utilisation) (TOU) de contrôle sur la page de stockage thermique.

Les fractions du stockage TOU sont appliquées sur la base de volume. Toutefois, le volume du HTF ne reste pas constant du pas de temps à un autre, même en absence de flux de stockage parce que les pertes thermiques modifient le volume spécifique du fluide en changeant la température. Le contrôleur assure la poursuite de HTF dans le stockage en utilisant la masse du HTF (plutôt que le volume) chaque pas de temps.

A cause des limitations de TOU, les volumes disponibles dans les réservoirs chauds et froids au début du pas de temps sont alors

$$\bar{V}_{hot} = \bar{V}_{hot,0} - \bar{V}_{tot} \frac{H_{min}}{H_{tank}} \quad (IV.4.40)$$

$$\bar{V}_{cold} = \bar{V}_{cold,0} - \bar{V}_{tot} \frac{H_{min}}{H_{tank}} \quad (IV.4.41)$$

Le volume de HTF au pas de temps précédent $\bar{V}_{hot,cold,0}$ est égal à la valeur de masse stockée divisée par la densité du HTF du stockage évaluée à la température chaude ou froide de réservoir, respectivement. Le taux d'écoulement de masse de décharge dépend de la disponibilité de HTF dans le réservoir chaud après que les restrictions de TOU soient imposées. La période de TOU est déterminée par la rangée de contrôle personnalisée par l'utilisateur et elle est assignée selon l'heure du jour, le jour de la semaine (jour de la semaine ou week-end), le mois de l'année, et la présence de la ressource solaire. La fraction de TOU ($f_{tou,tes}$) est appliquée seulement « au volume actif » de HTF dans le réservoir c.à.d. le volume qui est entre le niveau du fluide minimum de réservoir et le niveau maximum correspondant. Ceci est représenté dans Eq. (IV.4.42).

$$\bar{V}_{active} = \left(1 - 2 \frac{H_{min}}{H_{tank}}\right) \cdot \bar{V}_{tot} \quad (IV.4.42)$$

La masse disponible pour la décharge est calculée comme suit :

$$\dot{m}_{A,dis} = (\bar{V}_{hot} - \bar{V}_{active} f_{tou,tes}) \frac{\rho_{htf,hot}}{\Delta t} \quad (IV.4.43)$$

Contrairement au déchargement, le chargement de TES n'est pas soumis aux fractions d'expédition, seul le niveau minimum du liquide détermine la quantité de charge qui est possible. Par conséquent, le flux de débit massique de charge de stockage est :

$$\dot{m}_{A,chg} = \bar{V}_{cold} \frac{\rho_{htf,cold}}{\Delta t} \quad (IV.4.44)$$

Les équations (IV.4.43) et (IV.4.44) décrivent le débit massique qui est disponible sur le côté de stockage du système. Pour les systèmes de stockage direct, le débit à la disposition du cycle de puissance et le débit disponible à partir de stockage sont équivalentes. Mais pour les systèmes indirects, le taux de flux de stockage disponible ne fournit pas suffisamment d'informations sur le flux qui est effectivement passé à travers l'échangeur de chaleur. Ainsi, les appels initiaux du modèle de l'échangeur de chaleur sont nécessaires pour établir le flux du débit de masse réel disponible de stockage.

Le débit disponible à partir du système de chauffage auxiliaire dépend de la capacité du réchauffeur et sur la température d'entrée du HTF. Le débit est également réduit à la fraction de contrôle de remplissage fossiles ($f_{tou,aux}$). Elle est exprimée par :

$$\dot{m}_{A,aux} = \frac{\dot{Q}_{des}}{c_{htf} (T_{aux,out} - T_{in})} \cdot f_{tou,aux} \quad (IV.4.45)$$

Le taux de débit massique total disponible est la somme des trois sources possibles

$$\dot{m}_{A,tot} = \dot{m}_{A,sf} + \dot{m}_{A,disch} + \dot{m}_{A,aux} \quad (IV.4.46)$$

IV.4.4.3 Conversion d'énergie thermique

Le but ultime de contrôle des centrales est de répondre à la charge thermique requise par le cycle de puissance. Le taux de débit massique ne fournit qu'une partie de l'équation pour déterminer si le flux entrant dans le cycle a suffisamment d'énergie thermique. Cela signifie que le flux de masse et la température doit être convertie en énergie thermique dans le but d'être utile dans les décisions de contrôle.

La première étape de cette conversion consiste à déterminer les valeurs de la chaleur spécifique du HTF les différents flux de sorte que la quantité de chaleur peut être évaluée avec précision. La chaleur spécifique varie avec la température pour la plupart des HTF, donc cette valeur est importante pour la convergence du modèle. Eq. (IV.4.47) fournit les valeurs

de la température sur lequel les calculs de la chaleur spécifique sont basés pour les flux du champ solaire, décharge du TES, charge du TES et du chauffage d'appoint

$$\begin{aligned}
 c_{htf,sf} &= cp \left(HTF, \frac{T_{sf,out} + T_{sf,in}}{2} \right) \\
 c_{htf,dis} &= cp \left(HTF, \frac{T_{tes,hot} + T_{pb,out}}{2} \right) \\
 c_{htf,chg} &= cp \left(HTF, \frac{T_{sf,out} + T_{tes,cold}}{2} \right) \\
 c_{htf,aux} &= cp \left(HTF, \frac{T_{aux,set} + T_{pb,out}}{2} \right)
 \end{aligned}
 \tag{IV.4.47}$$

Le $T_{tes,hot}$ est la température de la HTF du côté de collecteur qui a été chauffé et sort de stockage. Cette température est égale à la température soit à la sortie de l'échangeur de chaleur ou la température de flux chaud de réservoir, en fonction de la configuration du système. De même, $T_{tes,cold}$ représente la température du HTF du côté de collecteur qui a été évacué de la charge du stockage et revient au champ solaire. Cette température peut être égale à la température de sortie de l'échangeur de chaleur pour les systèmes indirects ou la température du réservoir froid TES pour les systèmes directs.

En utilisant les valeurs de chaleur spécifique, les débits de masse, et la chute de température pour chaque flux, les énergies thermiques sont calculées

$$\begin{aligned}
 \dot{q}_{A,sf} &= \dot{m}_{A,sf} c_{htf,sf} (T_{sf,out} - T_{sf,in}) \\
 \dot{q}_{A,dis} &= \dot{m}_{A,dis} c_{htf,dis} (T_{tes,hot} - T_{pb,out}) \\
 \dot{q}_{A,chg} &= \dot{m}_{A,chg} c_{htf,chg} (T_{sf,out} - T_{tes,cold}) \\
 \dot{q}_{A,aux} &= \dot{m}_{A,aux} c_{htf,aux} (T_{aux,set} - T_{pb,out})
 \end{aligned}
 \tag{IV.4.48}$$

N'importe lequel de ces flux d'énergie peut être utilisé pour satisfaire la demande du cycle de puissance qui est calculé en fonction de la charge de l'énergie thermique de conception (Eq.(IV.3.8)) et la fraction d'expédition de contrôle de turbine ($f_{tou, pb}$).

$$\dot{Q}_{dem} = \dot{Q}_{des} f_{tou,pb}
 \tag{IV.4.49}$$

IV.4.4.4 Logique de commande

L'arbre de logique principal de contrôleur se sert des calculs d'énergie thermique pour choisir le mode d'opération. La logique détermine d'abord si le champ peut entièrement fournir la demande de cycle de puissance.

$$\dot{q}_{A,sf} < \dot{Q}_{dem}
 \tag{IV.4.50}$$

CHAPITRE IV : modélisation mathématique et physique des centrales solaires thermiques

Si Eq. (IV.4.50) est vrai, alors le champ solaire ne peut pas fournir l'énergie thermique nécessaire et les autres sources thermiques doivent être considérés. L'énergie thermique à partir de décharge de stockage et le chauffage d'appoint sont ajoutés à l'énergie totale par la suite jusqu'à la somme réclamée. Tout d'abord, nous vérifions que l'ajout du stockage thermique répond à la demande d'énergie

$$\dot{q}_{A,sf} + \dot{q}_{A,dis} < \dot{Q}_{dem} \quad (IV.4.51)$$

Si la condition n'est pas satisfaite, alors nous savons que les taux réels de débit massique pour le champ solaire et la décharge TES sont égaux à leur maximum disponibles. Nous pouvons également en déduire parce que le flux d'énergie thermique à partir du champ solaire n'est pas suffisant pour satisfaire la demande, le débit massique de charge du stockage est égal à zéro.

$$\dot{m}_{sf} = \dot{m}_{A,sf} \quad (IV.4.52)$$

$$\dot{m}_{dis} = \dot{m}_{A,dis} \quad (IV.4.53)$$

$$\dot{m}_{chg} = 0 \quad (IV.4.54)$$

Si non, la logique suivante détermine si le système de chauffage peut fournir le reste de l'énergie.

$$\dot{q}_{A,sf} + \dot{q}_{A,dis} + \dot{q}_{A,aux} < \dot{Q}_{dem} \quad (IV.4.55)$$

Le réchauffeur auxiliaire a deux modes de fonctionnement qui peut être choisi par l'utilisateur. Le premier mode - niveau de secours minimum - contrôle le réchauffeur auxiliaire pour maintenir la production thermique « à la fraction fossile de suffisance » spécifié dans l'unité de contrôle d'expédition. Le support fossile sera seulement fourni quand le champ solaire et le stockage tombent au-dessous du niveau fossile de fraction de suffisance (en respectons le point de conception) Le deuxième mode d'opération supplémentaire - forces le réchauffeur auxiliaire pour fournir la différence dans l'énergie thermique entre la condition de conception et le champ solaire plus le TES. Quand le champ solaire combiné au TES tombent au-dessous de la condition de conception, le réchauffeur auxiliaire produit l'énergie jusqu'à la condition de point de conception tout en maintenant une contribution auxiliaire totale moins la fraction de suffisance fossile fournie par l'utilisateur.

Si le système de chauffage auxiliaire, TES, et le champ solaire ne peut pas répondre à la demande, l'écoulement de la masse auxiliaire est également défini comme le débit maximal disponible. Maintenant tous les ressources possibles sont prises en compte, le débit massique total, la chaleur fournie et la température d'entrée au cycle de puissance peut être calculée

$$\dot{m}_{aux} = \dot{m}_{A,aux} \quad (IV.4.56)$$

$$\begin{aligned} \dot{q}_{tot} &= \dot{q}_{sf} + \dot{q}_{dis} + \dot{q}_{aux} \\ \dot{m}_{tot} &= \dot{m}_{sf} + \dot{m}_{dis} + \dot{m}_{aux} \\ T_{pb,in} &= \frac{\dot{m}_{sf} T_{sf,out} + \dot{m}_{dis} T_{tes,hot} + \dot{m}_{aux} T_{aux,set}}{\dot{m}_{tot}} \end{aligned} \quad (IV.4.57)$$

**CHAPITRE IV : modélisation mathématique et physique des centrales solaires
thermiques**

Nous devons considérer les solutions de recharge à Eq. (IV.4.51) et (IV.4.55) si ils sont vrai. D'abord, si Eq. (IV.4.55) est fausse et le réchauffeur auxiliaire peut fournir suffisamment d'énergie supplémentaire, alors le réchauffeur auxiliaire fonctionne à charge partielle selon l'équilibre d'énergie. En mode de niveau de secours minimum, Eq. (IV.4.56) et (IV.4.57) sont plutôt :

$$\dot{q}_{aux} = \dot{Q}_{dem} \cdot f_{tou,aux} - (\dot{q}_{sf} + \dot{q}_{dis})$$

$$\dot{m}_{aux} = \frac{\dot{q}_{aux}}{c_{htf,aux} (T_{aux,set} - T_{pb,out})} \quad (IV.4.58)$$

$$\dot{q}_{tot} = \dot{Q}_{dem} \quad (IV.4.59)$$

En mode de fonctionnement supplémentaire, l'équation de la chaleur auxiliaire devient

$$\dot{q}_{aux} = \min[\dot{Q}_{dem} - (\dot{q}_{sf} + \dot{q}_{dis}), \dot{Q}_{dem} \cdot f_{tou,aux}] \quad (IV.4.60)$$

Nous considérons maintenant l'alternative à Eq. (IV.4.51) où le stockage thermique et le champ solaire peut fournir assez d'énergie au cycle de puissance. Le réchauffeur auxiliaire n'est pas nécessaire, mais les taux de décharge de TES exigent l'attention.

$$\dot{q}_{tot} = \dot{Q}_{dem} \quad (IV.4.61)$$

$$\dot{q}_{tes,dis} = \dot{Q}_{dem} - \dot{q}_{A,sf} \quad (IV.4.62)$$

$$\dot{m}_{tes,dis} = \frac{\dot{q}_{tes,dis}}{c_{htf,dis} (T_{tes,hot} - T_{pb,out})}$$

Les équations (IV.4.51) à (IV.4.62) s'appliquent à la situation où le champ solaire ne peut pas produire l'énergie thermique demandé par le cycle de puissance. Deux modes d'opération s'appliquent à cette situation : le mode 1 traite le cas où toute l'énergie thermique produite par toutes les ressources est au-dessous de la fraction de coupure de cycle f_{cutoff} (c.-à-d. la charge thermique minimum permise a manipulée par le cycle de puissance), et le mode 2 s'adapte à l'opération normale à charge partielle. Le mode est choisi selon Eq. (IV.4.63), où « vrai » correspond au mode 1.

$$\dot{q}_{tot} < \dot{Q}_{des} f_{cutoff} \quad (IV.4.63)$$

Si Eq. (IV.4.50) est fausse, alors le champ solaire peut fournir toute la charge demandé par le cycle de puissance, et la logique doit seulement décider si l'énergie du champ solaire qui ne va pas au cycle de puissance peut être envoyé au stockage thermique. Ceci est exprimé en Eq.(IV.4.64).

$$\dot{q}_{A,sf} - \dot{Q}_{dem} > \dot{q}_{A,chg} \quad (IV.4.64)$$

IV.5 pertes parasites

Tous les systèmes de conversion de puissance thermique incluent les dispositifs qui consomment l'énergie produite par le cycle de puissance comprenant des pompes, des ventilateurs, etc. Une centrale CSP peut perdre entre 10-15% du rendement électrique brut aux pertes parasites.

IV.5.1 Pertes modelées dans SAM

Le tableau 13 énumère charges parasites

Tableau 13: Un résumé des pertes parasites expliquées par SAM

	Perte	Sous-système	modélisation de l'approche
1	commandes et électroniques des SCA	Champ solaire	Calcul à base de coefficient
2	Pompes du champ solaire	Champ solaire	Modèle de performance détaillé
3	Protection des pipes contre le gel	Champ solaire	Modèle de performance détaillé
4	Pompes du cycle de puissance	Contrôleur	Calcul à base de coefficient
5	Pompes de stockage	Contrôleur	Calcul à base de coefficient
6	Pertes parasites fixes	Contrôleur	Perte partielle constante
7	Parasite d'équilibre de la centrale	Contrôleur	Cuve polynôme avec des coefficients
8	Opération auxiliaire de réchauffeur	Contrôleur	Cuve polynôme avec des coefficients
9	Equipement de rejet de chaleur	Cycle de puissance	Modèle de performance détaillé
10	Réchauffeur de la chaleur de stockage	Stockage thermique	Modèle de performance détaillé

IV.5.2 Calculs de perte

IV.5.2.1 les SCA

Cette perte parasite explique n'importe quelle charge électrique liée aux collecteurs pendant les heures de jour, y compris les moteurs de cheminement, appareil de contrôle électronique, etc. chaque collecteur est assigné a une estimation de puissance personnalisée par l'utilisateur

$$C_{\dot{W}_{track}}$$

$$\dot{W}_{track} = N_{sca} N_{loop} C_{\dot{W}_{track}} : \dot{q}_{sf} > 0 \tag{IV.5.1}$$

IV.5.2.2 Pompes du HTF de cycle de puissance

Une approche simplifiée basée sur le coefficient est employée pour la pompe de la masse de HTF qui traverse le cycle de puissance et le stockage thermique.

CHAPITRE IV : modélisation mathématique et physique des centrales solaires thermiques

$$\dot{W}_{p,pb\&tes} = C_{p,pb\&tes} (\dot{m}_{pb} + \dot{m}_{tes,sf}) \quad (IV.5.2)$$

Le coefficient de puissance de pompe personnalisé par l'utilisateur $C_{p,pb\&tes}$ est exprimé en kilojoules par kilogramme de la masse passant par les générateurs de vapeur de cycle de puissance ou par l'échangeur de chaleur de stockage sur le côté solaire de champ et le taux d'écoulement de la masse de HTF $\dot{m}_{tes,sf}$ se réfère seulement au taux d'écoulement de la masse du côté de champ solaire, il est distinct du taux d'écoulement de la masse.

IV.5.2.3 Pompe du stockage du HTF

Le coefficient personnalisé par l'utilisateur détermine la puissance électrique pour déplacer HTF d'un réservoir à un autre

$$\begin{aligned} \dot{W}_{p,tes} &= C_{p,tes} \dot{m}_{tes} : TES \text{ direct} \\ \dot{W}_{fixed} &= 0 : TES \text{ indirecte} \end{aligned} \quad (IV.5.3)$$

IV.5.2.4 Pertes parasitiques fixes

les centrales CSP exigent un entretien personnel et les soutiennent des équipements pour que la centrale reste opérationnelle. Des charges de bâtiment, l'éclairage, et d'autres charges doivent être expliqués dans le rendement de l'électricité net de la centrale. La fraction personnalisée par l'utilisateur " la puissance brute a consommé à tout moment " contrôle cette perte.

$$\dot{W}_{fixed} = C_{fixed} \dot{W}_{des} \quad (IV.5.4)$$

IV.5.2.5 Équilibre de la charge parasitique du centrale

L'équilibre de la charge parasitique est une équation polynômiale qui fournit une charge parasite en fonction de la production énergétique. Cette charge capture toutes les pertes qui sont mesurés en fonction de la production énergétique. L'équation est une fonction de l'énergie fournie au cycle de puissance et la puissance de sortie à la conception. . Trois coefficients $C_{bop,0-2}$ sont employés pour définir la forme de l'équation, et un facteur de multiplication f_{bop} et un f_{adj} de coefficient d'adaptation règlent et mesurent la charge de la perte parasitique.

$$\dot{W}_{bop} = \dot{W}_{des} f_{bop} f_{adj} \left(C_{bop,0} + C_{bop,1} \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{des}} + C_{bop,2} \left(\frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{des}} \right)^2 \right) \quad (IV.5.5)$$

IV.5.2.6 Opération de réchauffeur auxiliaire

L'équation est basée sur la charge fournie au réchauffeur auxiliaire.

$$\dot{W}_{aux} = \dot{W}_{des} f_{aux} f_{adj} \left(C_{aux,0} + C_{aux,1} \frac{\dot{q}_{aux}}{\dot{Q}_{des}} + C_{aux,2} \left(\frac{\dot{q}_{aux}}{\dot{Q}_{des}} \right)^2 \right) \quad (IV.5.6)$$

Perte thermique, etc.

La page "Parasitics" dans SAM inclut également un coefficient de perte thermique des pipes. Cette perte, comme d'autres pertes thermiques, n'est pas une véritable perte parasitique puisqu'elle ne tire pas directement l'énergie de la sortie. La perte thermique des pipes est modélisée dans Eq. (IV.2.24)

IV.5.3 Considérations pratiques

La production d'énergie nette pendant n'importe quel pas de temps donné est égal à la puissance brute produite par le cycle de puissance moins la somme de toutes les charges parasitiques actives, suivant Eq. (IV.5.7).

$$\dot{W}_{net} = \dot{W} - (\dot{W}_{track} + \dot{W}_{p,pb\&tes} + \dot{W}_{p,tes} + \dot{W}_{fixed} + \dot{W}_{bop} + \dot{W}_{aux}) \quad (IV.5.7)$$

L'énergie parasite pendant des heures de production est « libre » - elle vient de l'électricité produite et n'a pas besoin d'être achetée. Par conséquent, une distinction entre « en ligne » « hors ligne » est importante, et peut effectuer la rentabilité d'un projet.

Les parasites en ligne et hors ligne peuvent être calculées à partir du dossier de sortie .La charge parasite est toujours égale à la différence entre le rendement brut et net, et les parasites hors ligne correspondent aux heures où la sortie brut est égal à zéro.

$$\dot{W}_{par,online} = \dot{W} - \dot{W}_{net} : \dot{W} > 0 \quad (IV.5.8)$$

$$\dot{W}_{par,online} = \dot{W}_{net} : \dot{W} = 0 \quad (IV.5.9)$$

IV.5.4 Production nette à la conception

La plupart des systèmes de production de l'électricité sont décrits en termes de combien de puissance sera fournie en fonctionnement aux états de conception. Mais la production d'énergie de CSP peut changer de manière significative selon le mode de fonctionnement. Puisque les pompes solaires du champ HTF sont la plus grande charge parasitique, la centrale produira légèrement moins d'énergie quand les pompes fonctionnent maximalement. La Figure 42 montre comment la sortie électrique nette varie selon les heures, alors que la sortie brute de générateur reste constante

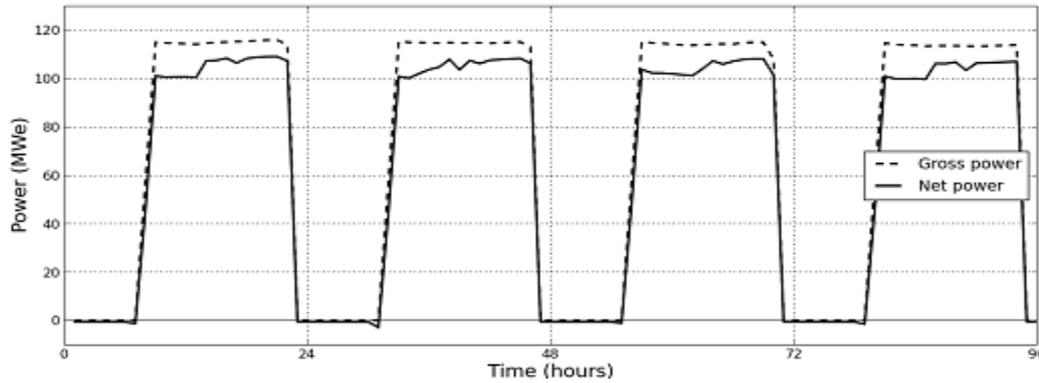


Figure 42 : La puissance nette et brute pendant quatre jours.

Si nous devons estimer la puissance de sortie net « à la conception », nous devons d'abord établir quelles charges parasites qui sont en activité pendant l'état de conception. Cependant, c'est rarement que tous les dispositifs parasites actionneront en charge totale. L'explication de tous les parasites peut mener à un résultat compliqué et embrouillant, SAM emploie une approche de taux de conversion moyenne, montrée dans Eq. (IV.5.10). Le taux de conversion indique la différence relative entre l'électricité nette et le sortie brut de cycle de puissance. Cette approche explique les parasites sur une base annuel moyenne indépendamment de que la centrale fonctionne à la « conception » ou pas.

$$r_{net/gross} = \sum_{i=1}^{8760} \frac{\dot{W}_{net,i}}{\dot{W}_i} \left[\frac{1 \text{ ans}}{8760 \text{ heures}} \right] \quad (\text{IV.5.10})$$

Simulation et interprétation des résultats

V.1 Introduction

Dans ce chapitre on doit rechercher pour différent site algérien les meilleures configurations de fonctionnement pour une centrale solaire thermique à concentrateur cylindro-parabolique.

Le but général de cette simulation n'est pas juste de trouver les propriétés physiques les plus fiables pour la conception de notre projet mais aussi lier les informations du marché de l'industrie solaire à la performance globale de l'installation pour avoir des résultats plus pratiques et qui confondent avec les ressources disponibles (non seulement purement théorique)

Afin de prévoir la rentabilité du projet nous devons faire aussi une étude financière en basant sur les données commerciales en Algérie.

Meteonorm a été utilisé pour obtenir les données climatiques des sites Algériens.

La simulation est autorisée par le laboratoire américain des énergies renouvelables (NREL)

V.2 Etude paramétrique pour les sites des installations

Dans cette étude on va trouver l'influence du site de l'installation sur la production de l'électricité

a) Entrée dans SAM

Surface de captage	188000 m ²
Collecteur	EuroTrough ET150
Récepteur	Schott PTR70 2008
Fluide caloporteur	VP1
Puissance brut de conception	30 MWe
Stockage	0 heure
Type de refroidissement	Evaporatoire

b) Résultats de la simulation

Tableau 14 : résultats de la simulation d'une centrale solaire thermique a concentrateur cylindro-parabolique pour différents sites algériens

Le site	Energie annuelle ÷10 millions (KWh)	Radiation annuelle ÷10 millions (KWh)	Rendement globale %
Adrar	4,75572	35,5348	13,38
Alger	4,19548	28,2422	14,85
Annaba	5,45460	33,5306	16,26
Batna	4,24657	29,2956	14,49
Bechar	5,73699	48,7214	11,77
Bejaia	4,20321	27,2531	15,42
Biskra	5,03709	32,2015	15,64
Blida	4,13299	29,2239	14,20
Chlef	4,16213	29,0988	14,30
Constantine	4,17419	28,4609	14,66
Djanet	7,40128	51,0741	14,49
Djelfa	4,31493	31,1618	13,84
El Bayedh	4,62246	41,3257	11,18
El Golea	5,94971	39,7870	14,95
Hassi Messaoud	4,14930	30,4464	13,62
Hassi Rmel	5,36075	38,0906	14,07
In Amenas	5,61786	41,5085	13,53
Sétif	3,90193	27,5921	14,14
Tamanrasset	6,33387	52,3341	12,10
Tiaret	4,37364	37,5128	11,65

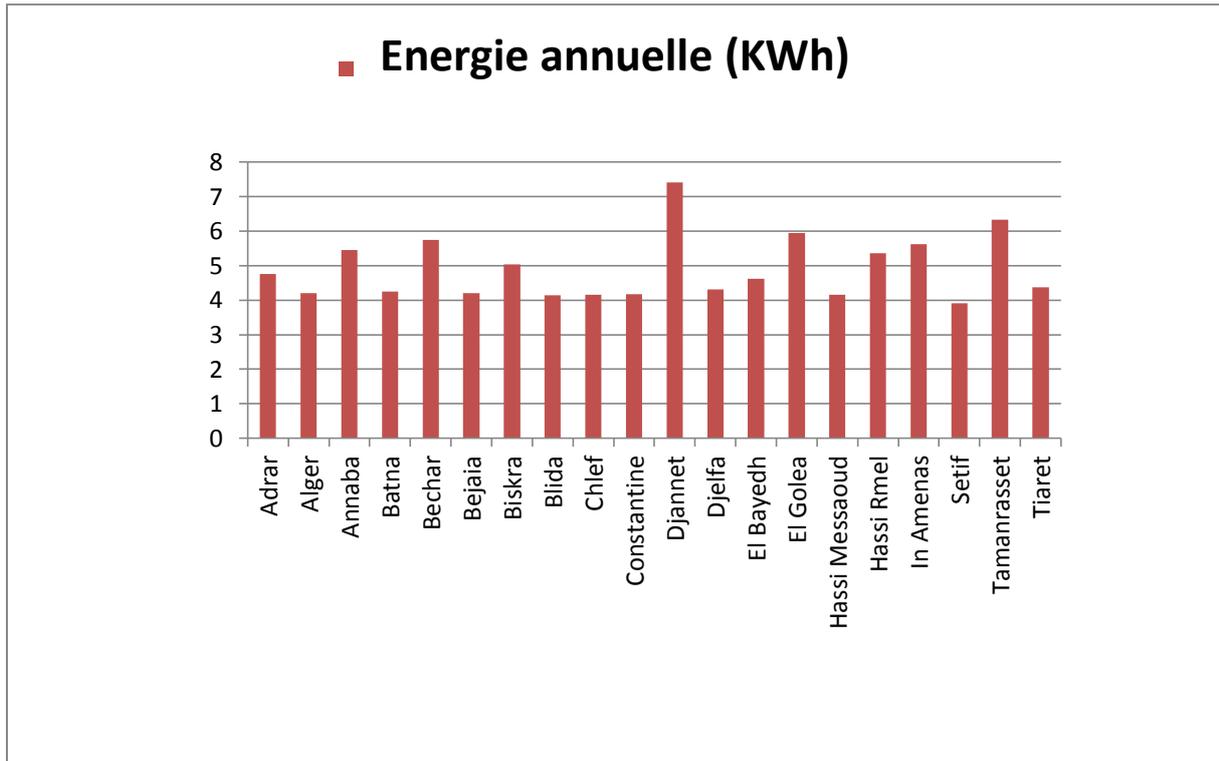


Figure 43 : Energie annuelle d’une centrale solaire thermique a concentrateur cylindro-parabolique pour différent sites algérien ÷10 millions (KWh)

c) Interprétation des résultats :

- La comparaison des résultats obtenues pour 20 sites algériens montre une forte variation de la production de l’électricité (jusqu’à 34,933 millions KWh par an) et la production totale de ces sites est de 981,2463 millions KWh.
- La production de l’électricité ne dépend pas seulement de l’éclairement mais aussi de la vitesse du vent et autre paramètres (ex Djelfa, Hassi Messaoud).
- En générale les sites du sud algérien sont les plus appropriés pour la réalisation des centrales solaires thermiques comme le site de Djanet qui peut fournir jusqu’à 74,128 millions de KWh par an, sans oublier la possibilité de l’hybridation pour les sites ou il existe du gaz, le tableau suivant classe les sites selon la production de l’électricité.

Tableau 15 : le classement des différents sites algériens et la possibilité d’hybridation

Numéro	Le site	Hybridation
01	Djanet	Non
02	Tamanrasset	Non
03	El Golea	Oui
04	Bechar	Oui
05	In Amenas	oui
06	Annaba	oui
07	Hassi R’Mel	oui
08	Biskra	oui

09	Adrar	oui
10	El Bayedh	oui
11	Tiaret	oui
12	Djelfa	oui
13	Batna	oui
14	Bejaia	oui
15	Alger	oui
16	Constantine	oui
17	Chlef	oui
18	Hassi Messaoud	oui
19	Blida	oui
20	Sétif	oui

V.3 comparaison entre le site de Djanet et le site de Kramer Junction.

a) Entrée sur SAM

Surface de captage	188000 m ²
Collecteur	EuroTrough ET150
Récepteur	Schott PTR70 2008
Fluide caloporteur	VP1
Puissance brut de conception	30 MWe
Stockage	0 heure
Type de refroidissement	Evaporatoire

b) Résultats de la simulation

Tableau 16 : Energie annuelle pour les sites de Djanet et de Kramer Junction

Le site	Energie annuelle ÷10 millions (KWh)
Djanet	7,40128
Kramer Junction	6,927557

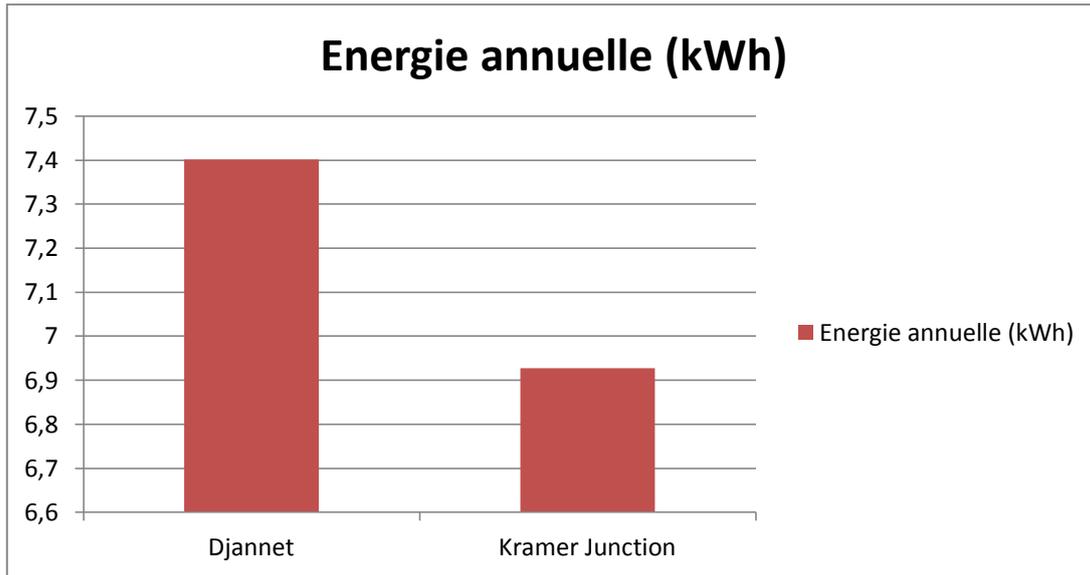


Figure 44 : comparaison entre les sites de Djannet et de Kramer Junction ÷10 millions (KWh)

c) Interprétations des résultats :

- La comparaison d’une centrale solaire thermique installée dans le site de Djannet par une autre identique installée au site de Kramer Junction montre une différence de 4,73723 millions de KWh.
- La centrale au site de Djannet peut fournir plus d’énergie électrique comparée au site de Kramer Junction.
- Le site de Djannet est le meilleur site pour une centrale thermique tout solaire.

V.4 Réalisation des centrales thermiques solaires cylindro-parabolique

Dans cette partie on a choisi des 20 sites précédents 6 sites (Alger, Annaba, Constantine, Hassi R’Mel, Djannet, Tamanrasset) et on doit trouver la bonne combinaison (fluide caloporteur, collecteur, récepteur) pour chacun des sites.

V.4.1 Détermination du Fluide caloporteur

Entrée sur SAM

Surface de captage	188000 m ²
Collecteur	EuroTrough ET150
Récepteur	Schott PTR70 2008
Fluide caloporteur	Variable
Puissance brut de conception	30 MWe
Stockage	0 heure
Type de refroidissement	Hybride

V.4.1.1 Le site d'Alger

a) Résultats de la simulation

Tableau 17 : Energie annuelle pour différent type de fluide caloporteur au site d'Alger

HTF	Energie annuelle ÷10 millions (KWh)
Caloria	3,99899
Solar salt	2,79077
VP-1	3,98542
Hitec	2,89301
Downtherm Q	3,99815
Downtherm RP	4,01426

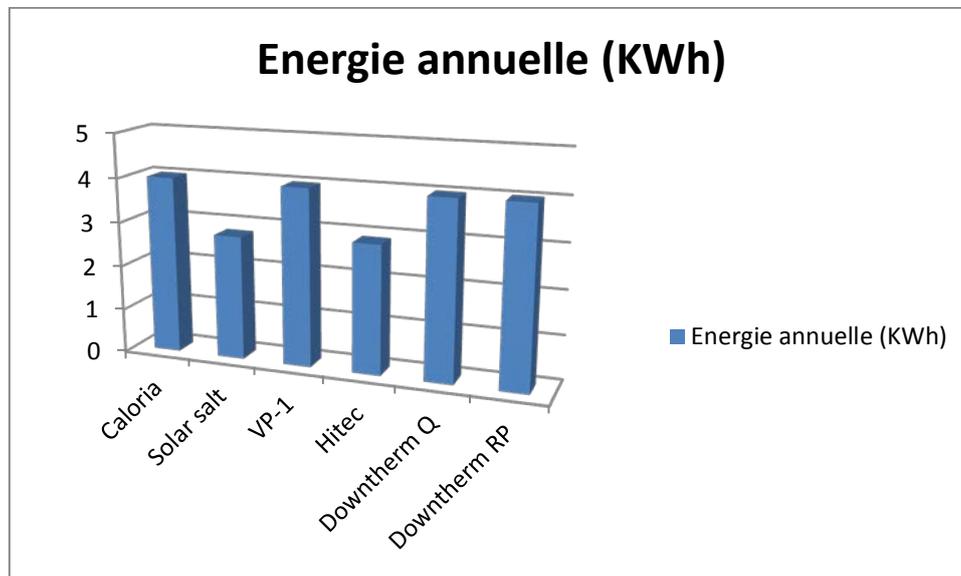


Figure 45 : Energie annuelle pour différent type de fluide caloporteur au site d'Alger ÷10 millions (KWh)

b) Interprétations des résultats

- Le résultat obtenu montre une variation de 12,2349 millions KWh par an.
- Le fluide caloporteur le mieux placé pour le site d'Alger est le " Downtherm RP"

V.4.1.2 Le site de Annaba

a) Résultats de la simulation

Tableau 18 : Energie annuelle pour différent type de fluide caloporteur au site de Annaba

HTF	Energie annuelle ÷10 millions (KWh)
Caloria	5,20279

Solar salt	3,56831
VP-1	5,18043
Hitec	3,71349
Downtherm Q	5,19866
Downtherm RP	5,21651

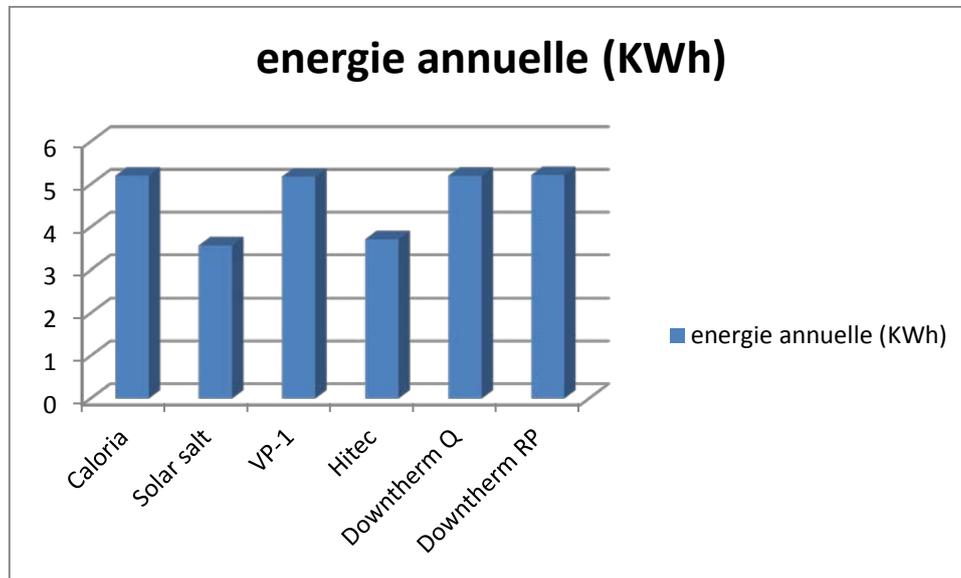


Figure 46 : Energie annuelle pour différent type de fluide caloporteur au site de Annaba ÷10 millions (KWh)

b) Interprétations des résultats

- Le résultat obtenu montre une variation de 16,4820 millions KWh par an.
- Le fluide caloporteur le mieux placé pour le site de Annaba est le ‘ ‘ Downtherm RP’ ’

V.4.1.3 Le site de Constantine

a) Résultats de la simulation

Tableau 19 : Energie annuelle pour différent type de fluide caloporteur au site de Constantine.

HTF	Energie annuelle ÷10 millions (KWh)
Caloria	3,95239
Solar salt	2,69419
VP-1	3,93202
Hitec	2,79928
Downtherm Q	3,94815
Downtherm RP	3,96100

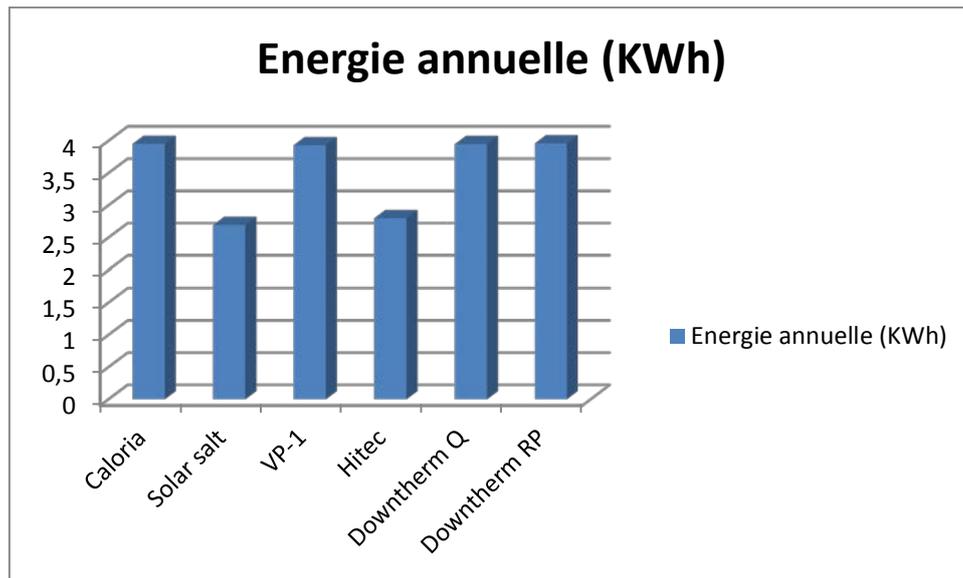


Figure 47 : Energie annuelle pour différent type de fluide caloporteur au site de Constantine ÷10 millions (KWh)

b) Interprétations des résultats

- Le résultat obtenu montre une variation de 12,6681millions KWh par an.
- Le fluide caloporteur le mieux placé pour le site de Constantine est le “ Downtherm RP”

V.4.1.4 Le site de Djanet

a) Résultats de la simulation

Tableau 20 : Energie annuelle pour différent type de fluide caloporteur au site de Djanet.

HTF	Energie annuelle ÷10 millions (KWh)
Caloria	6,92702
Solar salt	4,34805
VP-1	6,87867
Hitec	4,54916
Downtherm Q	6,90072
Downtherm RP	6,91973

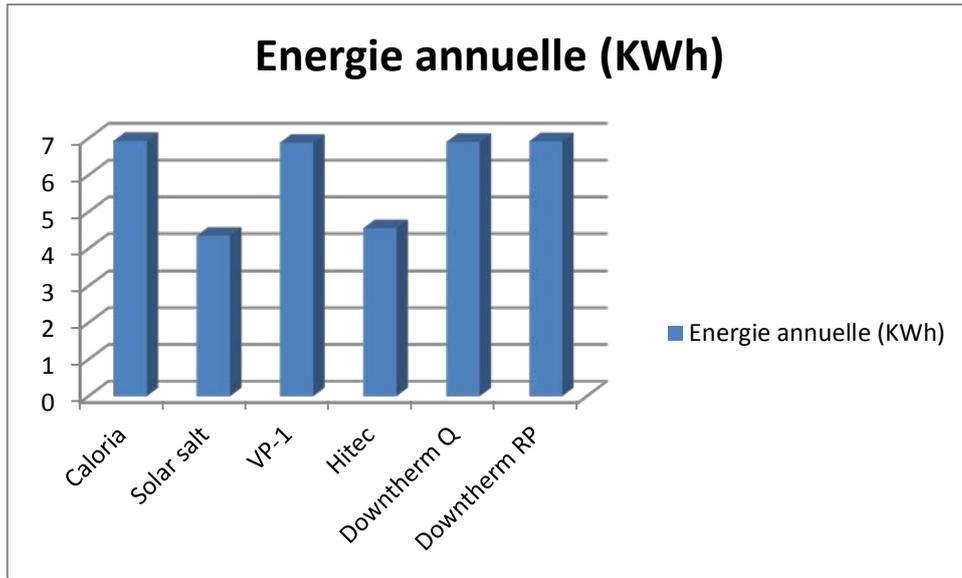


Figure 48 : Energie annuelle pour différent type de fluide caloporteur au site de Djanet ÷10 millions (KWh).

b) Interprétations des résultats

- Le résultat obtenu montre une variation de 23,7786 millions KWh par an.
- Le fluide caloporteur le mieux placé pour le site de Djanet est le ‘‘ Caloria’’

V.4.1.5 Le site de Hassi R'mel

a) Résultats de la simulation

Figure 21 : Energie annuelle pour différent type de fluide caloporteur au site de Hassi R'mel

HTF	Energie annuelle ÷10 millions (KWh)
Caloria	5,04902
Solar salt	3,46977
VP-1	5,01839
Hitec	3,6025
Downtherm Q	5,04389
Downtherm RP	5,06915

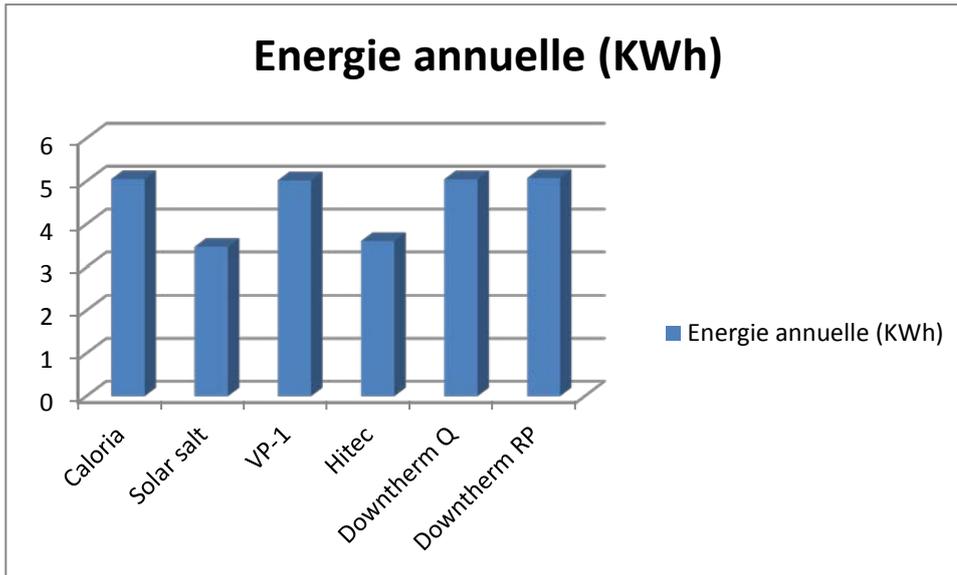


Figure 49 : Energie annuelle pour différent type de fluide caloporteur au site de Hassi R'mel ÷10 millions (KWh)

b) Interprétations des résultats

- Le résultat obtenu montre une variation de 15,9938 millions KWh par an.
- Le fluide caloporteur le mieux placé pour le site de Hassi R'Mel est le " Downtherm RP"

V.4.1.6 Le site de Tamanrasset

a) Résultats de la simulation

Tableau 22 : Energie annuelle pour différent type de fluide caloporteur au site de Tamanrasset

HTF	Energie annuelle ÷10 millions (KWh)
Caloria	5,94351
Solar salt	3,76462
VP-1	5,90386
Hitec	3,93474
Downtherm Q	5,92359
Downtherm RP	5,92914

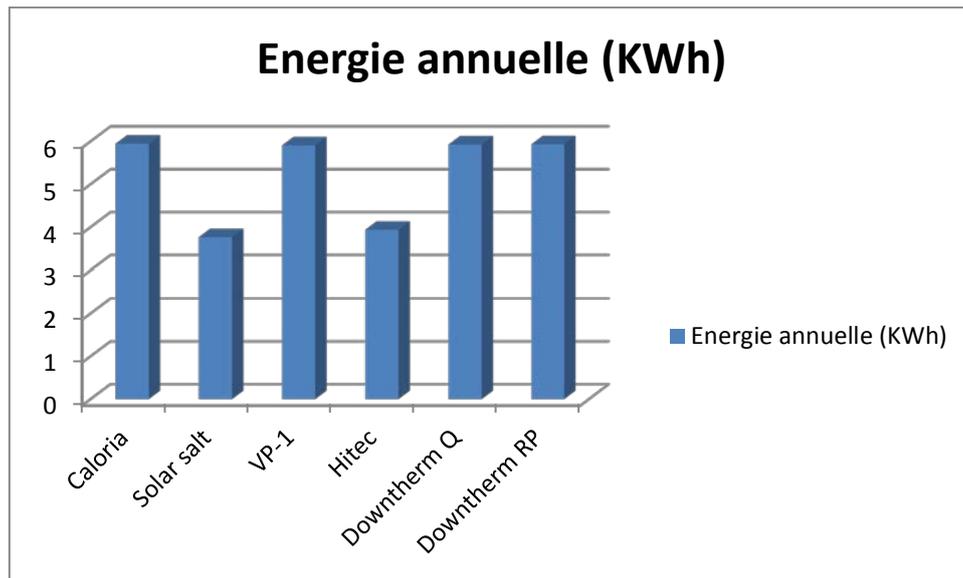


Figure 50 : Energie annuelle pour différent type de fluide caloporteur au site de Tamanrasset ÷10 millions (KWh)

b) Interprétations des résultats

- Le résultat obtenu montre une variation de 20,0877 millions KWh par an.
- Le fluide caloporteur le mieux placé pour le site de Tamanrasset est le “ Caloria”.

V.4.2 Détermination du Collecteur :

V.4.2.1 Le site d’Alger

a) Entrée sur SAM

Surface de captage	188000 m ²
Collecteur	variable
Récepteur	Schott PTR70 2008
Fluide caloporteur	Downtherm RP
Puissance brut de conception	30 MWe
Stockage	0 heure
Type de refroidissement	Hybride

b) Résultats de la simulation

Tableau 23 : Energie annuelle pour différent type de collecteur au site de Alger

Collecteur	Energie annuelle ÷10 millions (KWh)
AT 150	4,01174
ET 150	4,01426
LS-2	4,01973
LS-3	4,04793
SGX-1	4,00911

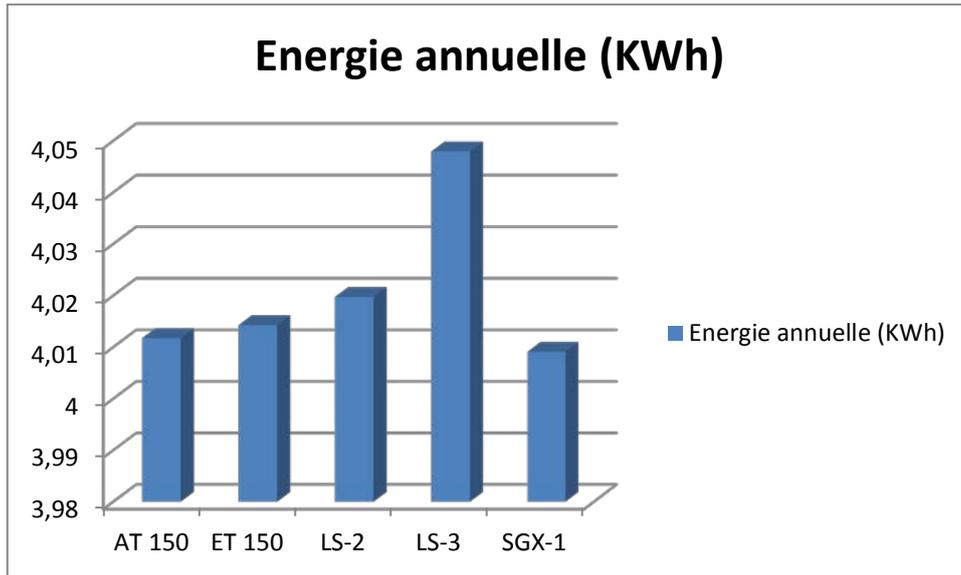


Figure 51 : Energie annuelle pour différent type de collecteur au site de Alger ÷10 millions (KWh)

c) **Interprétations des résultats**

- Le résultat obtenu montre une variation de 0,3882 million KWh par an.
- Le collecteur le mieux placé pour le site de Alger est le “ LS-3”.

V.4.2.2 Le site d'Annaba

a) **Entrée sur SAM**

Surface de captage	188000 m ²
Collecteur	variable
Récepteur	Schott PTR70 2008
Fluide caloporteur	Downtherm RP
Puissance brut de conception	30 MWe
Stockage	0 heure
Type de refroidissement	Hybride

b) **Résultats de la simulation**

Tableau 24 : Energie annuelle pour différent type de collecteur au site de Annaba

Collecteur	Energie annuelle ÷10 millions (KWh)
AT 150	5,21536
ET 150	5,21651
LS-2	5,25330
LS-3	5,28402
SGX-1	5,23106

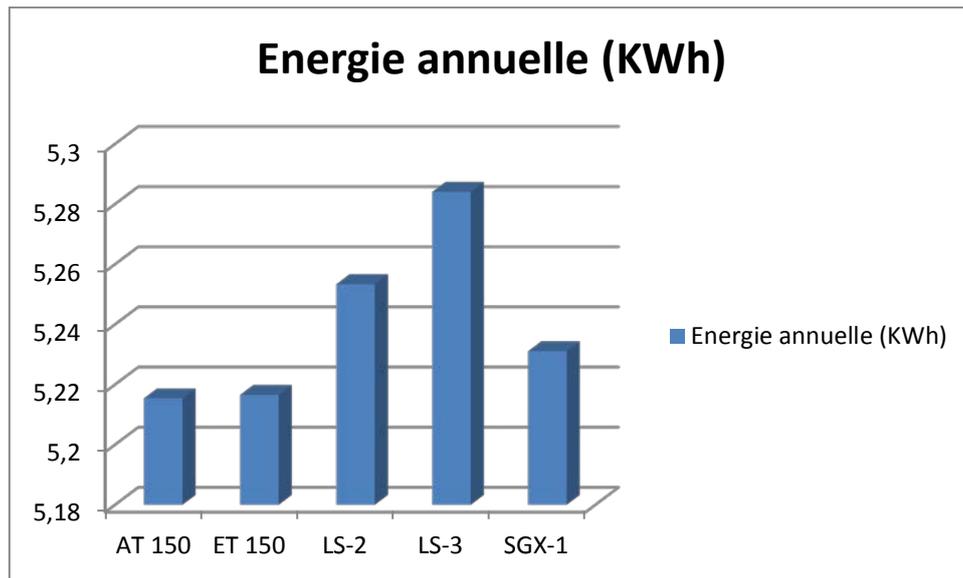


Figure 52 : Energie annuelle pour différent type de collecteur au site de Annaba ÷10 millions (KWh)

c) Interprétations des résultats

- Le résultat obtenu montre une variation de 0,6866 million KWh par an.
- Le collecteur le mieux placé pour le site de Annaba est le “ LS-3”.

V.4.2.3 le site de Constantine

a) Entrée sur SAM

Surface de captage	188000 m ²
Collecteur	variable
Récepteur	Schott PTR70 2008
Fluide caloporteur	Downtherm RP
Puissance brut de conception	30 MWe
Stockage	0 heure
Type de refroidissement	Hybride

b) Résultats de la simulation

Tableau 25 : Energie annuelle pour différent type de collecteur au site de Constantine

Collecteur	Energie annuelle ÷10 millions (KWh)
AT 150	3,95965
ET 150	3,96100
LS-2	3,99726
LS-3	4,01544
SGX-1	3,97128

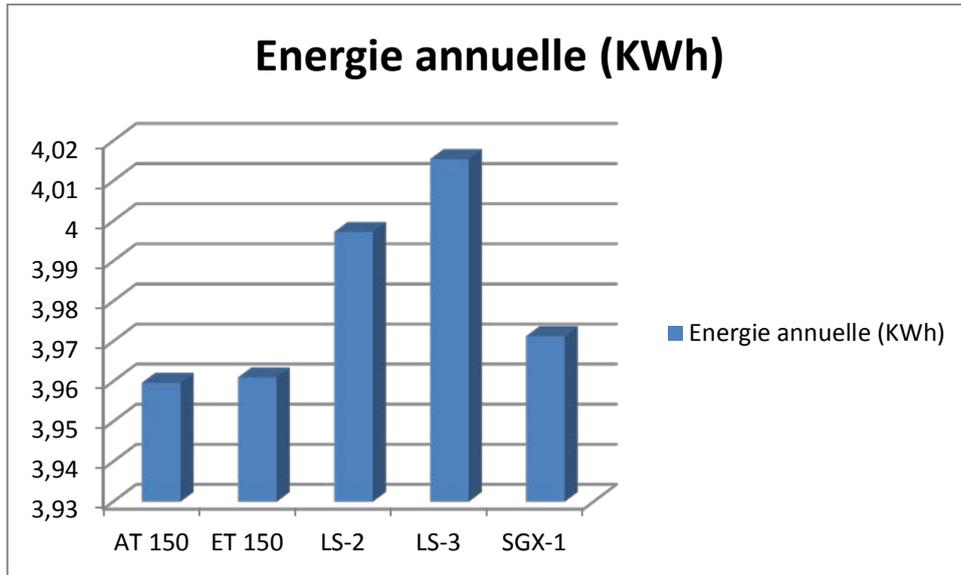


Figure 53 : Energie annuelle pour différent type de collecteur au site de Constantine ÷10 millions (KWh)

c) Interprétations des résultats

- Le résultat obtenu montre une variation de 0,5579 million KWh par an.
- Le collecteur le mieux placé pour le site de Constantine est le " LS-3".

V.4.2.4 le site de Djanet

a) Entrée sur SAM

Surface de captage	188000 m ²
Collecteur	variable
Récepteur	Schott PTR70 2008
Fluide caloporteur	Caloria
Puissance brut de conception	30 MWe
Stockage	0 heure
Type de refroidissement	Hybride

b) Résultats de la simulation

Tableau 26 : Energie annuelle pour différent type de collecteur au site de Djanet

Collecteur	Energie annuelle ÷10 millions (KWh)
AT 150	6,92453
ET 150	6,92702
LS-2	7,18987
LS-3	7,08008
SGX-1	7,11607

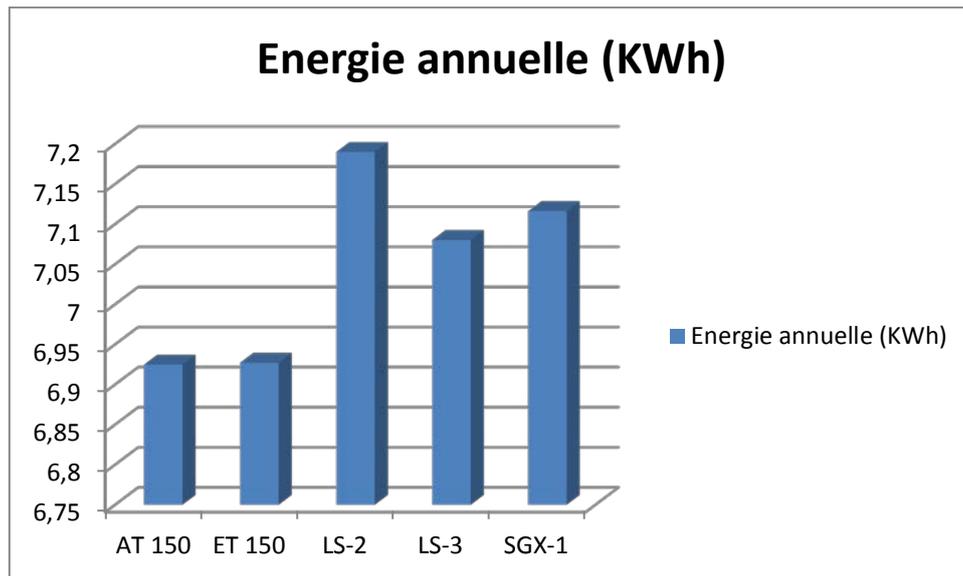


Figure 54 : Energie annuelle pour différent type de collecteur au site de Djanet ÷10 millions (KWh)

c) interprétations des résultats

- Le résultat obtenu montre une variation de 0,5579 million KWh par an.
- Le collecteur le mieux placé pour le site de Djanet est le “ LS-2”.

V.4.2.5 le site de Hassi R'mel

a) Entrée sur SAM

Surface de captage	188000 m ²
Collecteur	variable
Récepteur	Schott PTR70 2008
Fluide caloporteur	Downtherm RP
Puissance brut de conception	30 MWe
Stockage	0 heure
Type de refroidissement	Hybride

b) Résultats de la simulation

Tableau 27 : Energie annuelle pour différent type de collecteur au site de Hassi R'mel

Collecteur	Energie annuelle ÷10 millions (KWh)
AT 150	5,06494
ET 150	5,06915
LS-2	5,08192
LS-3	5,12040
SGX-1	5,11508

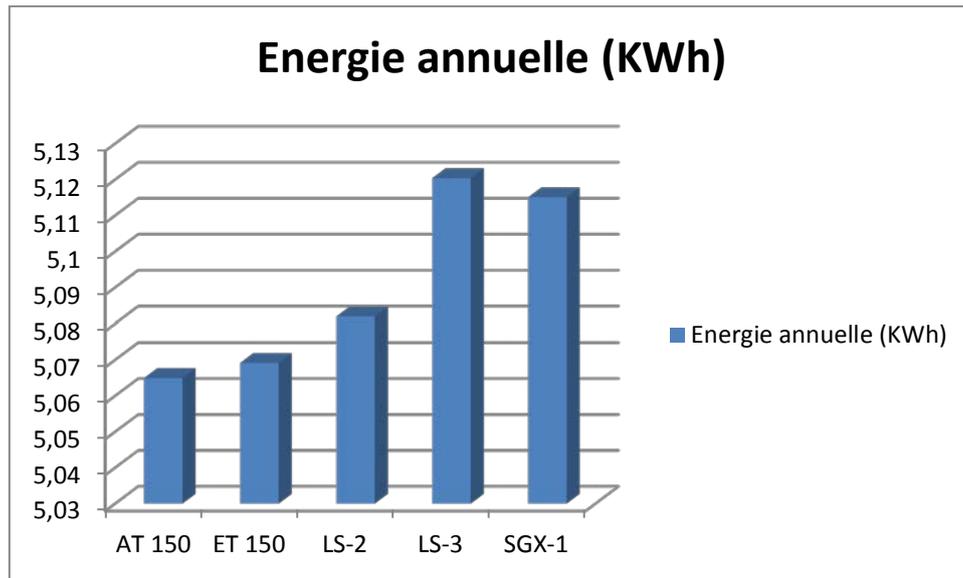


Figure 55 : Energie annuelle pour diffèrent type de collecteur au site de Hassi R'mel ÷10 millions (KWh)

c) Interprétations des résultats

- Le résultat obtenu montre une variation de 0,71 million KWh par an.
- Le collecteur le mieux placé pour le site de Hassi R'Mel est le "LS-3".

V.4.2.6 le site de Tamanrasset

a) Entrée sur SAM

Surface de captage	188000 m ²
Collecteur	variable
Récepteur	Schott PTR70 2008
Fluide caloporteur	Caloria
Puissance brut de conception	30 MWe
Stockage	0 heure
Type de refroidissement	Hybride

b) Résultats de la simulation

Tableau 28 : Energie annuelle pour diffèrent type de collecteur au site de Tamanrasset

Collecteur	Energie annuelle ÷10 millions (KWh)
AT 150	5,94133
ET 150	5,94351
LS-2	6,15772
LS-3	6,07206
SGX-1	6,09071

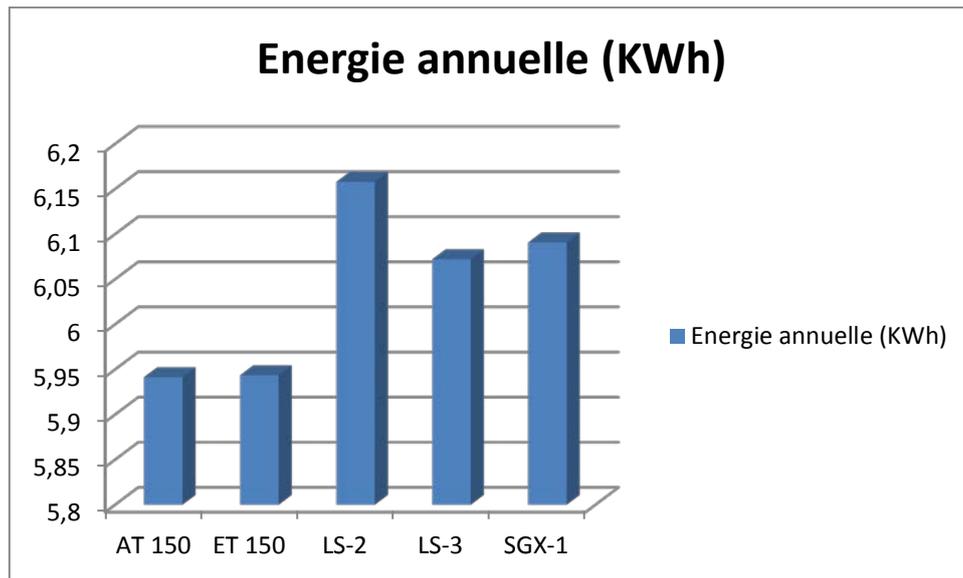


Figure 56 : Energie annuelle pour différent type de collecteur au site de Tamanrasset ÷10 millions (KWh)

c) Interprétations des résultats

- Le résultat obtenu montre une variation de 2,1639 millions KWh par an.
- Le collecteur le mieux placé pour le site de Tamanrasset est le “ LS-2”.

V.4. 3 Détermination du récepteur

V.4.3.1 le site d’Alger

a) Entrée sur SAM

Surface de captage	188000 m ²
Collecteur	LS-3
Récepteur	variable
Fluide caloporteur	Downtherm RP
Puissance brut de conception	30 MWe
Stockage	0 heure
Type de refroidissement	Hybride

b) Résultats de la simulation

Tableau 29 : Energie annuelle pour différent type de récepteur au site de Alger

Récepteur	Energie annuelle ÷10 millions (KWh)
Schott PTR70 2008	4,04793
Schott PTR70	3,76055
Solel UVAC 3	4,10250

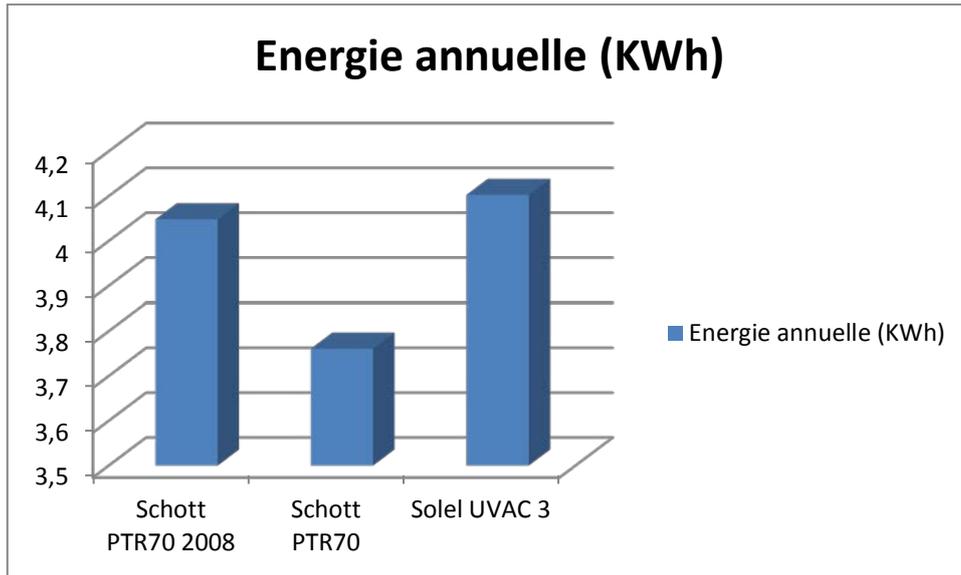


Figure 57 : Energie annuelle pour différent type de récepteur au site de Alger ÷10 millions (KWh)

c) interprétations des résultats

- Le résultat obtenu montre une variation de 3,4195 millions KWh par an.
- Le récepteur le mieux placé pour le site de Alger est le " Solel UVAC 3".

V.4.3.2 le site d'Annaba

a) Entrée sur SAM

Surface de captage	188000 m ²
Collecteur	LS-3
Récepteur	variable
Fluide caloporteur	Downtherm RP
Puissance brut de conception	30 MWe
Stockage	0 heure
Type de refroidissement	Hybride

b) Résultats de la simulation

Tableau 30 : Energie annuelle pour différent type de récepteur au site de Annaba

Récepteur	Energie annuelle ÷10 millions (KWh)
Schott PTR70 2008	5,28402
Schott PTR70	4,96286
Solel UVAC 3	5,33732

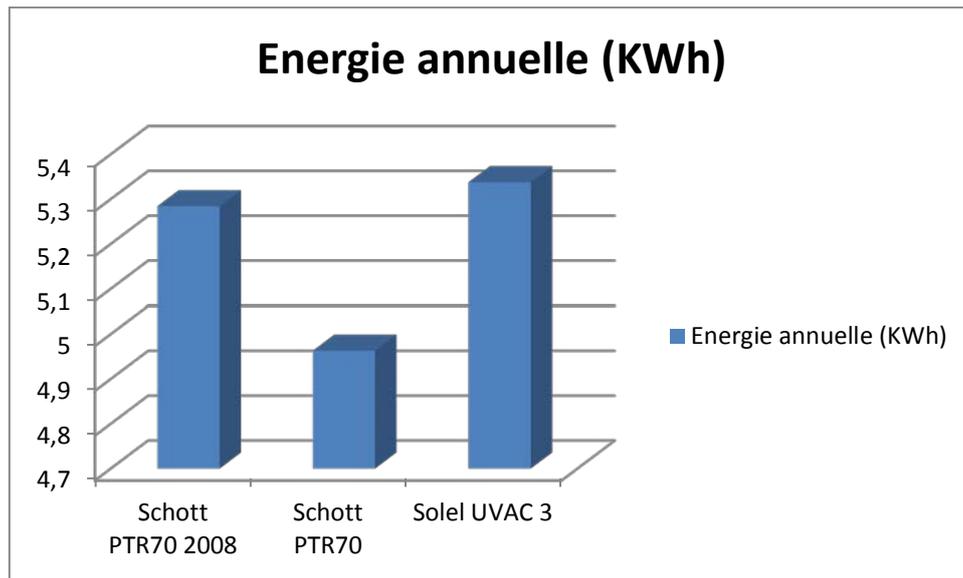


Figure 58 : Energie annuelle pour différent type de récepteur au site de Annaba ÷10 millions (KWh)

c) **Interprétation des résultats**

- Le résultat obtenu montre une variation de 3,47446 millions KWh par an.
- Le récepteur le mieux placé pour le site de Annaba est le ‘‘ Solel UVAC 3’’.

V.4.3.3 le site de Constantine

a) **Entrée sur SAM**

Surface de captage	188000 m ²
Collecteur	LS-3
Récepteur	variable
Fluide caloporteur	Downtherm RP
Puissance brut de conception	30 MWe
Stockage	0 heure
Type de refroidissement	Hybride

b) **Résultats de la simulation**

Tableau 31 : Energie annuelle pour différent type de récepteur au site de Constantine

Récepteur	Energie annuelle ÷10 millions (KWh)
Schott PTR70 2008	4,01544
Schott PTR70	3,75102
Solel UVAC 3	4,06701

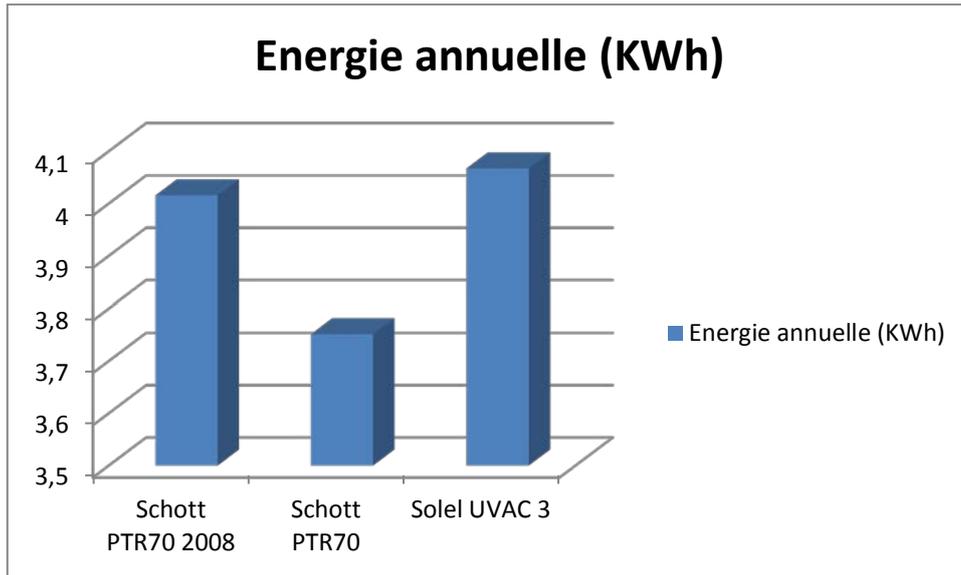


Figure 59 : Energie annuelle pour différent type de récepteur au site de Constantine ÷10 millions (KWh)

c) Interprétations des résultats

- Le résultat obtenu montre une variation de 3,1599 millions KWh par an.
- Le récepteur le mieux placé pour le site de Constantine est le “ Solel UVAC 3”.

V.4.3.4 le site de Djanet

a) Entrée sur SAM

Surface de captage	188000 m ²
Collecteur	LS-2
Récepteur	variable
Fluide caloporteur	Caloria
Puissance brut de conception	30 MWe
Stockage	0 heure
Type de refroidissement	Hybride

b) Résultats de la simulation

Tableau 32 : Energie annuelle pour différent type de récepteur au site de Djanet

Récepteur	Energie annuelle ÷10 millions (KWh)
Schott PTR70 2008	7,18987
Schott PTR70	6,98330
Solel UVAC 3	7,23048

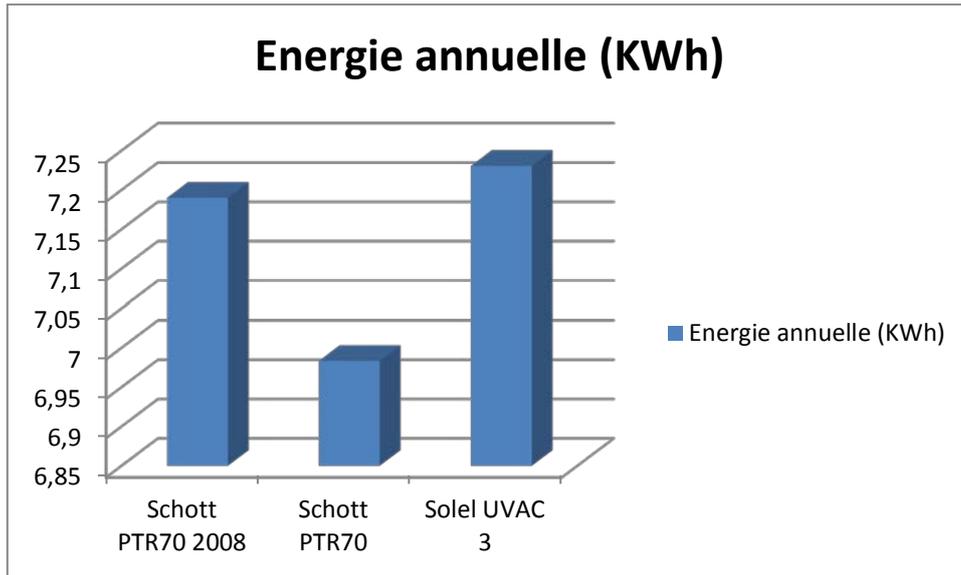


Figure 60 : Energie annuelle pour différent type de récepteur au site de Djanet ÷10 millions (KWh)

c) interprétations des résultats

- Le résultat obtenu montre une variation de 0,4061 millions KWh par an.
- Le récepteur le mieux placé pour le site de Djanet est le " Solel UVAC 3".

V.4.3.5 le site de Hassi R'mel

a) Entrée sur SAM

Surface de captage	188000 m ²
Collecteur	LS-3
Récepteur	variable
Fluide caloporteur	Downtherm RP
Puissance brut de conception	30 MWe
Stockage	0 heure
Type de refroidissement	Hybride

b) Résultats de la simulation

Tableau 33 : Energie annuelle pour différent type de récepteur au site de Hassi R'Mel

Récepteur	Energie annuelle ÷10 millions (KWh)
Schott PTR70 2008	5,12040
Schott PTR70	4,78416
Solel UVAC 3	5,17590

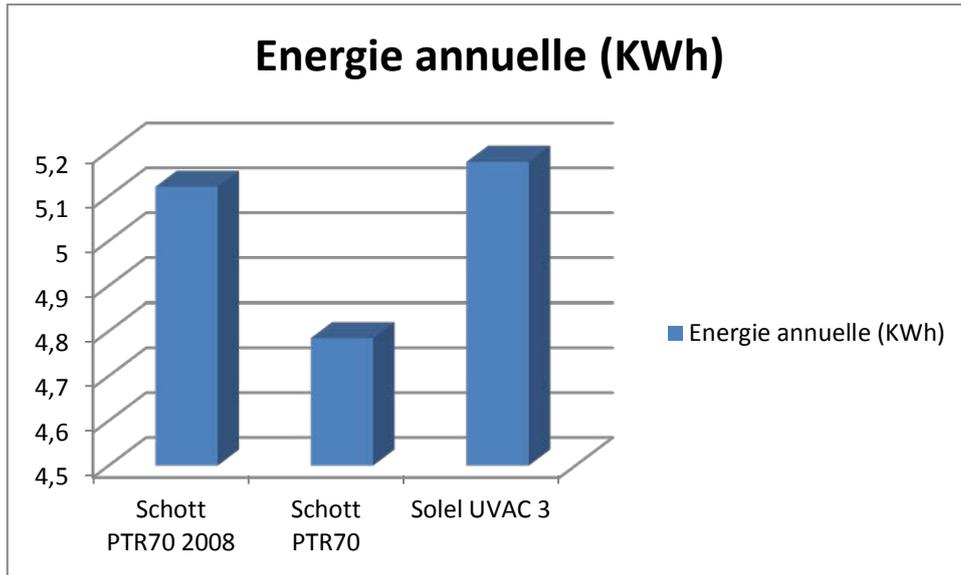


Figure 61 : Energie annuelle pour différent type de récepteur au site de Hassi R'Mel ÷10 millions (KWh)

c) **Interprétations des résultats**

- Le résultat obtenu montre une variation de 3,9174 millions KWh par an.
- Le récepteur le mieux placé pour le site de Hassi R'Mel est le " Solel UVAC 3".

V.4.3.6 le site de Tamanrasset

a) **Entrée sur SAM**

Surface de captage	188000 m ²
Collecteur	LS-2
Récepteur	variable
Fluide caloporteur	Caloria
Puissance brut de conception	30 MWe
Stockage	0 heure
Type de refroidissement	Hybride

b) **Résultats de la simulation**

Tableau 34 : Energie annuelle pour différent type de récepteur au site de Tamanrasset

Récepteur	Energie annuelle ÷10 millions (KWh)
Schott PTR70 2008	6,15772
Schott PTR70	5,98161
Solel UVAC 3	6,21362

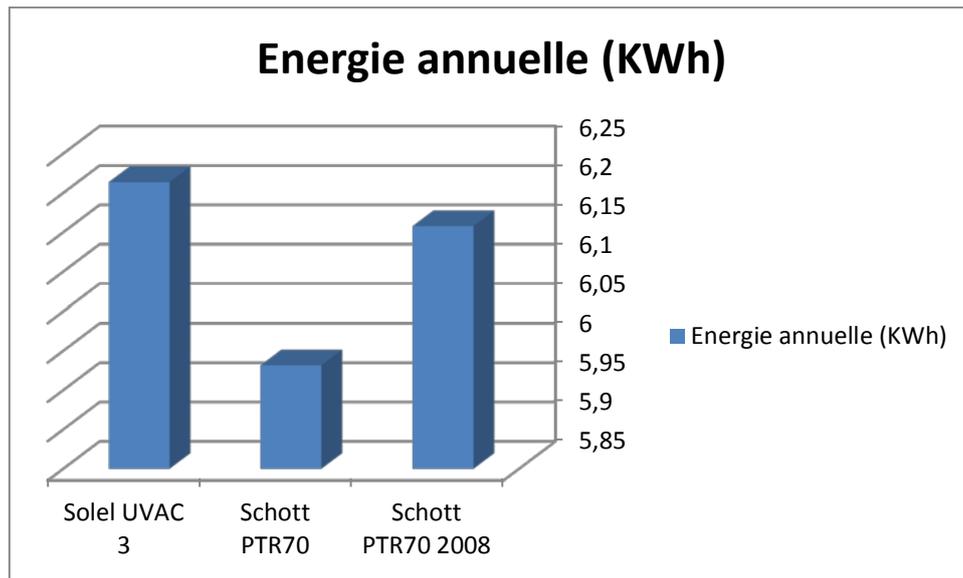


Figure 62 : Energie annuelle pour différent type de récepteur au site de Tamanrasset ÷10 millions (KWh)

c) interprétations des résultats

- Le résultat obtenu montre une variation de 2,3201 millions KWh par an.
- Le récepteur le mieux placé pour le site de Tamanrasset est le ‘‘ Solel UVAC 3’’.

V.5 Optimisation du cycle de puissance

Dans cette partie on doit chercher la valeur de la puissance brute du cycle de puissance pour la même surface de captage (188000 m²)

a) Entrées sur SAM

Site	Fluide caloporteur	collecteur	récepteur	Stockage (hr)
Alger	Downtherm RP	LS-3	Solel UVAC 3	0
Annaba	Downtherm RP	LS-3	Solel UVAC 3	0
Constantine	Downtherm RP	LS-3	Solel UVAC 3	0
Djanet	Caloria	LS-2	Solel UVAC 3	0
Hassi R'Mel	Downtherm RP	LS-3	Solel UVAC 3	0
Tamanrasset	Caloria	LS-3	Solel UVAC 3	0

b) Résultats de la simulation

Tableau 35 : résultats de l'optimisation du cycle de puissance

Site	La valeur optimum (MWe)	Energie annuelle ÷10 millions (KWh)	Radiation annuelle ÷10 millions (KWh)	Rendement globale %
Alger	40	4.36470	27,9176	15,36

Annaba	40	5.65809	33,1452	17,07
Constantine	40	4.43014	28,3380	15,63
Djanet	50	9.41039	50,6270	18,58
Hassi R'Mel	40.125	5.46524	37,6528	14,51
Tamanrasset	49.5	7.88822	51,8760	15,20

c) Interprétation des résultats

- Le champ solaire peut produire une énergie qui peut fonctionner des cycles de puissance a une puissance de conception a la sortie de plus grande que 30 MWe.
- Le choix de cycle de puissance varie d'un site à un autre.
- Le rendement de la centrale augmente en augmentant la puissance brute à la conception du cycle de puissance.
- La puissance à la conception du cycle de puissance peut varier librement à cause de son coût qui est plus bas comparé au coût de champs solaire.

V.6 Etude financière des installations

Le modèle financière de SAM a été développé dans le laboratoire américain des énergies renouvelables (NREL) a l'aide de WorleyParsons Groupe Inc.

Dans cette partie on s'intéresse à trouver le prix de l'électricité (LCOE) ainsi le devis du prix de la centrale.

V.6.1 application des données fiscales de l'Algérie sur chacun des sites

a) Entrée sur SAM

Entrée technique

Site	Fluide caloporteur	collecteur	récepteur	Stockage (hr)
Alger	Downtherm RP	LS-3	Solel UVAC 3	0
Annaba	Downtherm RP	LS-3	Solel UVAC 3	0
Constantine	Downtherm RP	LS-3	Solel UVAC 3	0
Djanet	Caloria	LS-2	Solel UVAC 3	6
Hassi R'Mel	Downtherm RP	LS-3	Solel UVAC 3	0
Tamanrasset	Caloria	LS-3	Solel UVAC 3	6

Entrée financière [26] [27]

Pour les sites du nord nous avons attribué un prix de 100\$ /m²

Période de l'analyse	30 ans	Taux d'inflation	2.50 %
Taux d'actualisation	5.5 %	Assurance	0.50 %
Taxe de vente TVA	7.00 %	Réduction de taxe d'encouragement	50.00 %
Prix de construction	14 %	Taxe de construction	25.00 %

b) Résultats de la simulation

Tableau 36 : les résultats de la simulation financière.

Site	Prix de l'installation Million \$	LCOE C/KWh	LCOE DZA/KWh
Alger	187,638	22,72	16,43
Annaba	187,638	17,51	12,68
Constantine	187,638	22,91	16,56
Djanet	262,165	26,66	19,28
Hassi R'Mel	163,364	16,10	11,64
Tamanrasset	262,165	15,75	11,39

c) Interprétation des résultats

- Le résultat obtenu montre une variation du prix de l'électricité selon le lieu de l'installation due à la variation de l'éclairement et le rendement du cycle de puissance

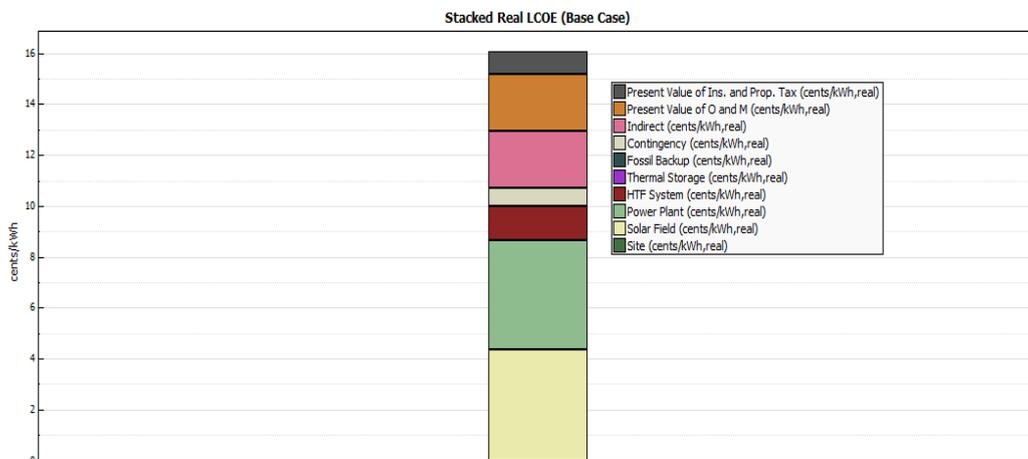


Figure 63 : l'influence du prix de chaque composantes de la centrale sur le LCOE pour le site de Hassi R'Mel

- Le prix de KWh (d'environ 14 DA) est un peu grand comparé au prix du KWh en Algérie (3 DA SNELGAZ) à cause du cout de la technologie des énergies renouvelables comme montré dans la Figure 63.
- Les sites du nord (Constantine, Alger, Annaba) ont une grande LCOE du au prix du mètre carré du site d'exploitation.
- Les sites du sud algérien sont les mieux placé pour les installations solaires thermiques
- Le LCOE est influé aussi par les taux de taxe qu'il faut les minimiser afin de rendre le prix de l'énergie abordable.

V.6.2 Solution pour minimiser le LCOE

Dans cette partie on propose une des solutions décrites précédemment pour minimiser le prix de l'énergie (l'exploitation de l'énergie solaire)

Donc on va simuler les données de la section V.6.1 avec un taux de 0% de taxe.

a) Résultats de la simulation

Tableau 37 : les résultats de la simulation financière avec 0% de taxe.

Site	Prix de l'installation Million \$	LCOE C/KWh	LCOE DZA/KWh
Alger	165,217	09,33	06,74
Annaba	165,217	07,24	05,23
Constantine	165,217	09,41	06,80
Djanet	231,068	04,87	03,52
Hassi R'Mel	143,844	07,00	05,06
Tamanrasset	230,840	05,81	04,20

b) Interprétations des résultats

- On remarque une chute de LCOE qui peut arriver jusqu'à 42%
- Le traitement fiscal pour la production de l'énergie de la source renouvelable doit être traité différemment

V.7 Conclusion

Au cours de cette étude, nous avons essayé de mettre en évidence l'intérêt de l'exploitation de l'énergie solaire et l'efficacité des centrales solaires thermiques à concentrateur cylindro-parabolique en Algérie

L'analyse des résultats obtenus montre l'importance de l'énergie qui peut être produite en Algérie et les meilleurs paramètres techniques pour les sites algériens.

La technologie des énergies renouvelables reste également plus chère que celle de l'énergie fossile mais c'est la seule solution pour le monde en général et spécialement pour l'Algérie

Conclusion générale et perspectives

Les énergies renouvelables nous proposent de multiples façons de produire de l'énergie. Un choix centralisateur nous amène souvent à privilégier plusieurs sources énergétiques, sans véritablement analyser le bien-fondé de cette attitude. Dans cette thèse, nous avons utilisé l'énergie la plus appropriée à l'usage. (Le solaire). Cette source énergétique a des avantages planétaires, on cite à titre d'exemple:

- le coût de son extraction (le soleil est gratuit !).
- le caractère renouvelable.
- l'impact sur l'environnement

Cette étude montre qu'il est possible d'exploiter le soleil en Algérie pour la production d'électricité à grande échelle.

Pour les centrales solaires thermiques à concentrateur cylindro-parabolique, des configurations des composantes ont été sélectionnées. On peut dire que les centrales solaires valorisent en toute sécurité une énergie naturelle, propre, et inépuisable et évite le rejet dans l'atmosphère de l'oxyde de carbone:

- l'énergie annuelle électrique produite pour une centrale solaire thermique à puissance brut de 30 MWe et d'une surface de 188000 m² est entre 40 et 75 millions KWh ce qui est équivalent de la consommation annuelle des 12000 maisons en Algérie.
- Minimiser le rejet de dioxyde de carbone jusqu'à 41400 tonnes par an (0,46 kg de CO₂/kWh d'après L'Agence internationale de l'énergie (AIE))
- Le rendement global des centrales solaires thermiques est entre 13 % et 19%.
- Chaque site a besoin de certaines composantes techniques pour produire le maximum d'énergie électrique à cause des différentes données climatiques pour chaque site donc on pourrait facilement connaître la bonne configuration des composantes en fournissant les données climatiques du site.

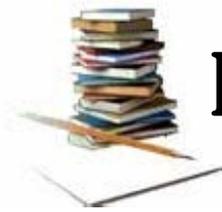
Les centrales solaires thermiques à concentrateur cylindro-parabolique n'ont pas seulement des avantages mais aussi des inconvénients :

- L'énergie solaire est intermittente.
- Le coût de la réalisation qui peut arriver jusqu'à 270 millions de dollars (19,6 milliards de dinars) ce qui influe sur le prix unitaire du kilowattheure qui varie entre 15 et 22 C/KWh (10 et 20 dinars algérien)

Les coûts de la réalisation et de la production de l'énergie sont fortement reliés au site où on doit installer la centrale à cause du prix de l'espace que la centrale occupe c'est pour cela qu'il faudrait, le prix est aussi influé par les taxes appliqués, notre étude montre une réduction qui peut arriver à 42% du LCOE avec 0 % de taxe.

D'après cette étude on remarque que les centrales solaires thermiques sont la source d'énergie du futur proche qui vont remplacer les énergies à source fossile donc il faut orienter

l'attention vers ce secteur, c'est vrai que le montant d'investissement est grand mais il faut tenir compte des postes de travail qui vont être créés et aussi on réclame après la réalisation du projet l'ouverture du centre de développement et de réalisation des capteur cylindro-parabolique et les autre composantes de la centrale pour avoir un meilleur rendement et aussi pour minimiser le prix des futurs centrales solaires.



BIBLIOGRAPHIE



-  [1] **A. Bidart et L. Dubois**, «Les énergies fossiles et renouvelables », Dossier Pédagogique de la Fondation Polaire Internationale, Mai 2003.
-  [2] **J. D. Balcomb, R. W. Jones, C. E. Kosiewicz, G. S. Lazarus, R. D. Mc Farland, W. O Wray**, « Passive Solar Design Handbook », Volume 3, American Solar Energy Society, 1982.
-  [3] Sites web: <http://fr.wikipedia.org/projetdesertec>
-  [4] **R. Bernard, G. Menguy, M. Schwartz**, Le rayonnement solaire, conversion thermique et application. Technique et Documentation, Paris, 1979
-  [5] **J.M. chassériaux**, Conversion thermique du rayonnement solaire, bordas Paris.1984
-  [6] **M. Wagner**. Simulation and predictive performance modeling of utility-scale central receiver system power plants. Master's thesis, University of Wisconsin, Madison, Wisconsin, USA, 2008.
-  [7] Sites web : <http://www.techno-science.net/?onglet=news&news=937>
-  [8] Eric Goncalvès et Jean-Paul Thibault, Cycles thermodynamiques des machines thermiques, institut national polytechnique degrenoble, octobre 2006
-  [9] site web: <http://www.nrel.gov/analysis/sam>
-  [10] **Wagner, Paul Gilman**, **technical manual for the physical trough model**, march 2011
-  [11] **J. Duffie and W. Beckman**. Solar Engineering of Thermal Processes. John Wiley and Sons, Hoboken, New Jersey, USA, 3rd edition, 2006
-  [12] **W. Stine and M. Geyer**. Power from the Sun. Published online at www.powerfromthesun.net, 2001.
-  [13] **V. Dudley, G. Kolb, M. Sloan, and D. Kearney**. SEGS LS2 solar collector test results. Technical Report SAND94-1884, Sandia National Laboratories, Albuquerque, New Mexico, USA, 1994.
-  [14] **R. Forristall**. Heat transfer analysis and modeling of a parabolic trough solar receiver implemented in engineering equation solver. Technical Report NREL/TP-550-34169, National Renewable Energy Laboratory, Golden, Colorado, USA, 2003.
-  [15] **A. Bejan**. Convection Heat Transfer. John Wiley and Sons, New York, New York, USA, 2nd edition, 1995
-  [16] **F. Incropera and D. DeWitt**. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Wiley, 5th edition, 2001
-  [17] **V. Gnielinski**. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. International Chemical Engineering, 16:359, 1976.

-  [18] **B. Kelly** and **D. Kearney**. Parabolic trough solar system piping model: Final report. Technical Report NREL/SR-550-40165, National Renewable Energy Laboratory, Golden, Colorado, USA, 2006.
-  [19] **R.W. Fox**, **A.T. McDonald**, and **P.J. Pritchard**. Introduction to Fluid Mechanics. John Wiley and Sons, Inc, Hoboken, New Jersey, USA, sixth edition, 2006.
-  [20] **C.F.J. Wu** and **M. Hamada**. Experiments: Planning, Analysis, and Parameter Design Optimization. Wiley, 2000.
-  [21] **M. Wagner**. Simulation and predictive performance modeling of utility-scale central receiver system power plants. Master's thesis, University of Wisconsin, Madison, Wisconsin, USA, 2008.
-  [22] **M. Wagner**. Methodology for constructing reduced-order powerblock performance models for csp applications. Perpignon, France, 2010. Proceedings of the SolarPACES International Symposium, SolarPACES.
-  [23] **M. El Wakil**. *Powerplant Technology*. McGraw-Hill Book Company, 1984
-  [24] **M. Wagner** and **C. Kutscher**. The impact of hybrid wet/dry cooling on concentrating solar power plant performance. Phoenix, Arizona, USA, 2010. Proceedings of the 4th International Conference on Energy Sustainability, ASME
-  [25] **G. Nellis** and **S. Klein**. *Heat Transfer*. Cambridge University Press, New York, New York, USA, 2009.
-  [26] PKF, world wide tax guide, 2010
-  [27] site web: <http://fr.loobiz/taux de change>

Tableau 1(annexe A): la géométrie et les propriétés matérielles du support pris en charge par SAM. Pour les calculs de perte de chaleur par conduction

article	Valeurs supposées	Unités
Périmètre efficace de la conduite	20.32	cm
Diamètre efficace de la conduite	5.08	cm
Section minimum de la conduite	$1.6129 \cdot 10^{-4}$	m^2
La conductivité (carbone, acier ,600K)	48	$W/m K$
basse température efficace de la conduite	$T_3 - 10$	$^{\circ}C$
Longueur du récepteur	4.06	m

Tableau 2(annexe A): horaires grosseur des tuyaux utilisés dans le modèle creux. L'épaisseur de la paroi et le calendrier sont sélectionnés pour correspondre à une pression de 25 bar

Taille nominale de pipe (in)	calendrier	Diamètre interne (in)	Diamètre interne (m)	Epaisseur du mur(m)
2.5	A	2.71	0.0688	0.0013
3	A	3.33	0.0847	0.0016
4	B	4.26	0.1082	0.0021
6	B	6.36	0.1615	0.0031
8	C	8.13	0.2064	0.0040
10	D	10.25	0.2604	0.0051
12	C	12.25	0.3112	0.0060
14	C	13.38	0.3398	0.0066
16	C	15.38	0.3906	0.0076
18	D	17.25	0.4382	0.0085
20	C	19.25	0.4890	0.0095
22	C	21.00	0.5334	0.0104
24	C	23.00	0.5842	0.0113
26	C	25.00	0.6350	0.0123
28	D	26.75	0.6795	0.0132
30	D	28.75	0.7303	0.0142
32	D	30.75	0.7811	0.0152
34	E	32.62	0.8286	0.0161
36	E	34.50	0.8763	0.0170
42	D*	40.50	1.0287	0.0200
48	D*	46.00	1.1684	0.0227
54	D*	52.00	1.3208	0.0256
60	D*	58.00	1.4732	0.0286
66	D*	64.00	1.6256	0.0316
72	D*	70.00	1.7780	0.034

Tableau 3(annexe A): Les longueurs des pipes assumé pour le générateur de vapeur et le système de pompage

Ligne	Description	Longueur(m)
1	Collecteur d'aspiration de la pompe à l'entrée de la pompe	45
2	Refoulement de la pompe à la tête de décharge	45
3	Tête de décharge de pompe	100
4	Champ captage au vase d'expansion/TES	120
5	Collecteur d'alimentation de générateurs de vapeur	80
6	tuyauterie entre-générateur de vapeur	120
7	sortie de générateur de vapeur au vase d'expansion/TES	80

Tableau 4(annexe A): Les affectations de Svariables pour les équipements de tuyauterie par domaine. les équations sont désignés avec des crochets. Les coefficients de perte de pression pour les différents composants de tuyauterie sont définis dans la colonne $K\delta p$

Abbréviation	$k_{\Delta p}$	IOCO P	Recei vers	Runner		Headers	
				hot	cold	hot	cold
Eq de longueur de pipe	-	[2.86]	[2.87]	[2.88]	[2.88]	[2.89]	[2.89]
Niveau du débit	-	\dot{m}_{loop}	\dot{m}_{loop}	\dot{m}_{run}	\dot{m}_{run}	\dot{m}_{hdr}	\dot{m}_{hdr}
Niveau de la température	-	$T_{sf,ave}$	\bar{T}_i	$T_{sf,out}$	$T_{sf,in}$	$T_{sf,out}$	$T_{sf,in}$
Diamètre du tube	-	D_2	D_2	D_{run}	D_{run}	$D_{hdr,i}$	$D_{hdr,i}$
Expansions	0.25	0	0	[2.9]	[2.9]	N_{hgrp}	0
Contractions	0.25	0	0	0	0	0	N_{hgrp}
Coude standard	0.9	2	$10/Loop$	0	0	0	0
Coude milieu	0.75	0	0	0	0	1	0
Coude long	0.6	0	0	[2.91]	[2.91]	0	1
Soupape à vannes	0.19	2	0	1	1	0	0
Robinet d'arrêt sphérique	10	2	0	1	1	0	0
Clapets anti-retours	2.5	0	0	0	0	0	0
Boucle	1.8	2	0	0	0	0	0
soupapes de commande de boucle	10	1	0	0	0	0	0
joint à rotule	8.69	0	$3+N_{sca}$	0	0	0	0

Table 5 les fonctions des propriétés utilisées par le modèle de refroidissement par voie humide

Unités	Entrée	Expressions
enthalpie d'évaporation près de la pression atmosphérique		
$\frac{J}{Kg}$	$P[Pa]$	$2.362 \cdot 10^6 - 1.355 P + 3.085 P^2$
la chaleur spécifique de l'eau liquide saturée		
$\frac{J}{Kg K}$	$P[Pa]$	$4170.5 + 5.381 \cdot 10^{-4} P - 7.734 \cdot 10^{-10} p^2$
Pression de vapeur saturée		
Pa	$T[K]$	$1.123.1 + 19.64 T + 4.426 T^2 + 0.039T^3 + 9.655 \cdot 10^{-4} T^4$
Enthalpie de l'eau liquide à la saturation près à la pression atmosphérique		
$\frac{J}{Kg K}$	$P[Pa]$	$2.296 \cdot 10^5 + 2.875 - 1.112 \cdot 10^5 P^2 + 2.12 \cdot 10^{-11} P^3$
Enthalpie de l'eau liquide à la saturation près à la pression atmosphérique		
$\frac{J}{Kg K}$	$P[Pa]$	$779.99 + 7.916 \cdot 10^{-3} - 3.33 \cdot 10^{-8} P^2 + 6.386 \cdot 10^{-14} P^3$
La densité du l'eau saturée près à la pression atmosphérique		
$\frac{Kg}{m^3}$	$P[Pa]$	$984.1 - 3.071 \cdot 10^{-4} P + 5.323 \cdot 10^{-10} P^2$
Enthalpie de l'air en fonction de la température près à la pression atmosphérique		
$\frac{J}{Kg K}$	$T[°C]$	$2.735 \cdot 10^5 + 1002.9 T + 0.0327 T^2$

Les collecteurs prédéfinis sur le SAM

1- EuroTrough ET150

La géométrie du collecteur	
Secteur réfléchissant d'ouverture	817.5 m ²
largeur d'ouverture, structure totale	5.75 m
longueur de collecteur	150 m
longueur de trajet moyenne de surface-à-foyer	2.11 m
distance sifflante entre les assemblées	1 m
Les paramètres optiques	
erreur de cheminement	0.99
Effets géométriques	0.98
Réfectivité de miroir	0.935
saleté sur le miroir	0.95
Erreur optique générale	0.99

2. Luz LS-2

La géométrie du collecteur	
Secteur réfléchissant d'ouverture	235 m ²
largeur d'ouverture, structure totale	5 m
longueur de collecteur	49 m
nombre de modeles par assemblée	12
longueur de trajet moyenne de surface-à-foyer	1.8 m
distance sifflante entre les assemblées	1 m
Les paramètres optiques	
erreur de cheminement	0.99
Effets géométriques	0.98
Réfectivité de miroir	0.935
saleté sur le miroir	0.95
Erreur optique générale	0.99
efficacité optique de conception	0.853162

3. Luz LS-3

La géométrie du collecteur	
Secteur réfléchissant d'ouverture	545 m ²
largeur d'ouverture, structure totale	5.75 m
longueur de collecteur	100 m
nombre de modeles par assemblée	12
longueur de trajet moyenne de surface-à-foyer	2.11 m
distance sifflante entre les assemblées	1 m
Les paramètres optiques	
erreur de cheminement	0.99
Effets géométriques	0.98
Réfectivité de miroir	0.935
saleté sur le miroir	0.95
Erreur optique générale	0.99

4. Solargenix SGX-1

La géométrie du collecteur	
Secteur réfléchissant d'ouverture	470.3 m ²
largeur d'ouverture, structure totale	5 m
longueur de collecteur	100 m
nombre de modeles par assemblée	12
longueur de trajet moyenne de surface-à-foyer	1.8 m
distance sifflante entre les assemblées	1 m
Les paramètres optiques	
erreur de cheminement	0.994
Effets géométriques	0.98
Réfectivité de miroir	0.935
saleté sur le miroir	0.95
Erreur optique générale	0.99

5. Albiasa Trough AT150 (Manufacturer Specifications)

La géométrie du collecteur	
Secteur réfléchissant d'ouverture	817.5 m ²
largeur d'ouverture, structure totale	5.774 m
longueur de collecteur	150 m
nombre de modeles par assemblée	12
longueur de trajet moyenne de surface-à-foyer	2.11 m
distance sifflante entre les assemblées	1 m
Les paramètres optiques	
erreur de cheminement	0.99
Effets géométriques	0.98
Réfectivité de miroir	0.935
saleté sur le miroir	0.95
Erreur optique générale	0.99

Les récepteurs prédéfinis dans SAM

	Schott PTR70	Schott PTR70 2008	Solel UVAC 3
Diamètre interne de l'absorbeur	0.066	0.066	0.066
Diamètre externe de l'absorbeur	0.07	0.07	0.07
diamètre intérieur d'enveloppe en verre	0.115	0.115	0.115
Diamètre extérieur d'enveloppe en verre	0.12	0.12	0.121
diamètre de prise d'écoulement d'amortisseur	0	0	0