

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique



Département de Génie Mécanique

Projet de Fin d'Etudes

En vue de l'obtention du diplôme
D'Ingénieur d'Etat en Génie Mécanique

Thème :

**Etude Comparative des performances
d'un cycle 50 MWe de Brayton-Joule
fermé à Hélium et d'un cycle ouvert à
air alimentés en énergie solaire à
400°C**

Etudié et présenté par :

Nacer SMAIL

Proposé et dirigé par :

Pr M .A.AIT ALI

*** Promotion juin 2012 ***

الملخص:

الهدف من هذا المشروع هو تحديد و دراسة كمون التحويل والمزايا الرئيسية لدارتي برايطون-جول، الأول معرض للهواء، أما الثاني فهو مغلق باستعمال غاز الهليوم الخامل. كلتا الدارتين مغذيتين بالطاقة الشمسية بدون إحراق الفحم الهيدروجينية. قصد تحليل نسب الانضغاط المؤدية إلى العظمية في الإنتاج نقترح طريقتين بديلتين لإنتاج الطاقة الحرارية، باستخدام مستشعرات ذات شكل اسطواني مقعر من جهة، و من جهة أخرى بواسطة برج شمسي. اعتمادا بمعطيات المستشعرات المستعملة في المجمع الهجين لحاسي رمل، لقد قمنا بدراسة مجمع باستخدام مستشعرات ذات شكل اسطواني مقعر موجهة لإنتاج 50 ميغا واط في إطار توصيل الطاقة الكهربائية لمدينة صحراوية في جنوبنا الكبير.

الكلمات المفتاحية: دارة برايطون-جول، دارة معرضة للهواء، دارة مغلقة باستعمال غاز الهليوم الخامل، مستشعر اسطواني مقعر برج شمسي

Résumé

L'objectif de ce projet consiste à évaluer les potentiels de conversion et les performances principales des deux cycles de Brayton-Joule, ouvert à air et fermé à Hélium alimentés par une énergie solaire pour une exploitation sans appoint fossile. Dans le but d'analyser les taux de compression pour des puissances maximales, nous proposons deux alternatives de production d'énergie thermique; par des capteurs cylindro-paraboliques et par tour solaire. En se basant sur les capteurs installés dans la centrale hybride de Hassi R'Mel qui produit 25000kWe de solaire, nous avons obtenu les performances d'une centrale de 50MW électrique, cette étude montre qu'un cycle turbine à gaz classique alimenté à 400°C ne constitue pas une solution acceptable de par ses pauvres performances; par contre un cycle à régénération peut atteindre un rendement de 23%. Une autre amélioration de ce cycle consisterait à injecter de la vapeur d'eau après la compression pour réduire les débits massiques et la taille des machines.

Mots clés : Cycle Brayton-Joule, Cycle ouvert à air, Cycle fermé à Hélium, Cylindro-parabolique, Tour solaire

Abstract

The aim of this project is to evaluate the conversion potential and the main performances of two Brayton-Joule cycles, one open air cycle and one closed Helium cycle fed with solar energy and without fossil energy contribution. In order to analyze the compression ratio at maximum power, we propose two alternatives of solar energy conversion: with cylindro parabolic collectors and a solar tower. Based on collection used at Hassi R'Mel, for 25000kWe production, we obtained the performances of a 50000kWe power plant; this study shows that a classical gas turbine cycle with a 400°C heat source does not constitute an acceptable solution because of its poor performances however a gas turbine regeneration cycle can reach a 23% efficiency, another improvement of this cycle would consist in injection water vapor after compression in order to reduce the mass rate and the size of machines.

Keywords: Brayton-Joule cycle, open Cycle to air, closed Cycle to Helium, Cylindro-Parabolic collectors, solar Tower

REMERCIEMENTS

Au terme de travail, je remercie vivement toutes les personnes qui m'ont aidé dans la réalisation de ce projet.

Je tiens à exprimer ma reconnaissance en premier lieu à mon promoteur, le professeur Mohand Améziane AIT ALI pour l'opportunité de travailler sur un sujet d'intérêt actuel et d'avenir.

Je tiens à remercier également Monsieur BENNOUR pour sa disponibilité, ses conseils et son aide et d'avoir accepté d'examiner mon travail.

Je remercie aussi le professeur SMAILI d'avoir accepté de présider ma soutenance et de m'avoir initié de travailler sur les énergies renouvelables dans le cadre de notre séminaire sur la CFD.

Je tiens à remercier également Monsieur Nordine HAMRENE Ingénieur d'études à NEAL pour toutes ses explications.

J'envoie un grand merci à Monsieur BAHLOUL, Ingénieur et enseignant à Technicum Krim Belkacem d'AKBOU, d'avoir partagé ses expériences avec nous et de nous éclairer aux études de Génie Mécanique au jeune âge.

Je remercie tous les scientifiques et les penseurs, qui ont partagé leurs savoirs au service des autres.

Sans oublier tous mes amis qui m'ont aidé: Abdenour, Khaled, Abdelghani, Mokrane(2), Samir, Imad, Massi...et tous les autres.

DEDICACE

Je dédie mon travail :

A l'âme de mes parents et mes grands parents qui m'ont appris l'éducation, le respect et la persévérance.

A tous mes petits frères Nassim, Boussaad et Tarik et particulièrement mon grand frère Tahar, sans qui je ne serai jamais ce que je suis aujourd'hui et à toute sa petite famille, ses fils Karim et Juba.

A toutes mes chères sœurs et leurs familles.

A toute la famille SMAIL sans exception.

A tous mes amis et mes amies.

A tous mes camarades de ma promotion de Génie Mécanique

A ceux qui m'ont dit oui, je les remercie infiniment et ceux qui m'ont dit Non, avec eux j'ai grandi de plus.

A tous les hommes qui sont dignes pour leurs idées, pratiquants de leurs pensées.

En termes de morale je considère notre richesse linguistique comme la première aide morale, intellectuelle, existentielle. Les poèmes des chanteurs AIT MENGUELLET et MATOUB étaient mes premiers soutiens ; je les remercie infiniment et je leur dédie mon travail comme un petit geste de reconnaissance. Tanmirt attas attas.

INTRODUCTION GENERALE.....	1
I. Présentation de la centrale hybride de Hassi R'Mel	4
I.1 Introduction	4
I.2 Description du projet de réalisation de la centrale.....	4
I.3 Caractéristiques techniques	5
I.4 Caractéristiques du site d'implantation	5
I.5 Description générale de la centrale.....	6
I.6 Les utilités de la centrale.....	8
I.7 Principe de fonctionnement de la centrale ISCC de Hassi R'mel.....	8
I.8 La synergie solaire/gaz.....	8
I.9 Conclusion.....	9
I.10 Objectif de l'étude.....	9
II. Généralités de conversion du rayonnement solaire et performances des capteurs à concentration cylindro-parabolique	10
II.1 Introduction.....	10
II.2 Généralités sur le soleil.....	10
II.2.1 Caractéristiques du soleil.....	10
II.2.2 L'énergie solaire.....	11
II.3 Mouvements de la terre.....	11
II.3.1 Coordonnées terrestres.....	12
II.3.2 Les coordonnées du soleil.....	13
II.3.2.1 Les coordonnées équatoriales	13
II.3.2.2 Les coordonnées horizontales	14
II.4 Caractéristiques du rayonnement solaire.....	15
II.4.1 La constante solaire.....	15
II.5 Evaluation du flux solaire.....	16
II.6 Technologie des conversions du rayonnement solaire.....	16
II.6.1 Centrale à tour	17
II.6.2 Les centrales à capteur cylindro-parabolique	18
II.6.2.1 Performances des capteurs à concentration cylindro-parabolique	18
II.6.2.2 Performances et modélisation du collecteur.....	21
II.6.2.3 Rayonnement solaire absorbée.....	21

Table des Matières

II.6.2.4	Dimensionnement du champ solaire.....	22
II.6.2.5	Le champ solaire.....	23
II.7	Conclusion.....	23
III.	Les cycles thermodynamiques de puissance.....	24
III.1	Introduction.....	24
III.2	Cycle à gaz (cycle de Brayton-Joule).....	24
III.2.1	Principe de la turbine à gaz.....	26
III.2.2	Les équations d'un cycle de turbine à gaz idéal.....	26
III.2.3	Le cycle d'une turbine à gaz munie d'un régénérateur.....	28
III.3	Les turbines à vapeur.....	29
III.3.1	Généralités - principe d'une centrale.....	29
III.3.2	Le cycle de Rankine.....	30
III.3.3	Les équations d'un cycle de Rankine.....	31
III.3.4	Améliorations du cycle de Rankine.....	32
III.3.4.1	Effet de la pression de condensateur.....	32
III.3.4.2	Effet de la surchauffe (Rankine-Hirn).....	32
III.3.5	Améliorations du cycle de Rankine-Hirn.....	33
III.3.5.1	Effet de la pression maximale.....	33
III.3.5.2	Effet de cycle à resurchauffes.....	34
III.3.5.3	Cycle à soutirage.....	35
III.4	Les cycles utilisés dans les centrales solaires.....	35
III.4.1	Les cycles utilisés dans les centrales cylindro-paraboliques.....	35
III.4.1.1	Cycle par génération de vapeur.....	35
III.4.1.2	Le cycle combiné.....	36
III.4.2	Le cycle utilisé dans la tour solaire.....	37
III.4.2.1	Cycle à vapeur.....	37
III.4.2.2	Cycle hybride de la tour solaire.....	38
III.5	Conclusion.....	39
IV.	Comparaison des performances d'un cycle Brayton Joule fermé à Hélium et d'un cycle Brayton-Joule ouvert à air alimenté en énergie solaire.....	40
IV.1	Introduction.....	40
IV.2	Description du cycle Brayton-Joule ouvert à air.....	40

IV.2.1	Le circuit cylindro-parabolique utilisé.....	41
IV.2.1.1	Le fluide caloporteur utilisé.....	42
IV.2.2	Le circuit de la tour solaire.....	42
IV.2.2.1	Le fluide caloporteur utilisé pour le circuit de la tour solaire....	43
IV.2.3	Calcul des conditions de sortie du compresseur.....	44
IV.2.4	L'échangeur de chaleur avec l'énergie solaire.....	45
IV.2.5	Calcul des conditions à la sortie de la turbine à gaz.....	47
IV.3	Description du cycle fermé à Hélium.....	47
IV.3.1	Caractéristiques de l'Hélium.....	48
IV.3.2	Calcul des conditions à la sortie du compresseur.....	49
IV.3.3	Echangeur de source chaude.....	50
IV.3.4	Calcul des conditions à la sortie de la turbine à gaz.....	50
IV.4	Système de refroidissement, source froide.....	51
IV.5	Comparaison des performances des deux cycles.....	51
IV.5.1	Evaluation de deux échangeurs de chaleur.....	51
IV.5.1.1	Etude de l'échangeur de chaleur à cycle ouvert.....	51
IV.5.1.2	Etude de l'échangeur de chaleur à cycle fermé.....	53
IV.5.2	Calcul des grandeurs énergétiques du cycle à gaz.....	53
IV.5.2.1	Puissance prise par le compresseur.....	53
IV.5.2.2	La puissance développée par la turbine.....	53
IV.5.2.3	Puissance nette des cycles.....	54
IV.6	Comparaison des deux cycles.....	54
IV.6.1	Organigrammes de calcul.....	55
IV.7	Application d'alimentation d'une ville saharienne de 50MW.....	59
IV.8	Conclusion.....	59

V. Analyse des résultats et recherche comparative des performances des deux cycles.....60

V.1	Introduction.....	60
V.2	Evaluation des deux cycles avec le circuit cylindro-paraboliques.....	60
V.2.1	Analyse du cycle ouvert.....	60
V.2.1.1	Analyse de la compression.....	61
V.2.1.2	Etude de la détente $T_5 = 400^\circ\text{C}$	62
V.2.2	Analyse du cycle fermé.....	63

Table des Matières

V.2.2.1	Analyse de la compression.....	63
V.2.2.2	Etude de la de la détente de cycle fermé.....	65
V.3	Evaluation des cycles avec Tour Solaire.....	66
V.3.1	Analyse du cycle ouvert (Air).....	66
V.3.1.1	Etude de la détente $T_5= 900^{\circ}\text{C}$	66
V.3.2	Analyse du cycle fermé (Hélium).....	67
V.3.2.1	Analyse de la Compression.....	67
V.3.2.2	Analyse de la Détente.....	67
V.4	Détermination des débits des deux cycles avec le circuit cylindro-parabolique pour une puissance de 50 MW électrique.....	69
V.4.1	Cycle ouvert.....	69
V.4.1.1	Détermination de taux de compression à puissance maximale...69	
V.4.1.2	Détermination du débit d'air.....	69
V.4.1.3	Alternative du cycle à régénération.....	71
V.4.2	Cycle fermé.....	71
V.4.2.1	Détermination de taux de compression optimal.....	71
V.4.2.2	Détermination de débit d'Hélium.....	71
V.4.2.3	Alternative du cycle à régénération	73
V.4.3	Comparaison entre les deux cycles.....	74
V.5	Détermination des débits de deux cycles avec une Tour Solaire pour une puissance de 50 MW électrique.....	74
V.5.1	Cycle ouvert.....	74
V.5.1.1	Détermination de taux de compression optimal.....	74
V.5.1.2	Détermination de débit d'air.....	75
V.5.2	Cycle fermé.....	76
V.5.2.1	Détermination de taux de compression optimal.....	76
V.5.2.2	Détermination de débit d'Hélium.....	76
V.5.3	Comparaison entre les deux cycles avec Tour Solaire et température source chaude à 900°C	78
V.6	Etude d'une centrale à capteurs C.P pour une ville saharienne.....	79
V.6.1	Estimation de stockage.....	79
V.6.1.1	Cycle ouvert à air.....	79
V.6.1.2	Cycle à Hélium.....	80
V.6.1.3	Calcul de la quantité de chaleur stockée selon les saisons.....	80

Table des Matières

V.6.1.4	Calcul du volume des réservoirs selon la saison.....	81
V.6.2	Détermination des échangeurs de chaleur à utiliser.....	82
V.6.2.1	Cycle à air.....	82
V.6.2.2	Cycle à Hélium.....	82
V.6.3	Détermination de nombre des capteurs.....	82
V.7	Conclusion et Interprétation.....	84
V.8	Perspectives d'amélioration du cycle turbine à gaz ouvert à air	85
	CONCLUSION GENERALE.....	86
	Bibliographie.....	87
	Annexes	

Figure I.1. Localisation de Hassi R'Mel.....	5
Figure I.2. Centrale hybride de Hassi R'mel.....	7
Figure II.1. Schématisation du mouvement de la terre autour du Sole.....	12
Figure II.2. Les coordonnées terrestres d'un lieu donné.....	12
Figure II.3. Les coordonnées horizontales d'un astre.....	14
Figure II.4 Principales technologies de concentration solaire.....	16
Figure II.5. Centrale à Tour solaire.....	17
Figure II.6. Configuration d'une centrale à collecteurs cylindro-parabolique.....	18
Figure II.7. Concentrateurs cylindro-paraboliques.....	19
Figure II.8. Vue schématique du collecteur cylindro-parabolique.....	20
Figure II.9. Tube collecteur.....	20
Figure III.1 . Cycle Brayton-Joule idéal sur un diagramme T-S.....	25
Figure III.2 Cycle de Brayton-Joule intégrant un rendement isentropique.....	26
Figure III.3. Cycle d'une turbine à gaz élémentaire munie d'un régénérateur.....	29
Figure III.4. Cycle de Rankine.....	30
Figure III.5. Diagramme T-S de cycle Rankine.....	31
Figure III.6. Effet de la pression sur le rendement de cycle de Rankine.....	32
Figure III.7. Effet de la surchauffe sur le rendement de cycle de Rankine.....	33
Figure III.8. Effet de la pression maximale.....	33
Figure III.9. Cycle à resurchauffe.....	34
Figure III.10. Cycle par génération de vapeur.....	36
Figure III.11. Représentation du cycle combiné avec intégration de l'énergie solaire..	37
Figure III.12. Configuration de cycle à vapeur de la tour solaire.....	38
Figure III.13. Configuration hybride, centrale à tour avec récepteur solaire.....	39
Figure IV.1.Cycle Brayton Joule ouvert à air.....	41
Figure IV.2. Schéma d'un réseau de collecte cylindro-parabolique avec stockage.....	42
Figure IV.3.Circuit tour solaire.....	43
Figure IV.4.Echangeur de chaleur.....	45
Figure IV.5.Cycle Brayton-Joule fermé à Hélium.....	48
Figure IV.6.Organigramme (1) de calcul des grandeurs de cycle ouvert à air.....	56
Figure IV.7.Organigramme (2) de calcul de débit optimal de cycle ouvert à air.....	57
Figure IV.8. Organigramme (3) de calcul de débit optimal de cycle fermé à Hélium ..	58
Figure V.1. T_2 et $\overline{Cp_a}$ en fonction p_r à $T_5 = 400^\circ\text{C}$ avec cycle ouvert.....	61

Liste des Figures

Figure V.2. T_4 et \overline{Cp}_a en fonction de p_r à $T_5 = 400^\circ\text{C}$ avec cycle ouvert.....	63
Figure V.3. T_2 en fonction de p_r à $T_5 = 400^\circ\text{C}$ avec cycle fermé.....	64
Figure V.4 . T_4 en fonction de p_r à $T_5 = 400^\circ\text{C}$ avec cycle fermé.....	65
Figure V.5. T_4 et \overline{Cp}_a en fonction de p_r à 900°C avec cycle ouvert.....	67
Figure V.6. T_4 et \overline{Cp}_a en fonction de p_r à 900°C avec cycle fermé.....	68
Figure V.7. Variation de η en fonction de débit \dot{m}_a avec cycle ouvert.....	70
Figure V.8. La puissance P électrique en fonction de débit \dot{m}_a avec cycle ouvert.....	70
Figure V.9. Variation de T_6 en fonction de débit \dot{m}_{He} avec cycle fermé.....	72
Figure V.10. Variation de Cp_{ther} en fonction de débit \dot{m}_{He} avec cycle fermé.....	72
Figure V.11. La puissance P électrique en fonction de débit \dot{m}_{He} avec cycle fermé...	73
Figure V.12. Variation de T_6 en fonction de débit \dot{m}_a avec cycle ouvert.....	75
Figure V.13. La puissance P électrique en fonction de débit \dot{m}_a avec cycle ouvert....	76
Figure V.14. Variation de Cp_{ther} en fonction de débit \dot{m}_{He} avec cycle fermé	77
Figure V.15. La puissance P électrique en fonction de débit \dot{m}_{He} avec cycle fermé..	78

Liste des Tableaux

Tableau I-1. Les températures extrêmes enregistrées dans la région de Hassi R'Mel.....	6
Tableau I-2 . Les futures centrales hybrides programmées en Algérie.....	7
Tableau II.1. Caractéristiques du soleil.....	11
Tableau II.2. Les coordonnées terrestres.....	13
Tableau II.3. Les valeurs de la puissance surfacique	15
Tableau IV.1. Données physiques d'Hélium	49
Tableau V.1. T_2 et $\overline{Cp_a}$ en fonction p_r à $T_5 = 400^\circ\text{C}$ avec cycle ouvert.....	61
Tableau V.2. T_4 et $\overline{Cp_a}$ en fonction de p_r à $T_5 = 400^\circ\text{C}$ avec cycle ouvert.....	62
Tableau V.3. T_2 en fonction de p_r à $T_5 = 400^\circ\text{C}$ avec cycle fermé.....	64
Tableau V.4. T_4 en fonction de p_r à $T_5 = 400^\circ\text{C}$ avec cycle fermé.....	65
Tableau V.5. T_4 et $\overline{Cp_a}$ en fonction de p_r à 900°C avec cycle ouvert.....	66
Tableau V.6. T_4 et $\overline{Cp_a}$ en fonction de p_r à 900°C avec cycle fermé.....	68
Tableau V.7. Comparaison de deux cycles avec cylindro-parabolique.....	74
Tableau V.8. Comparaison de deux cycles avec Tour solaire.....	78
Tableau V.9. Les quantités de chaleur stockée selon les saisons.....	81
Tableau V.10. Capacité des réservoirs selon les saisons.....	82

NOMENCLATURE

Symboles	Unités	Significations
C_p	kJ/kg.k	Chaleur spécifique
$\overline{C_p}$	kJ/kg.k	Chaleur spécifique moyenne
C^*	W/m ²	Constante solaire
C		facteur de concentration
D	W/m ²	rayonnement solaire diffus
f		rapport du débit de combustible et le débit d'air
F'		facteur d'efficacité du capteur
G	W/m ²	rayonnement global
h	kJ/kg	Enthalpie
I	W/m ²	rayonnement solaire direct
\dot{m}	Kg/s	Débit massique
M	Kg/mol	masse molaire
N		Nombre de collecteurs
p_r		taux de compression
\dot{P}	W	Puissance nette
p_r^*		Taux de compression optimal
Q_h	kJ/kg	Chaleur de la chambre de combustion
Q_l	kJ/kg	Chaleur de Condenseur
\dot{Q}	W	Puissance thermique
\dot{Q}_h	W	Puissance fournie par le flux thermique
\dot{Q}_c	W	Puissance utile que fournit chaque collecteur
\dot{Q}_{tot}	W	puissance nominale totale de champ solaire
R	8.314 kJ/kmol.K	constante des gaz parfaits
T_a	K ou °C	température ambiante
ΔT_{SF}	K ou °C	différence de la température dans le champ solaire
ΔT_c	K ou °C	différence de la température dans le collecteur
ΔT_m	K ou °C	Température à moyenne logarithmique
T_m	K ou °C	température moyenne du fluide dans le récepteur
T_f	K ou °C	Température froide de l'échangeur de stockage
T_c	K ou °C	Température chaude de l'échangeur de stockage
U_L	W/ m ² .K	Le coefficient d'échange entre le récepteur et l'ambiance
V	m ³	volume de réservoir de stockage
\dot{W}_c	W	puissance requise par le compresseur
\dot{W}_t	W	puissance produite par la turbine

NOMENCLATURE

Symboles grecs	Unités	Significations
φ	deg (°)	Latitude
δ	deg (°)	Déclinaison solaire
H	deg (°)	Auteur angulaire
ω	deg (°)	angle horaire
σ		La fraction d'insolation
θ	deg (°)	angle d'incidence du rayonnement solaire
($\tau \alpha$)		facteur de transmittivité-absorptivité
ε	%	rendement du collecteur
η_{it}	%	Rendement isentropique de la turbine
η_{ic}	%	Rendement isentropique du compresseur
η	%	Rendement du cycle
ρ	Kg/m ³	masse volumique
ε_c		efficacité de chauffage
ε_r		efficacité de refroidissement

Indices :

1,2,3,4 : points de cycle à gaz

5,6 : points d'échangeur de chaleur avec le champ solaire

a : air

c : compresseur

ech : échangeur

g : gaz

h : chambre de combustion

j : jour

p : perdue

sel : sel fondu

s : solaire

st : stockage

t : turbine

ther : therminol VP-1

v : vapeur

Abréviations:

DNI : direct normal irradiation

HRSG : heat recovery steam generator

HTF : heat temperature fluid

SPP : solar power plant

TAG : turbine à gaz

TAV : turbine à vapeur

TRIT : la température d'admission au rotor turbine

INTRODUCTION GENERALE

La hausse du prix du pétrole survenue durant les années 70, conjuguée aux dommages environnementaux causés par l'utilisation des énergies basées sur les ressources d'hydrocarbures, va amorcer d'abord dans les pays développés, une dynamique de recherche et de développement autour des énergies renouvelables qui sera suivie d'un certain nombre de réalisations concrètes à l'échelle industrielle.

L'Algérie dépend fortement de ses ressources primaires, le pétrole et le gaz naturel avec des recettes qui proviennent à 98% des hydrocarbures. La production d'électricité est majoritairement produite par l'exploitation de gaz naturel avec 96% et 3% produite par le diesel, contrairement à la production par les énergies renouvelables estimée à 1%.

Dans notre ère moderne, le développement économique par des grands projets industriels et l'augmentation de l'exploitation d'électricité ont provoqué une croissance importante de la demande énergétique. L'Algérie s'applique à préparer l'ère qui succédera aux énergies fossiles que constituent le gaz et le pétrole, les décisions consistent à développer les énergies renouvelables à travers le solaire et les éoliennes. L'énergie nucléaire non renouvelable et les réserves d'uranium sont limitées et les accidents majeurs de *Tchernobyl* en Ukraine(1986), *Fukushima Japon* (2011) contribuent aux ralentissements du nucléaire.

L'Algérie appartient au grand bassin méditerranéen, possède une terre ancestrale riche en ressources naturelles et possèdent un gisement solaire important; la puissance solaire maximale annuelle atteint 2500 kWh/m². Pour une judicieuse exploitation de cette énergie renouvelable, il est nécessaire de connaître les différents paramètres de la conversion thermo-solaire

Le grand projet réalisé sur la synergie gaz/solaire est la centrale hybride de Hassi R'Mel où sont implantés 224 capteurs cylindro-paraboliques et deux turbines à gaz avec une turbine à vapeur pour une production de 150MW, il est considéré comme le premier défi pour une nouvelle exploitation des ressources naturelles existantes dans notre pays. La centrale de Hassi R'Mel utilise les gaz torchés du champ de production.

Notre étude, consiste à proposer deux cycles de Brayton-Joule, l'un ouvert à air et l'autre fermé à Hélium exploitant l'énergie solaire en se basant sur les performances des capteurs installés à Hassi R'Mel, afin d'évaluer les deux cycles sans appoint d'énergie fossile contrairement à la centrale hybride.

Nous avons jugé nécessaire d'illustrer les sources de l'énergie solaire captée dans les capteurs, en définissant des différents paramètres influant sur le rayonnement solaire et de présenter les différentes technologies de conversion telles que les champs cylindro-parabolique et les tours solaires.

Dans cette évaluation, nous allons considérer deux sources d'énergie solaire avec deux circuits connectés aux deux cycles proposés ; le premier circuit solaire est un champ à capteurs cylindro-paraboliques utilisent un fluide caloporteur qui atteint une température maximale de 400°C ; le deuxième circuit sera une tour solaire utilisent un sel fondu avec une température maximale de 900°C. La variation des chaleurs spécifiques des deux fluides caloporteurs en fonction des températures nous a conduit à proposer une résolution avec des méthodes itératives, à la fin de notre travail, nous allons proposer une estimation d'alimentation d'une ville saharienne avec une puissance de 50 MW électrique avec stockage à sels fondus considéré économiquement comme l'élément le plus contraignant.

Notre travail proposé est organisé comme suit :

- Dans le premier chapitre, nous allons présenter la centrale hybride de Hassi R'mel
- Pour le deuxième chapitre, nous allons illustrer les différents paramètres du rayonnement solaire et les technologies de conversion ; pour notre étude on s'intéresse plus aux capteurs cylindro-paraboliques et la tour solaire ; à la fin du chapitre on présente la méthode de dimensionnement du champ solaire.
- Le troisième chapitre est réservé pour les cycles thermodynamiques de puissance et leurs utilisations dans les centrales solaires.
- Dans le quatrième chapitre, On se basant sur les chapitres précédents afin d'évaluer une Comparaison des performances d'un cycle Brayton-Joule fermé à Hélium et un cycle ouvert à air alimenté en énergie solaire
- Dans le dernier chapitre, par application des méthodes itératives et des organigrammes de calcul, dans le premier lieu nous allons évaluer les températures et les chaleurs spécifiques en fonction du taux de compression ; pour dimensionner le champ nous allons chercher la température d'entrée au champ et la puissance thermique produite pour une production de 50MWe et de trouver le débit de cycle utilise de cette production électrique.

I. Présentation de la centrale hybride de Hassi R'Mel

I.1 Introduction [1]

SPP I est un projet hybride solaire/gaz d'une capacité de 150 MW. Il est constitué d'un champ solaire de 25 MW avec la technologie des CSP (système des paraboles trough) et d'un cycle combiné turbine à gaz / turbine à vapeur. SPPI est le premier projet du genre en Algérie; il est implanté sur un terrain d'une superficie de 130 hectares à Hassi R'Mel pour les motifs suivant :

- Terrain disponible et plat
- Disponibilité du gaz combustible pour les turbines
- Accès au réseau électrique national
- Récupération des eaux de rejet du champ de gaz
- Existence d'une centrale électrique de SONALGAZ

La technologie hybride avec utilisation des CSP permet d'éviter l'installation d'un système de stockage de l'électricité. Ceci, induit une réduction du coût du KW/h produit. L'alimentation en gaz combustible des turbines se fera à partir de la récupération des gaz associés du champ gazier de Hassi R'mel.

I.2 Description du projet de réalisation de la centrale

La première centrale hybride solaire-gaz en Algérie a été inaugurée le 14 Juillet 2011. Située à Hassi R'mel, cette centrale a été dénommée SPP I, du nom de l'entreprise qui l'a réalisée, Solar Power Plant One. Les principaux actionnaires de SPP I sont maintenant:

- ABENER à hauteur de 51%
- NEAL (New Energy Algeria) : 20%
- SONATRACH : 29%

Lieu d'implantation : Tilghemt, Hassi R'Mel, wilaya de Laghouat.

I.3 Caractéristiques techniques [2]

- Puissance installée de 150 MW.
- Technologie des miroirs cylindro- paraboliques.
- Champ solaire développant 25 MW électriques.
- Surface du champ solaire 183 120 m^2 (18,312 ha).
- 224 Collecteurs solaires de longueur 150 mètres chacun.
- Energie moyenne reçue 2 650 KWh / m^2 /an.

I.4 Caractéristiques du site d'implantation [1]

La centrale SPP1 est située à 494,5 km au sud de la capitale Alger, à la limite sud de la wilaya de Laghouat (Figure I.1). Elle est implantée sur un terrain qui s'étend sur une superficie de 130 hectares. On y accède par la route nationale N° 1.

L'existence d'un réseau électrique le long de la RN 1 a favorisé le choix de ce site.



Figure I.1. Localisation de Hassi R'Mel.

La région de Hassi R'mel est caractérisée par les conditions météorologiques suivantes :

- Une humidité relative de 24%,
- Une pression atmosphérique égale à 0.928 bars,
- Des vitesses du vent qui varient entre 2.14 et 4.15 m/s,
- Des températures extrêmes qui varient de -10°C en hiver à +50°C en été (Voir Tableau I.1),
- Une insolation normale directe DNI (Direct Normal Irradiation) qui peut atteindre un maximum de 950 W/m² en été.

Tableau I-1. Les températures extrêmes enregistrées dans la région de Hassi R'Mel

Saison	Température minimale	Température maximale
Eté	21°C	50°C
Hiver	-10°C	20°C

I.5 Description générale de la centrale

La centrale SPP1 de Hassi R'mel (Figure I.2) est hybride. Elle fonctionne au gaz naturel et à l'énergie solaire. Elle produit 150 MW (puissance nette ISO) avec un apport solaire d'une puissance nominale, soit 25 MW.

Cette centrale est composée de deux parties, le champ solaire et le cycle combiné :

- Le champ solaire est constitué de capteurs cylindro-paraboliques, répartis sur deux zones. Chacune contient 28 boucles de quatre modules, répartis en 2 rangées. Le module est formé de 12 segments comportant chacun plusieurs miroirs. La composante directe du rayonnement solaire incident est concentrée par les miroirs sur un récepteur situé au point focal de la parabole. Un fluide caloporteur HTF (Heat Transfer Fluid) circule à l'intérieur du récepteur. Le fluide chauffé, dont la température peut atteindre 400°C, passe à travers une série d'échangeurs de chaleur pour céder sa chaleur à l'eau et produire ainsi de la vapeur d'eau (générateur de vapeur solaire)



Figure I.2. Centrale hybride de Hassi R'Mel.

- b. Le cycle combiné est constitué de 2 turbines à gaz (fonctionnant au gaz naturel) dont la puissance nominale unitaire est de 35 MW. La chaleur de combustion de ces turbines est récupérée dans deux chaudières horizontales à circulation naturelle. Ces dernières font fonctionner une turbine à vapeur d'une puissance nominale de 80.08 MW.

Il est à noter que le point fort de cette centrale hybride est l'ajout de la vapeur produite par le champ solaire à celle récupérée des turbines à gaz pour alimenter la turbine à vapeur. La puissance électrique produite par la centrale augmente en conséquence.

La réalisation de cette centrale SPP I a duré trois ans. En perspective, il est envisagé de réaliser trois nouvelles centrales hybrides dans les années à venir.

Tableau I-2 . Les futures centrales hybrides programmées en Algérie

Centrale hybride	Localisation	Année de mise en marche
SPP II	Meghaier	2014
SPP III	Naàma	2016
SPP IV	Hassi R'mel	2018

I.6 Les utilités de la centrale [2]

- L'eau : la région de Hassi R'mel recycle de l'eau industrielle par une station de traitement qui permet de disposer de près de 2500 à 3000 m³ par jour.
- Fourniture de gaz : une arrivée de gaz existante et suffisante pour le projet, à partir du plus grand champ gazier algérien.
- Electricité : accès au réseau national électrique et existence d'une centrale électrique (Tilghemt 2x100 MW).

I.7 Principe de fonctionnement de la centrale ISCC de Hassi R'mel

Deux turbines à gaz couplées chacune à un générateur, produiront de l'électricité à partir de la combustion du gaz naturel. L'énergie contenue dans les gaz d'échappement des Turbines à Gaz (TAG) sera récupérée à travers deux chaudières de récupération HRSG qui génèrent de la vapeur. La vapeur d'eau ainsi produite, alimentera une turbine à vapeur pour l'entraînement d'un troisième alternateur.

À la sortie de la TAV un aérocondenseur sera utilisé comme système de refroidissement pour la condensation de la vapeur. Durant les périodes d'ensoleillement, un champ de capteurs cylindro-paraboliques produira en parallèle de la vapeur d'eau supplémentaire au cycle de puissance. Un fluide caloporteur sera chauffé à travers des récepteurs tubulaires grâce à la concentration des rayons solaires vers ces derniers. La chaleur ainsi générée servira à produire de la vapeur d'eau dans un échangeur de chaleur Huile-Eau (HTF-Eau).

I.8 La synergie solaire/gaz

La synergie solaire-gaz demeure un atout déterminant pour la production d'électricité en Algérie, car la technologie des capteurs cylindro-paraboliques incorporée au cycle combiné offre des avantages multiples notamment le rendement élevé du cycle combiné et la réduction de la consommation du gaz. Dans les centrales électriques hybrides, l'énergie solaire vient compléter celle des combustibles fossiles ; grâce à cette combinaison, les centrales électriques thermo-solaires peuvent fonctionner en continue même en cas de fluctuation du rayonnement. La question pertinente est celle du coût des kWh additionnels produits à partir de

l'énergie solaire car celui du champ de concentrateurs paraboliques est encore relativement élevé.

I.9 Conclusion

La centrale hybride de Hassi R'Mel est parmi les premières centrales hybrides dans le monde après celles qui sont installées au USA et en Espagne; elle est considérée comme l'exemple d'un grand pas vers l'exploitation des énergies renouvelables en Algérie. Ces centrales sont alimentées par une énergie fossile (gaz naturel), qui minimise leurs aspects écologiques; plusieurs recherches sont en cours pour augmenter la production sans utilisation d'un appoint fossile qui, nécessite une maîtrise de la source solaire et les moyens utilisés pour capter et stocker cette énergie abondante et renouvelable.

I.10 Objectif de l'étude

Notre étude consiste à chercher des solutions pratiques pour l'exploitation de l'énergie solaire sans appoint fossile. Pour cela nous proposons deux cycles de Brayton-Joule alimentés en chaleur thermique par les capteurs cylindro-paraboliques.

II. Généralités de conversion du rayonnement solaire et performances des capteurs à concentration cylindro-parabolique

II.1 Introduction [3]

L'Algérie possède un gisement solaire important, de part son climat; la puissance solaire maximale en tout point du pays est d'environ 1 kW/m² (soleil au zénith). L'énergie journalière maximale (ciel clair mois de juillet) dépasse les 6 kWh/m² et l'énergie annuelle maximale dépasse 2500 kWh/m². Afin d'exploiter au mieux cette ressource énergétique et pour un bon dimensionnement des installations solaires, il est nécessaire de connaître avec précision, la position apparente du soleil à chaque instant de la journée et de l'année. Ensuite, la détermination des énergies sur un capteur d'orientation quelconque est nécessaire au dimensionnement des équipements.

II.2 Généralités sur le soleil [4]

Sur le plan cosmogonique, le soleil est une étoile quelconque, dont les propriétés physiques ne la distinguent pas à des milliards d'autres étoiles formant la galaxie. Sur le plan humain cette étoile a une importance primordiale puisque sans elle, la vie n'existerait pas sur terre. Le soleil n'est cependant pas une sphère homogène, on y distingue principalement trois régions.

II.2.1 Caractéristiques physiques du soleil

Les caractéristiques du soleil sont mentionnées dans le tableau ci-dessous.

Tableau II.1. Caractéristiques du soleil [5]

Caractéristique	
Masse	$1,989.10^{30}$ kg
Diamètre	$1,392. 10^9$ m
Masse volumique moyenne	1410 kg/m ³
Puissance rayonnée	$3,83.10^{26}$ W
Température superficielle	5770 K

II.2.2 L'énergie solaire [4]

L'énergie solaire provient de la fusion d'hydrogène en hélium au sein du noyau du soleil. Deux cycles ont été imaginés par les astrophysiciens pour décrire les étapes conduisant à cette fusion (le cycle proton-proton fournit 90% de l'énergie solaire et le cycle du carbone fournit les 10% restants); on peut résumer ces deux cycles par l'équation globale suivante (en omettant le rayonnement γ) :



Elle transforme chaque seconde 564.106 tonnes d'hydrogène en 560.106 tonnes d'Hélium; la différence de masse donne l'énergie rayonnée par le soleil.

II.3 Mouvements de la terre

autour du Soleil est une ellipse dont le Soleil est l'un des foyers. Le plan de cette ellipse est appelé l'écliptique. L'excentricité de cette ellipse est faible, ce qui fait que la distance Terre/Soleil ne varie que de $\pm 1,7\%$ par rapport à la distance moyenne qui est de 149 675 106 km. La Terre tourne également sur elle-même autour d'un axe appelé l'axe des pôles. Le plan perpendiculaire à l'axe des pôles et passant par le centre de la Terre est appelé l'équateur. L'axe des pôles n'est pas perpendiculaire à l'écliptique : l'équateur et l'écliptique font entre eux un angle appelé inclinaison et qui vaut $23^{\circ}27'$. Les mouvements de la Terre autour de son axe et autour du Soleil sont schématisés sur la figure (Fig.II.1).

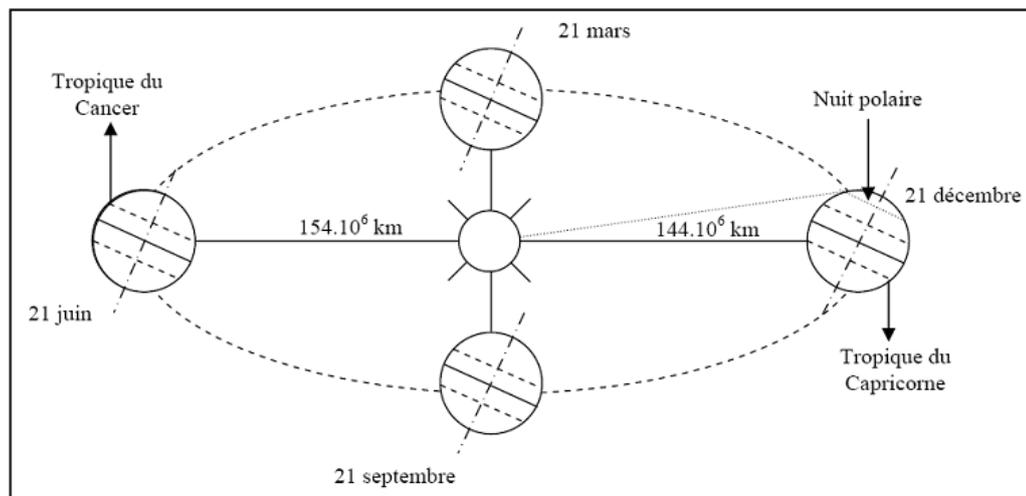


Figure II.1. Schématisation du mouvement de la terre autour du Soleil.

II.3.1 Coordonnées terrestres

- **Méridien** : Grand cercle de la terre passant par les pôles. Tous les points d'un même méridien ont évidemment la même longitude ; le méridien pris pour origine (0°) des longitudes est celui de Greenwich.

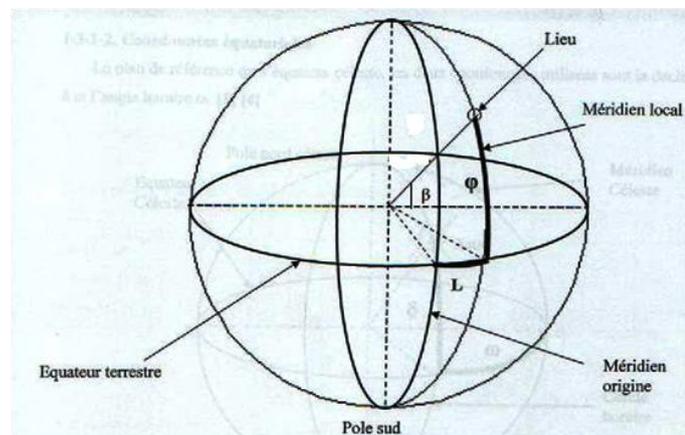


Figure II.2. Les coordonnées terrestres d'un lieu donné.

- La latitude φ** : C'est l'angle formé par la verticale d'un lieu donné avec le plan équatorial terrestre. Il est compté à partir de l'équateur de 0 à $\pm 90^\circ$, positif dans l'hémisphère Nord, négatif dans l'hémisphère Sud.
- La longitude L** : C'est l'angle formé par le méridien local du site avec le méridien référence (méridien de Greenwich), positif à l'Ouest, négatif à l'Est.
- L'inclinaison β** : C'est l'angle entre le plan lui-même et l'horizontal.

$\beta = 0^\circ$ pour un plan horizontal tourné vers le haut.

$\beta = 90^\circ$ pour un plan vertical

$\beta = 180^\circ$ pour un plan horizontal tourné vers le bas.

❖ **Les coordonnées terrestres de quelques villes d'Algérie**

Tableau II.2. Les coordonnées terrestres [6]

Lieu	Latitude φ (deg)	La longitude L (deg)
Alger	36.833	3.000
Bejaia	36.817	5.050
Laghouat	33.817	2.917
Ouargla	32.000	5.267

II.3.2 Les coordonnées du soleil [4]

Pour un lieu donné, la position du soleil est repérée à chaque instant de la journée et de l'année par deux systèmes de coordonnées différents :

- Par rapport au plan équatorial de la terre (repère équatorial).
- Par rapport au plan horizontal du lieu (repère horizontal).

II.3.2.1 Les coordonnées équatoriales

➤ **Déclinaison solaire δ**

C'est l'angle formé par la direction terre/soleil avec le plan équatorial terrestre, ou encore, l'angle formé par le plan écliptique et l'équateur terrestre. Il varie de $-23,27'$ à $+23,27'$ au cours de l'année.

$\delta = +23^\circ 27'$ au solstice d'été (le 22 juin) ;

$\delta = -23^\circ 27'$ au solstice d'hiver (le 22 décembre) ;

$\delta = 0$ à l'équinoxe du printemps (le 21 mars) et à l'équinoxe d'automne (le 23 septembre).

Elle est donnée par la formule suivante :

$$\delta = 23,45 \sin [0,980(j + 284)] \quad (\text{II-2})$$

Avec : J, le numéro du jour de l'année qui varie de 1 à 366

➤ **L'angle horaire ω**

C'est l'angle formé par le méridien céleste et la projection de la direction terre/soleil sur le plan de l'équateur céleste, ou encore, c'est le déplacement angulaire du soleil autour de l'axe polaire dans sa course d'est en ouest par rapport au méridien local. Il est nul à midi solaire, négatif le matin et positif en après midi. Il est donné par :

$$\omega = 15(\text{TSV} - 12) \quad (\text{II-3})$$

Avec : ω : en degrés ; TSV: temps solaire vrai.

Ou encore
$$\omega = \frac{\pi}{12}(\text{TSV} - 12) \quad (\text{II.4})$$

ω : En radians; TSV: en heures.

II.3.2.2 Les coordonnées horizontales

La position d'un astre dans l'espace peut être repérée par ses coordonnées horizontales définies sur la sphère céleste. Ces coordonnées dépendent du lieu d'observation et c'est pour cela qu'elles sont appelées aussi les coordonnées locales. Le plan de référence est l'horizon astronomique. La hauteur et l'azimut constituent les coordonnées horizontales.

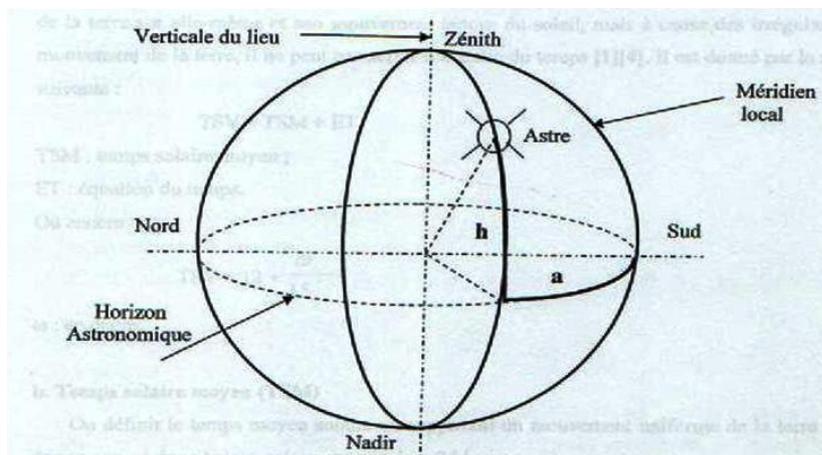


Figure II.3. Les coordonnées horizontales d'un astre.

➤ **Hauteur angulaire h**

C'est l'angle que fait la direction de l'astre avec le plan horizontal (c'est-à-dire le tangent au sol). On compte les hauteurs du soleil positivement vers le zénith de 0° à 90° . Elle est donnée par la formule suivante :

$$\sin h = \cos \delta \cdot \cos \omega \cdot \cos \varphi + \sin \delta \cdot \sin \varphi \quad (\text{II-5})$$

- **L'azimut a** : C'est l'angle que fait le plan du méridien local avec le plan vertical passant par l'astre. Elle se compte de 0° à 360° de l'Ouest vers l'Est.

Elle est donnée par : $\sin a = \frac{\cos \delta \cdot \sin \omega}{\cos h}$ (II-6)

II.4 Caractéristiques du rayonnement solaire [4]

II.4.1 La constante solaire

Une surface plane d'un mètre carré perpendiculaire au rayonnement solaire et situé à la limite de l'atmosphère terrestre reçoit une puissance rayonnée fonction de la distance soleil-terre. Cette distance variant quelque peu au cours de l'année, compte tenu de la légère excentricité de l'orbite terrestre.

Le tableau II-3 indique les valeurs de cette puissance surfacique pour le premier de chaque mois. On constate que le flux solaire varie peu au cours du temps.

On appelle la constante solaire, notée C*, la valeur moyenne du flux solaire reçu à la limite de l'atmosphère terrestre. On a : $C^* = 1353 \text{ W/m}^2$

Tableau II.3. Les valeurs de la puissance surfacique [6]

Date-le 1 ^{er}	Janv	fév	mar	avr	mai	jui	juil	aout	sept	oct	nov	dec
Puissance Surfacique W/m ²	1399	1394	1379	1354	1333	1312	1301	1321	1329	1350	1373	1392
Ecart Relatif En %/ C*	+3,40	+3,03	+1,92	+0,07	-1,48	-3,03	-3,33	-3,03	-1,77	-0,22	+1,48	+2,88

L'intensité de l'énergie solaire réellement disponible sur la surface de la terre est inférieure à la constante solaire en raison de l'absorption et la dispersion de cette énergie, due à l'interaction des photons avec l'atmosphère, les nuages et les fumées produites par l'industrie, et par la pollution du CO₂, le Méthane et la vapeur d'eau.

La puissance solaire dépendra des paramètres suivants :

Le jour, l'heure, la latitude du point de réception, l'orientation du récepteur. Pour la détermination de la constante solaire, on applique la formule suivante :

$$C^* = 1367 [1 + 0,034 \cos (0,986 n - 2)] \quad (\text{II-9})$$

Avec : n : numéro du jour de l'année.

II.5 Evaluation du flux solaire [4]

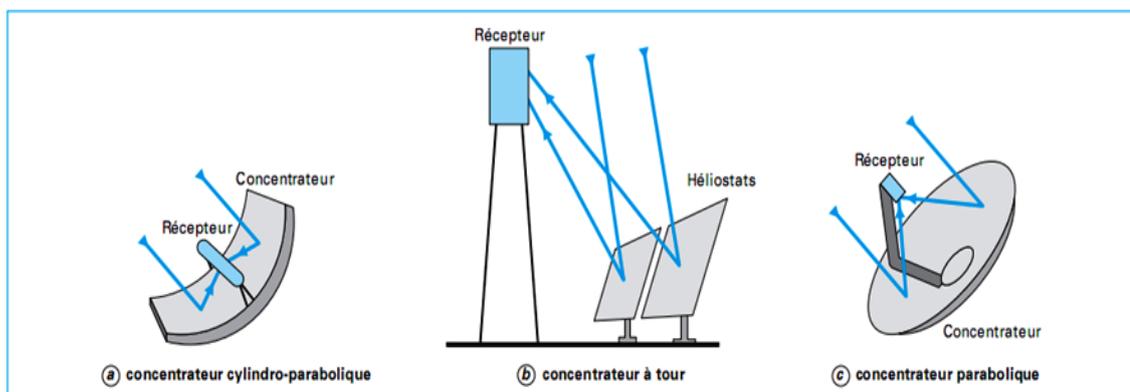
Le flux solaire correspond à la puissance solaire reçue par une surface plane élémentaire appelée capteur. Parmi les rayonnements envoyés par le soleil, on distingue les composantes suivantes :

- Le rayonnement direct I : Ce qui reste de l'irradiation hors atmosphère lorsque les pertes dues à la réflexion et à la dispersion du rayonnement solaire à travers les composantes de l'air sont soustraites.
- Le rayonnement solaire diffus D : Ce rayonnement est dû à la dispersion du rayonnement direct dans l'atmosphère.
- Le rayonnement global G : C'est la somme du rayonnement direct et du rayonnement solaire diffus.

II.6 Technologie des conversions du rayonnement solaire [7]

La production d'électricité à partir du rayonnement solaire est un processus direct. L'énergie solaire étant peu dense, il est nécessaire de la concentrer pour obtenir des températures exploitables pour la production d'électricité. Le rayonnement est concentré en un point ou en une ligne, où l'énergie thermique est transmise au fluide caloporteur. L'intensité de la concentration est définie par le facteur de concentration. Plus celui-ci est élevé, plus la température atteinte sera importante.

La figure II.4 montre les 3 principaux systèmes de concentration. Les systèmes à concentration en ligne ont généralement un facteur de concentration inférieur à ceux des concentrateurs ponctuels.



II.4 Principales technologies de concentration solaire.

Le stockage constitue un aspect important des centrales solaires. Il permet de rendre la production d'électricité constante et indépendante de la disponibilité du rayonnement solaire.

II.6.1 Centrale à tour

Commençons par rappeler brièvement le fonctionnement des centrales à tour. La concentration solaire est assurée par un champ d'héliostats (miroirs qui suivent la course du soleil) qui réfléchissent le flux solaire incident, sur un récepteur au sommet d'une tour ; 80 à 95% du flux réfléchi est absorbé par le fluide caloporteur (eau/vapeur, solution de sel fondu, air sous pression). Le fluide apporte ensuite la chaleur absorbée au cycle thermodynamique. Le principal avantage des centrales à tour est de pouvoir atteindre des températures assez élevées (jusqu'à 1000°C), ce qui augmente le rendement des cycles thermodynamiques. La recherche scientifique sur les centrales à tour et champ d'héliostats concerne aujourd'hui les cycles avec turbine à gaz et à optique beam down.

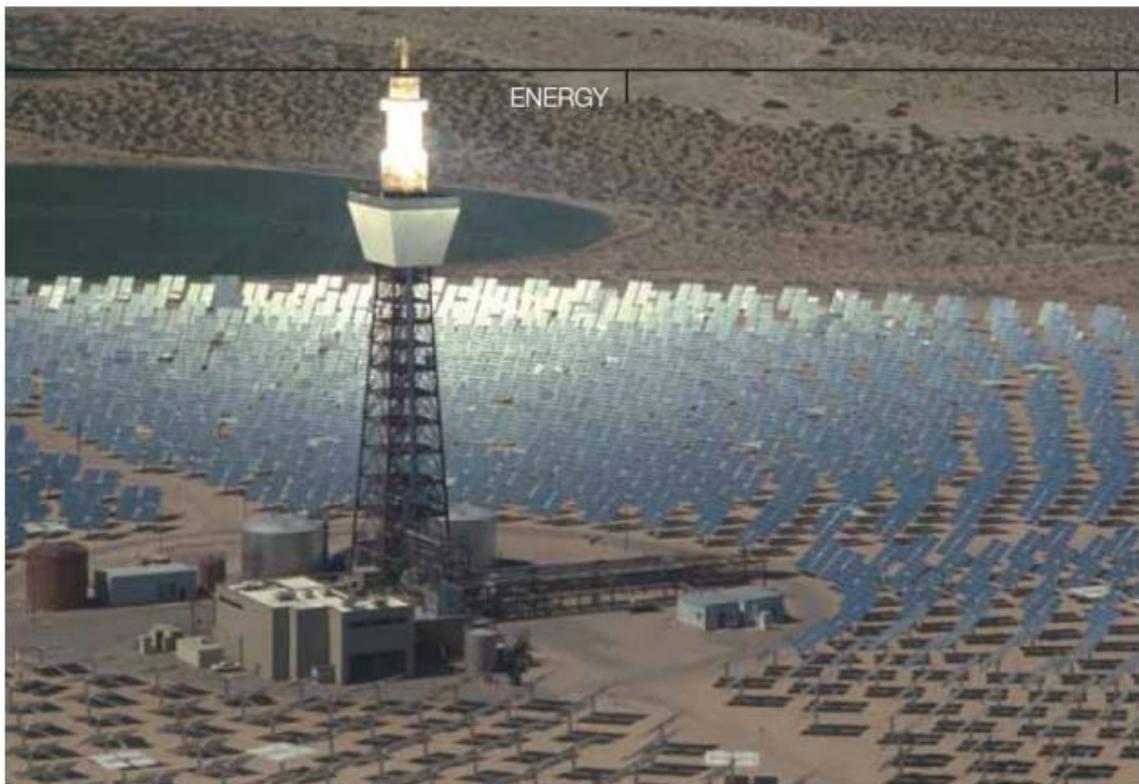


Figure II.5. Centrale à Tour solaire [8].

II.6.2 Les centrales à capteur cylindro-parabolique

La technologie des capteurs cylindro-paraboliques est actuellement la plus éprouvée des techniques de concentration solaire. De nombreuses installations ont déjà été testées et commercialisées, dont certaines dans les années 80.

L'installation typique est constituée de trois éléments principaux : le champ solaire, le système de transfert de la chaleur et le système de génération électrique.



Figure II.6. Configuration d'une centrale à collecteurs cylindro-parabolique.

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.

II.6.2.1 Performances des capteurs à concentration cylindro-parabolique [8]

- **Le collecteur**

Le collecteur est le composant de base du champ solaire. Il est composé d'un réflecteur parabolique (miroir), d'une structure métallique, d'un tube récepteur et du système de poursuite solaire.

Les miroirs sont composés de verre pauvre en fer, dont la transmissivité atteint 98%. Ce verre est recouvert d'une pellicule d'argent en sa partie inférieure, et d'un enduit spécial de protection. Un réflecteur de bonne qualité peut réfléchir 97% du rayonnement incident.

Le facteur de concentration adopté pour un capteur cylindro-parabolique est approximativement 80.



Figure II.7. Concentrateurs cylindro-paraboliques.

Le rôle du mécanisme de poursuite est d'adapter l'inclinaison du capteur de manière à ce que la radiation solaire incidente soit toujours perpendiculaire au réflecteur. De cette manière, le rayonnement est réfléchi au foyer de la parabole et concentrée sur un tube récepteur dans lequel circule le fluide caloporteur.

La structure métallique doit être suffisamment solide pour résister aux importantes contraintes mécaniques liées au vent. Elle doit de plus être munie d'extrémités assurant la compatibilité entre les dilatations thermiques inégales de l'acier et du verre.

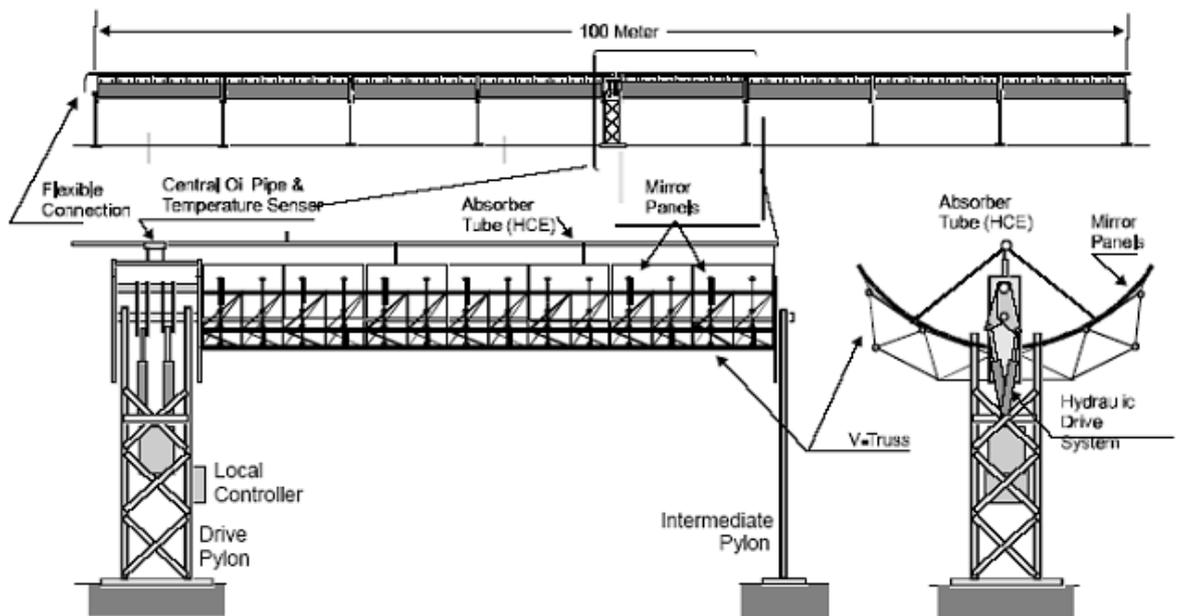


Figure II.8. Vue schématique du collecteur cylindro-parabolique.

Le tube collecteur doit avoir les caractéristiques suivantes :

- Bonne absorption du rayonnement : son coefficient d'absorption doit être aussi élevé que possible afin d'éviter toute réflexion du rayonnement incident.
- Pertes thermiques limitées : La température du tube dépassant généralement 400°C, les pertes par échanges convectifs et radiatifs sont très importantes. Afin de les limiter, le tube est entouré d'une enveloppe de verre sous vide.

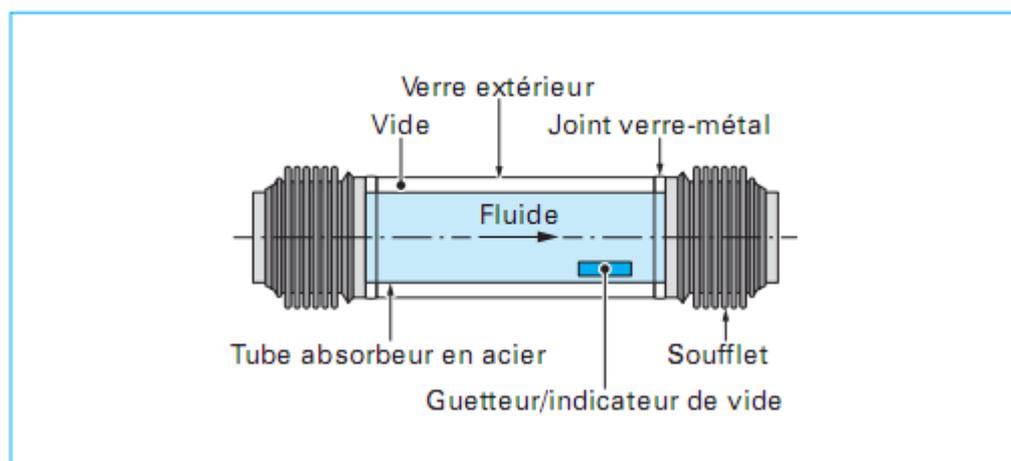


Figure II.9. Tube collecteur.

II.6.2.2 Performances et modélisation du collecteur [8]

La quantité d'énergie reçue par le collecteur parabolique dépend des conditions de fonctionnement :

- La quantité de radiation sur le collecteur (G)
- La température moyenne du fluide dans le récepteur (T_m) : plus cette température est élevée, plus les pertes à l'ambiance sont élevées, et plus l'efficacité diminue.
- La température ambiante (T_a) : Plus elle est faible, plus les pertes à l'ambiance sont élevées
- L'angle d'incidence du rayonnement sur le capteur (θ) : cet angle modifie les propriétés d'absorption et de réflexion du rayonnement solaire par l'enveloppe de verre du récepteur. La quantité d'énergie reçue dépend aussi de caractéristique physique intrinsèque au collecteur :
- Le coefficient d'échange entre le récepteur et l'ambiance (U_L) : Il doit être aussi faible que possible afin de minimiser les pertes à l'ambiance.
- Le coefficient de réflexion de miroirs (R) : Il est égal à la quantité de rayonnement reçue par le récepteur par rapport à la quantité incidente sur le collecteur.
- Le facteur de concentration (C).
- Le facteur d'efficacité du capteur (F') : proportion d'énergie calorifique absorbée par le tube métallique et effectivement transmise au fluide caloporteur.
- Le facteur de transmittivité-absorptivité ($\tau \alpha$). Il est égal à la quantité de rayonnement absorbée par le tube récepteur en acier par rapport à la quantité de rayonnement incidente sur le verre du récepteur

II.6.2.3 Rayonnement solaire absorbée [8]

Il est défini comme l'énergie du soleil qui est effectivement absorbée par le fluide caloporteur à travers le tube absorbeur. On peut calculer l'efficacité du collecteur solaire, une méthode similaire à celle exposée par Duffie & Beckman pour les collecteurs planes est appliquée (Duffie & Beckman, 1981).

La quantité de rayonnement incident reçue par le tube récepteur vaut :

$$Q_{tube} = (\tau \alpha) \cdot R \cdot C \cdot G \quad (\text{II-21})$$

Le flux de chaleur perdu à l'ambiance par convection/radiation s'écrit :

$$Q_{loss,amb} = U_L \cdot (T_m - T_a) \quad (\text{II-22})$$

Le flux de chaleur transmis au fluide est égal à la différence entre Q_{tube} et $Q_{loss,amb}$ multipliée par le facteur d'efficacité du collecteur :

$$Q_{fluid} = F' \cdot [(\tau \alpha) \cdot R \cdot C \cdot G - U_L \cdot (T_m - T_a)] \quad (\text{II-23})$$

On peut donc exprimer le rendement du collecteur par :

$$\varepsilon = \frac{Q_{fluid}}{G} = F' \cdot (\tau \alpha) \cdot R \cdot C - \frac{F' \cdot U_L \cdot (T_m - T_a)}{G} \quad (\text{II-24})$$

II.6.2.4 Dimensionnement du champ solaire

Le champ solaire est constitué de l'ensemble des capteurs solaires cylindro-parabolique qui participent à la conversion de l'énergie thermique.

Les collecteurs sont connectés en série pour former des rangées qui sont, à leur tour, connectées en parallèle. Le nombre N de collecteur dans chaque rangée est donné par le rapport entre la différence de la température ΔT_{SF} à l'entrée et la sortie de champ solaire et la différence de température ΔT_c à l'entrée et la sortie du collecteur.

$$N = \frac{\Delta T_{SF}}{\Delta T_c} \quad (\text{II-25})$$

Le nombre M de rangées qu'il faut connecter en parallèle est calculé en fonction de la puissance utile que fournit chaque collecteur \dot{Q}_c , du nombre N et de la puissance nominale désirée \dot{Q}_{tot} , c'est-à-dire la chaleur utile de champ ; il est donné par l'expression suivante :

$$M = \frac{\dot{Q}_{tot}}{N \cdot \dot{Q}_c} \quad (\text{II-26})$$

Tel que : \dot{Q}_{tot} , est la puissance utile de champ solaire

$$\dot{Q}_{tot} = \dot{Q}_{abs} - \dot{Q}_p \quad (\text{II-27})$$

\dot{Q}_p Est la puissance de la chaleur perdue dans le champ solaire et \dot{Q}_{abs} est la puissance de la chaleur absorbée.

II.6.2.5 Le champ solaire [8]

Le champ solaire est la partie réceptrice de l'installation : le rayonnement solaire y est transformé en énergie thermique. Les collecteurs sont connectés en série pour former de longues files qui à leur tour sont connectées en parallèle. La taille du champ solaire dépend de la puissance désirée et de la température du fluide caloporteur en sortie.

Les collecteurs sont alignés dans la direction nord-sud, et disposent d'un système mono axial de poursuite du soleil dans la direction est-ouest. Un capteur permet de contrôler la position du soleil par rapport à les rangées de collecteur. Cette information est transmise au système de contrôle central qui ajuste l'angle d'inclinaison en fonction. Le champ solaire peut avoir plusieurs configurations en fonction de la manière dont il est alimenté en fluide caloporteur. Dans tous les cas, la tuyauterie de sortie est la plus courte possible pour minimiser les pertes conducto-convectives à l'ambiance.

Les différentes configurations sont :

- Installation à retour direct
- Installation à retour
- Indirect Installation à alimentation centralisée

II.7 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons illustré les équations et les grandeurs qui régissent dans le rayonnement solaire, ainsi que les performances des capteurs à concentration cylindro-parabolique. Avec l'estimation des pertes de la quantité de chaleur absorbée au champ solaire par le calcul de pertes à chaque collecteur, on pourra quantifier la puissance thermique développée par le champ solaire; et pour produire une puissance électrique il est important de bien connaître les cycles utilisés dans les centrales solaires.

Le chapitre III suivant décrit les principales caractéristiques des principaux cycles de conversion thermomécanique.

III. Les cycles thermodynamiques de puissance

III.1 Introduction

Dans l'analyse des cycles thermodynamique, on utilise couramment certains facteurs qui doivent être définis, et le cycle de Carnot constitue le cycle de référence, aucun autre cycle, opérant entre les mêmes limites de température, ne peut posséder un rendement thermodynamique plus élevé que celui du cycle de Carnot, ce cycle hypothétique constitue une limite jamais en pratique. Nous verrons dans ce chapitre, le cycle de Rankine. L'application pratique la plus proche, on utilise aussi le cycle de Brayton-Joule.

III.2 Cycle à gaz (cycle de Brayton-Joule) [9]

Les turbines à gaz (TAG) ont fait l'objet des progrès très importants, issus de perfectionnements sur les matériaux qui ont permis d'augmenter le taux de compression, la température de combustion, la température d'admission au rotor turbine (TRIT), d'où des gains de performances importants. Actuellement les turbines Heavy-Duty, aussi dites industrielles, représentent la grosse majorité des turbines à gaz employées pour des installations de cycle combiné. Ces machines peuvent délivrer des puissances électriques de l'ordre de 250 MW par module, et le rendement est compris entre 28 à 35 %, pour les machines de puissance électrique inférieure à 100 MW ; à que, au-delà de 100 MW, il atteint 35 à 39 %. Le cycle Brayton-Joule ouvert comprend essentiellement un compresseur, une chambre à combustion et une turbine à gaz.

Les compresseurs qui équipent les turbines à gaz sont du type axial de grande taille ; ils compriment l'air ambiant à une pression comprise dans les machines modernes entre 10 et 30 bars environ.

Le principe de fonctionnement du Brayton-Joule des turbines à gaz est représenté en figure (Fig. III.1); l'air ambiant constitue le fluide qui va subir les transformations thermodynamiques. Il est aspiré puis comprimé dans un compresseur (étape 1-2); les machines actuelles permettent d'atteindre des taux de compression de l'ordre de 15. En première approche, cette compression est assimilée à une transformation isentropique. Puis, le combustible est injecté dans l'air comprimé des chambres de combustion. La combustion (isobare) permet au mélange d'atteindre une température de l'ordre de 1 300°C (étape 2-3) . Le mélange chaud ou gaz de combustion est ensuite détendu dans une turbine (étape 3-4); idéalement suivant une transformation isentropique. Pour une machine fonctionnant en cycle ouvert, le refroidissement des fumées (étape 4-1) n'existe pas. Elles sont rejetées en 4 et ce nouvel air frais est admis en 1.

Le cycle présenté en figure III. 1 constitue une représentation idéale des échanges, notamment lors des étapes 1-2 et 3-4 où les transformations sont isentropiques. Dans la réalité, ces étapes de compression de l'air (1-2) et de détente des gaz chauds (3-4) s'accompagnent d'une production d'entropie comme le représente la figure III.2.

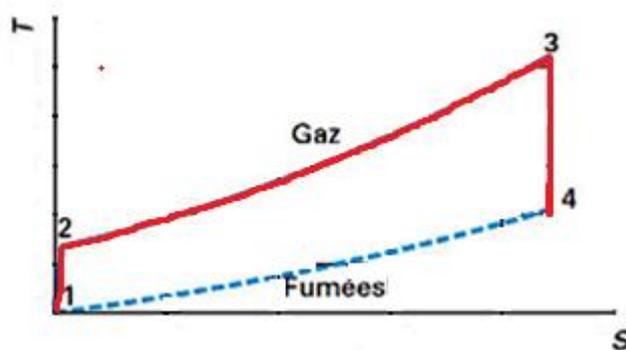


Figure III.1 . Cycle Brayton-Joule idéal sur un diagramme T-S

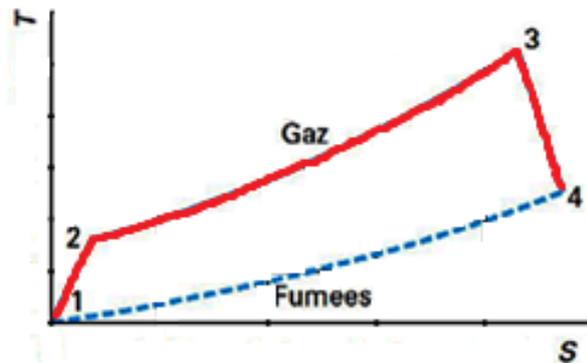


Figure III.2 Cycle de Brayton-Joule intégrant un rendement isentropique

III.2.1 Principe de la turbine à gaz

Le principe du cycle Brayton-Joule est représenté par le diagramme T-s de la figure ci-dessus. Les trois composantes principales du cycle de la turbine à gaz sont le compresseur, la chambre de combustion et la turbine connectées ensembles.

L'air est aspiré de l'atmosphère après filtration et refroidissement adiabatique éventuel, comprimé puis en partie mélangé au combustible avec un léger excès d'air. Le mélange est brûlé dans la chambre de combustion puis mélangé au reste de l'air comprimé pour obtenir une température d'entrée dans le rotor de la turbine à gaz égale ou inférieure à la valeur limite admissible à l'entrée du rotor. Les gaz détendus dans la turbine produisent la puissance nécessaire au compresseur et la puissance nette pour entraîner un générateur électrique par exemple.

Si la détente est complète à l'intérieur de la turbine, les gaz d'échappement sortent à la pression atmosphérique ; ce cycle hypothétique peut être plus facilement simulé puisque on ignore la contrepression exercée par les pertes de charge dans la tubulure de sortie.

III.2.2 Les équations d'un cycle de turbine à gaz idéal [10]

Dans un cycle idéal, on suppose une compression isentropique 1-2, et une détente isentropique 3-4, et un apport de chaleur à pression constante entre 2 et 3. La chambre de combustion est considérée comme un échangeur de chaleur où la chaleur entrante est déterminée par le pouvoir calorifique du combustible. Le taux de compression p_r ,

entre 1 et 2 et la température d'entrée T_3 de la turbine sont fixés par le constructeur, les températures en 2 et 4 des transformations isentropiques sont:

$$T_2 = T_1 p_r^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (\text{III.1})$$

$$T_4 = T_3 p_r^{(1-\gamma)/\gamma} \quad (\text{III.2})$$

Lorsque les températures entrée et sortie du compresseur et de la turbine ont mesurées ou calculées, la puissance produite par la turbine, celle requise par le compresseur, et le flux thermique fourni sont calculés comme suit :

$$\dot{W}_c = \dot{m}_c \int_{T_1}^{T_2} C_{pc}(T) dT \quad (\text{III.4})$$

$$\dot{W}_t = \dot{m}_t \int_{T_3}^{T_4} C_{pt}(T) dT \quad (\text{III.5})$$

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_h \int_{T_2}^{T_3} C_{ph}(T) dT \quad (\text{III.6})$$

Les débits massiques apparaissant dans les équations ci-dessus sont ceux traversant le compresseur, la turbine, et la chambre de combustion. La puissance nette fournie par le cycle est définie comme étant la différence entre celle de la turbine et celle du compresseur :

$$\dot{P} = \dot{W}_t - \dot{W}_c \quad (\text{III.7})$$

❖ La puissance développée par la turbine est exprimée par :

$$\dot{W}_t = \dot{m}_a \eta_{it} (1 + f) C_{pt} T_3 (1 - p_r^{-\alpha_t}) \quad (\text{III.8})$$

Avec : $f = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a}$, $p_r = \frac{P_2}{P_1}$, $\alpha_t = \frac{R}{C_{pt}} = \frac{(\gamma-1)}{\gamma}$ et $\gamma = \frac{C_{pt}}{C_{vt}}$

❖ La puissance prise par le compresseur est exprimée par :

$$\dot{W}_c = \dot{m}_a C_{pc} T_1 (P_r^{\alpha_c} - 1) / \eta_{ic} \quad (\text{III.9})$$

Avec : $p_r = \frac{P_2}{P_1}$, $\alpha_c = \frac{R}{C_{pc}} = \frac{(\gamma-1)}{\gamma}$ Et $\gamma = \frac{C_{pc}}{C_{vc}}$

La puissance nette du cycle est donc exprimée par :

$$\dot{P} = \dot{m}_a (\eta_{it} (1 + F) C_{pt} T_3 (1 - p_r^{-\alpha_t}) - C_{pc} T_1 (p_r^{\alpha_c} - 1) / \eta_{ic}) \quad (\text{III.10})$$

Cette puissance nette est une fonction du rapport de compression P_r et des paramètres du cycle. En maximisant la fonction de la puissance nette par rapport au taux de compression, on obtient le rapport de compression optimal donné par [cours de TCE]:

$$p_r^* = ((1 + f) \eta_{ic} \eta_{it} (T_3 / T_1))^{1 / (\alpha_c + \alpha_t)} \quad (\text{III.11})$$

On voit que la valeur optimale du rapport de compression est une fonction du produit des rendements du compresseur et de la turbine d'une part, et du rapport des températures extrêmes imposées au fluide du cycle. Pour l'air atmosphérique, ce résultat montre que la puissance maximum est approximativement proportionnelle au rapport des températures extrêmes et au produit des rendements compresseur et turbine élevés au carré. La dépendance de ce rapport en fonction des chaleurs spécifiques moyennes se fait avec α_c et α_t .

Le rendement du cycle est égal au ratio de la puissance nette et du flux de chaleur apportée par la combustion :

$$\eta = \frac{W_n}{Q_h} \quad (\text{III.12})$$

Le cycle de Brayton-Joule représente le cycle de base du fonctionnement d'une turbine à gaz, mais dans le milieu industriel, et dans le but d'augmenter le rendement du cycle ou la puissance produite, on utilise d'autres cycles améliorés.

III.2.3 Le cycle d'une turbine à gaz munie d'un régénérateur [10]

Le rendement d'une turbine à gaz peut être amélioré par l'addition d'un régénérateur. La figure (III.3) représente le cycle de la turbine à gaz élémentaire à cycle ouvert munie d'un réfrigérateur. Notons que, dans le cycle 1-2-x-3-4-y-1, la température des gaz d'échappement sortant de la turbine à l'état 4 est plus élevée que la température des gaz d'échappement des gaz sortant dans le compresseur. Par conséquent, de la

chaleur peut être cédée par les gaz à haute pression de l'air sortant de compresseur. Un échangeur de chaleur à contre-courant, que l'on appelle régénérateur, la température T_x des gaz à haute pression sortant de régénérateur peut, dans le cas idéal atteindre une valeur égale à T_4 .

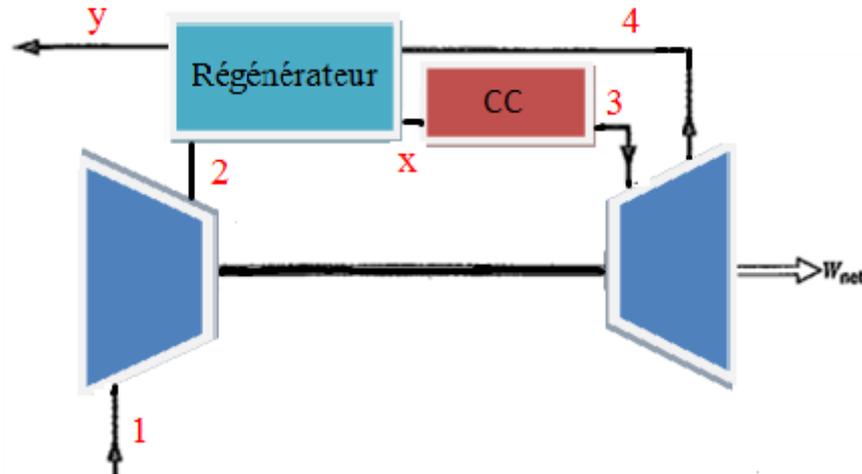


Figure III.3. Cycle d'une turbine à gaz élémentaire munie d'un régénérateur

On remarque que le potentiel de régénération diminue avec le taux de compression.

III.3 Les turbines à vapeur

III.3.1 Généralités - principe d'une centrale

Un compresseur, une turbine et un alternateur 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).

Toute la complexité technologique mise en œuvre pour réaliser concrètement ces principes découle de la nécessité d'optimiser le cycle thermique et de construire des installations sûres.

III.3.2 Le cycle de Rankine

Le cycle idéal correspondant une centrale thermique élémentaire à vapeur d'eau est le cycle de Rankine ; il est illustré en figure (III.4)

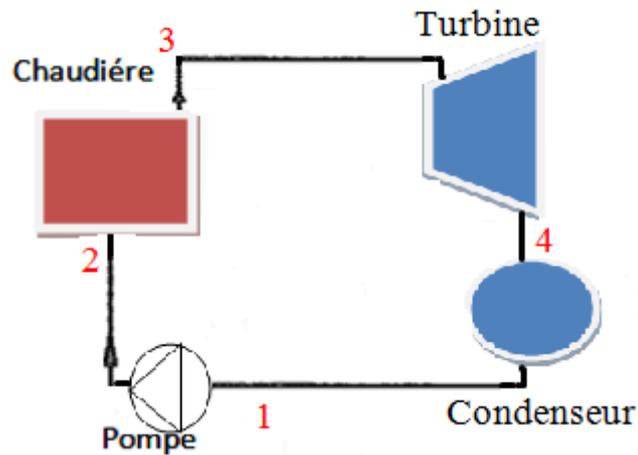


Figure III.4. Cycle de Rankine

Les transformations qui composent le cycle sont :

- 1 : Le liquide est dans un état de liquide saturé
- 1→2 : Compression adiabatique et réversible (isentropique) dans une pompe
- 2→2' : Chauffage isobare de la phase liquide dans la chaudière
- 2'→3 : Chauffage isobare afin de passer de phase liquide à vapeur (isotherme)
- 3→4 : Détente adiabatique et réversible (isentropique) dans la turbine
- 4→1' : Refroidissement isobare dans le condenseur
- 1'→1 : Passage de la phase vapeur à la phase liquide

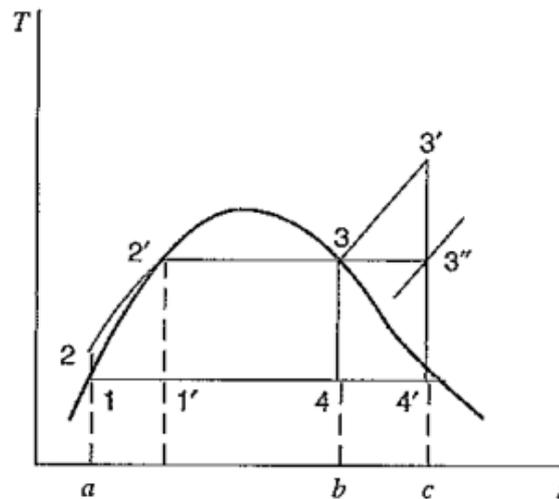


Figure III.5. Diagramme T-S de cycle Rankine

III.3.3 Les équations d'un cycle de Rankine

Nous considérons successivement des surfaces de contrôle autour des équipements de cycle de Rankine tel que, la pompe, la chaudière, la turbine et le condenseur. La relation entre les variables utilisées proviendra des tables de la vapeur.

On désignera par, W_p le travail fourni à la pompe par kilogramme de fluide en écoulement alors que Q_l désigne la chaleur rejetée par le fluide moteur par kilogramme de fluide en écoulement.

❖ Travail de la pompe et la turbine:

$$\text{Par le premier principe : } W_p = h_2 - h_1 \quad \text{Et} \quad W_t = h_3 - h_4 \quad (\text{III.13})$$

❖ chaleur reçue par la chaudière et cédée par le condenseur:

$$\text{Par le premier principe : } Q_h = h_3^* - h_2 \quad \text{Et} \quad Q_l = h_4 - h_1 \quad (\text{III.14})$$

❖ Rendement thermique :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_h} = \frac{Q_h - Q_l}{Q_h} = \frac{W_t - W_p}{Q_h} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_2)} \quad (\text{III.15})$$

III.3.4 Améliorations du cycle de Rankine

III.3.4.1 Effet de la pression de condensateur

Si la pression baisse dans le condensateur (passage 4-1 devient 4-4'-1'-1 ci-contre). Le travail net augmente de la surface hachurée, mais la chaleur fournie à la vapeur augmente de l'aire en dessous de la courbe 2-2'. Ces deux aires sont presque identiques, d'où un rendement thermique plus grand.

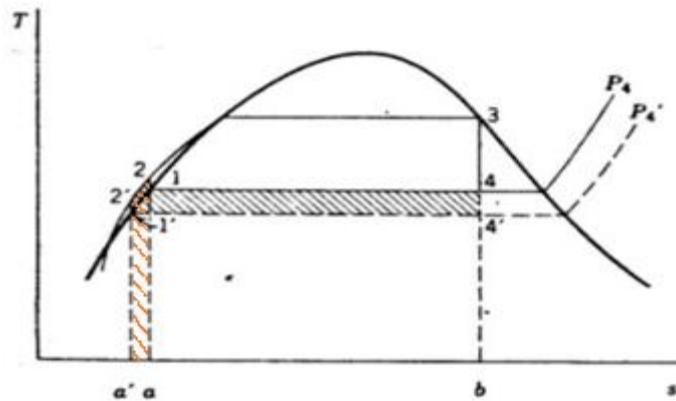


Figure III.6. Effet de la pression sur le rendement de cycle de Rankine

Plus clairement en raisonnant sur un cycle de Carnot, de rendement de $(1 - \frac{T_4}{T_1})$, T_4 diminue alors que T_1 reste pratiquement constante.

III.3.4.2 Effet de la surchauffe (Rankine-Hirn)

La surchauffe utilisée dans le cycle de Rankine-Hirn augmente le travail net de l'aire hachurée ci-contre, tandis que la chaleur augmente de l'aire en dessous de la courbe 3-3' (ce qui fait baisser l'efficacité). En plus X_{vap} diminue, donc c'est plus facile à évacuer. Par contre, le rendement exégétique diminue en raison du chauffage 3-3' irréversible.

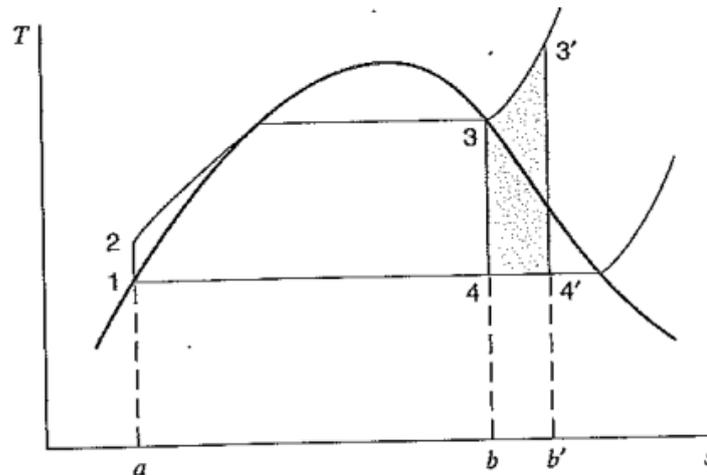


Figure III.7. Effet de la surchauffe sur le rendement de cycle de Rankine

III.3.5 Améliorations du cycle de Rankine-Hirn

III.3.5.1 Effet de la pression maximale

Si la pression augmente au maximum, alors que la température est maximum et la pression du condensateur est constante, on a un travail net qui augmente de la surface hachurée verticalement et qui diminue de la surface aux hachures croisées (quasiment les mêmes, donc le travail net reste constant). La chaleur rejetée diminue de l'aire en dessous de $4'-4$, ce qui donne un rendement augmenté.

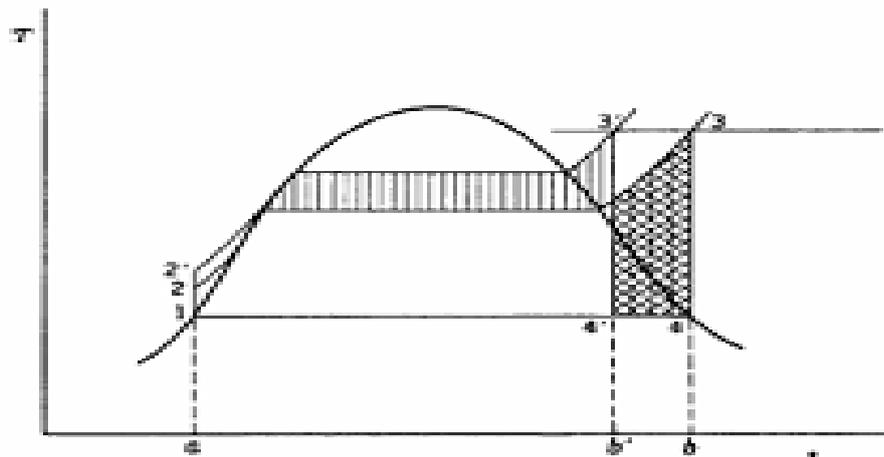


Figure III.8. Effet de la pression maximale

III.3.5.2 Effet de cycle à resurchauffes

Nous avons noté que le rendement de cycle de Rankine pouvait être augmenté par l'accroissement de la pression pendant l'apport de chaleur. Cela augmente aussi la teneur en eau de la vapeur dans la partie à basse pression de la turbine. Le cycle à resurchauffe a été développé pour prendre avantage de l'accroissement du rendement par des pressions plus élevées et éviter une humidité excessive dans les étages à basse pression de la turbine.

L'aspect particulier de ce cycle est que le vapeur d'eau est détendue jusqu'à une pression intermédiaire dans la turbine ; puis elle est resurchauffée dans la chaudière; ensuite, elle se détend dans la turbine jusqu'à la pression d'échappement. Il est évident, d'après le diagramme T-s, qu'il y a très peu de gain de rendement par la resurchauffe de la vapeur, parce que la température moyenne lors de l'arrivée de la chaleur a très peu changé. L'avantage principal réside dans la diminution, jusqu'à un niveau sécuritaire, de la teneur en eau dans les étages à basse pression dans la turbine. Notons, si l'on pouvait trouver des métaux qui permettraient de surchauffer la vapeur jusqu'au point 3', le cycle de Rankine ordinaire serait plus efficace que le cycle à resurchauffe et ce dernier deviendrait inutile.

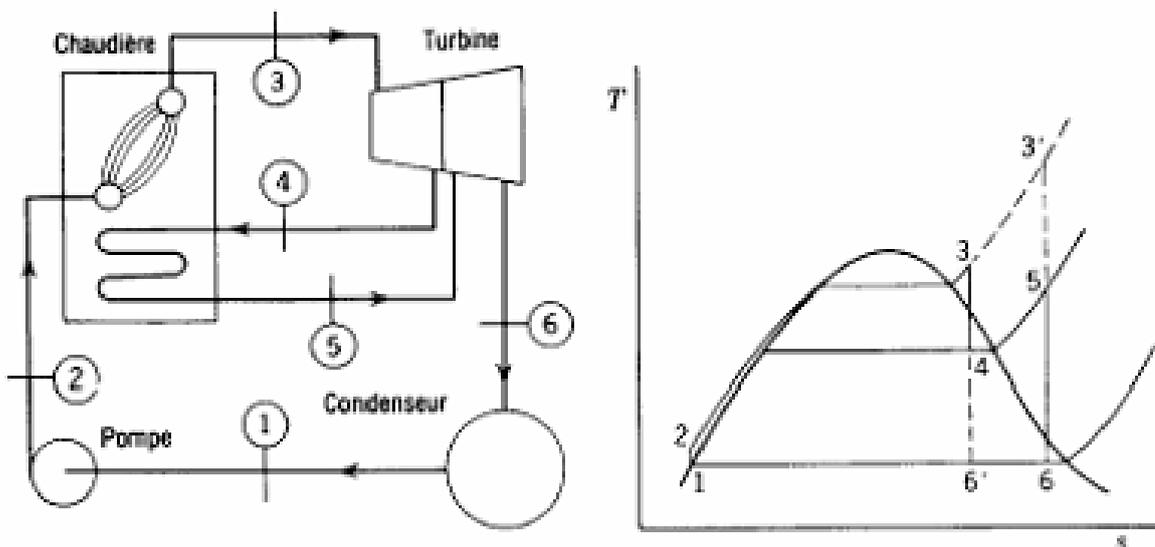


Figure III.9. Cycle à resurchauffe

III.3.5.3 Cycle à soutirage

On améliore encore le rendement de Hirn en procédant à un soutirage partiel (ou à des soutirages) de la vapeur en cours de détente dans la turbine. Cette vapeur servira à réchauffer l'eau d'alimentation. Généralement, plus de soutirages (le nombre peut en pratique atteindre 5), à des niveaux de pressions déterminées.

La vapeur soutirée est utilisée différemment pour réchauffer l'eau d'alimentation :

- En la mélangeant directement avec l'eau d'alimentation dans ce que l'on nomme réchauffeur à mélange qui joue en même temps le rôle d'un tampon.
- En la faisant admettre dans un réchauffeur à surface, le condensat au soutirage étant renvoyé soit vers l'aval dans le générateur soit vers l'amont c'est-à-dire au condenseur.

Le rendement est amélioré car une partie de transfert de chaleur avec forte chute de température réalisé au niveau de la chaudière est remplacée par un transfert interne au système avec faible chute de température, donc la même température T est atteinte sans que l'on ait à fournir autant de chaleur que dans le cas d'un cycle simple de Hirn. En raisonnant sur un cycle de Carnot, on voit que le rendement de $(1 - \frac{T_4}{T_1})$, augmente car T_1 augmente.

III.4 Les cycles utilisés dans les centrales solaires [11]**III.4.1 Les cycles utilisés dans les centrales cylindro-paraboliques****III.4.1.1 Cycle par génération de vapeur**

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 la vapeur surchauffée qui fait fonctionner une turbine à vapeur afin de produire de l'électricité par le générateur électrique.

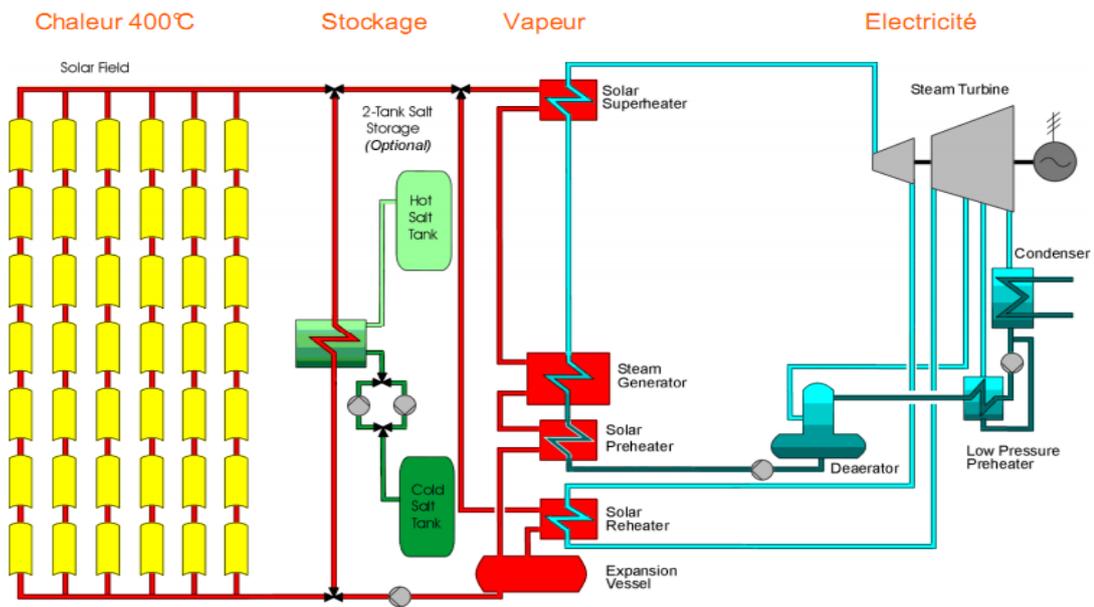


Figure III.10. Cycle par génération de vapeur

Ce cycle de conversion à vapeur comporte quatre compartiments essentiels, la production de chaleur par le champ cylindro-parabolique et stockage par deux réservoirs l'un de froid et l'autre est chaud. L'unité de production de la vapeur comporte plusieurs échangeurs de chaleur (préchauffeur, générateur de vapeur et un surchauffeur); l'unité de production d'électricité est assurée par la turbine à vapeur.

III.4.1.2 Le cycle combiné

Le cycle combiné est une combinaison de deux cycles thermodynamiques classiques : le cycle de la turbine à gaz (cycle de Brayton-Joule ouvert), et le cycle de la turbine à vapeur (cycle de Rankine-Hirn). L'association de la turbine à vapeur à la turbine à gaz a pour but d'exploiter l'énergie thermique des gaz d'échappement rejetés par la turbine à gaz, en les fournissant à un récupérateur générateur de vapeur (HSRG) pour récupérer une partie de cette énergie pour entraîner la turbine à vapeur. Ce type de cycle permet d'extraire l'énergie thermique contenue dans les gaz de combustion typiquement entre 1500 et 300 K, et d'avoir ainsi un rendement de conversion élevé.

La formule qui donne le rendement d'un cycle combiné est : $\eta_c = \eta_g + (1 - \eta_g)\eta_v$

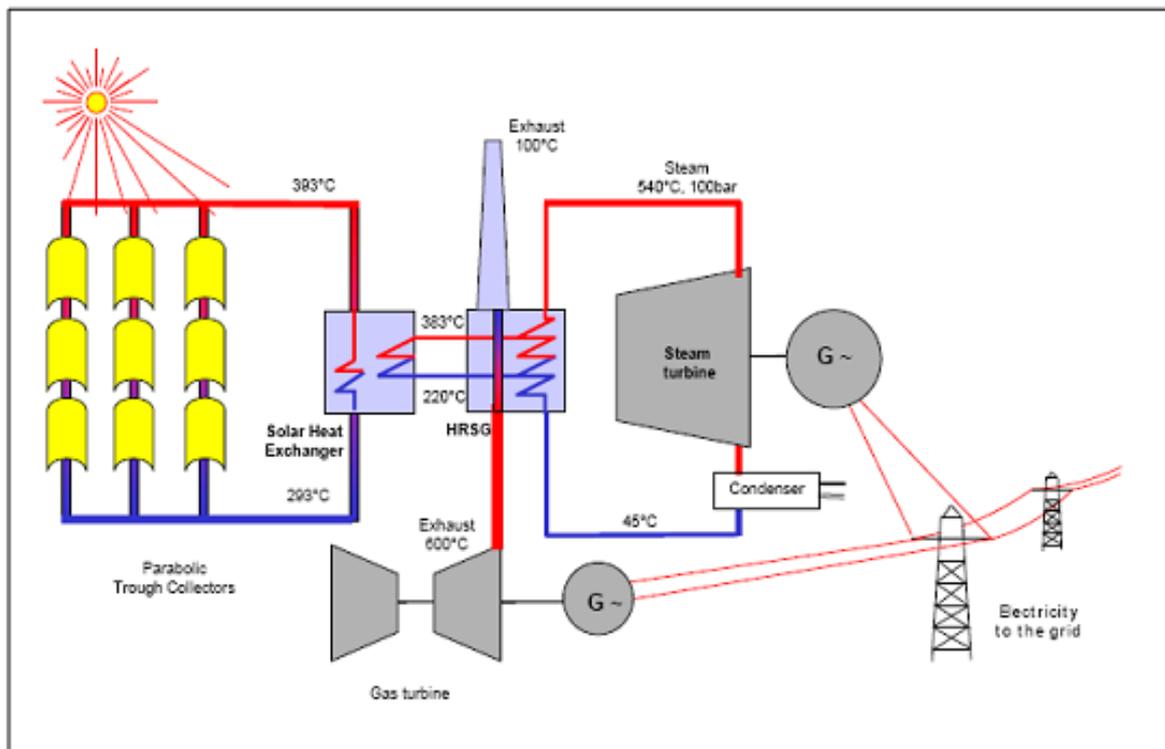


Figure III.11. Représentation du cycle combiné avec intégration de l'énergie solaire

III.4.2 Le cycle utilisé dans la tour solaire

III.4.2.1 Cycle à vapeur

Dans les centrales à tour solaire, le cycle le plus répandu c'est le cycle à vapeur; le fluide caloporteur utilisé est l'eau qui sert à générer de la vapeur par absorption de la chaleur fournie par les héliostats au niveau de la tête de la tour solaire. La vapeur générée sera stockée dans un bac de stockage et l'autre partie alimente turbine à vapeur produisant de l'électricité.

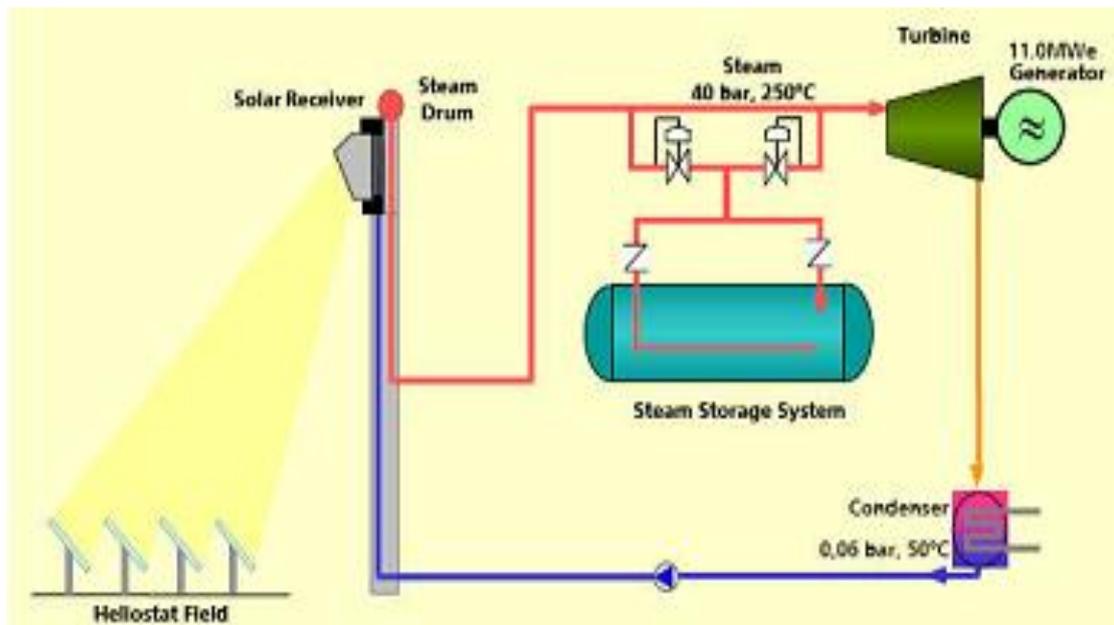


Figure III.12. Configuration de cycle à vapeur de la tour solaire

III.4.2.2 Cycle hybride de la tour solaire

Le cycle combiné de la tour solaire réalise une synergie entre l'énergie solaire réfléchiée par des héliostats pour augmenter la température de l'air sortant de compresseur de la turbine à gaz. La combinaison des deux cycles thermodynamiques classiques : le cycle de la turbine à gaz (cycle de Brayton-Joule ouvert), et le cycle de la turbine à vapeur (cycle de Rankine-Hirn) permet d'exploiter l'énergie thermique des gaz d'échappement à la sortie de la turbine de détente au niveau d'un récupérateur générateur de vapeur (HSRG) pour entrainer la turbine à vapeur. Cette association de deux cycles thermodynamique permettra d'augmenter le rendement et la puissance extraite des gaz d'échappement.

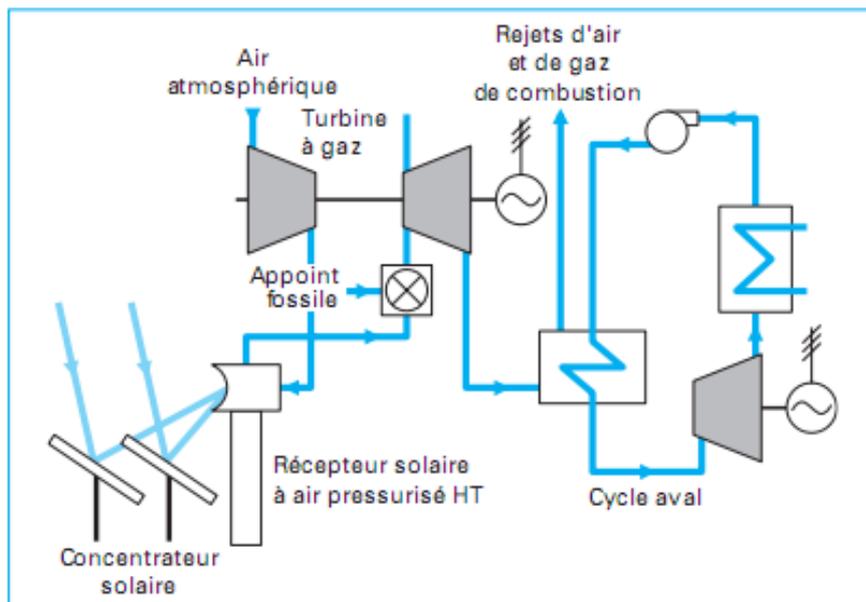


Figure III.13. Configuration hybride, centrale à tour avec récepteur solaire [11]

III.5 Conclusion

Dans ce chapitre, on a étudié deux cycles fondamentaux de la thermodynamique ; il s'agit de Brayton-Joule pour un cycle à gaz et du cycle de Rankine à vapeur ; avec l'absence d'une source d'énergie nous serons obligés de développer des systèmes qui fonctionnent totalement avec le solaire, et de chercher des techniques performantes de stockage afin d'exploiter une énergie gratuite produite par le système solaire.

IV. Comparaison des performances d'un cycle Brayton Joule fermé à Hélium et d'un cycle Brayton-Joule ouvert à air alimenté en énergie solaire

IV.1 Introduction

Dans la problématique de l'utilisation de l'énergie solaire, il y a lieu de remarquer que la production de l'énergie thermique est d'autant plus coûteuse que sa température est élevée. Il faut donc rechercher à maximiser le rendement de la conversion thermomécanique. Dans ce chapitre, on propose une évaluation et une comparaison de deux cycles en se basant sur les cycles étudiés dans le chapitre précédant et les techniques utilisées dans la centrale hybride de Hassi R'mel pour proposer une nouvelle exploitation de l'énergie solaire. On proposera deux alternatives de production d'énergie thermique, par capteurs cylindro-parabolique et par tour solaire

IV.2 Description du cycle Brayton-Joule ouvert à air

Dans ce cycle à gaz de type Brayton-Joule ouvert alimenté par une énergie solaire, l'air entre dans le compresseur où il subit une compression (1-2). Ensuite, il traverse un échangeur de chaleur (2-3) qui remplacera la chambre de combustion dans les cycles à gaz connus ; l'échangeur est alimenté par l'énergie solaire ; dans notre étude nous allons évaluer deux sources de chaleur : dans le premier cas c'est des capteurs cylindro-paraboliques; qui chauffent le fluide caloporteur jusqu'à 400°C, et dans le deuxième cas c'est une tour solaire qui atteint une température de 900 °C. L'air subira ensuite une détente dans la turbine à gaz afin de produire l'électricité par le générateur.

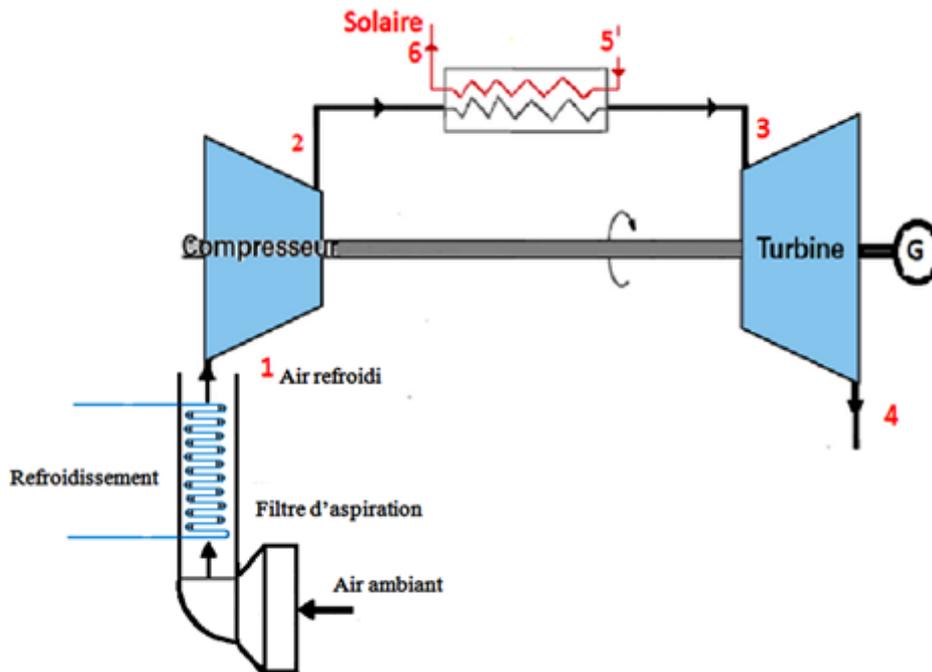


Figure IV.1. Cycle Brayton Joule ouvert à air

L'air ambiant entrant dans le compresseur, passera par un filtre d'aspiration et un saturateur adiabatique pour éviter les grains de sable et subira un pré-refroidissement adiabatique pour baisser la température d'entrée.

IV.2.1 Le circuit cylindro-parabolique utilisé

Le champ cylindro-parabolique étudié comporte deux parties essentielles: la première est celle des collecteurs qui sont implantés par des rangés, absorbant de la chaleur reçue du rayonnement solaire ; la chaleur reçue sera transportée par le fluide caloporteur qui atteint une température de 400°C. La deuxième partie est celle du stockage et alimentation de cycle à gaz par échange de chaleur au niveau de l'échangeur, deux réservoirs de stockage sont utilisés pour alimenter le cycle à gaz dans le cas d'absence de l'ensoleillement.

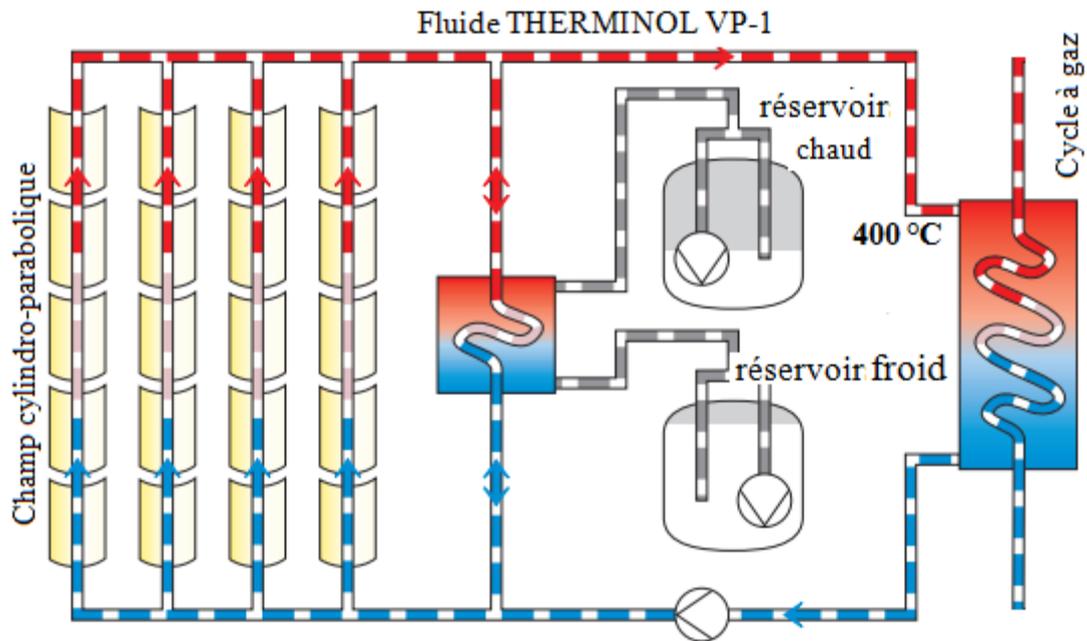


Figure IV.2. Schéma d'un réseau de collecte cylindro-parabolique avec stockage

IV.2.1.1 Le fluide caloporteur utilisé

Le fluide de transfert (HTF) qui sera utilisé dans le circuit solaire est l'huile synthétique **therminol vp-1**. [13] Cette huile a été retenue pour sa conformité aux conditions requises :

- qu'elle puisse travailler à des températures de 400°C à la sortie de l'ilot solaire
- qu'elle possède une bonne stabilité thermique ;
- qu'elle soit d'un cout abordable

Les caractéristiques de cette huile sont données dans l'**Annexe G**

IV.2.2 Le circuit de la tour solaire

La concentration solaire est assurée par un champ d'héliostats qui réfléchissent les rayonnements solaires vers un récepteur sur le sommet de la tour, qui sert à chauffer le fluide caloporteur qui est le sel fondu jusqu'à 900°C. En utilisant deux réservoirs afin de stocker l'énergie reçue par le soleil, le sel fondu entre dans l'échangeur de chaleur avec une température de 900°C afin d'augmenter la température de gaz (air pour le cycle ouvert et Hélium pour le cycle fermé).

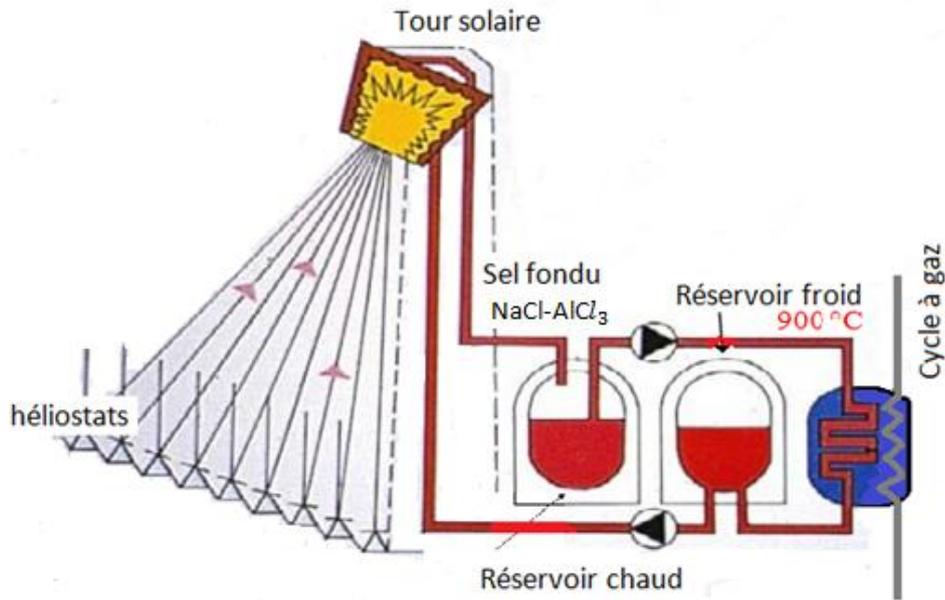


Figure IV.3.Circuit tour solaire [7]

IV.2.2.1 Le fluide caloporteur utilisé pour le circuit de la tour solaire [14]

Le fluide caloporteur de la tour solaire utilisé, est le sel fondu ($0,4NaCl + 0,6AlCl_3$), par sa capacité d'atteindre des températures qui dépassent $1000^{\circ}C$, la corrélation de la masse volumique est : $\rho = 2034 - 0,866T$ de ($0,4NaCl + 0,6AlCl_3$)

On a la corrélation de la chaleur spécifique en fonction de la température des deux composants du sel fondu [14]

$$\begin{aligned} AlCl_3: Cp(T) &= 13,25 + 0,028T \quad [cal/k.mol] \\ NaCl: Cp(T) &= 10,79 + 0,0042T \quad [cal/k.mol] \end{aligned} \quad (IV.1)$$

$$Cp_{sel}(T) = 0,4Cp_{NaCl}(T) + 0,6Cp_{AlCl_3}(T) \quad (IV.2)$$

$$\Rightarrow Cp_{sel} = 12,26 + 0,01848T \quad [cal/k.mol] \quad (IV.3)$$

IV.2.3 Calcul des conditions de sortie du compresseur

On se base sur les équations de cycle idéal du troisième chapitre, en supposant que la compression est isentropique et on calcule la température T_{2s} à la sortie du compresseur avec la relation suivante:

$$T_{2s} = T_1 p_r^{\frac{R}{c_{pa}}} \tag{IV.4}$$

On calcule ensuite la température en fin de compression réelle :

$$T_2 = T_1 + \frac{(T_{2s} - T_1)}{\eta_{ic}} \tag{IV.5}$$

$$T_2 = T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{ic}} (p_r^{\frac{R}{c_{pa}}} - 1) \right\} \tag{IV.6}$$

En utilisant les fonctions des tables données à l'**Annexe H**, on calcule la chaleur spécifique du O_2 et du N_2 entre les températures T_1 et T_2 :

$$\overline{c_{p_{O_2}}}_{T_1}^{T_2} = \frac{1}{T_2 - T_1} \int_{T_1}^{T_2} c_{p_{O_2}}(T) dT \tag{IV.7}$$

$$\overline{c_{p_{N_2}}}_{T_1}^{T_2} = \frac{1}{T_2 - T_1} \int_{T_1}^{T_2} c_{p_{N_2}}(T) dT \tag{IV.8}$$

On va supposer que l'air ne contient que de l'oxygène et de l'azote, et on calcule la chaleur spécifique moyenne de l'air entre les mêmes températures que précédemment en utilisant la proportion molaire de 0.21 pour l' O_2 et de 0.79 pour le N_2 :

$$\overline{c_{p_a}}_{T_1}^{T_2} = 0.21 \overline{c_{p_{O_2}}}_{T_1}^{T_2} + 0.79 \overline{c_{p_{N_2}}}_{T_1}^{T_2} \tag{IV.9}$$

D'après l'**Annexe I** on calcule la masse molaire de l'air par les compositions

$$M(\text{air}) = 0.21M(O_2) + 0.79 M(N_2) = \mathbf{28.85} \text{ kg / kmole.}$$

$$\text{Pour } N_2 : \overline{c_{p_{N_2}}} = 39,060 + 512,790 \theta^{-1.5} + 1072,7 \theta^{-2} + 820,40 \theta^{-3}$$

$$\text{Pour } O_2 : \overline{c_{p_{O_2}}} = 37,432 + 0,020102 \theta^{1.5} - 178,570 \theta^{-1.5} + 236,88 \theta^{-3}$$

Avec : $\theta = T$ (Kelvin)/ 100

Pour l'exactitude des calculs de T_2 et Cp_a , on doit procéder par itérations, en fixant dans la première itération la valeur initiale Cp_a et on recalcule à chaque fois T_2 et $\overline{Cp_a}$. Pour calculer dans la première itération, on prend Cp_a initiale : $Cp_a=28.3231$ kJ/kmole.K

IV.2.4. L'échangeur de chaleur avec l'énergie solaire

En évaluant l'échangeur de chaleur à contre courant, en chauffant l'air sortant du compresseur par une conduite de fluide caloporteur provenant du champ solaire, on utilise le fluide des capteurs cylindro-paraboliques .

On notera T_5 la température d'entrée dans l'échangeur provenant du champ solaire à T_6 , la température sortante et \dot{m}_s le débit de fluide caloporteur, c'est le débit de **therminole vp-1** (\dot{m}_{ther}) pour le cas de champ de cylindro-parabolique et le débit de **sel fondu** (\dot{m}_{sel}) pour le cas de la tour solaire. et \dot{m}_a , le débit d'air circulant dans le cycle .

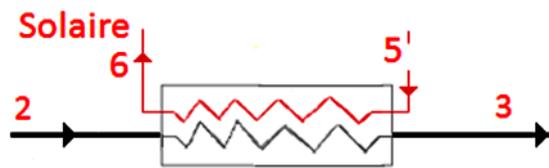


Figure IV.4 Echangeur de chaleur

• **Bilan énergétique :**

D'après le premier principe de la thermodynamique et les hypothèses considérées:

On a : $\dot{m}_a .(h_3 - h_2) = \dot{m}_s .(h_5 - h_6)$ (IV.10)

$\dot{m}_a . \overline{Cp_a} (T_3 - T_2) = \dot{m}_s . \overline{Cp_s} (T_5 - T_6)$ (IV.11)

➤ **Flux de chaleur dans l'échangeur :**

$$\dot{Q}_{reçue} = \dot{Q}_{23} = \dot{m}_a \cdot (h_3 - h_2) = \dot{m}_a \cdot \overline{Cp}_a (T_3 - T_2) \quad (IV.12)$$

$$\dot{Q}_{23} = \dot{m}_s \cdot (h_5 - h_6) = \dot{m}_s \cdot \overline{Cp}_s (T_5 - T_6) \quad (IV.13)$$

- **Dans le cas du Therminol VP-1 :** on a d'après l'Annexe G

$$Cp_s = Cp_{ther}(\text{kJ/kg.K}) = +0.002414 T + 5,9591 \cdot 10^{-6} T^2 - 2,9879 \cdot 10^{-8} \cdot T^3 + 4,4172 \cdot 10^{-11} T^4 + 1,498$$

$$\overline{Cp}_{ther}^{T_6}_{T_5} = \frac{1}{T_6 - T_5} \int_{T_5}^{T_6} Cp_{ther}(T) dT \quad (IV.14)$$

$$\overline{Cp}_{ther}^{T_6}_{T_5} = \frac{1}{T_6 - T_5} \int_{T_5}^{T_6} [0.002414 T + 5,9591 \cdot 10^{-6} T^2 - 2,9879 \cdot 10^{-8} \cdot T^3 + 4,4172 \cdot 10^{-11} T^4 + 1,498] dT$$

- **Dans le cas du sel fondu :** d'après l'équation (IV.1) et (IV.2)

$$\overline{Cp}_s^{T_6}_{T_5} = \overline{Cp}_{sel}^{T_6}_{T_5} = 0.4 \overline{Cp}_{NaCl}^{T_6}_{T_5} + 0.6 \overline{Cp}_{AlCl_3}^{T_6}_{T_5}$$

$$\overline{Cp}_{sel}^{T_6}_{T_5} = \frac{1}{T_6 - T_5} \int_{T_5}^{T_6} [0.4(10.79 + 0.0042 T) + 0.6 (13.25 + 0.028 T)] dT$$

$$\overline{Cp}_a^{T_3}_{T_2} = 0.21 \overline{Cp}_{O_2}^{T_3}_{T_2} + 0.79 \overline{Cp}_{N_2}^{T_3}_{T_2}$$

$$\overline{Cp}_{O_2}^{T_3}_{T_2} = \frac{1}{T_3 - T_2} \int_{T_2}^{T_3} Cp_{O_2}(T) dT$$

$$\overline{Cp}_{N_2}^{T_3}_{T_2} = \frac{1}{T_3 - T_2} \int_{T_2}^{T_3} Cp_{N_2}(T) dT$$

On prend un $\Delta T_c = T_5 - T_3 = 10 \text{ °K}$

Tel que : $T_5 = 900 \text{ °C}$ dans le cas de la tour solaire

IV.2.5 Calcul des conditions à la sortie de la turbine à gaz

Dans la partie de la détente, l'air entre à une haute température absorbée telle que produite par l'énergie solaire absorbée. On procède avec les memes itérations tel que le compresseur.

A fin de calculer la température T_4 et $\overline{Cp_a})_{T_3}^{T_4}$, on suppose que la détente est isentropique et on procède par itérations successives.

$$T_{4s} = T_3 p_r^{-\left(\frac{R}{Cp_a}\right)} \tag{IV.15}$$

On calcule ensuite la température en fin de le détente réelle :

$$T_4 = T_3 \left\{ 1 - \eta_{it} \left[1 - p_r^{-\left(\frac{R}{Cp_a}\right)} \right] \right\} \tag{IV.16}$$

Et $\overline{Cp_a})_{T_3}^{T_4} = 0.21 \overline{Cp_{O_2})_{T_3}^{T_4}} + 0.79 \overline{Cp_{N_2})_{T_3}^{T_4}}$

IV.3 Description du cycle fermé à Hélium

Dans ce cycle à gaz de type Brayton-Joule fermé alimenté par l'énergie solaire, l'Hélium entre dans le compresseur où il subit une compression (1-2) à partir d'une température T_1 . Il traverse ensuite un échangeur de chaleur (2-3) où il reçoit l'énergie solaire. Dans notre étude, nous allons évaluer deux sources de chaleur. Dans le premier cas c'est des capteurs cylindro-paraboliques qui chauffent le fluide caloporteur jusqu'à 400°C, et dans le deuxième cas c'est une tour solaire qui atteint une haute température de 900 °C. L'Hélium subit ensuite une détente dans la turbine qui entraîne un alternateur. Afin de reproduire ce cycle avec la même température d'entrée, on a utilisé un système de refroidissement, échange de la chaleur avec une source froide.

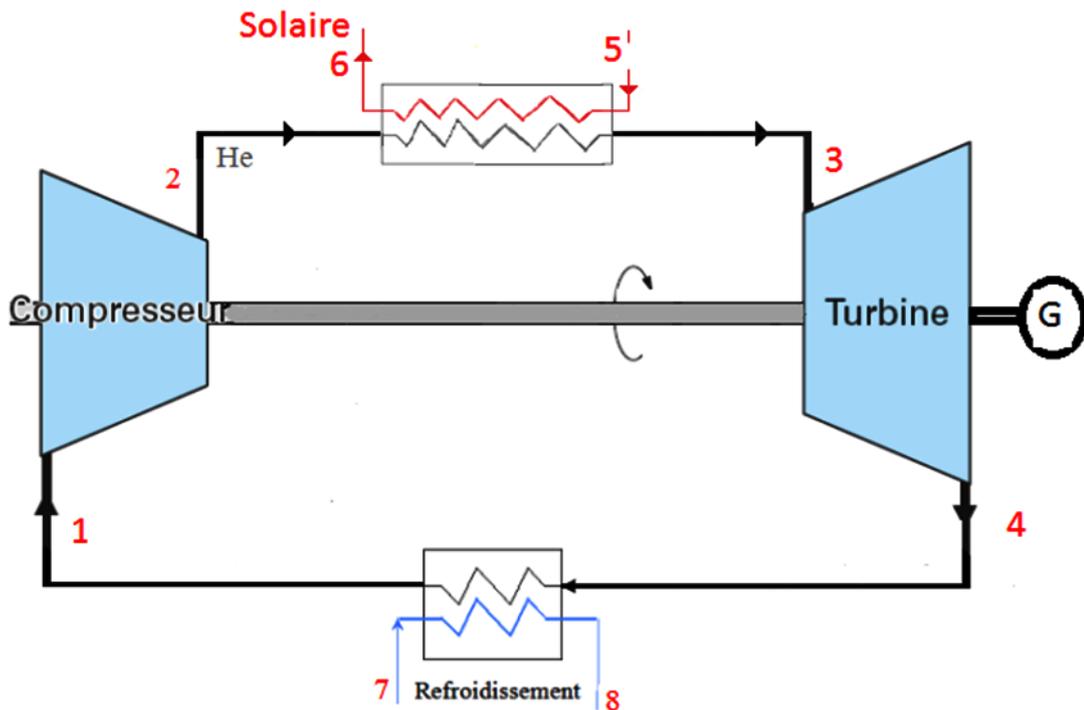


Figure IV.5. Cycle Brayton-Joule fermé à Hélium

IV.3.1 Caractéristiques de l'Hélium

Le gaz pur qu'est l'hélium possède des caractéristiques qui le rendent indispensable pour un grand nombre d'applications. L'hélium est, après l'hydrogène, l'élément qui a la plus petite masse moléculaire ;

- C'est un gaz absolument inerte. Même à des températures très élevées, il ne forme pas de liaisons chimiques ;
- Il est à peine soluble dans des métaux et des alliages métalliques ; traverse, grâce à son petit diamètre atomique, la plupart des matériaux non métalliques ; à l'état liquide, le point d'ébullition le plus bas de tous les gaz avec 4,2 Kelvin ou $-269\text{ }^{\circ}\text{C}$, ainsi le liquide le plus froid sur terre.

De ce fait, il sert de fluide frigorigène pour créer les températures les plus basses, par exemple pour l'exploration ou l'application de super-conductions.

Le tableau ci-dessous illustre les caractéristiques de l'Hélium

Tableau IV.1. Données physiques d'Hélium

Masse moléculaire	4.003 kg/k mol
Température normale d'ébullition	4.22K
Densité liquide	0.125 kg/l
Chaleur d'évaporation	20.59kJ /kg
Rapport densité avec l'air	0.138
Masse volumique du gaz à 15°C, 1bar	0.167 kg/m³
Chaleur Spécifique (20°C)	5.2 kJ / kg.K
Conductivité thermique (0°C)	0.143 W /m.K

IV.3.2 Calcul des conditions à la sortie du compresseur

En supposant que la compression est isentropique, on calcule la température T_{2s} à la sortie du compresseur avec la relation suivante:

$$T_{2s} = T_1 p_r^{\frac{R}{Cp_{He}}} \tag{IV.17}$$

On calcule ensuite la température en fin de compression réelle :

$$T_2 = T_1 + \frac{(T_{2s} - T_1)}{\eta_{ic}} \tag{IV.18}$$

$$T_2 = T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{ic}} (p_r^{\frac{R}{Cp_{He}}} - 1) \right\} \tag{IV.19}$$

$$\overline{Cp_{He}}_{T_1}^{T_2} = \frac{1}{T_2 - T_1} \int_{T_1}^{T_2} Cp_{He}(T) dT \tag{IV.20}$$

L'une des caractéristiques d'Hélium, c'est que sa chaleur spécifique ne varie pas sur l'intervalle de température de 100 °C jusqu'à 900 °C ; d'après l'Annexe J on a :

$$\overline{Cp_{He}}_{T_1}^{T_2} = Cp_{He} = 5.193 \text{ (kJ/kg.K).}$$

Alors : la température de sortie du compresseur varie uniquement avec la variation du taux de compression et la température d'entrée du compresseur.

IV.3.3 Echangeur de source chaude

En évaluant l'échangeur de chaleur à contre courant, en chauffant l'hélium sortant du compresseur par une conduite de fluide caloporteur provenant des capteurs cylindro-parabolique .

On notera T_5 la temperature d'entrée dans l'échangeur, T_6 la temperature de sortie et \dot{m}_s le débit de fluide caloporteur de solaire et \dot{m}_{He} le débit d'Hélium.

• **Bilan énergétique :**

$$\dot{m}_{He} .(h_3 - h_2) = \dot{m}_s .(h_5 - h_6) \tag{IV.21}$$

$$\dot{m}_{He} . \overline{Cp}_{He} (T_3 - T_2) = \dot{m}_s . \overline{Cp}_s (T_5 - T_6) \tag{IV.22}$$

➤ Flux de chaleur echangé dans l'échangeur :

$$\dot{Q}_{reçue} = \dot{Q}_{23} = \dot{m}_{He} .(h_3 - h_2) = \dot{m}_{He} . Cp_{He}(T_3 - T_2) \tag{IV.23}$$

$\dot{m}_s, \overline{Cp}_s$ sont les mêmes que pour le cycle ouvert à air ; on aura les mêmes équations avec le Therminol et le sel fondu.

IV.3.4 Calcul des conditions à la sortie de la turbine à gaz

$$T_{4S} = T_3 P_r^{-\left(\frac{R}{Cp_{He}}\right)} \tag{IV.24}$$

On calcule ensuite la température en fin de le détente réelle :

$$T_4 = T_3 \left\{ 1 - \eta_{it} \left[1 - p_r^{-\left(\frac{R}{Cp_{He}}\right)} \right] \right\} \tag{IV.25}$$

IV.4 Système de refroidissement, source froide

Les performances des turbines à combustion sont sensibles aux conditions climatiques (température, pression et humidité de l'air). L'implantation des systèmes de refroidissement est dépendant de lieu de la centrale, l'existence des nappes d'eau dans les régions sahariennes favorise l'utilisation de ces nappes pour refroidir et humidifier l'air du cycle.

Les constructeurs ont développé des procédés de refroidissement d'air à l'admission des compresseurs, afin de diminuer les effets de l'élévation de température. Trois types d'appareils peuvent équiper ce genre d'installations :

- Refroidisseur par évaporation
- Circulation d'eau avec brassage d'air avec unité de ventilation à fin de refroidir l'eau par convection forcée;
- Réfrigération par chiller.

Pour les cycles fermés à haute température l'utilisation d'une tour de refroidissement avec circulation d'eau est la plus favorable afin d'atteindre des basses températures à l'entrée du compresseur.

IV.5 Comparaison des performances des deux cycles

IV.5.1 Evaluation de deux échangeurs de chaleur

IV.5.1.1 . Etude de l'échangeur de chaleur à cycle ouvert [12]

Le flux de chaleur échangé dans l'échangeur de chaleur s'écrit sous la forme :

$$\dot{Q}_{23} = \dot{h}S \Delta T_m \quad (\text{IV.26})$$

$$\text{Et } \Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (\text{IV.27})$$

Avec ΔT_m la différence de la température moyenne logarithmique (MLDT) de l'écart ΔT entre l'entrée et la sortie de l'échangeur. $\Delta T_1 = T_5 - T_3$ Et $\Delta T_2 = T_6 - T_2$

➤ **Efficacité d'un échangeur**

On définit l'efficacité d'un échangeur comme le rapport du flux de chaleur effectivement transféré dans l'échangeur au flux de chaleur maximal qui serait transféré dans les mêmes conditions de températures d'entrée des deux fluides dans un échangeur tubulaire de longueur infinie fonctionnant à contre-courant :

$$\varepsilon_{ech} = \frac{\dot{Q}_{23}}{\dot{Q}_{max}} \quad (IV.28)$$

- Cas où $\dot{m}_s \cdot \overline{Cp}_s < \dot{m}_a \cdot \overline{Cp}_a$, le fluide chaud commande le transfert :

$$\dot{Q}_{max} = \dot{m}_s \cdot \overline{Cp}_s (T_5 - T_2) \quad (IV.29)$$

Avec : $\dot{m}_s = \dot{m}_{ther}$ dans le cas des capteurs cylindro-paraboliques

Et $\dot{m}_s = \dot{m}_{sel}$ dans le cas de la tour solaire

$$\text{Et } \dot{Q}_{23} = \dot{m}_s \cdot \overline{Cp}_s (T_5 - T_6) \quad (IV.30)$$

On définit alors une efficacité de refroidissement :

$$\varepsilon_r = \frac{(T_5 - T_6)}{(T_5 - T_2)} \quad (IV.31)$$

- Cas où $\dot{m}_s \cdot \overline{Cp}_s > \dot{m}_a \cdot \overline{Cp}_a$, le fluide froid commande le transfert :

$$\dot{Q}_{max} = \dot{m}_a \cdot \overline{Cp}_a (T_5 - T_2) \quad (IV.32)$$

$$\text{Et } \dot{Q}_{23} = \dot{m}_s \cdot \overline{Cp}_s (T_3 - T_2) \quad (IV.33)$$

On définit alors une efficacité de chauffage :

$$\varepsilon_c = \frac{(T_3 - T_2)}{(T_5 - T_2)} \quad (IV.34)$$

IV.5.1.2 Etude de l'échangeur de chaleur à cycle fermé

- Cas où $\dot{m}_s \cdot \overline{Cp}_s < \dot{m}_{He} \cdot \overline{Cp}_{He}$, le fluide chaud commande le transfert :

$$\dot{Q}_{max} = \dot{m}_s \cdot \overline{Cp}_s (T_5 - T_2) \tag{IV.35}$$

Et $\dot{Q}_{23} = \dot{m}_s \cdot Cp_s (T_5 - T_6)$ (IV.36)

- Cas où $\dot{m}_s \cdot \overline{Cp}_s > \dot{m}_{He} \cdot \overline{Cp}_{He}$, le fluide froid commande le transfert :

$$\dot{Q}_{max} = \dot{m}_s \cdot \overline{Cp}_s (T_5 - T_2) \tag{IV.37}$$

Et $\dot{Q}_{23} = \dot{m}_s \cdot Cp_s (T_3 - T_2)$ (IV.38)

IV.5.2 Calcul des grandeurs énergétiques du cycle à gaz

IV.5.2.1 Puissance prise par le compresseur

 **Cycle ouvert :**

$$\dot{W}_c = \dot{m}_a \overline{Cp}_a (T_2 - T_1) \tag{IV.39}$$

En développant : $\dot{W}_c = \dot{m}_a \overline{Cp}_a T_1 (P_r^{\alpha_c} - 1) / \eta_{ic}$ (IV.40)

 **Cycle fermé :**

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{He} Cp_{He} (T_2 - T_1) \tag{IV.41}$$

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{He} Cp_{He} T_1 (P_r^{\alpha_c} - 1) / \eta_{ic} \tag{IV.42}$$

IV.5.2.2 La puissance développée par la turbine

 **Cycle ouvert**

$$\dot{W}_t = \dot{m}_a \overline{Cp}_a (T_3 - T_4) \tag{IV.43}$$

En développant : $\dot{W}_t = \dot{m}_a \overline{Cp}_a \eta_{it} T_3 (1 - P_r^{-\alpha_t})$ (IV.44)

✚ Cycle fermé

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{He} C_{p_{He}} (T_3 - T_4) \quad (IV.45)$$

En développant $\dot{W}_t = \dot{m}_{He} \eta_{it} C_{He} T_3 (1 - P_r^{-\alpha_t})$ (IV.46)

IV.5.2.3 Puissance nette des cycles

Cycle ouvert : $\dot{P} = \dot{m}_a (\eta_{it} \overline{C_{p_a}}(c) T_3 (1 - P_r^{-\alpha_t}) - \overline{C_{p_a}}(t) T_1 (P_r^{\alpha_c} - 1) / \eta_{ic})$ (IV.47)

Cycle fermé : $\dot{P} = \dot{m}_{He} (\eta_{it} C_{p_{He}} T_3 (1 - P_r^{-\alpha_t}) - C_{p_{He}} T_1 (P_r^{\alpha_c} - 1) / \eta_{ic})$ (IV.48)

Le taux de compression optimal est obtenu en annulant la première dérivée de la puissance nette par rapport à p_r .

$$P_r^* = (\eta_{ic} \eta_{it} (T_3 / T_1))^{1 / (\alpha_c + \alpha_t)} \quad (IV.49)$$

On voit que le taux de compression optimal dépend de la température d'entrée de compresseur T_1 et la température de la sortie d'échangeur de chaleur T_3 , de la chaleur spécifique tel que :

Pour le compresseur : $\alpha_c = \frac{R}{C_{p_a}}$, pour le cycle ouvert à air

Et $\alpha_c = \frac{R}{C_{p_{He}}}$, pour le cycle à hélium

Pour la turbine : $\alpha_t = \frac{R}{C_{p_a}}$, pour le cycle ouvert à air

Et $\alpha_t = \frac{R}{C_{p_{He}}}$, pour le cycle à hélium

IV.6 Comparaison des deux cycles

Afin de comparer les deux cycles ouvert et fermé, on a opté pour réaliser des programmes de calcul qui évaluent les grandeurs énergétiques de deux cycles à partir des différentes températures et des rendements isentropiques des compresseurs, et turbines utilisés. Pour pouvoir optimiser le meilleur rendement du cycle choisi, on va évaluer dans un premier temps la distribution des températures en fonction des taux de

compression et les chaleurs spécifiques appropriées. Dans un deuxième, on calcule le taux de compression optimal P_r^* en fonction des températures T_1 et T_3 , et on cherche le débit entrant au compresseur soit de l'air au bien de l'Hélium en fonction du meilleur rendement pour une production de 50MWe.

IV.6.1 Organigrammes de calcul

Nous nous basons sur l'équation (IV.9) et la méthode itérative présentée auparavant pour développer un organigramme de calcul de la chaleur spécifique moyenne qui est schématisé dans la figure **IV.6**.

Pour calculer le débit optimal, nous avons développé deux organigrammes de calcul le premier pour un cycle ouvert à air (**Figure IV.7**) où nous utilisons les équations (IV-12) et (IV-13) pour l'application de la méthode itérative. Et l'autre organigramme pour le cycle à Hélium (**Figure IV.8**) ; où nous utilisons l'équation (IV-22) pour l'application de la méthode itérative.

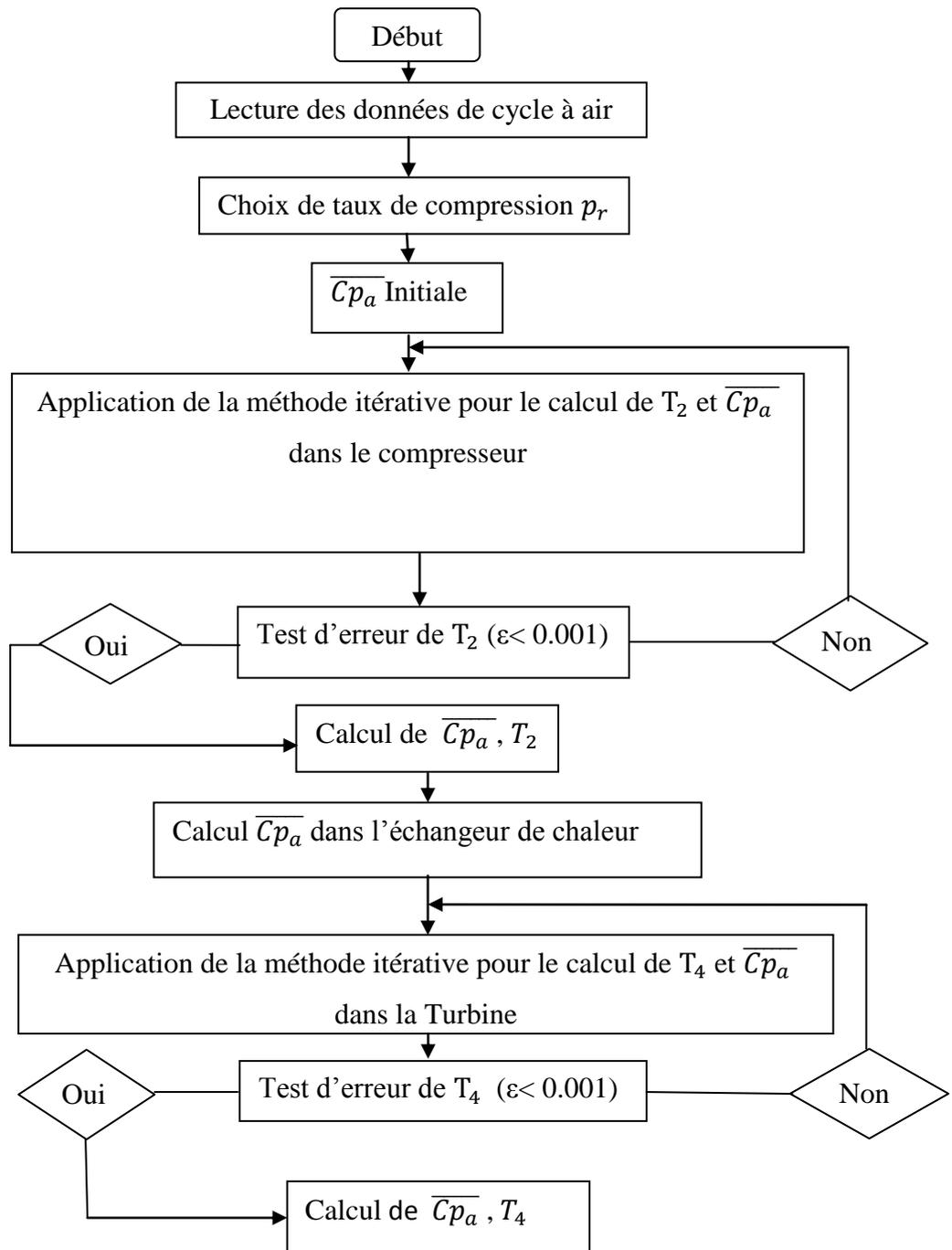


Figure IV.6.Organigramme (1) de calcul des grandeurs de cycle ouvert à air

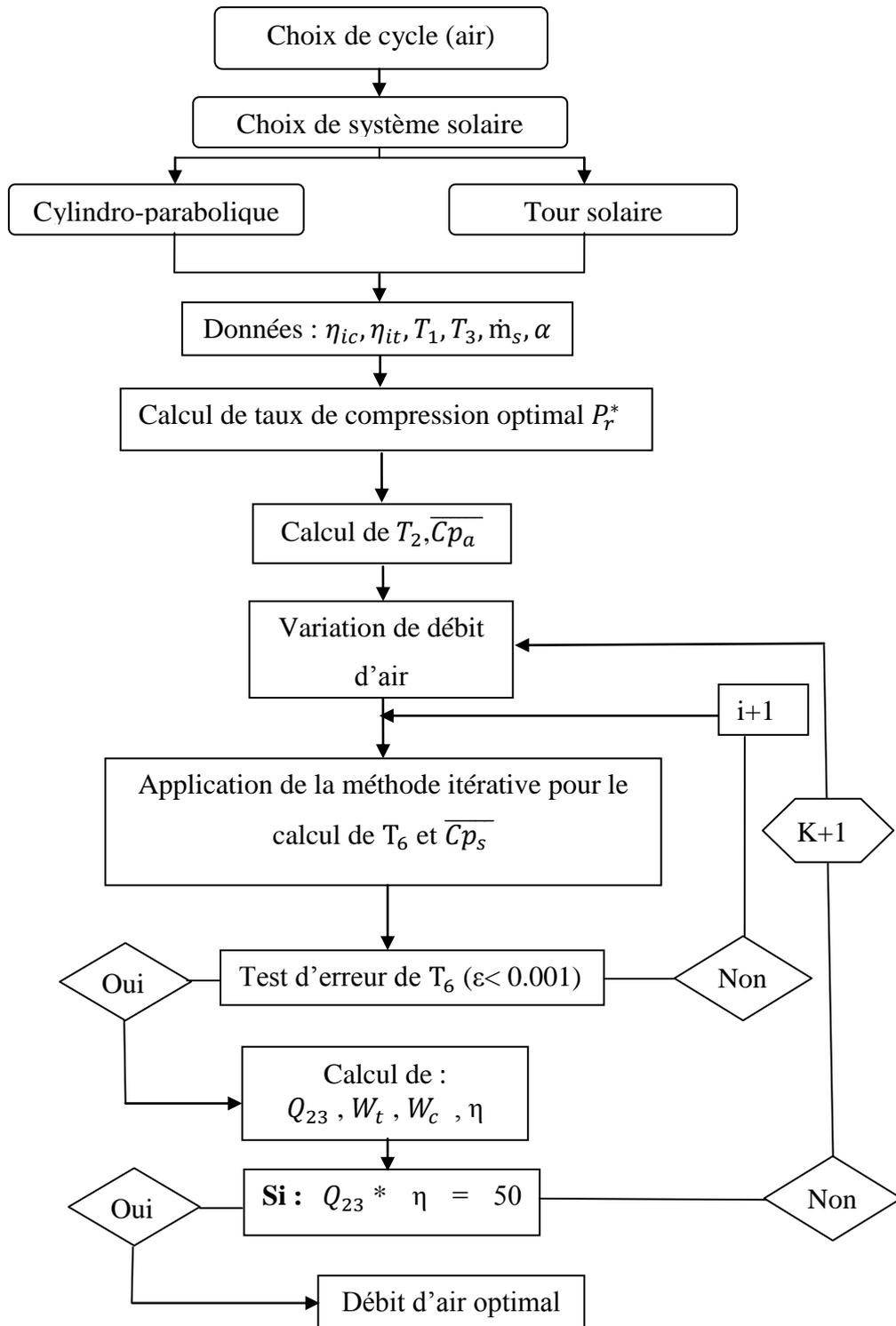


Figure IV.7.Organigramme (2) de calcul de débit optimal de cycle ouvert à air

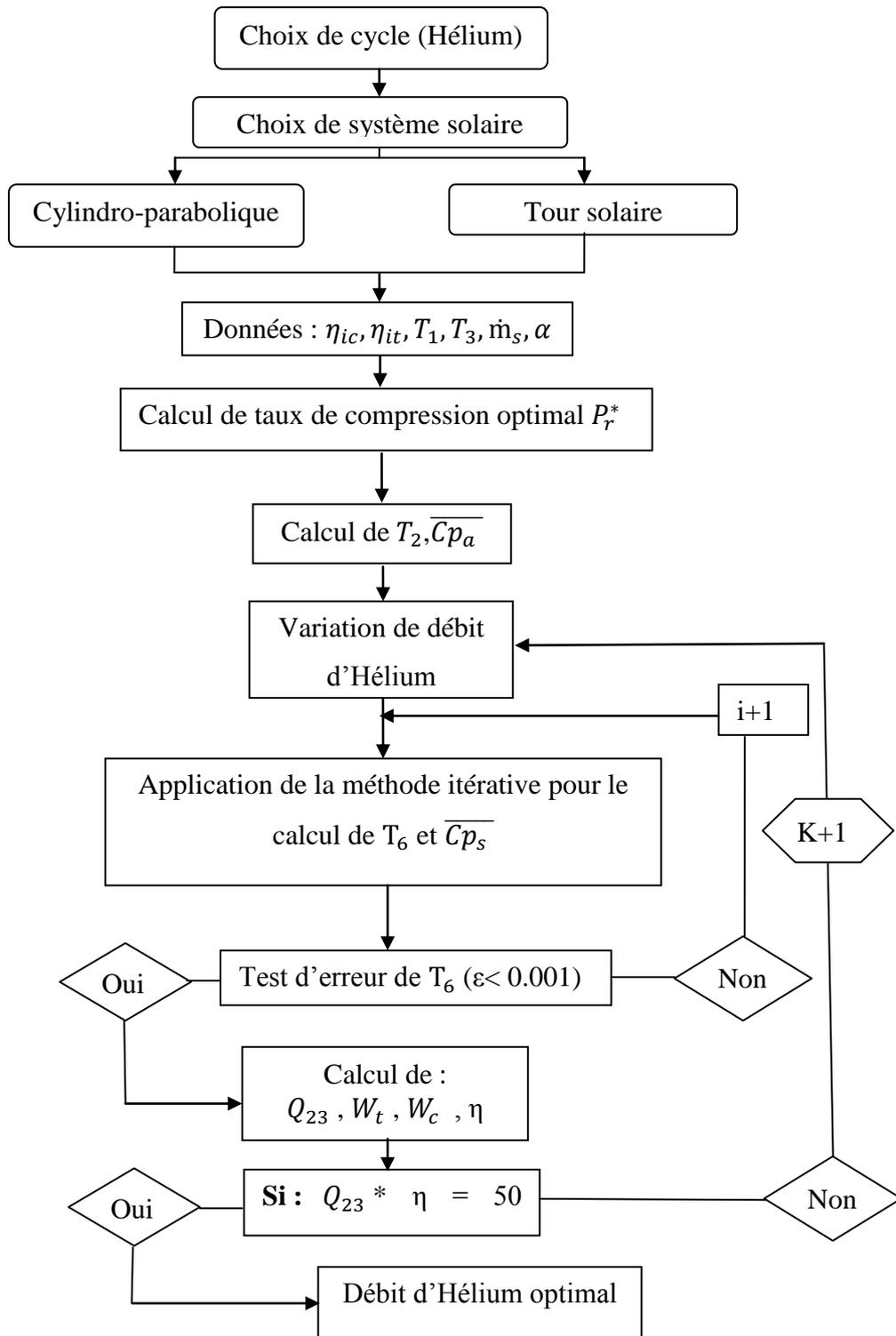


Figure IV.8. Organigramme (3) de calcul de débit optimal de cycle fermé à Hélium

IV.7 Application d'alimentation d'une ville saharienne de 50MW

Dans notre application, on va étudier les performances d'un cycle de brayton-joule alimenté en énergie solaire par les capteurs cylindro-paraboliques, pour pouvoir dimensionner les nombres des capteurs et les réservoirs de stockage à utiliser, nous allons calculer la puissance thermique qu'il faut développer pour une production électrique de 50MW et avec les données des capteurs utilisés dans la centrale hybride de Hassi R'mel, en proposant une alimentation purement renouvelable et sans utilisation d'appoint fossile avec les deux cycles qu'on a développé auparavant.

IV.8 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté deux cycles basés sur une énergie renouvelable sans appoint fossile utilisant deux alternatives, capteurs cylindro-paraboliques et une tour solaire, dont nous avons développé des organigrammes de calcul de différentes grandeurs énergétiques après avoir étudié chaque équation de deux cycle ouvert à air et fermé à Hélium.

V. Analyse des résultats et comparaison des performances des deux cycles

V.1 Introduction

Dans ce dernier chapitre, nous présentons les résultats obtenus après avoir réalisé plusieurs essais d'améliorations des deux cycles étudiés, en travaillant avec les organigrammes développés pour avoir une approche numérique des résultats.

Pour le cas du cycle ouvert à air, la chaleur spécifique varie en fonction de la température ; nous avons procédé à des calculs avec itérations, en se fixant une erreur pour plus d'exactitude dans ces résultats.

Nous présenterons les résultats sous formes de tableaux et de graphes pour plus de lisibilité des variations des paramètres en fonction d'autres grandeurs.

V.2 Evaluation des deux cycles avec le circuit cylindro-paraboliques

La température de fluide caloporteur **Theminol VP-1** atteint 400°C à l'entrée des deux cycles ouverts à air et le cycle fermé à Hélium. On évaluera les deux cycles, en utilisant les organigrammes développés dans le chapitre précédent.

V.2.1 Analyse du cycle ouvert

On a pris une température moyenne de 15°C à l'entrée de compresseur après avoir pré-refroidi et filtré l'air entrant, en utilisant l'organigramme (1) de calcul afin de calculer la température T_2 en fonction du taux de compression pris, et dans les deux cycles on fixe $\Delta T_c = T_5 - T_3 = 10$ K, tel que $T_5 = 400^\circ\text{C} = 673$ K

V.2.1.1 Analyse de la compression

En utilisant l'organigramme (1) de calcul avec $T_1=288\text{K}$ et en faisant varier le taux de compression entre 2 et 14, afin de voir la distribution de la température et la chaleur spécifique moyenne en fonction de p_r

Tableau V.1 . T_2 et $\overline{Cp_a}$ en fonction p_r à $T_5= 400^\circ\text{C}$ avec cycle ouvert

p_r	$T_2(\text{K})$	$\overline{Cp_a}$ (kJ/kg.K)
2	361,8	1.014
3	412	1.015
4	451	1.017
5	483,3	1.019
6	511	1.021
7	535,4	1.023
8	557,2	1.025
9	577	1.027
10	595,1	1.028
11	611,9	1.030
12	627,5	1.032
13	642	1.033
14	655,8	1.035

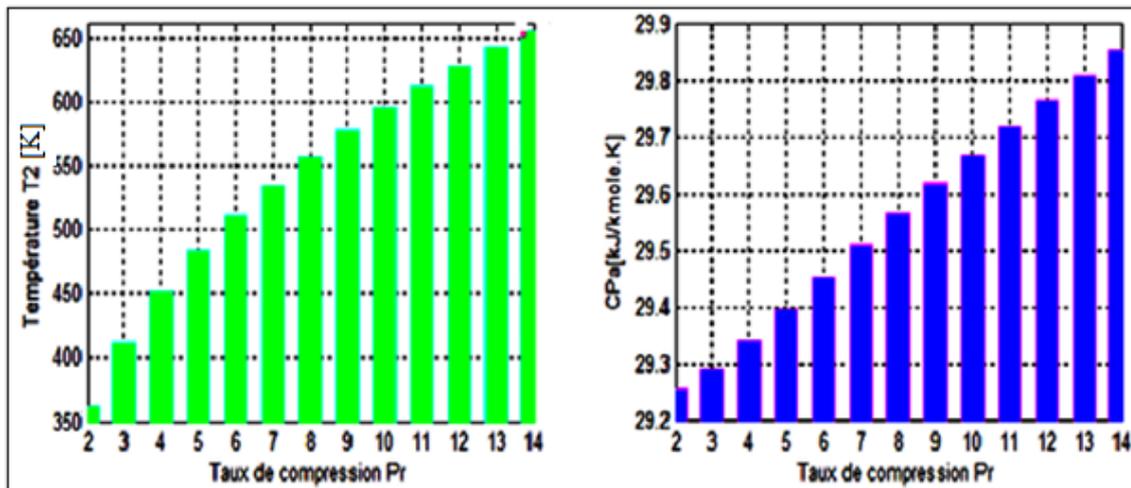


Figure V.1. T_2 et $\overline{Cp_a}$ en fonction de p_r à $T_5= 400^\circ\text{C}$ avec cycle ouvert

D'après les résultats trouvés, on voit que la température T_2 et \overline{Cp}_a augmentent avec le taux de compression p_r .

V.2.1.2 Etude de la détente $T_5 = 400^\circ\text{C}$

Avant d'entamer l'étude de la turbine, on a trouvé les valeurs de \overline{Cp}_a dans l'échangeur de chaleur en fonction de la variation de la température à chaque valeur taux de compression. On a donné les valeurs de \overline{Cp}_a d'échangeur comme valeurs initiales pour les calculs dans la turbine de détente.

Tableau V.2. T_4 et \overline{Cp}_a en fonction de p_r à $T_5 = 400^\circ\text{C}$ avec cycle ouvert

p_r	$T_4(\text{K})$	$\overline{Cp}_a(\text{kJ/kg. K})$
2	560,8	1.063
3	508,5	1.057
4	474,5	1.052
5	449,9	1.049
6	430,9	1.047
7	415,4	1.046
8	402,5	1.044
9	391,5	1.043
10	382,1	1.043
11	373,7	1.042
12	366,3	1.041
13	359,6	1.040
14	353,6	1.040

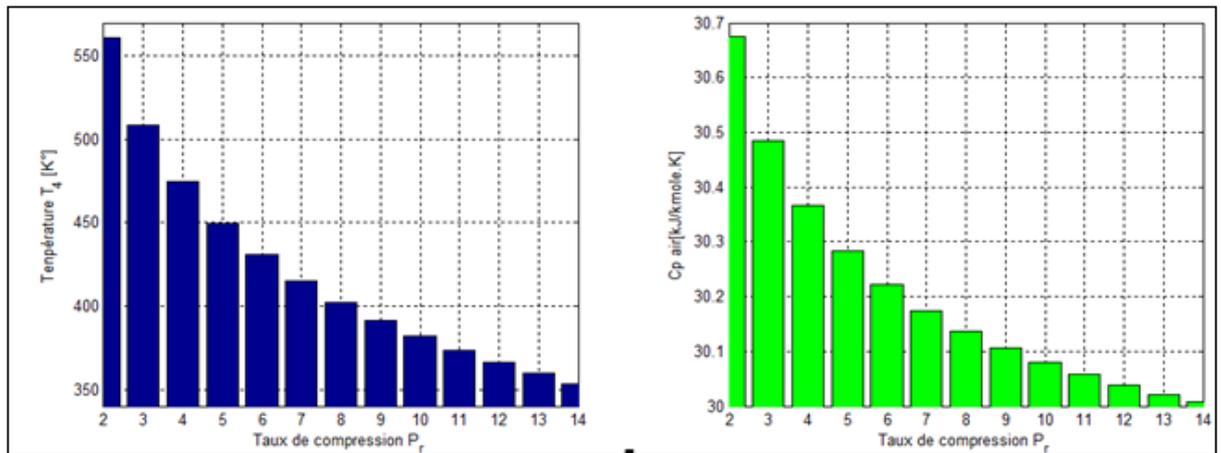


Figure V.2. T_4 et \overline{Cp}_a en fonction de p_r à $T_5 = 400^\circ\text{C}$ avec cycle ouvert

D’après les résultats trouvés, la température de sortie T_4 diminue rapidement avec l’augmentation de taux de compression p_r ainsi que \overline{Cp}_a . On voit que les premières valeurs sont les plus favorables afin d’augmenter le travail dans la turbine de détente.

V.2.2 Analyse du cycle fermé

Pour le cycle fermé la chaleur spécifique ne change pas avec la variation de la température tel que $Cp_{He} = 5.193$ (kJ/kg.K). Nous avons procédé avec un calcul direct avec variation de taux de compression de 2 à 14 ; afin de comparer les deux cycles nous avons pris la même température à l’entrée de compresseur.

V.2.2.1 Analyse de la compression :

En utilisant la même méthode de calcul que le cycle ouvert avec $T_1 = 288\text{K}$, on aura les résultats qui sont mentionnés ci-dessous.

Tableau V.3. T_2 en fonction de p_r à $T_5= 400^\circ\text{C}$ avec cycle fermé

Pr	T_2 (K)	$T_3 - T_2$ (K)
2	396,2	266,8
3	475	188
4	539,1	123,9
5	594,1	68,9
6	642,9	20,1
7	687,1	-24,1
8	727,5	-64,5
9	765,1	-102,1
10	800,2	-137,2
11	833,3	-170,3
12	864,6	-201,6
13	894,4	-231,4
14	922,8	-259,8

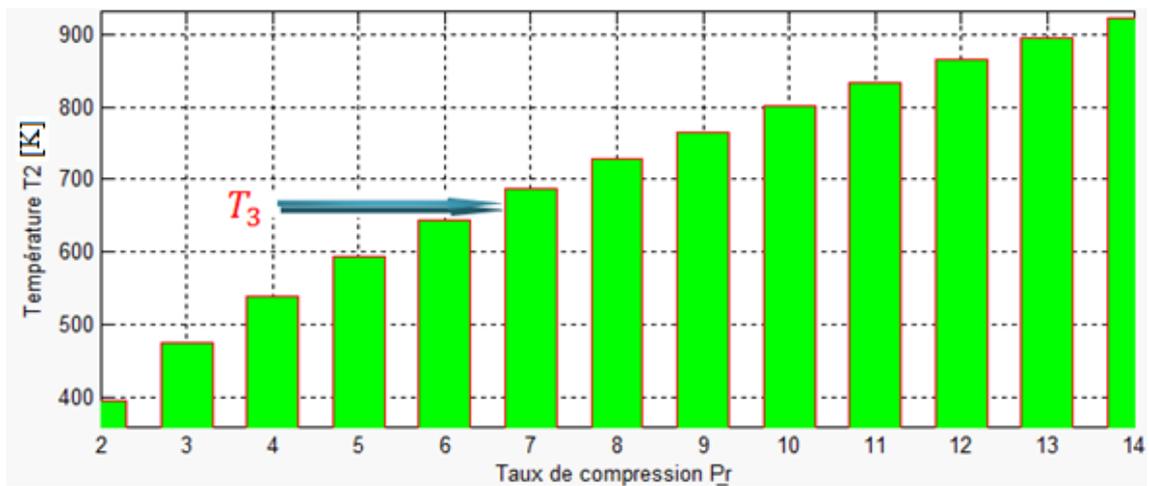


Figure V.3. T_2 en fonction de p_r à $T_5= 400^\circ\text{C}$ avec cycle fermé

On remarque que la température T_2 augmente rapidement dans le cas de l'Hélium, est due à la chaleur spécifique d'hélium. Et avec une température $T_5= 400^\circ\text{C}$ on ne peut pas dépasser un taux de compression de ($p_r =6$).

V.2.2.2 Etude de la de la détente de cycle fermé

Tableau V.4 : T_4 en fonction de p_r à $T_5= 400^\circ\text{C}$ avec cycle fermé

Pr	T₄
2	518,7
3	451
4	409,2
5	379,9
6	357,9

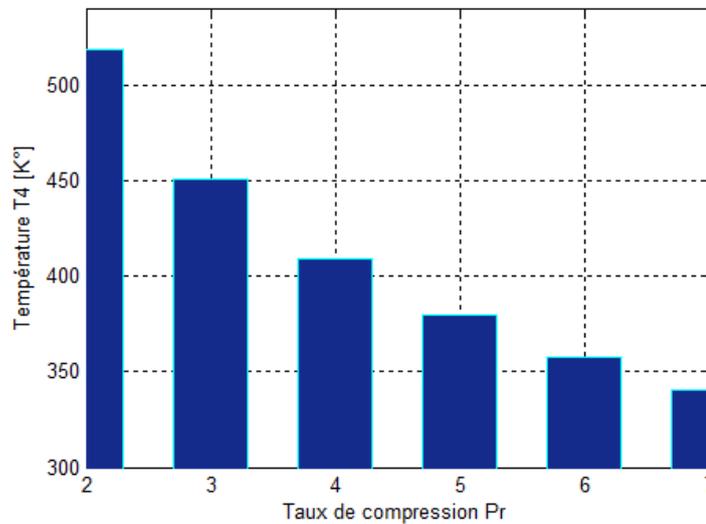


Figure V.4 . T_4 en fonction de p_r à $T_5= 400^\circ\text{C}$ avec cycle fermé

V.3 Evaluation des cycles avec Tour Solaire

La température de sel fondu utilisé atteint 900°C à l’entrée de deux cycles, ouvert à air et le cycle fermé à Hélium. On évaluera les deux cycles, en utilisant les organigrammes développés dans le chapitre précédent. Pour la compression on aura les mêmes valeurs que les deux cycles avec un circuit de cylindro-parabolique, alors pour la tour solaire on étudiera juste la détente.

V.3.1 Analyse du cycle ouvert (Air)

Les conditions initiales sont les mêmes que pour qu’avec le circuit cylindro-parabolique afin de pouvoir comparer les deux alternatives de champ solaire. Tel que $T_5 = 900^\circ\text{C}$ et en utilisant l’organigramme (1) pour calculer les variations des températures.

V.3.1.1 Etude de la détente $T_5 = 900^\circ\text{C}$

On représente les températures de la sortie de la turbine dans le tableau ci-dessous

Tableau V.5. T_4 et $\overline{Cp_a}$ en fonction p_r à 900°C avec cycle ouvert

p_r	$T_4(\text{K})$	$\overline{Cp_a}(\text{kJ/kg. K})$
2	997,9	1,164
3	912,3	1,156
4	856	1,151
5	814,8	1,147
6	782,7	1,144
7	756,6	1,141
8	734,7	1,139
9	716	1,137
10	699,6	1,135
11	685,2	1,134
12	672,3	1,132
13	660,7	1,131
14	650,2	1,130

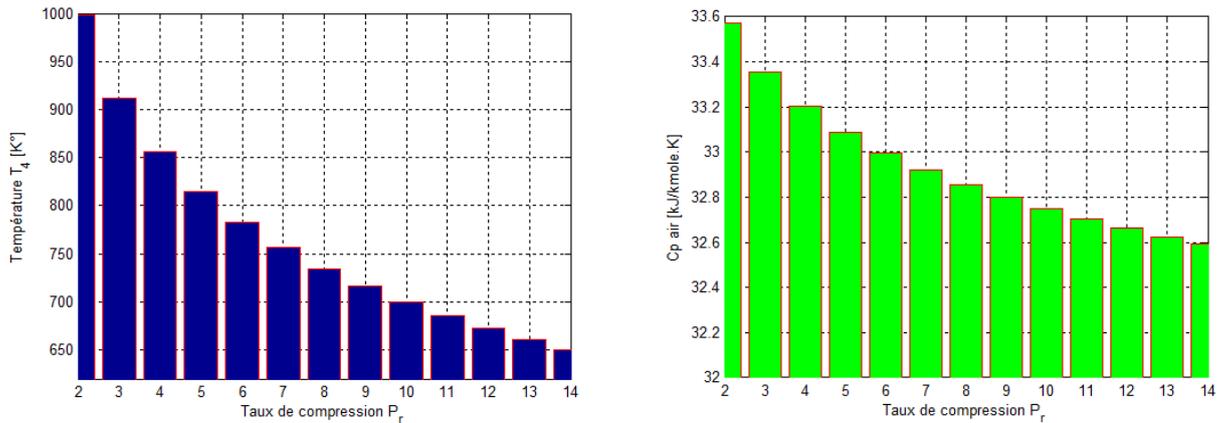


Figure V.5. T_4 et $\overline{Cp_a}$ en fonction p_r à 900°C avec cycle ouvert

À la sortie de la turbine pour le cas de la tour solaire, les températures sont très importantes, et une récupération de cette énergie est envisageable.

V.3.2 Analyse du cycle fermé (Hélium)

Pour le cycle fermé, nous avons fait un calcul avec variation des taux de compression et les résultats sont présentés ci-après

V.3.2.1 Analyse de la Compression

C'est la même compression que le cycle à 400 C° et puisque la température à la sortie de l'échangeur de chaleur est très élevée, alors tous les taux de compression sont acceptés.

V.3.2.2 Analyse de la Détente

Avec l'importance de la chaleur spécifique de l'Hélium, la température augmentera à la sortie du compresseur, mais pour le cas de la tour solaire ($T_5=1173$ K) tous les taux de compression sont acceptables après la compression ce que vérifie l'importance de l'augmentation de la température à l'entrée de la turbine.

Tableau V.6. T_4 en fonction p_r à 900°C avec cycle fermé

p_r	$T_4(\text{K})$
2	909,9
3	791,1
4	717,7
5	666,4
6	627,7
7	597,1
8	572,1
9	551,1
10	533,2
11	517,6
12	503,9
13	491,7
14	480,7

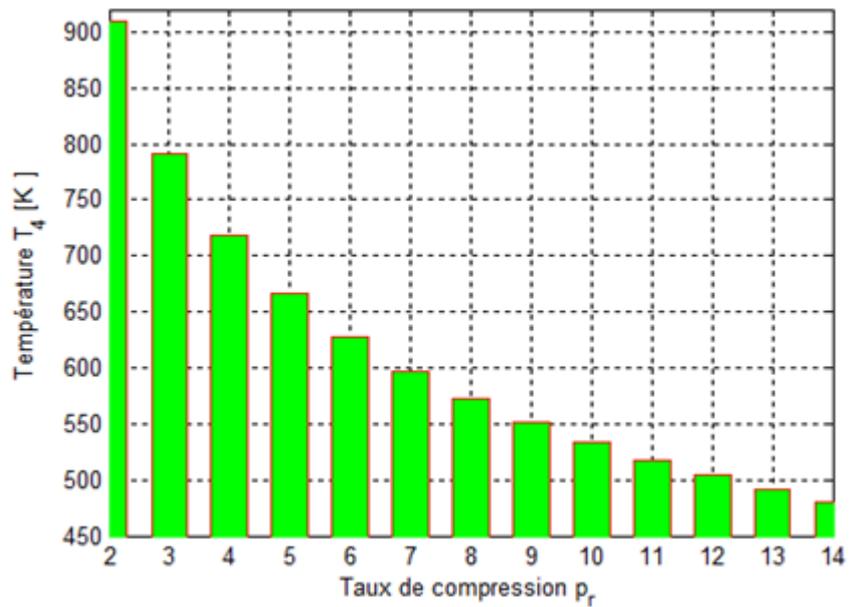


Figure V.6. T_4 en fonction p_r à 900°C avec cycle fermé

V.4 Détermination des débits des deux cycles avec le circuit cylindro-parabolique pour une puissance de 50 MW électrique

V.4.1 Cycle ouvert

V.4.1.1 Détermination du taux de compression à puissance maximale

Pour $T_5 = 400^\circ\text{C} = 673\text{ K}$

$T_3 = T_5 - 10 = 390^\circ\text{C} = 663\text{ K}$

$$P_r^* = (\eta_{ic}\eta_{it}(T_3/T_1))^{1/(\alpha_c + \alpha_t)}$$

$$P_r^* = (0.85 * 0.9(663/288))^{1/(0.56)}$$

$$P_r^* = 2.74$$

V.4.1.2 Détermination du débit d'air

$$\text{Avec : } T_2 = T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{ic}} \left(p_r^{\frac{R}{c_p a}} - 1 \right) \right\}$$

$$T_2 = 288 \left\{ 1 + \frac{1}{0.85} \left(2.74^{\frac{8.314}{29.2584}} - 1 \right) \right\} = 400.7\text{ K}$$

$$T_4 = 663 \left\{ 1 - 0.9 \left[1 - 2.74^{-\left(\frac{8.314}{30.6739} \right)} \right] \right\} = 520.4\text{ K}$$

$$T_2 - T_1 = 112.7\text{ K}$$

$$\text{et } T_3 - T_4 = 142.6\text{ K}$$

Après les calculs avec ($\dot{m}_s = 627\text{ kg/s}$) donnée de la centrale de Hassi R'Mel pour une production de **50MWe**, en variant le débit d'air d'une plage de [100,1340] mentionnée dans (**Annexe A**) en utilisant l'organigramme de calcul **Organigramme (2)**, nous avons trouvé un débit optimal ($\dot{m}_a = 1340\text{ kg/s}$) avec un rendement maximum de **0.1368**, et une puissance électrique de (**50078.9 kWe**).

Pour produire cette puissance on aura besoin de **365974,4 kW** thermique, et tous les résultats des puissance en fonction des débits sont mentionnés dans (**Annexe A**).

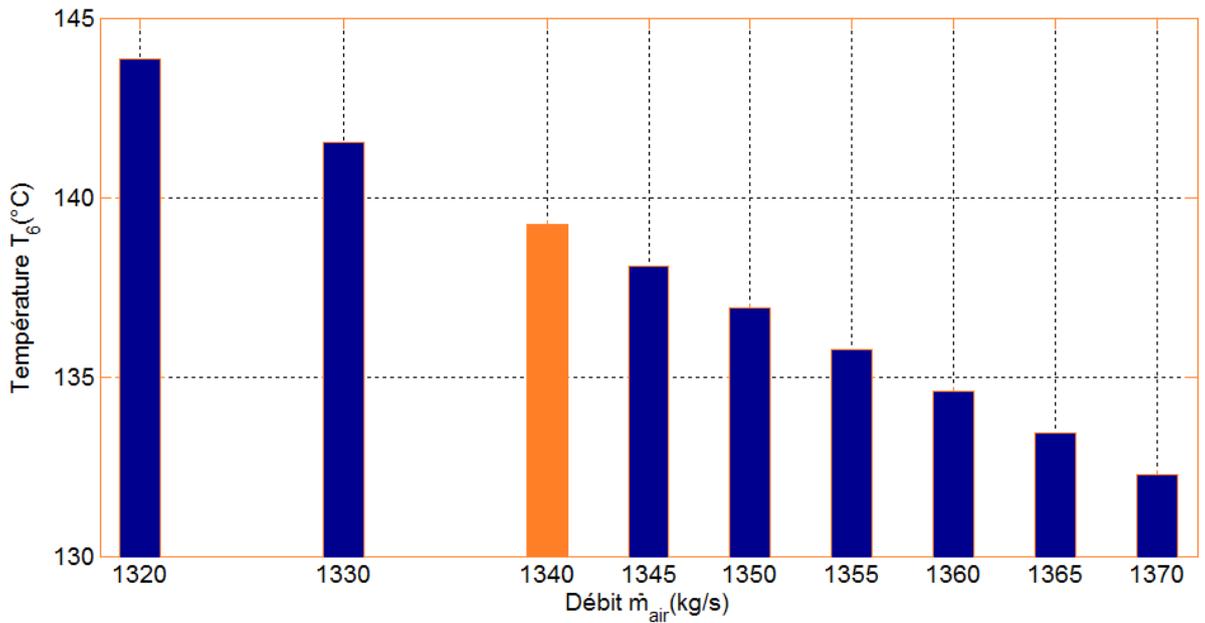


Figure V.7. Variation de T_6 en fonction de débit \dot{m}_a avec cycle ouvert

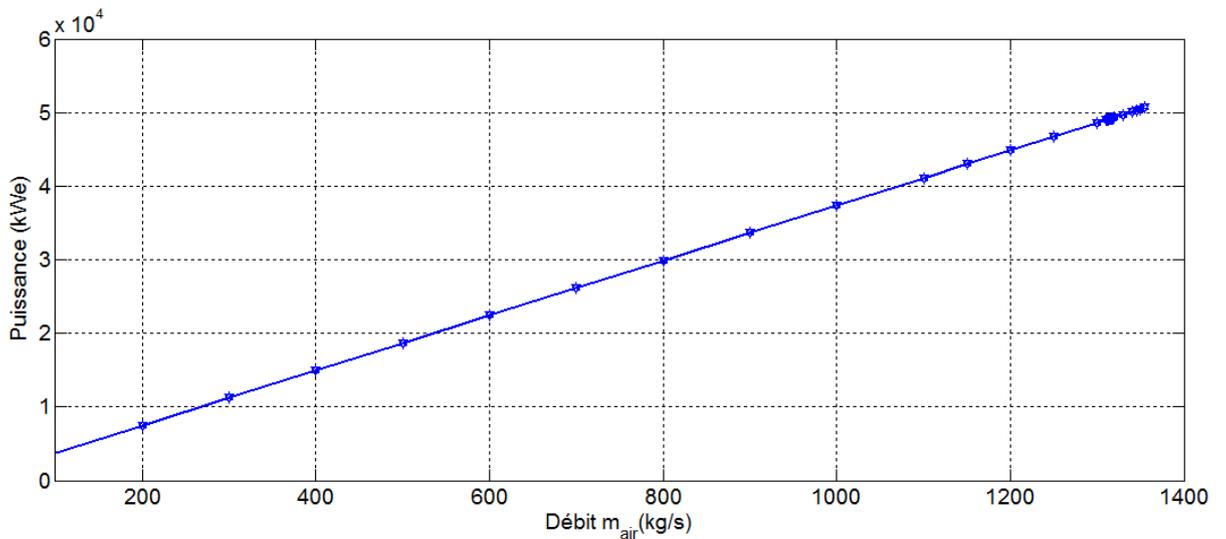


Figure V.8. La puissance P électrique en fonction de débit \dot{m}_a avec cycle ouvert

D'après les résultats obtenus avec un rendement de **0.1368**, on conclut que le rendement n'est pas suffisant et nous aurons besoin d'une quantité considérable de puissance thermique à développer ; le débit massique est très grand également le débit volumique.

V.4.1.3 Alternance du cycle à régénération

Le taux de compression à puissance maximale de cycle de Brayton-Joule ouvert à air simple, donne lieu à une température sortie-turbine de 520,4K pour une température sortie-compresseur de 400,7K. Cette différence de 119,7K constitue un potentiel maximum de régénération.

En supposant un régénérateur avec ΔT_{min} de 10 K en chaud, le potentiel de régénération est réduit à 109,7 K. L'énergie thermique à fournir par le parc thermique est dans ce cas de régénération est réduite à :

$$\dot{Q}_h = 1340. 1,057(663-510,4)$$

$$\dot{Q}_h = 216140 \text{ kW}$$

Le rendement du cycle de régénération est de $\eta = \frac{50000}{216140} = 0.231$

Soit 23.1%

Ainsi la régénération permet de réduire l'énergie solaire fournie d'environ :

$(365974 - 216140) = 149834 \text{ kW}$, et la surface du parc solaire d'environ 40.9% par rapport au cycle sans régénération.

V.4.2 Cycle fermé

V.4.2.1 Détermination de taux de compression optimal

Pour : $T_5 = 400^\circ\text{C} \quad \Leftrightarrow \quad T_3 = T_5 - 10 = 390^\circ\text{C} = 663\text{K}$

$$P_r^* = (\eta_{ic}\eta_{it}(T_3/T_1))^{1/(\alpha_c + \alpha_t)}$$

$$P_r^* = (0.85 * 0.9(663/288))^{1/(0.8)}$$

$$P_r^* = 2.029$$

V.4.2.2 Détermination de débit d'Hélium :

$$T_2 = T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{ic}} \left(p_r \frac{R}{c_{pa}} - 1 \right) \right\}$$

$$T_2 = 288 \left\{ 1 + \frac{1}{0.85} \left(2.0287^{\frac{8.314}{20.7875}} - 1 \right) \right\} = 398.8 \text{ K}$$

$$T_4 = 663 \left\{ 1 - 0.9 \left[1 - 2.0287^{-\left(\frac{8.314}{20.7875}\right)} \right] \right\} = 515.9 \text{ K}$$

$$T_2 - T_1 = 110.8 \text{ K} \quad \text{et} \quad T_3 - T_4 = 147.1 \text{ K}$$

En utilisant l'organigramme (3) et les températures trouvées, après les calculs avec la variation de débit d'air d'une plage de [200,269] mentionnée dans (Annexe B), on a trouvé un débit optimal ($\dot{m}_{He} = 266 \text{ kg/s}$) avec un rendement maximum de 0.1371, et une puissance électrique de (50064.938kWe).

Pour produire cette puissance on aura besoin de 364932.265kW thermique, et tous les résultats des puissance en fonction des débits sont mentionnés dans (Annexe B).

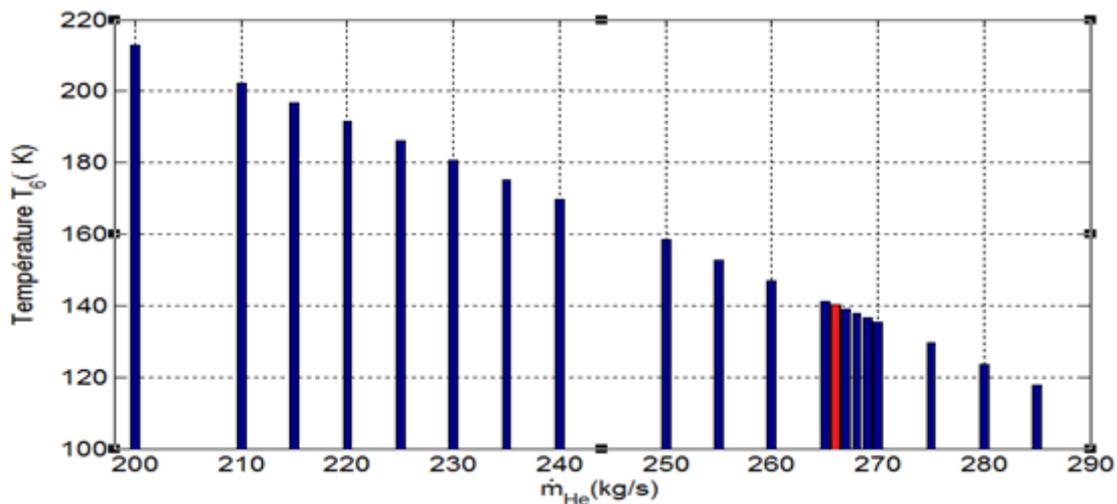


Figure V.9. Variation de T_6 en fonction de débit \dot{m}_{He} avec cycle fermé

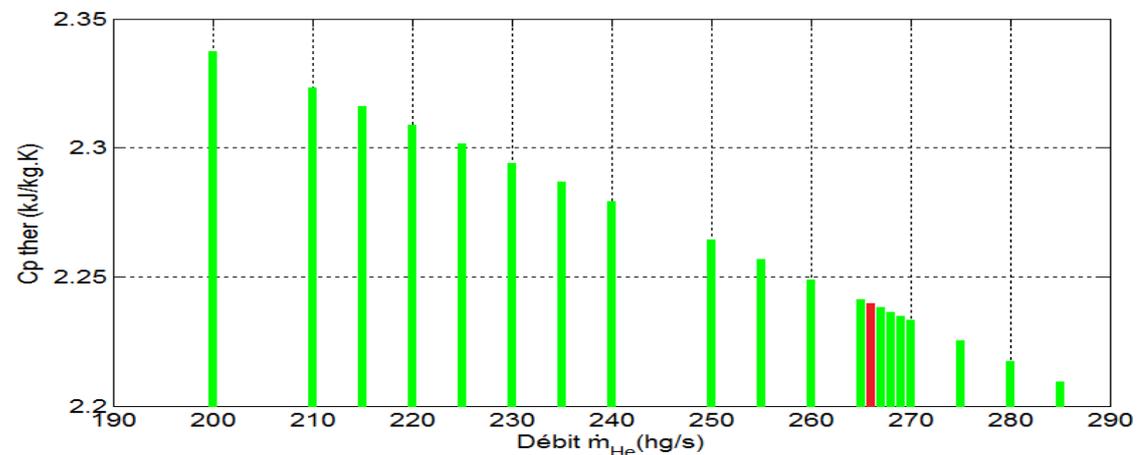


Figure V.10. Variation de Cp_{ther} en fonction de débit \dot{m}_{He} avec cycle fermé

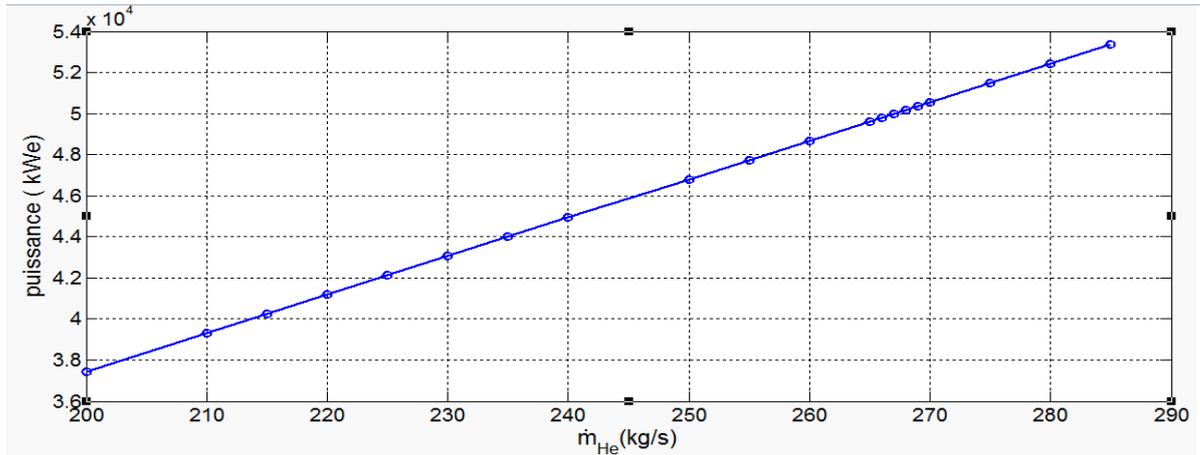


Figure V.11. La puissance P électrique en fonction de débit \dot{m}_{He} avec cycle fermé

V.4.2.3 Alternative du cycle à régénération

Le taux de compression à puissance maximale de cycle de Brayton-Joule fermé à Hélium, donne lieu à une température sortie-turbine de 515,9K pour une température sortie-compresseur de 398,8K. Cette différence de 117,1K constitue un potentiel maximum de régénération comme le cycle ouvert à air.

En supposant un régénérateur avec ΔT_{min} de 10 K en chaud, le potentiel de régénération est réduit à 107,7 K. L'énergie thermique à fournir par le parc thermique est dans ce cas de régénération est réduite à :

$$\dot{Q}_h = 266. 5,193. (663-505,9)$$

$$\dot{Q}_h = 217008 \text{ kW}$$

Le rendement du cycle de régénération est de $\eta = \frac{50000}{217008} = 0.23$

Soit 23%

Ainsi la régénération permet de réduire l'énergie solaire fournie d'environ :

$(364932 - 217008) = 147924 \text{ kW}$, et la surface du parc solaire d'environ 40.9% par rapport au cycle sans régénération.

V.4.3 Comparaison entre les deux cycles

Tableau V.7. Comparaison de deux cycles avec cylindro-parabolique

Grandeur	Cycle à air	Cycle à hélium
$T_6(K)$	412,2	413.1
Débit (kg/s)	1340	266
Rendement	0.1368	0.1371
Q_{23} (MW)	365.974	364.932
Rendement (régénération)	0.231	0.23
Q_{23} (MW) (régénération)	216.140	217.008

On remarque que le débit massique d'air \dot{m}_a est beaucoup trop grand par rapport au débit d'Hélium \dot{m}_{He} , les autres grandeurs sont presque égales. Les deux cycles demandent de grosses machines (compresseur, échangeur, turbine) puisque leurs débits volumiques sont grands; les deux cycles ne développent pas un bon rendement qui tourne autour de **0.137** ce qui engendre une quantité considérable de puissance thermique que doit fournir le champ solaire.

L'alternative de la régénération permet de réduire l'énergie solaire fournie d'environ de **148 MW** pour les deux cycles et d'augmenter le rendement à **0.23**

V.5 Détermination des débits de deux cycles avec une Tour Solaire pour une puissance de 50 MW électrique

V.5.1 Cycle ouvert

V.5.1.1 Détermination de taux de compression optimal

Pour $T_5 = 900^\circ\text{C}$

$$T_3 = T_5 - 10 = 890^\circ\text{C} = 1163^\circ\text{K}$$

$$P_r^* = (\eta_{ic}\eta_{it}(T_3/T_1))^{1/(\alpha_c + \alpha_t)}$$

$$P_r^* = (0.85 * 0.9(1163/288))^{1/(0.56)}$$

$$P_r^* = 7.494$$

V.5.1.2 Détermination de débit d'air

$$T_2 = T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{ic}} (p_r^{\frac{R}{c_{pa}}} - 1) \right\}$$

$$T_2 = 288 \left\{ 1 + \frac{1}{0.85} (7.494^{\frac{8.314}{29,51206}} - 1) \right\} = 546.8 \text{ K}$$

$$T_4 = 1163 \left\{ 1 - 0.9 \left[1 - 7.494^{-\left(\frac{8.314}{32,9198}\right)} \right] \right\} = 745.8 \text{ K}$$

Après les calculs avec la variation de débit d'air de la plage de [100 à 239] (kg/s) mentionnée dans (**Annexe C**), on a trouvé un débit optimal ($\dot{m}_a = 237 \text{ kg/s}$) avec un rendement maximum de **0.3282** et une puissance électrique de (**50 209.4 kWe**).

Pour produire cette puissance on aura besoin de **152947.5 kW** thermique ; tous les résultats des puissance en fonction des débits sont mentionnés dans (**Annexe C**)

Pour le circuit développé, on note un bon rendement, qui est proche du rendement du cycle à réacteur nucléaire à eau bouillante (BWR) ainsi que les installations classiques des turbines à gaz.

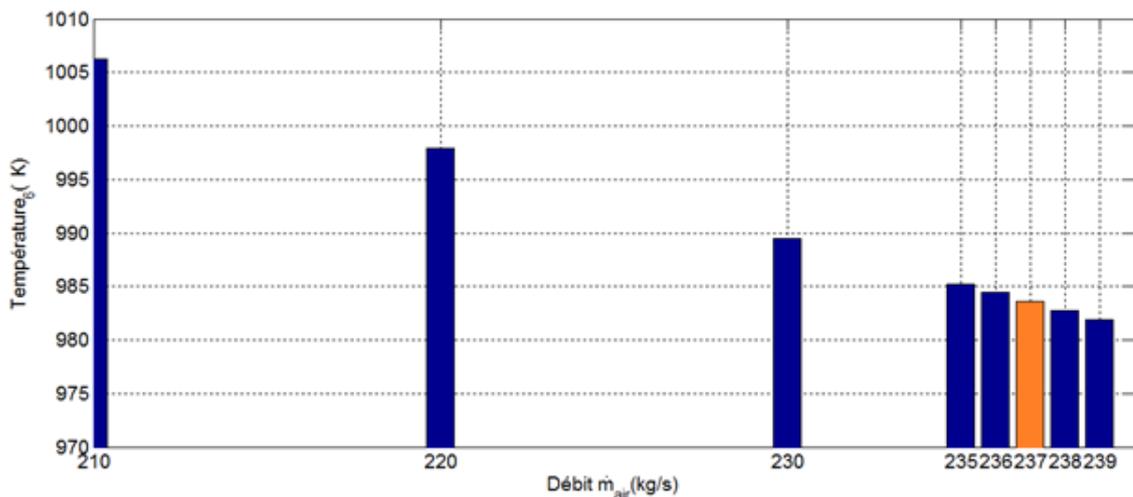


Figure V.12. Variation de T_6 en fonction de débit \dot{m}_a avec cycle ouvert

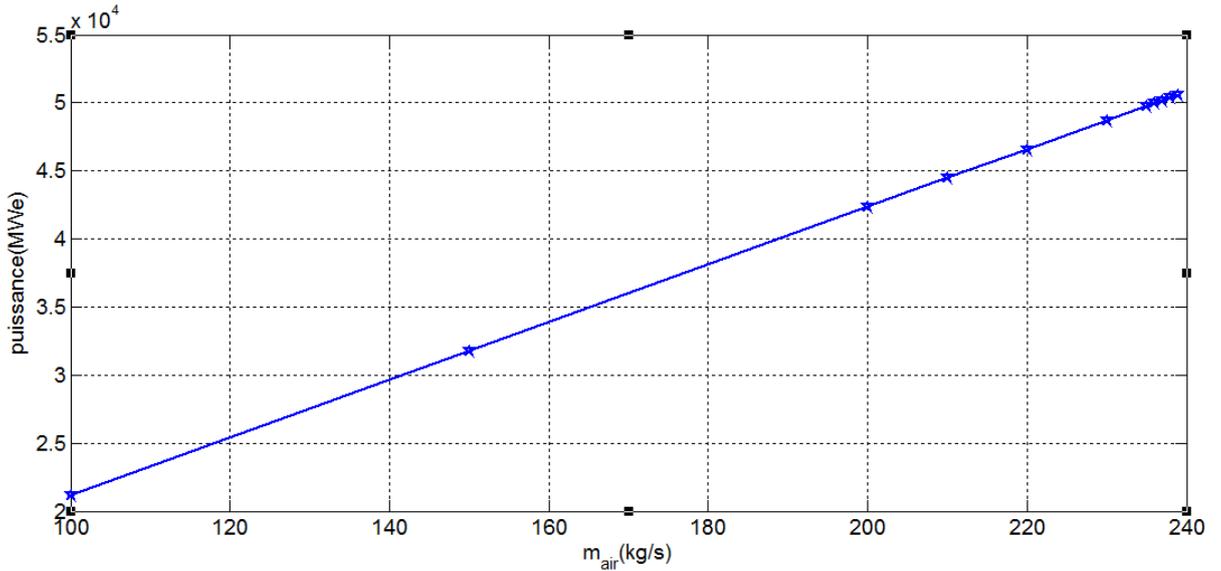


Figure V.13. La puissance P électrique en fonction de débit \dot{m}_a avec cycle ouvert

V.5.2 Cycle fermé

V.5.2.1 Détermination de taux de compression optimal

Pour : $T_5 = 900^\circ\text{C}$

$$T_3 = T_5 - 10 = 890^\circ\text{C} = 1163^\circ\text{K}$$

$$P_r^* = (\eta_{ic}\eta_{it}(T_3/T_1))^{1/(\alpha_c + \alpha_t)}$$

$$P_r^* = (0.85 * 0.9(1163/288))^{1/(0.8)}$$

$$P_r^* = 4.095$$

V.5.2.2 Détermination de débit d'Hélium

$$T_2 = T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{ic}} \left(p_r \frac{R}{c_{pa}} - 1 \right) \right\}$$

$$T_2 = 288 \left\{ 1 + \frac{1}{0.85} \left(4.095 \frac{8.314}{20.7875} - 1 \right) \right\} = 544.7\text{K}$$

$$T_4 = 1163 \left\{ 1 - 0.9 \left[1 - 4.095^{-\left(\frac{8.314}{20.7875} \right)} \right] \right\} = 711.8 \text{ K}$$

$$T_2 - T_1 = 256.7 \text{ K}$$

$$T_3 - T_4 = 451.2 \text{ K}$$

Afin de trouver le débit d'hélium on procède avec la même méthode. Après les calculs avec la variation de débit d'air d'une plage de [20,50] mentionnée dans (**Annexe D**), on trouve un débit optimal ($\dot{m}_{He} = 49.6 \text{ kg/s}$) avec un rendement maximum de **0.3145**, et une puissance électrique de (**50092.6kWe**).

Pour produire cette puissance on aura besoin de **159258.6 kW** thermique ; tous les résultats des puissance en fonction des débits sont mentionnés dans (**Annexe D**)

On remarque que le débit d'Hélium est très favorable pour le circuit tour solaire, avec une haute température.

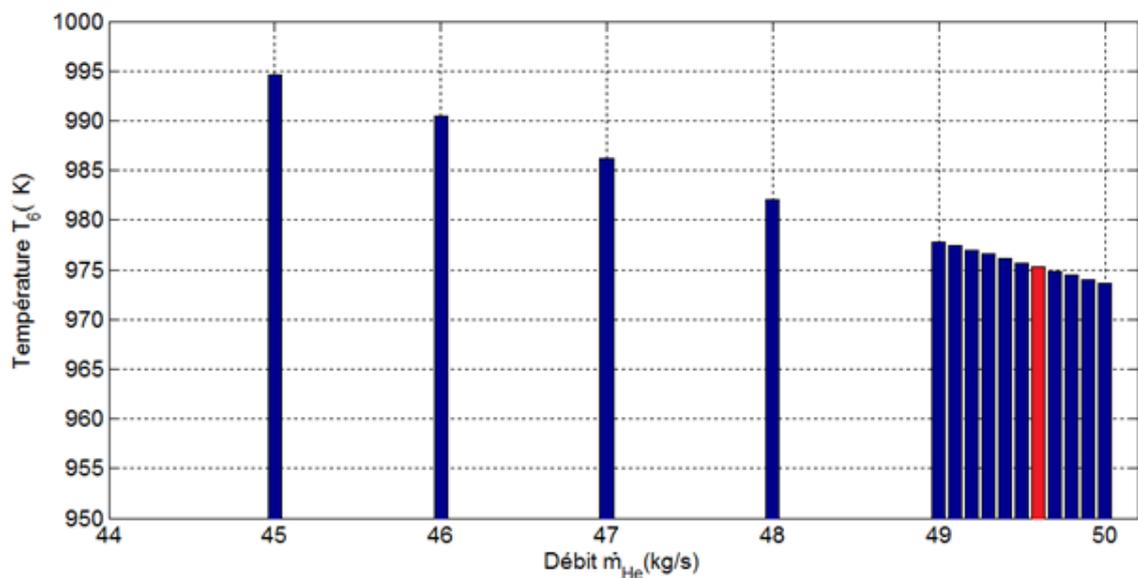


Figure V.14. Variation de Cp_{ther} en fonction de débit \dot{m}_{He} avec cycle fermé

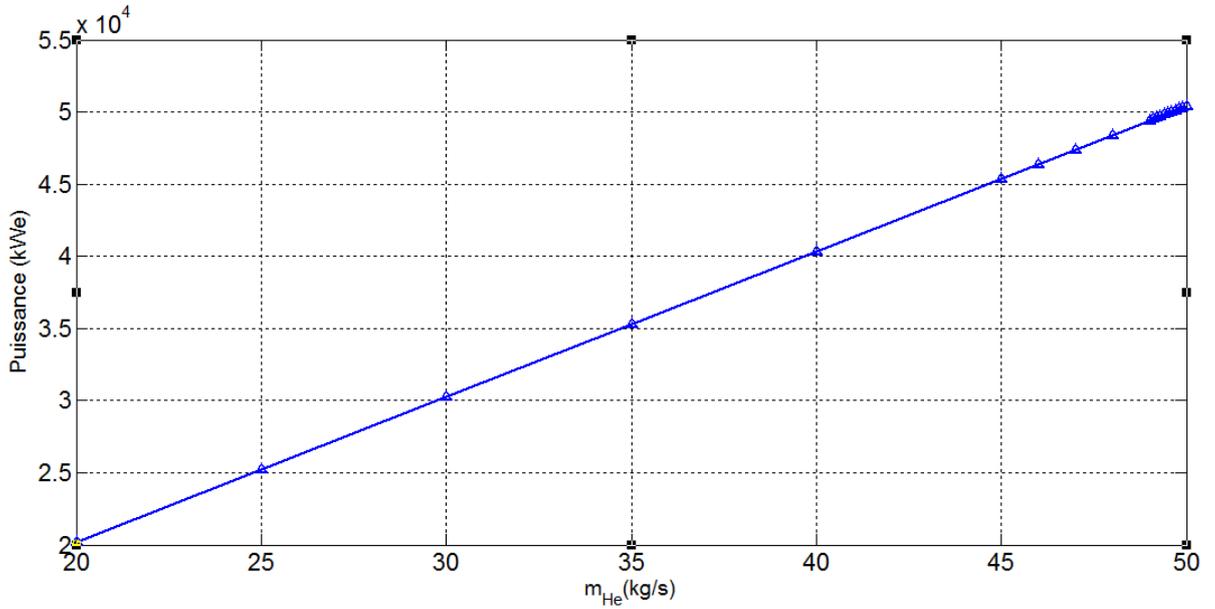


Figure V.15. La puissance P électrique en fonction de débit \dot{m}_{He} avec cycle fermé

V.5.3 Comparaison entre les deux cycles avec Tour Solaire et température source chaude à 900°C

Tableau V.8. Comparaison de deux cycles avec Tour solaire

Grandeur	Cycle à air	Cycle à hélium
T_6 (°K)	983.6	975.3
Débit (kg/s)	237	49.6
Rendement	0.3282	0.3145
Cp_{sel} (kJ/kg.K)	1.288	1.285
Q_{23} (MW)	152.947	159.258

On remarque que les deux débits \dot{m}_a et \dot{m}_{He} , sont acceptables ; les rendements de 0.328 pour l'air et 0.315 pour l'Hélium sont également acceptables.

V.6 Etude d'une centrale à capteurs C.P pour une ville saharienne

Dans notre application des résultats qu'on a trouvé, nous allons évaluer les deux cycles ouvert et fermé pour une ville de **50MW** qui sera alimentée totalement par le solaire, avec les débits qu'on a trouvé ci-dessus pour le circuit cylindro-parabolique on calculera la puissance produite en l'absence de l'ensoleillement (pendant la nuit).

V.6.1 Estimation de stockage

On estimera une $\Delta T=20K$ dans l'échangeur de chaleur de stockage, on a deux chutes de température dans l'échangeur de chaleur de stockage, durant le jour et la nuit par la circulation de sel fondu dans le jour de réservoir froid vers le réservoir chaud, durant la nuit le sel chauffe le **theminol VP-1** en circulant de réservoir chaud au réservoir froid.

V.6.1.1 Cycle ouvert à air

$$T_5 = 360^\circ C$$

On aura : $T_3 = 350^\circ C = 623 K$

$$P_r^* = (\eta_{ic}\eta_{it}(T_3/T_1))^{1/(\alpha_c+\alpha_t)}$$

$$P_r^* = (0.85 * 0.9(623/288))^{1/(0.56)}$$

$$P_r^* = 2.458$$

- **Détermination de débit d'air :**

$$T_2 = T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{ic}} (p_r^{c_{pa}} - 1) \right\}$$

$$T_2 = 288 \left\{ 1 + \frac{1}{0.85} (2.458^{\frac{8.314}{29,2584}} - 1) \right\} = 386.7 K$$

$$T_4 = 623 \left\{ 1 - 0.9 \left[1 - 2.458^{-\left(\frac{8.314}{30,4012}\right)} \right] \right\} = 500.7 K$$

En procédant avec la même méthode pendant l'ensoleillement avec les mêmes débits. Durant la nuit on aura besoin de **321542.5 kW** à stocker pour produire **39961.1kWe** et les tous les résultats sont mentionnés dans (**Annexe E**)

Avec la régénération, on aura besoin de **243118.7kW** thermique.

V.6.1.2 Cycle à Hélium

$$T_3 = 350^\circ\text{C}$$

$$P_r^* = (\eta_{ic}\eta_{it}(T_3/T_1))^{1/(\alpha_c + \alpha_t)}$$

$$P_r^* = (0.85 * 0.9(623/288))^{1/(0.8)}$$

$$P_r^* = 1.8769$$

- **Détermination de débit d’Hélium :**

$$T_2 = T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{ic}} \left(p_r^{\frac{R}{c_{pa}}} - 1 \right) \right\}$$

$$T_2 = 288 \left\{ 1 + \frac{1}{0.85} \left(1.8769^{\frac{8.314}{20.7875}} - 1 \right) \right\} = 385 \text{ K}$$

$$T_4 = 623 \left\{ 1 - 0.9 \left[1 - 1.8769^{-\left(\frac{8.314}{20.7875}\right)} \right] \right\} = 498.2 \text{ K}$$

$$T_2 - T_1 = 97 \text{ K}$$

$$T_3 - T_4 = 124.9 \text{ K}$$

Pour le cycle d’Hélium on utilise la même méthode ; on aura besoin de **328757.9kW** à stocker pour produire **38392.08 kW** électrique et les tous les résultats sont mentionnés dans (**Annexe F**)

Avec la régénération on aura besoin de **241457.9 kW** thermique

V.6.1.3 Calcul de la quantité de chaleur stockée selon les saisons

On maximise les résultats trouvés avec des pertes dans les deux réservoirs, pour les quantités de chaleurs a stockées pour les deux cycles : $\dot{Q}_{st}(\text{par jour}) = 365\text{MW}$

On stocke pendant le jour avec le fluide caloporteur **therminol VP-1** à 400°C

Avec : \dot{Q}_{st} (par jour) est la chaleur à stockée par jour.

D'où on déduit le tableau suivant :

Tableau V.9. Les quantités de chaleur stockée selon les saisons

Saison	Hiver	Automne/Printemps	Eté
t(h)/j	18	15	12
$\dot{Q}_{st}(MWh)/j$	6570	5475	4380

V.6.1.4 Calcul du volume des réservoirs selon la saison

- **Calcul de la masse volumique moyenne $\overline{\rho_{sel}}$ du sel fondu**

On a : $T_c = 653 K$ et $T_f = 423 K$

$$\overline{\rho_{sel}} = \frac{1}{T_c - T_f} \int_{T_f}^{T_c} (2034 - 0,866T) dT \Rightarrow \overline{\rho_{sel}} = \frac{1}{653 - 423} \int_{423}^{653} (2034 - 0,866T) dT$$

$$\Rightarrow \overline{\rho_{sel}} = \frac{1}{653 - 423} \left[2034T - 0,866 \frac{T^2}{2} \right]_{423}^{653} = 1568,092 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

- **Calcul de la chaleur spécifique moyenne $\overline{Cp_{sel}}$ du sel fondu**

$\overline{Cp_{sel}}$ entre deux températures $T_c = 653K$ et $T_f = 423K$ est:

$$\overline{Cp_{sel}} = \frac{1}{T_c - T_f} \int_{T_f}^{T_c} (12,26 + 0,01848T) dT$$

$$\Rightarrow \overline{Cp_{sel}} = \frac{1}{653 - 423} \int_{423}^{653} (12,26 + 0,01848T) dT$$

$$\Rightarrow \overline{Cp_{sel}} = \frac{1}{653-423} \left[12,26T + 0,01848 \frac{T^2}{2} \right]_{423}^{653} = 0.897 \text{ kj/kg.K}$$

Dont le volume des réservoirs $V = \frac{Q_{st}(\text{par jour})}{Cp_{sel} \cdot \rho_{sel} (T_c - T_f)}$, selon les saisons qui sont indiquées dans le tableau suivant :

Tableau V.10. Capacité des réservoirs selon les saisons

Saison	Hiver	Automne/Printemps	L'été
$Q_{st}(MWh)$	5940	5475	4380
$V(m^3)$	73109.9	60924.9	48739.9

Le réservoir sera dimensionné par le volume de l'hiver. et ces valeurs seront réduites d'environ de 40% pour les cycles avec régénération.

V.6.2 Détermination des échangeurs de chaleur à utiliser

V.6.2.1 Cycle à air

- **efficacité de chauffage**

En utilisant l'équation (IV.34) :

$$\varepsilon_c = \frac{(T_3 - T_2)}{(T_5 - T_2)} \qquad \varepsilon_c = 0.96$$

V.6.2.2 Cycle à Hélium

- **efficacité de chauffage**

$$\varepsilon_c = \frac{(T_3 - T_2)}{(T_5 - T_2)} \qquad \varepsilon_c = 0.98$$

V.6.3 Détermination de nombre des capteurs

Pour la détermination de nombre de capteurs à installer, nous prendrons les performances et les dimensions de capteurs installés à la centrale hybride de Hassi R'Mel ; nous les calculons avec les équations (II.25) et (II.26)

En se basant sur les données de la centrale de Hassi R'Mel, pour la puissance utile de chaque collecteur : $\dot{Q}_c = 375 \text{ kW}$ (par capteur)

$$\Delta T_{SF} = T_5 - T_6 = 400 - 140 = 260 \text{ °C}$$

$$\Delta T_c = 12.5 \text{ donnée de la centrale de Hassi R'Mel}$$

$$\text{Alors : } N = \frac{260}{12.5} = 21 \text{ collecteurs}$$

$$M = \frac{\dot{Q}_{tot}}{N \cdot \dot{Q}_c} = \frac{365000}{21 \cdot 375} = 46 \text{ rangées}$$

Il faudra en tout 966 collecteurs pour produire 50 MWe

 Avec la régénération

Avec l'application de la méthode itérative au niveau de l'échangeur au niveau de la circulation de **therminol**, on trouve $T_6 = 257 \text{ °C}$

$$\text{Alors : } \Delta T_{SF} = T_5 - T_6 = 400 - 257 = 143 \text{ °C}$$

$$N = \frac{143}{12.5} = 12 \text{ collecteurs}$$

$$M = \frac{\dot{Q}_{tot}}{N \cdot \dot{Q}_c} = \frac{216000}{12 \cdot 375} = 48 \text{ rangées}$$

Il faudra en tout 576 collecteurs pour produire 50 MWe; ainsi alimenté le cycle à air

De côté pratique pour diminuer le débit de l'entrée de compresseur, on va diviser la centrale en deux pour produire les 50MW, on installe donc deux centrales de 25 MWe chacune et pour le stockage restera toujours contraignant économiquement, il multiplie en deux toutes les performances ainsi le champ solaire.

V.7 Conclusion et Interprétation

Dans ce dernier chapitre on a appliqué les organigrammes développés dans le chapitre précédent; on conclut que :

- Pour la première partie de nos résultats, nous avons remarqué que la température T_3 de l'entrée à la turbine est faible; le réseau de capteurs cylindro-paraboliques n'est pas favorable à l'obtention des taux de compressions élevés contrairement à la tour solaire
- Dans la deuxième partie de nos calculs, nous avons premièrement fixé le débit \dot{m}_s en se basant sur les données de la centrale hybride de Hassi R'Mel pour une application de 50MW ; pour les deux circuits le débit d'hélium est plus favorable que le débit d'air qui vérifie l'importance de la chaleur spécifique élevée de l'Hélium
- Pour le circuit cylindro-parabolique, les rendements sont faibles; ils induisent une augmentation considérable de la puissance thermique à récolter du champ de capteurs cylindro-paraboliques
- Pour le circuit de la tour solaire, les rendements de 0.32 sont acceptables; ils correspondent aux cycles thermiques classiques.
- Dans tous les cas, les deux cycles demandent des débits volumiques grands
- L'alternative de la régénération s'avère très pratique et réduit d'environ 40% le parc solaire de collecte et la puissance thermique ainsi que les volumes à stocker; elle augmente le rendement à 23% pour les deux cycles à capteurs cylindro-paraboliques.

Après toutes les évaluations faites, nous avons dimensionné une centrale alimentée à l'énergie solaire avec des capteurs cylindro-paraboliques avec un stockage.

La source de chaleur de 400°C obtenue par capteurs cylindro-paraboliques est insuffisante pour réaliser des centrales à rendement élevée et taille de machines acceptables. Le cycle à Hélium a un avantage sur le cycle à air de par son débit massique plus acceptable à puissance égale.

V.8 Perspectives d'amélioration du cycle turbine à gaz ouvert à air

On a vu que les performances de cycle ouvert sont améliorées par la régénération en termes de rendement et de réduction du parc solaire de collecte.

Une autre amélioration consisterait à injecter de la vapeur d'eau à la sortie du compresseur à fin d'augmenter le débit massique entre 30 et 40% et de régénérer cet air humide dans un échangeur avec un ΔT minimal de 10°C, par exemple; le résultat escompté est de réduire le débit massique d'air humide, dont une estimation première donne 440 kg/s au lieu de 1340 kg/s, donc d'obtenir des machines moins volumineuses.

Dans une autre perspective et d'après nos résultats, il s'avère que la température à sortie de la turbine à gaz est très importante pour produire de la vapeur ; avec cette alternative est utilisée dans les cycles des turbines à gaz avec injection de la vapeur (STIG, EGT, HAT, LOTHECO.....). [15]

Dans le but d'augmenter la puissance de la turbine sans varier la puissance de compresseur trouvée auparavant, nous allons proposer une technique très récente basée sur l'injection de la vapeur afin d'enrichir la chaleur spécifique de l'air au niveau de l'échangeur de chaleur alimenté par le champ solaire cylindro-parabolique. On exploite la chaleur de l'air d'échappement pour humidifier l'air par génération de vapeur. Le schéma dans l'**Annexe K** illustre les différentes étapes de ce genre de cycle.

CONCLUSION GENERALE

D'après cette étude, nous avons constaté que le cycle Brayton-Joule simple alimenté en énergie par les capteurs à concentration cylindro-paraboliques ne développe pas des rendements acceptables ; la problématique principale est que les taux de compression optimaux pour les cycles que nous avons évalué sont faibles ; ils dépendent du rapport des températures d'entrée à la turbine et du compresseur. D'après les études économiques et la durée de vie des installations, il semble que dans le domaine de la production de l'électricité avec le solaire, les capteurs à cylindro-parabolique sont les mieux adaptés et les plus robustes, et l'air est le fluide de cycle abondant dans la nature. Mais l'Hélium est très cher et difficile à maintenir dans un circuit étanche; les améliorations les plus probables pour le cycle de Brayton-Joule ouvert à air sont la régénération et l'injection de la vapeur d'eau à la sortie de compresseur pour augmenter pour augmenter la chaleur spécifique de l'air donc le travail de la turbine. Le rendement et la puissance se trouvent ainsi améliorés.

Les atouts énergétiques de l'Algérie dans le domaine solaires sont indiscutablement favorables au développement de cette filière énergétique en commençant par les technologies déjà prouvées. Plus vite sera développée cette filière, plus vite on commencera à économiser sur les ressources en gaz et pétrole pour les générations futures. Les rendements actuels quoique modestes à 20-25% sont appelés à amélioration à moyen terme.

La centrale hybride de Hassi R'Mel constitue à cet égard une première réalisation riche d'expérimentation.

- [1] **N. El Gharbi**, Bulletin des énergies renouvelables, CDER N°21 2011.
- [2] **B. Derradji**, 'Le projet de la centrale hybride Solaire / Gaz de Hassi R'Mel', Conférence Stratégique Internationale - CSI6 Alger, du 16 - 17 Novembre 2008.
- [3] **C. Zidani, F. Benyarou et B. Benyoucef**, 'Simulation de la position apparente du soleil et estimation des Energies Solaires incidentes sur un Capteur Plan pour la Ville de Tlemcen', Revue sur les énergies Renouvelables, Vol.6, 2003.
- [4] **J. Bernard**, Energie solaire Calculs et optimisation. Edition ellipses, 2004.
- [5] **Duffie, J.A., Beckman, W.A.**, 'Solar engineering of thermal processes'. 2nd Wiley-Interscience 1980.
- [6] **M. Capderou**, ATLAS SOLAIRE de l'Algérie, Tome 1.
- [7] **J. De la Torre**, 'Calculs de sensibilités par méthode de Monte-Carlo, pour la conception de procédés à énergie solaire concentrée', INP Toulouse, 2011.
- [8] **Q. Sylvain**, 'Les centrales solaires à concentration', Université de liège, 2007.
- [9] **J. M. Monteil**, "Centrale à cycle combiné Composants potentiels", Techniques de l'ingénieur, BE 8906.
- [10] **Gordon J. Van Wylen et Richard E. Sonntag**, "Thermodynamique appliquée", 2^{ème} édition, Editions du Renouveau Pédagogique. Inc. Montréal (Québec), 1981.
- [11] **Alain Ferrière**, Énergie Solaire (PROMES).
- [12] **Incropera, F.P., De Witt, D.P.** 'Introduction to Heat Transfer', 1990, 2nd Ed, John Wiley & sons.
- [13] **Group Provoc**, Vapour and liquid phase heat transfer fluid by SOLUTIA. T, B, S 10-04 (12/98).
- [14] **R. H. Perry D. W. Green**, Perry's chemical engineers' handbook, seventh edition, McGraw-Hill 1997.
- [15] **A. Oulmi**, Analyse thermodynamique d'un cycle combiné intégrant une source de chaleur à basse température (cycle LOTHECO), PFE, Génie Mécanique, 2010.

ANNEXES

Les itérations de calcul de débit d'air :

Dans la cas de cicrcuit cylindro-parabolique

Annexe A : Les itérations de calcul de débit d'air de circuit cylindro-parabolique

m air(kg/s)	T6 (K)	Cp ther(kJ/kg.K)	T5-T6(K)	Q23(kW)	Wc(kW)	Wt(kW)	REND(η)	P(kWe)
100	656,25946	2,60200982	16,740543	27311,528	27311,528	15166,58	0,1368372	3737,2344
200	639,098	2,569707575	33,901997	54623,123	54623,123	30333,159	0,1368371	7474,4688
300	621,52344	2,538576608	51,476558	81934,596	81934,596	45499,739	0,1368372	11211,703
400	603,54106	2,508471739	69,458942	109245,84	109245,84	60666,318	0,1368376	14948,938
500	585,15174	2,479224014	87,848256	136557,78	136557,78	75832,898	0,1368371	18686,172
600	566,35288	2,450646983	106,64712	163869,24	163869,24	90999,478	0,1368372	22423,406
700	547,13471	2,422535842	125,86529	191180,56	191180,56	106166,06	0,1368374	26160,641
800	527,48052	2,394672585	145,51948	218491,63	218491,63	121332,64	0,1368376	29897,875
900	507,36395	2,36682661	165,63605	245803,95	245803,95	136499,22	0,1368371	33635,11
1000	486,75168	2,338762571	186,24832	273115,31	273115,31	151665,8	0,1368372	37372,344
1100	465,59735	2,31023595	207,40265	300426,46	300426,46	166832,38	0,1368374	41109,579
1150	454,79933	2,295721977	218,20067	314081,9	314081,9	174415,67	0,1368375	42978,196
1200	443,84307	2,280999559	229,15693	327737,19	327737,19	181998,96	0,1368377	44846,813
1250	432,71759	2,266035617	240,28241	341394,29	341394,29	189582,25	0,1368372	46715,43
1300	421,41522	2,250803097	251,58478	355049,91	355049,91	197165,53	0,1368372	48584,047
1310	419,13241	2,24772152	253,86759	357781,03	357781,03	198682,19	0,1368372	48957,771
1311	418,9037	2,247412692	254,0963	358054,14	358054,14	198833,86	0,1368372	48995,143
1312	418,67493	2,247103742	254,32507	358327,25	358327,25	198985,52	0,1368372	49032,516
1313	418,44607	2,246794669	254,55393	358600,37	358600,37	199137,19	0,1368373	49069,888
1314	418,21714	2,246485473	254,78286	358873,48	358873,48	199288,86	0,1368373	49107,26
1315	417,98813	2,246176153	255,01187	359146,59	359146,59	199440,52	0,1368373	49144,633
1316	417,75905	2,24586671	255,24095	359419,7	359419,7	199592,19	0,1368373	49182,005
1317	417,52988	2,245557143	255,47012	359692,81	359692,81	199743,85	0,1368373	49219,377
1318	417,30064	2,245247451	255,69936	359965,92	359965,92	199895,52	0,1368373	49256,75
1319	417,07133	2,244937636	255,92867	360239,03	360239,03	200047,19	0,1368373	49294,122
1320	416,84193	2,244627695	256,15807	360512,14	360512,14	200198,85	0,1368373	49331,494
1330	414,5437	2,241521389	258,4563	363243,25	363243,25	201715,51	0,1368373	49705,218
1340	412,2376	2,238402368	260,7624	365974,36	365974,36	203232,17	0,1368373	50078,941
1345	411,08158	2,236838016	261,91842	367339,91	367339,91	203990,5	0,1368373	50265,803
1350	409,92356	2,235270399	263,07644	368705,46	368705,46	204748,82	0,1368373	50452,665
1355	408,76352	2,233699487	264,23648	370071,01	370071,01	205507,15	0,1368373	50639,526

ANNEXES

Annexe B : Les itérations de calcul de débit d'Hélium de circuit cylindro-parabolique

m He (kg/s)	T6 (°C)	C _{pther} (kJ/kmol.K)	T5-T6 (K)	Q23 (kW)	Wc (kW)	Wt (kW)	η	P(kWe)
200	212,78044	2,337448273	187,21956	274385,26	115089,34	152732,15	0,1371896	37642,811
210	202,21219	2,323179507	197,78781	288104,36	120843,81	160368,76	0,1371897	39524,951
215	196,87447	2,315990513	203,12553	294963,88	123721,04	164187,07	0,1371898	40466,021
220	191,49975	2,308759877	208,50025	301823,38	126598,28	168005,37	0,1371898	41407,092
225	186,08705	2,301483668	213,91295	308682,86	129475,51	171823,67	0,1371899	42348,162
230	180,6353	2,294157953	219,3647	315542,3	132352,74	175641,98	0,1371899	43289,232
235	175,1434	2,286778802	224,8566	322401,71	135229,98	179460,28	0,13719	44230,303
240	169,61017	2,279342299	230,38983	329261,08	138107,21	183278,58	0,1371901	45171,373
250	158,41307	2,264279336	241,58693	342981,72	143861,68	190915,19	0,1371896	47053,513
255	152,74796	2,256647001	247,25204	349841,29	146738,91	194733,5	0,1371896	47994,584
260	147,0362	2,24894178	252,9638	356700,83	149616,15	198551,8	0,1371896	48935,654
265	141,27634	2,241159897	258,72366	363560,36	152493,38	202370,1	0,1371897	49876,724
266	140,11846	2,239593993	259,88154	364932,27	153068,83	203133,76	0,1371897	50064,938
267	138,95858	2,238024844	261,04142	366304,17	153644,27	203897,43	0,1371897	50253,152
268	137,7967	2,236452421	262,2033	367676,07	154219,72	204661,09	0,1371897	50441,366
269	136,63279	2,234876694	263,36721	369047,97	154795,17	205424,75	0,1371897	50629,58

Annexe C : Les itérations de calcul de débit d'air de circuit Tour solaire

m air(kg/s)	T6 (°K)	C _{p sel} (kJ/kg.k)	T5-T6	Wc (kW)	Wt (kW)	Q23 (kW)	η	P(kW)
100	1095,5595	1,329099607	77,440456	26469,577	47654,954	64534,652	0,3282791	21185,376
150	1055,5317	1,31430533	117,46826	39704,366	71482,43	96802,005	0,328279	31778,064
200	1014,5494	1,299158267	158,45058	52939,155	95309,907	129069,44	0,3282787	42370,752
210	1006,2323	1,29608424	166,76775	55586,113	100075,4	135522,95	0,3282787	44489,29
220	997,87344	1,292994823	175,12656	58233,07	104840,9	141976,46	0,3282786	46607,828
230	989,47235	1,28988978	183,52765	60880,028	109606,39	148429,99	0,3282784	48726,365
235	985,25575	1,288331325	187,74425	62203,507	111989,14	151656,75	0,3282784	49785,634
236	984,41113	1,288019155	188,58887	62468,203	112465,69	152302,11	0,3282784	49997,488
237	983,56608	1,287706825	189,43392	62732,898	112942,24	152947,46	0,3282784	50209,342
238	982,7206	1,287394335	190,2794	62997,594	113418,79	153592,82	0,3282783	50421,195
239	981,87469	1,287081684	191,12531	63262,29	113895,34	154238,17	0,3282783	50633,049

Annexe D : Les itérations de calcul de débit d'Hélium de circuit Tour solaire

mHe(kg/s)	T6(°C)	C _{p sel} (kJ/kg.K)	T5-T6 (K)	T2-T1 (K)	T3-T4 (K)	Q23 (kW)	Wc (kW)	Wt (kW)	η	P(kWe)
20	1095,94905	1,329243568	77,050953	256,6964	451,1757	64217,016	26660,488	46859,108	0,3145369	20198,62
35	1035,86998	1,307038344	137,13002	256,6964	451,1757	112379,84	46655,854	82003,439	0,3145367	35347,585
40	1015,36593	1,299460047	157,63407	256,6964	451,1757	128434,17	53320,976	93718,216	0,3145366	40397,24
45	994,608322	1,291788036	178,39168	256,6964	451,1757	144488,54	59986,098	105432,99	0,3145363	45446,895
46	990,425534	1,290242077	182,57447	256,6964	451,1757	147699,42	61319,123	107775,95	0,3145363	46456,826
47	986,232139	1,288692198	186,76786	256,6964	451,1757	150910,3	62652,147	110118,9	0,3145362	47466,757
48	982,028054	1,287138369	190,97195	256,6964	451,1757	154121,19	63985,171	112461,86	0,3145362	48476,688
49	977,813199	1,285580558	195,1868	256,6964	451,1757	157332,08	65318,196	114804,82	0,3145361	49486,619
49,1	977,391118	1,285424557	195,60888	256,6964	451,1757	157653,17	65451,498	115039,11	0,3145361	49587,612
49,2	976,968928	1,285268516	196,03107	256,6964	451,1757	157974,26	65584,801	115273,41	0,3145361	49688,605
49,3	976,546629	1,285112434	196,45337	256,6964	451,1757	158295,35	65718,103	115507,7	0,3145361	49789,599
49,4	976,124222	1,284956312	196,87578	256,6964	451,1757	158616,44	65851,406	115742	0,3145361	49890,592
49,5	975,701706	1,28480015	197,29829	256,6964	451,1757	158937,53	65984,708	115976,29	0,3145361	49991,585
49,6	975,279081	1,284643948	197,72092	256,6964	451,1757	159258,62	66118,01	116210,59	0,3145361	50092,578
49,7	974,856347	1,284487706	198,14365	256,6964	451,1757	159579,71	66251,313	116444,88	0,3145361	50193,571
49,8	974,433503	1,284331423	198,5665	256,6964	451,1757	159900,79	66384,615	116679,18	0,314536	50294,564
49,9	974,010551	1,2841751	198,98945	256,6964	451,1757	160221,88	66517,918	116913,47	0,314536	50395,557
50	973,587489	1,284018736	199,41251	256,6964	451,1757	160542,97	66651,22	117147,77	0,314536	50496,55

ANNEXES

Annexe E : Les itérations de calcul de débit d'air avec stockage

m air(kg/s)	T6 (K)	Cp huile(kJ/kmol.K)	T5-T6(K)	Q23(kW)	Wc (kW)	Wt(kW)	η	p(kWe)
1200	421,95626	2,193315154	211,04374	290229,17	120066,25	155852,29	0,1233027	35786,038
1250	411,79812	2,179781225	221,20188	302321,66	125069,01	162346,13	0,1233029	37277,123
1260	409,74801	2,177041886	223,25199	304740,14	126069,56	163644,9	0,1233029	37575,34
1270	407,69158	2,174291345	225,30842	307158,61	127070,12	164943,67	0,1233029	37873,557
1280	405,62876	2,171529456	227,37124	309577,07	128070,67	166242,44	0,123303	38171,774
1290	403,55948	2,168756073	229,44052	311995,53	129071,22	167541,21	0,123303	38469,991
1300	401,48216	2,165969037	231,51784	314415,72	130071,77	168839,98	0,1233024	38768,208
1305	400,44172	2,164572044	232,55828	315625	130572,05	169489,36	0,1233024	38917,316
1314	398,56473	2,162049975	234,43527	317801,7	131472,54	170658,26	0,1233024	39185,712
1320	397,31038	2,160363209	235,68962	319252,84	132072,88	171437,52	0,1233024	39364,642
1325	398,44248	2,161885627	234,55752	317943,26	132573,15	172086,9	0,1242793	39513,75
1330	397,40538	2,160490998	235,59462	319143,03	133073,43	172736,29	0,1242793	39662,859
1350	393,24026	2,154882636	239,75974	323942,12	135074,53	175333,83	0,1242793	40259,293
1340	395,32619	2,157692819	237,67381	321542,58	134073,98	174035,06	0,1242793	39961,076
1400	382,70693	2,140647155	250,29307	335939,79	140077,29	181827,67	0,1242793	41750,378

Annexe F : Les itérations de calcul de débit d'Hélium avec stockage

m He(kg/s)	T6 (K)	huile(kJ/kmo)	T5-T6(K)	Q23(kW)	Wc (kW)	Wt(kW)	η	p(kWe)
200	183,96508	2,2395382	176,03492	247186,55	100785,12	129651,35	0,1167791	28866,225
210	174,08493	2,2265467	185,91507	259545,76	105824,38	136133,91	0,1167792	30309,537
215	169,09468	2,2199715	190,90532	265725,35	108344	139375,2	0,1167792	31031,192
220	164,06977	2,2133397	195,93023	271904,92	110863,63	142616,48	0,1167792	31752,848
225	159,00927	2,2066485	200,99073	278084,47	113383,26	145857,76	0,1167793	32474,503
230	153,9122	2,1998954	206,0878	284263,99	115902,89	149099,05	0,1167793	33196,159
235	148,77753	2,1930776	211,22247	290443,49	118422,52	152340,33	0,1167794	33917,815
240	143,60421	2,1861925	216,39579	296622,95	120942,15	155581,62	0,1167795	34639,47
250	133,13713	2,1722104	226,86287	308981,76	125981,4	162064,18	0,1167796	36082,782
255	127,83952	2,1651063	232,16048	315162,87	128501,03	165305,47	0,1167791	36804,437
260	122,49984	2,1579266	237,50016	321342,47	131020,66	168546,75	0,1167791	37526,093
265	117,11553	2,1506675	242,88447	327522,06	133540,29	171788,03	0,1167792	38247,748
266	116,0332	2,1492059	243,9668	328757,97	134044,21	172436,29	0,1167792	38392,08
267	114,94902	2,147741	245,05098	329993,89	134548,14	173084,55	0,1167792	38536,411
268	113,86298	2,1462728	246,13702	331229,8	135052,06	173732,8	0,1167792	38680,742

Annexe G : caractéristique de therminol VP-1 [13]

THERMINOL VP-1

Properties of Therminol VP-1 vs Temperatures - Liquid Phase

Temperature °C	Density kg/m ³	Thermal Conductivity W/m.K	Heat Capacity kJ/kg.K	Viscosity		Vapour pressure (absolute) kPa*	Enthalpy kJ/kg	Latent Heat vap. kJ/kg
				Dynamic mPa.s	Kinematic mm ² /s**			
12	1071	0,137	1,523	5,48	5,12	-	0	419,0
20	1064	0,136	1,546	4,29	4,03	-	12,3	414,7
30	1056	0,135	1,575	3,28	3,10	-	27,9	409,3
40	1048	0,134	1,604	2,60	2,48	-	43,8	403,9
50	1040	0,133	1,633	2,12	2,03	-	60,0	398,6
60	1032	0,132	1,662	1,761	1,707	-	76,4	393,3
70	1024	0,131	1,690	1,492	1,458	-	93,2	388,1
80	1015	0,130	1,719	1,284	1,265	-	110,3	382,9
90	1007	0,129	1,747	1,119	1,111	-	127,6	377,8
100	999	0,128	1,775	0,985	0,986	0,5	145,2	372,7
110	991	0,126	1,803	0,875	0,884	0,8	163,1	367,6
120	982	0,125	1,831	0,784	0,798	1	181,3	362,6
130	974	0,124	1,858	0,707	0,726	2	199,7	357,5
140	965	0,123	1,886	0,642	0,665	3	218,4	352,6
150	957	0,121	1,913	0,585	0,612	5	237,4	347,6
160	948	0,120	1,940	0,537	0,566	7	256,7	342,7
170	940	0,118	1,968	0,494	0,526	9	276,2	337,7
180	931	0,117	1,995	0,457	0,491	13	296,0	332,8
190	922	0,115	2,021	0,424	0,460	18	316,1	327,9
200	913	0,114	2,048	0,395	0,432	24	336,5	323,0
210	904	0,112	2,075	0,368	0,407	32	357,1	318,0
220	895	0,111	2,101	0,345	0,385	42	378,0	313,0
230	886	0,109	2,128	0,324	0,366	54	399,1	308,0
240	877	0,107	2,154	0,305	0,348	68	420,5	303,0
250	867	0,106	2,181	0,288	0,332	86	442,2	297,9
260	857	0,104	2,207	0,272	0,317	108	464,1	292,7
270	848	0,102	2,234	0,258	0,304	133	486,3	287,5
280	838	0,100	2,260	0,244	0,292	163	508,8	282,2
290	828	0,098	2,287	0,232	0,281	198	531,6	276,8
300	817	0,096	2,314	0,221	0,271	239	554,6	271,2
310	806	0,095	2,341	0,211	0,262	286	577,8	265,6
320	796	0,093	2,369	0,202	0,254	340	601,4	259,7
330	784	0,091	2,397	0,193	0,246	401	625,2	253,8
340	773	0,089	2,425	0,185	0,239	470	649,3	247,6
350	761	0,086	2,454	0,177	0,233	548	673,7	241,3
360	749	0,084	2,485	0,170	0,227	635	698,4	234,7
370	736	0,082	2,517	0,164	0,222	732	723,4	227,8
380	723	0,080	2,551	0,158	0,218	840	748,8	220,7
390	709	0,078	2,588	0,152	0,214	959	774,4	213,2
400	694	0,076	2,628	0,146	0,211	1090	800,5	205,3
410	679	0,073	2,674	0,141	0,208	1230	827,0	197,0
420	662	0,071	2,729	0,137	0,206	1390	854,0	188,0
425	654	0,070	2,760	0,134	0,205	1470	867,7	183,3

* 1bar = 100kPa - ** 1mm² = 1cSt

Note: Values quoted are typical values obtained in the laboratory from production samples. Other samples might exhibit slightly different data. Specifications are subject to change. Write to Solutia for current sales specifications.

Physical Property Formulae of Liquid

Density (kg/m³) = - 0,90797 * T(°C) + 0,00078116 * T²(°C) - 2,367 * 10⁻⁴ * T³(°C) + 1083,25

Heat capacity (kJ/kg.K) = + 0,002414 * T(°C) + 5,9591 * 10⁻⁴ * T²(°C) - 2,9879 * 10⁻⁶ * T³(°C) + 4,4172 * 10⁻¹¹ * T⁴(°C) + 1,498

Thermal Conductivity (W/m.K) = - 8,19477 * 10⁻⁵ * T(°C) - 1,92257 * 10⁻⁷ * T²(°C) + 2,5034 * 10⁻¹¹ * T³(°C) - 7,2974 * 10⁻¹⁵ * T⁴(°C) + 0,137743

Kinematic viscosity (mm²/s) = e $\left(\frac{544,149}{T(°C)+114,43} - 2,59576 \right)$

Vapour pressure (kPa) = - 0,190859 * T(°C) + 4,35824 * 10³ * T²(°C) - 3,6106 * 10⁵ * T³(°C) + 1,08408 * 10⁷ * T⁴(°C) + 2,12329

Latent Heat Vaporisation (kJ/kg) = - 0,528933 * T(°C) - 7,50103 * 10⁻⁴ * T²(°C) + 1,5622 * 10⁻⁶ * T³(°C) - 3,771 * 10⁻⁹ * T⁴(°C) + 425,18

Annexe H : Chaleur massique de différents gaz [10]

Table A.9

Chaleur massique à pression constante de différents gaz parfaits*

$\bar{C}_{p0} = \text{kJ/kmol}\cdot\text{K}$			
$\theta = T(\text{kelvin})/100$			
Gaz		Plage K	Erreur max. %
N ₂	$\bar{C}_{p0} = 39.060 - 512.79\theta^{-1.5} + 1072.7\theta^{-2} - 820.40\theta^{-3}$	300-3500	0.43
O ₂	$\bar{C}_{p0} = 37.432 + 0.020102\theta^{1.5} - 178.57\theta^{-1.5} + 236.88\theta^{-2}$	300-3500	0.30
H ₂	$\bar{C}_{p0} = 56.505 - 702.74\theta^{-0.75} + 1165.0\theta^{-1} - 560.70\theta^{-1.5}$	300-3500	0.60
CO	$\bar{C}_{p0} = 69.145 - 0.70463\theta^{0.75} - 200.77\theta^{-0.5} + 176.76\theta^{-0.75}$	300-3500	0.42
OH	$\bar{C}_{p0} = 81.546 - 59.350\theta^{0.25} + 17.329\theta^{0.75} - 4.2660\theta$	300-3500	0.43
NO	$\bar{C}_{p0} = 59.283 - 1.7096\theta^{0.5} - 70.613\theta^{-0.5} + 74.889\theta^{-1.5}$	300-3500	0.34
H ₂ O	$\bar{C}_{p0} = 143.05 - 183.54\theta^{0.25} + 82.751\theta^{0.5} - 3.6989\theta$	300-3500	0.43
CO ₂	$\bar{C}_{p0} = -3.7357 + 30.529\theta^{0.5} - 4.1034\theta + 0.024198\theta^2$	300-3500	0.19
NO ₂	$\bar{C}_{p0} = 46.045 + 216.10\theta^{-0.5} - 363.66\theta^{-0.75} + 232.550\theta^{-2}$	300-3500	0.26
CH ₄	$\bar{C}_{p0} = -672.87 + 439.74\theta^{0.25} - 24.875\theta^{0.75} + 323.88\theta^{-0.5}$	300-2000	0.15
C ₂ H ₄	$\bar{C}_{p0} = -95.395 + 123.15\theta^{0.5} - 35.641\theta^{0.75} + 182.77\theta^{-0.5}$	300-2000	0.07
C ₂ H ₆	$\bar{C}_{p0} = 6.895 + 17.26\theta - 0.6402\theta^2 + 0.00728\theta^3$	300-1500	0.83
C ₃ H ₈	$\bar{C}_{p0} = -4.042 + 30.46\theta - 1.571\theta^2 + 0.03171\theta^3$	300-1500	0.40
C ₄ H ₁₀	$\bar{C}_{p0} = 3.954 + 37.12\theta - 1.833\theta^2 + 0.03498\theta^3$	300-1500	0.54

* D'après T.C. Scott et R.E. Sonntag, Univ. of Michigan, inédit (1971). Les données pour C₂H₄, C₃H₈ et C₄H₁₀ sont de K.A. Kobe, Petroleum Refiner 28 n. 2, 113 (1949).

Annexe I: Propriétés de différents gaz parfaits [10]

Table A.8

Propriétés de différents gaz parfaits^a

Gaz	Formule chimique	Masse molaire	$R \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$	$C_{pu} \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$	$C_{pv} \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$	k
Air	—	28.97	0.287 00	1.0035	0.7165	1.400
Argon	Ar	39.948	0.208 13	0.5203	0.3122	1.667
Azote	N ₂	28.013	0.296 80	1.0416	0.7448	1.400
Butane	C ₄ H ₁₀	58.124	0.143 04	1.7164	1.5734	1.091
Dioxyde de carbone	CO ₂	44.01	0.188 92	0.8418	0.6529	1.289
Éthane	C ₂ H ₆	30.07	0.276 50	1.7662	1.4897	1.186
Éthylène	C ₂ H ₄	28.054	0.296 37	1.5482	1.2518	1.237
Hélium	He	4.003	2.077 03	5.1926	3.1156	1.667
Hydrogène	H ₂	2.016	4.124 18	14.2091	10.0849	1.409
Méthane	CH ₄	16.04	0.518 35	2.2537	1.7354	1.299
Monoxyde de carbone	CO	28.01	0.296 83	1.0413	0.7445	1.400
Néon	Ne	20.183	0.411 95	1.0299	0.6179	1.667
Octane	C ₈ H ₁₈	114.23	0.072 79	1.7113	1.6385	1.044
Oxygène	O ₂	31.999	0.259 83	0.9216	0.6618	1.393
Propane	C ₃ H ₈	44.097	0.188 55	1.6794	1.4909	1.126
Vapeur d'eau	H ₂ O	18.015	0.461 52	1.8723	1.4108	1.327

^a (C_{pu} , C_{pv} , et k sont à 300 K.)

ANNEXES

Annexe J: Propriétés d'Hélium

■ *Thermophysical Properties of Matter*

TABLE A.4 *Continued*

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg·K)	$\mu \cdot 10^7$ (N·s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^2$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Carbon Monoxide (CO) (continued)							
650	0.51806	1.101	301	58.1	47.0	82.4	0.705
700	0.48102	1.114	315	65.5	50.0	93.3	0.702
750	0.44899	1.127	329	73.3	52.8	104	0.702
800	0.42095	1.140	343	81.5	55.5	116	0.705
Helium (He), $M = 4.003$ kg/kmol							
100	0.4871	5.193	96.3	19.8	73.0	28.9	0.686
120	0.4060	5.193	107	26.4	81.9	38.8	0.679
140	0.3481	5.193	118	33.9	90.7	50.2	0.676
160	—	5.193	129	—	99.2	—	—
180	0.2708	5.193	139	51.3	107.2	76.2	0.673
200	—	5.193	150	—	115.1	—	—
220	0.2216	5.193	160	72.2	123.1	107	0.675
240	—	5.193	170	—	130	—	—
260	0.1875	5.193	180	96.0	137	141	0.682
280	—	5.193	190	—	145	—	—
300	0.1625	5.193	199	122	152	180	0.680
350	—	5.193	221	—	170	—	—
400	0.1219	5.193	243	199	187	295	0.675
450	—	5.193	263	—	204	—	—
500	0.09754	5.193	283	290	220	434	0.668
550	—	5.193	—	—	—	—	—
600	—	5.193	320	—	252	—	—
650	—	5.193	332	—	264	—	—
700	0.06969	5.193	350	502	278	768	0.654
750	—	5.193	364	—	291	—	—
800	—	5.193	382	—	304	—	—
900	—	5.193	414	—	330	—	—
1000	0.04879	5.193	446	914	354	1400	0.654
Hydrogen (H₂), $M = 2.016$ kg/kmol							
100	0.24255	11.23	42.1	17.4	67.0	24.6	0.707
150	0.16156	12.60	56.0	34.7	101	49.6	0.699
200	0.12115	13.54	68.1	56.2	131	79.9	0.704
250	0.09693	14.06	78.9	81.4	157	115	0.707
300	0.08078	14.31	89.6	111	183	158	0.701

Annexe K : Cycle ouvert à air avec injection de la vapeur

