

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique



Département Génie Mécanique

Mémoire de projet de fin d'études

pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie Mécanique

Etude et dimensionnement d'un cycle thermodynamique pour une mini-centrale solaire prévue à Ghardaïa

Fayssal SIDIKI

Sous la direction de

M. Hocine BENNOUR

Présenté et soutenu publiquement le 25/06/2016

Composition du Jury :

Président	M. Arezki SMAILI	Professeur	ENP Alger
Promoteur	M. Hocine BENNOUR	Docteur	ENP Alger
Examineur	M. Saïd RECHAK	Professeur	ENP Alger
Examineur	M. Mohamed BEN BRAIKA	Docteur	ENP Alger

ENP (2016)

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique



Département Génie Mécanique

Mémoire de fin d'études

pour l'obtention du diplôme Master en Mécanique de Solide

Etude et dimensionnement d'un cycle thermodynamique pour une mini-centrale solaire prévue à Ghardaïa

Fayssal SIDIKI

Sous la direction de

M. Hocine BENNOUR

Présenté et soutenu publiquement le 25/06/2016

Composition du Jury :

Président	M. Arezki SMAILI	Professeur	ENP Alger
Promoteur	M. Hocine BENNOUR	Docteur	ENP Alger
Examineur	M. Bouzid BENKOUSSAS	Docteur	ENP Alger
Examineur	M. Saïd RECHAK	Professeur	ENP Alger

ENP (2016)

ملخص

تمتلك الجزائر لديها طاقة الحرارية الشمسية تصل إلى (169.44 تيرا واط سعي في سنة). بينما الاستهلاك الحالي للطاقة في الجزائر و مصدر معظمها من البترول والغاز (من 25 إلى 30 تيرا واط سعي في سنة). تعد إمكانيات الجزائر في مجال الطاقات المتجددة بما في ذلك الشمسية ضخمة، و في انتظار استغلالها فقط.

هذا المشروع هو عبارة عن تعاون بين وحدة أبحاث التطبيقية للطاقة المتجددة و قسم الهندسة الميكانيكية للمدرسة متعددة التقنيات . يتعلق بدراسة و تقييس دورة الحرارة للمشروع تجريبي للمحطة الطاقة الشمسية المركزة ، نوع برج هليوسطا التي سيتم تثبيتها في غرداية

الكلمات الدالة محطات شمسية , تركيز, تربينات غازية ، دورة رنكين العضوية

ABSTRACT:

Algeria has a thermo-solar power of over 169.44 TWh/year . When the current consumption of the energy in Algeria is obtained mainly from oil and gas, is 25 to 30 TWh / year, Algeria's potentials in the field of renewable energies including solar energy is huge and just waiting to be exploited.

This project is a collaboration between URAER and mechanical engineering department of ENP. This is a study and sizing of the thermodynamic cycle of a pilot project, a concentrated solar plant type tower-heliostat that will be installed at Ghardaia

Key Words:. Solar plent, concentration, gas turbin , Organic Rankine Cycle

Résumé :

L'Algérie dispose d'une énergie thermo-solaire de plus de 169,44 TWh/an .Au moment où la consommation actuelle de l'Algérie en énergie, obtenue essentiellement du gaz et du pétrole, est de 25 à 30 TWh/an. Le potentiel de l'Algérie dans le domaine des énergies renouvelables notamment de type solaire est énorme et ne demande qu'à être exploité.

Le projet présent rentre dans la collaboration entre unité de recherche applique aux énergies renouvelables et département de génie mécanique de l'ENP. Il s'agit d'étudier et dimensionner le cycle thermodynamique performant afin de récupérer maximum d'énergies capté de projet pilote de la centrale solaire à concentration type tour-héliostat qui va être installer au niveau de Ghardaïa. A cet égard on a proposé plusieurs variantes a étudié

Mot clé : Centrale solaire, Concentration, Turbine à gaz, cycle de Rankine à fluide organique

Dédicaces

Chaleureusement je dédie ce modeste travail :

A la lumière de ma vie, mes chers parents en témoignage pour leur amour et leur sacrifice sans limites à qui je souhaite la bonne santé et que Dieu me les garde.

A mes braves et affectueux frères et sœurs

A toute ma famille.

A tous mes collègues de la promotion sans exception

Pour toute personnes qui me connaît de près ou de

Loin...

Fayssal

Remerciements

Je remercie DIEU tout puissant qui m'a donné le courage, la force et la volonté pour réaliser ce modeste travail.

Mes sincères remerciements à mon promoteur Monsieur Hocine BENNOUR, pour m'avoir conseillé, dirigé pendant la réalisation de ce travail.

Je remercie le Pr. A. SMAILI qui a honoré par sa présence la présidence du jury et Mr S. RACHEK et Mr M. BENBRIKA qui ont accepté d'examiner ce travail.

Mes remerciements vont également à tous les enseignants qui ont participé à notre formation et l'aide qu'ils nous ont fourni pendant la période d'étude, et tous les agents de l'atelier du département, et les agents de la bibliothèque de l'école.

Je tiens également à ne pas oublier tous mes amis et mes camarades de la promotion, et tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la bonne réalisation de ce travail.

Fayssal

Table des matières

Liste des tableaux

Liste des figures

Nomenclatureur

LISTE DES ABREVIATIONS

Introduction Générale	13
Chapitre 1 : L'énergie solaire à concentration	14
1.1. Introduction	15
1.2. L'énergie solaire	15
1.3. Différents types de centrales à concentration	18
1.3.1. Centrale à concentrateur cylindro-parabolique	18
1.3.2. Centrale à concentrateur de Fresnel	18
1.3.3. Centrale à tour et héliostats	19
1.3.4. Centrale à capteur parabolique	20
1.4. Les boucles de Transfert	20
1.4.1 Les fluides caloporteurs	20
1.4.2. Les fluides thermodynamiques	21
1.5. La conversion d'énergie solaire	22
1.6. Stockage de chaleur	24
1.6.1. Stockage de chaleur Actif	24
1.6.2. Stockage de chaleur Passif	24
1.6.3. Différentes technologies de stockage	24
1.7. Réalisations de centrales solaires thermodynamiques	25
1.7.1. Projet « Turbine à air »	26
1.7.2. Projet « Brayton CSP » de Google	27
1.7.1. La centrale THEMIS	28

Chapitre 2 : Analyse des cycles : de Brayton, Régénératif et Régénératif à compression refroidie	30
2.1. Introduction.....	31
2.2. Cycle de Brayton simple.....	32
2.3. Cycle Régénératif.....	36
2.4. Cycle régénératif avec compression étagée et refroidissement inter étage.	39
Chapitre 3 : Etude de la possibilité d'amélioration du cycle régénératif à compression refroidie par l'ajout d'une turbine à cycle de Rankine à fluide organique	42
3.1. Introduction.....	43
3.2. Le choix de fluide organique	43
3.3. Analyse thermodynamique du cycle ORC.....	45
3.4. Procédure de calcul	48
Chapitre 4 : Analyse des résultats	52
4.1. Introduction.....	53
4.2. Analyse des résultats concernant le cycle de Brayton	53
4.3. Analyse des résultats concernant le cycle régénératif.....	55
4.4. Analyse des résultats concernant le cycle régénératif à compression refroidie	57
4.5. Synthèse des résultats des trois premières variantes.....	58
4.6. Analyse des résultats concernant le système combinant le cycle régénératif à compression refroidie avec un cycle de Rankine organique.....	59
Conclusion	Error! Bookmark not defined.
Référence	66

Liste des tableaux

Tableau 2.1 : Données utilisées dans les calculs du chapitre II.....	32
Tableau 3.1 : Comparaison de différents fluides organiques.....	45
Tableau 3.2 : Caractéristiques du Cyclopentane.....	45

Liste des figures

Fig.1.1 : Transformation du rayonnement solaire en électricité.....	15
Fig.1.2 : Schéma d'une centrale à cheminée solaire.....	17
Fig.1.3 : Le prototype de Manzanares.....	17
Fig.1.4 : Production d'électricité par voie thermodynamique.....	17
Fig.1.5 : Technologie cylindro-parabolique.....	18
Fig.1.6 : Technologie Miroir de Fresnel.....	19
Fig.1.7 : La centrale solaire à miroir de Fresnel de Almería en Andalousie.....	19
Fig.1.8 : Technologie Tour-Héliostat.....	19
Fig.1.9 : Centrale Gemasolar (Solar tree).....	19
Fig.1.10 : Technologie Parabole-Sterling.....	20
Fig.1.11 : La centrale de Maricopa aux USA.....	20
Fig.1.12 : schéma d'une installation solaire avec cycle de puissance à vapeur.....	22
Fig.1.13 : Schéma d'une installation solaire avec cycle de puissance à gaz.....	23
Fig.1.14 : fonctionnement d'un moteur stirling de type alpha.....	24
Fig.1.15 : Centrale du complexe solaire de l'institut Weizmann.....	27
Fig.1.16 : Configuration d'installation pour le projet « Brayton CSP » de Google.....	28
Fig.1.17 : Schéma du projet PEGASE à THEMIS.....	29
Fig.2.1 : schéma d'une turbine à gaz à cycle simple.....	33
Fig.2.2 : Diagramme T-S d'un cycle de Brayton.....	33
Fig.2.3 : Cycle régénératif.....	36
Fig.2.4 : Diagramme T-S du cycle.....	37
Fig.2.5 : Schéma d'un cycle régénératif avec compression refroidie.....	39
Fig.2.6 : Diagramme T-S du cycle régénératif avec compression refroidie...	40
Fig.3.1 : Types de courbes de saturation.....	44
Fig.3.2 : Schéma du module ORC.....	46
Fig.3.3 : Cycle ORC du cyclopentane.....	47
Fig.3.4 : Profils des températures dans l'échangeur air/cyclopentane.....	47
Fig.4.1 : Evolution du travail spécifique du cycle de Brayton en fonction de taux de compression τ et du rapport des températures β	53
Fig.4.2 : Evolution du rendement du cycle de Brayton en fonction du taux de compression τ et du rapport des températures β	54

Fig.4.3 : Evolution du travail spécifique du cycle régénératif en fonction du taux de compression τ et du rapport des températures β	55
Fig.4.4 : Evolution du rendement du cycle régénératif en fonction du taux de compression τ et du rapport des températures β	55
Fig.4.5 : Evolution du travail spécifique du cycle régénératif à compression refroidie en fonction du taux de compression τ et du rapport des températures β	56
Fig.4.6 : Evolution du rendement du cycle régénératif à compression refroidie en fonction du taux de compression τ et du rapport des températures β	57
Fig.4.7 : Evolution de la température de l'air à la sortie du cycle régénératif à compression refroidie en fonction du taux de compression τ et du rapport des températures β	59
Fig.4.8 : Evolution des températures de couplage dans le cycle combiné en fonction du taux de compression τ pour un rapport des températures $\beta = 0.25$	60
Fig.4.9 : Evolution du travail spécifique du cycle de Rankine Organique (ORC) en fonction du taux de compression τ et du rapport des températures β	61
Fig.4.10 : Evolution des performances du cycle de Rankine organique (ORC) en fonction du taux de compression τ pour un rapport $\beta = 0.25$	61
Fig.4.11 : Evolution du travail spécifique du cycle combiné en fonction de taux de compression τ et du rapport des températures β	62
Fig.4.12 : Evolution du rendement du cycle combiné en fonction du taux de compression τ et du rapport des températures β	62
Fig.4.13 : Evolution du travail spécifique des différentes variantes de cycles étudiées, en fonction du taux de compression τ pour un rapport $\beta = 0.25$	63
Fig.4.14 : Evolution du rendement énergétique des différentes variantes de cycles étudiées, en fonction du taux de compression τ pour un rapport $\beta = 0.25$	63

Nomenclature

$C_{p(T_1, T_2)}$: Chaleur spécifique moyenne à pression constante	(kJ/kmol.K)
H : Enthalpie	(kJ/kg)
S : Entropie	(kJ/kg.K)
P : Pression	(kPa)
ΔP : Perte de pression	(%)
T : Température	(K, °C)
v : volume spécifique	(m ³ / kg)
W : Travail spécifique	(kJ/kg)
q_H : la chaleur fournie par kg d'air	(kJ/kg)
s : surface	(m ²)
m : masse	(kg)
M : masse molaire	(g / mol)
DNI : irradiation solaire directe	(W/m ²)
Cr : facteur de concentration	
τ_c : taux de compression	
τ_t : taux de détente	
β : rapport des températures entrée compresseur entrée turbine	
γ : rapport des chaleurs spécifiques	
η_{sc} : Rendement isentropique de compresseur	
η_{st} : Rendement isentropique de la turbine	
$\eta_{rég}$: Rendement de régénérateur	
η_e : Rendement énergétique	

η_m : Rendement mécanique

η_{rORC} : Rendement de régénérateur de cycle ORC

η_{stORC} : Rendement isentropique de la turbine de cycle ORC

η_{rec} : Rendement de récepteur

η_{opt} : Rendement optique des réflecteurs

σ : Rapport massique (kg de cyclopentane / kg d'air)

LISTE DES ABREVIATIONS

CC	Cycle combiné
CSP	Energie Solaire à Concentration
DNI	Irradiation normal Direct
ORC	Cycle de Rankine Organique
TAG	Turbine à Gaz
TAV	Turbine à Vapeur
URAER	Unité de Recherche Applique aux Energie Renouvelable

Introduction Générale

L'Algérie dispose d'un gisement solaire que de nombreux pays lui envient. Au moment où le spectre de l'épuisement des réserves d'hydrocarbures pointe à l'horizon, on doit penser sérieusement aux solutions à même de nous aider à développer nos richesses et à exploiter au mieux nos potentiels.

Dans le domaine de l'énergie tout indique que le solaire sera notre avenir. Nous devons donc nous préparer à cela et commencer par une réflexion sur de vraies solutions qui nous permettraient de bien lancer notre transition énergétique vers le solaire.

Aujourd'hui, des solutions existent pour exploiter une énergie solaire suffisamment concentrée pour que plusieurs technologies puissent se disputer les applications. C'est ainsi que depuis que des températures de plus de 1 000 °C peuvent être exploitables avec les tours solaires, la turbine à gaz vient empiéter sur un terrain qui était jusqu'alors promis à la seule turbine à vapeur.

Un peu partout dans le monde, des projets pilotes utilisant la turbine à gaz comme moteur associé à une tour solaire, voient le jour pour tester, expérimenter, améliorer ce qui pourrait l'être, afin de préparer l'industrialisation de la turbine à gaz solarisée.

Dans le cadre de ce projet de fin d'études, qui nous a été proposé par le centre de recherche du URAER de Ghardaïa sous le thème général : "Etude et dimensionnement d'un cycle thermodynamique pour une mini-centrale solaire prévue à Ghardaïa", nous avons opté pour l'analyse thermodynamique de quelques variantes de cycles associant la turbine à gaz à une tour solaire. L'étude se fixe pour objectif d'évaluer les performances des différentes variantes dans les conditions actuelles des technologies solaires. Nous allons à cet effet consacrer un premier chapitre à la présentation des technologies de la concentration solaire. Au chapitre deux, nous analyserons trois variantes de cycles de la turbine à gaz, en tenant compte des spécificités liées à l'exploitation de l'énergie solaire et de celles du site destiné à recevoir la mini-centrale solaire. Au chapitre III, nous introduirons la turbine à cycle de Rankine organique (ORC) afin de rationaliser au mieux l'utilisation de l'énergie chèrement captée. Le cycle ORC sera combiné avec la variante la plus performante parmi les trois considérées. Finalement, une synthèse des résultats sera faite et des conclusions seront tirées des analyses effectuées

Chapitre 1 : L'énergie solaire

1.1. Introduction

L'énergie solaire constitue le plus grand potentiel dont dispose la planète pour venir progressivement remplacer les énergies fossiles dont l'épuisement est inévitable à un horizon pas vraiment lointain. La filière qui semble la plus prometteuse pour l'utilisation de l'énergie solaire est sans doute celle qui passe par sa concentration. Dans ce chapitre, nous allons passer en revue les différentes technologies de concentration et présenterons quelques réalisations utilisant la turbine à gaz.

1.2. L'énergie solaire

L'énergie solaire est une énergie électromagnétique émise à partir du rayonnement solaire, constitué principalement de lumière et de chaleur. C'est la source d'énergie la plus intense à laquelle nous avons affaire, grâce aux nombreuses réactions nucléaires qui se produisent en son noyau. La production d'électricité à énergie solaire repose sur des moteurs thermiques et l'effet photovoltaïque

Production de l'Electricité par l'effet Photovoltaïque

L'effet photovoltaïque fut observé la première fois en 1839 par le physicien français Edmond Becquerel. C'est le phénomène physique qui permet de convertir l'énergie lumineuse en énergie électrique à travers des cellules photovoltaïques [1].

Cet effet est illustré sur la figure I.1 ci-dessous. Un photon d'énergie suffisante qui heurte un atome peut arracher un électron et lui communiquer une certaine vitesse, ce qui permet de créer des charges électriques.

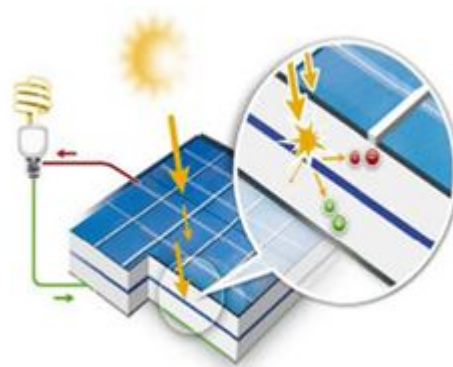


Fig.1.1 : Transformation du rayonnement solaire en électricité

Ces charges créées ont toutes une chance de se recombiner en constituant une jonction de deux zones de types opposés (jonction P-N), un champ électrique apparait au voisinage de

cette jonction qui maintient la séparation des charges positives et négatives. L'électron arraché sera accéléré par le champ électrique et parviendra éventuellement dans la zone de type N, de même, la charge positive acquise par l'atome se propagera vers la zone de type P [2].

Ainsi, une tension électrique apparaît entre les deux phases de la jonction et, si elles sont reliées par un circuit extérieur, un courant s'établira. L'énergie des photons est ainsi convertie en énergie électrique. [1]

Les cheminées solaires

Les cheminées solaires (SC) sont des installations solaires qui produisent de l'électricité en utilisant la chaleur émise par le soleil pour accroître l'énergie de l'air s'écoulant à travers le système, transformant ainsi l'énergie solaire en énergie cinétique. L'énergie cinétique de l'air est ensuite transformée en électricité au moyen de groupes turbogénérateurs adéquats [3].

Une centrale à cheminée solaire est constituée principalement d'un capteur solaire, une tour et des turbines. Le capteur est constitué par le sol et une couverture située à quelques mètres au-dessus du sol, faite de verre ou de plastique dans le but de capter puis de piéger le rayonnement solaire grâce à l'effet de serre pour chauffer la masse d'air présente à l'intérieur. Les forces de gravité dirigent l'air chaud vers la cheminée qui est située au centre du capteur, les turbines sont placées sur le chemin de l'écoulement d'air pour convertir son énergie cinétique en électricité (figs. I.2 et I.3) [3]

Le concept combine plusieurs effets et forces naturels (effet de serre, effet cheminée, effet Venturi). L'ensemble fonctionne de manière autonome permanente quel que soit l'ensoleillement et le régime des vents

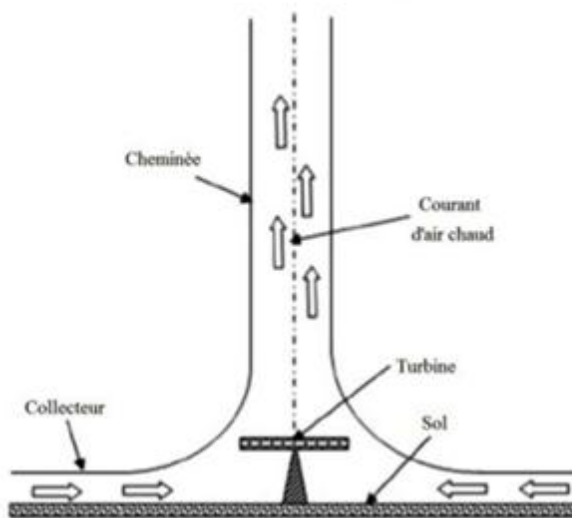


Fig.1.2 : Schéma d'une centrale à cheminée solaire



Fig.1.3 : Le prototype de Manzanares.

Le solaire à concentration, également appelé solaire thermodynamique, ou ESC (Energie Solaire à Concentration), est une technologie qui permet de convertir le rayonnement solaire direct en électricité via des processus thermodynamiques (voir fig. I.4 ci-dessous).

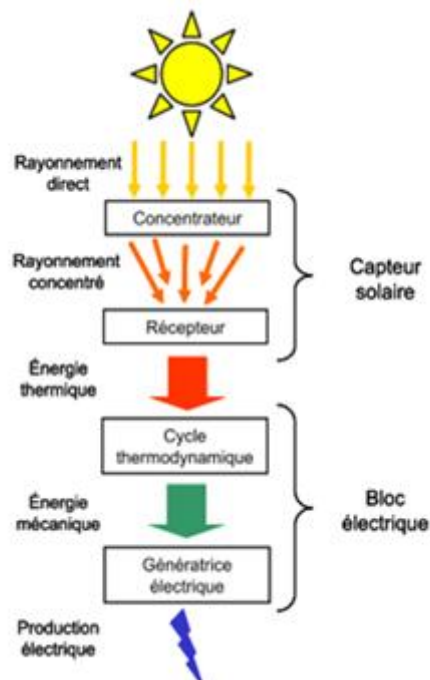


Fig.1.4 : Production d'électricité par voie thermodynamique.

Une centrale solaire à concentration est composée d'un champ de capteurs solaires, d'un système thermodynamique et d'un système de stockage de chaleur [4]. Pour qu'il soit

possible de concentrer le rayonnement solaire d'une façon continue sur le récepteur, les positions des miroirs changent en fonction de la position du Soleil. Le récepteur est constitué d'un élément, appelé absorbeur, ayant la capacité d'absorber une grande part du rayonnement solaire. Cette absorption génère de la chaleur qui, à son tour, sera transmise à un caloporteur circulant à travers l'absorbeur.

1.3. Différents types de centrales à concentration

1.3.1. Centrale à concentrateur cylindro-parabolique

Ce type de centrale se compose de rangées parallèles de longs miroirs cylindro-paraboliques qui concentrent le rayonnement solaire direct sur un récepteur linéaire, placé sur la ligne focale des miroirs, dans lequel circule un fluide caloporteur. Le récepteur linéaire est généralement formé d'un tube sous vide pour limiter les dissipations par convection. La position relative des miroirs est fixe par rapport au récepteur. L'ensemble pivote autour d'un seul axe de rotation pour suivre le soleil et concentrer les rayons solaires vers un tube récepteur [5][6]. (voir fig. I.5 ci-dessous).



Fig.1.5 : Technologie cylindro-parabolique

1.3.2. Centrale à concentrateur de Fresnel

La difficulté de réaliser la forme cylindro-parabolique des miroirs a pour conséquence un coût élevé de ses centrales.

Le principe de Fresnel offre une alternative moins chère. Le concentrateur de Fresnel est constitué de plusieurs alignements de miroirs plans montés sur des axes de rotation disposés en parallèle les uns à côté des autres. Chacun des miroirs pivote en suivant le soleil pour

concentrer les rayons solaires vers un tube récepteur linéaire fixé au-dessus des miroirs dans lequel circule un fluide thermodynamique [7] (figs. I.6 et I.7 ci-dessous)

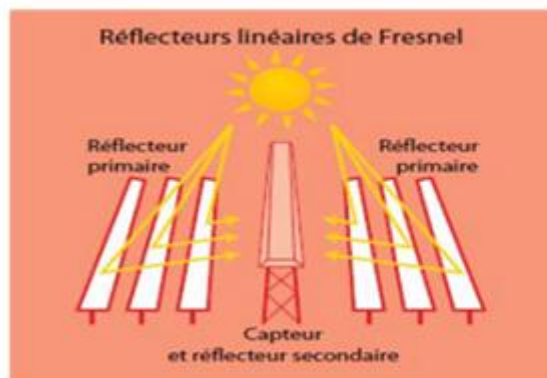


Fig.1.6 : Technologie Miroir de Fresnel



Fig.1.7 : La centrale solaire à miroir de Fresnel de Almería en Andalousie

1.3.3. Centrale à tour et héliostats

Une centrale à tour (CT) est constituée d'une tour et de nombreux miroirs de poursuite, appelés héliostats (voir fig.s I.8 et I.9) ci-après. Un héliostat est un mécanisme à deux degrés de liberté de rotation qui concentrent le rayonnement solaire direct sur le sommet d'une tour où se trouve le récepteur. L'énergie concentrée sur le récepteur est soit transférée directement au fluide thermodynamique, soit utilisée pour chauffer un fluide caloporteur intermédiaire. La température est comprise entre 250 et 1000 °C selon le type de récepteur et de caloporteur, ce qui permet de mettre en œuvre un cycle de Rankine (vapeur), ou un cycle de Brayton (gaz) ou même un cycle combiné (vapeur-gaz).

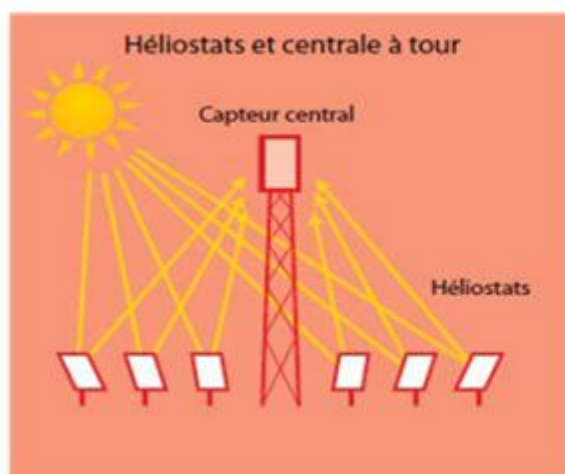


Fig.1.8 : Technologie Tour-Héliostat



Fig.1.9 : Centrale Gemasolar (Solar tree)

1.3.4. Centrale à capteur parabolique

Le capteur à miroir parabolique est le capteur le plus puissant. Il est à deux axes de rotation. Il concentre le rayonnement solaire direct sur un récepteur ponctuel placé au point focal du miroir. Son rapport de concentration est souvent supérieur à 2000 avec une température de 750°C.

En général, un moteur Stirling est placé directement au foyer pour produire l'électricité (voir figs. I.10 et I.11) ci-dessous.



Fig.1.10 : Technologie Parabole-Sterling



Fig.1.11 : La centrale de Maricopa aux USA

1.4. Les boucles de Transfert

1.4.1 Les fluides caloporteurs

Ces fluides ont pour tâche de transporter la chaleur collectée et concentrée par le miroir [8]

- **L'eau liquide**

C'est un fluide de transfert idéal. Elle offre un excellent coefficient d'échange et possède une forte capacité thermique. En outre, elle peut être utilisée directement comme fluide thermodynamique dans un cycle de Rankine, mais ceci implique de travailler avec des pressions très élevées au niveau du récepteur, à cause de la haute température.

- **Les huiles**

Ce sont des fluides monophasiques qui présentent un très bon coefficient d'échange. Les huiles thermiques sont principalement utilisées dans les centrales cylindro-paraboliques, leur gamme limite de température se situe aux environs de 400 °C

- **Sels fondus**

Les sels fondus à base de nitrate de sodium et de potassium offrent un très bon coefficient d'échange et une densité importante, ils sont aussi utilisés comme fluide de stockage.

1.4.2. Les fluides thermodynamiques

- **Les gaz (H₂, He...)** :

Ces gaz peuvent être utilisés comme fluides thermodynamiques directs et sans intermédiaire pour entraîner les moteurs Stirling qui sont associés aux collecteurs paraboliques [9].

- **Les fluides organiques (butane, propane, ...)** :

Leur température d'évaporation relativement basse, nous permet de les utiliser comme fluide thermodynamique dans un cycle de Rankine organique [8][9].

- **L'eau-vapeur** :

Peut être directement utilisée dans le cycle thermodynamique de la turbine à vapeur. Cela permet d'éviter une étape supplémentaire d'échange thermique et donc de réduire le coût d'investissement et d'améliorer légèrement le rendement global, mais son utilisation implique de travailler à des pressions très élevées dans les récepteurs en raison des hautes températures atteintes [8].

- **L'air** :

Peut être utilisé comme fluide caloporteur ou comme fluide thermodynamique dans les turbines à gaz solarisées [9]

1.5. La conversion d'énergie solaire

Il existe plusieurs cycles thermodynamiques permettant d'exploiter la différence de température entre deux sources de chaleur pour produire un travail mécanique. Dans le domaine du solaire thermodynamique, Le choix d'un système est conditionné par le type de fluide, la technique de captage et de stockage envisagées. Les cycles les plus utilisés sont :

➤ Le cycle de Rankine à vapeur :

C'est le système le plus couramment utilisé et le plus traditionnel. La chaleur est transportée par le fluide caloporteur depuis les collecteurs jusqu'au générateur de vapeur, où l'eau est évaporée. La vapeur est ensuite détendue dans une turbine, condensée par refroidissement, avant que le liquide qui en résulte ne soit comprimé puis renvoyé de nouveau dans le générateur de vapeur (voir fig. I.12) ci-après. Cependant, l'utilisation d'un cycle de Rankine nécessite des températures élevées (le rendement du cycle chute si la température de la vapeur à l'entrée de la turbine est inférieure à 300 °C), et l'investissement requis pour la turbine est important. Le champ solaire doit donc obligatoirement être de taille importante.

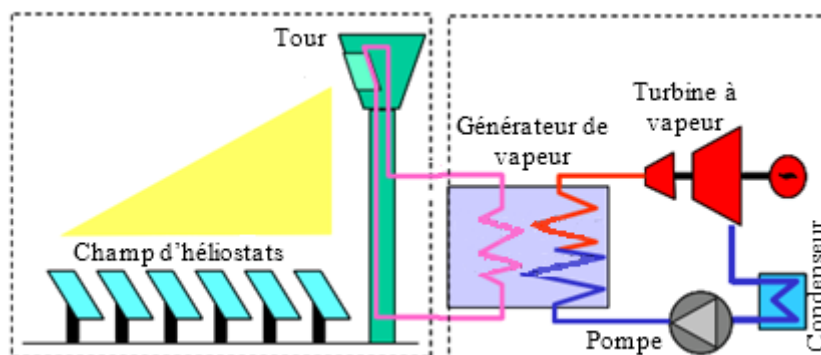


Fig.1.12 : schéma d'une installation solaire avec cycle de puissance à vapeur

➤ Cycle de Rankine Organique (ORC) :

C'est le même que le cycle de Rankine à vapeur d'eau, sauf qu'on utilise dans ce cas un fluide organique possédant un point d'ébullition plus bas et présentant un rendement supérieur à basse température. Les fluides utilisés peuvent être soit des réfrigérants (R134a, R123, R245fa, ... etc.), soit des hydrocarbures (n-pentane, isopentane, toluène, etc.) [10].

➤ **Le cycle de Brayton :**

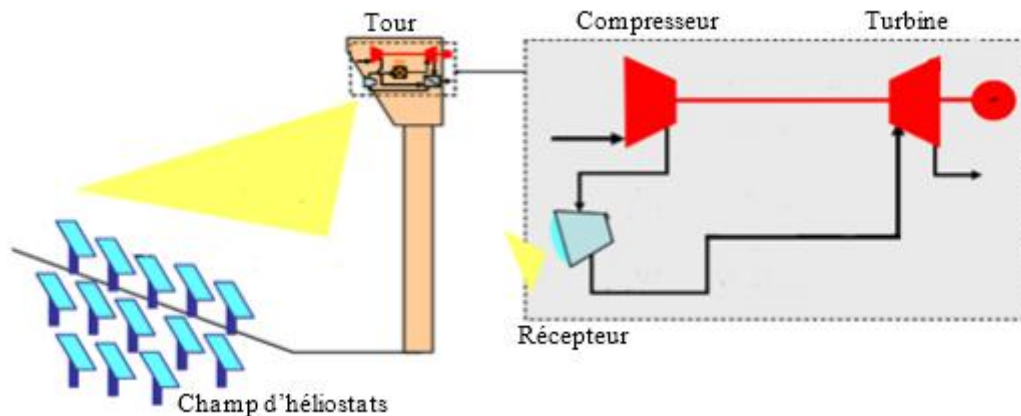


Fig.1.13 : Schéma d'une installation solaire avec cycle de puissance à gaz

Dans un cycle de Brayton, l'air est aspiré puis comprimé avant d'entrer dans le récepteur solaire où il sera chauffé afin d'atteindre la température requise en entrée de turbine (entre 600°C à 1200°C). L'air chaud et comprimé est détendu finalement dans une turbine couplée à un générateur électrique (voir fig. I.13 ci-dessus).

➤ **Le cycle de Stirling « Moteur Stirling » :**

Le moteur Stirling est un moteur à piston à chauffage externe, utilisant couramment l'hélium ou l'hydrogène comme fluide thermodynamique. Le système chargé de transformer la chaleur provenant de la radiation solaire en puissance mécanique est monté directement sur un capteur parabolique, au niveau de son foyer solaire.

Dans le cas des capteurs paraboliques, la source chaude est généralement dotée d'une température de 700 °C, tandis que la source froide est assurée par l'air ambiant, brassé par un ventilateur à l'arrière du moteur.

Le gaz à l'intérieur du moteur est déplacé vers un endroit chauffé grâce au rayonnement : sa température et sa pression augmentent (voir fig. I.14 ci-dessous). Ensuite, le gaz se dilate, son énergie thermique se transforme en énergie mécanique. Mais, le gaz ne peut pas se dilater infiniment : il faut compresser le gaz dans le cylindre jusqu'à son état initial en utilisant le moins d'énergie possible. Pour ce faire, il faut déplacer le gaz du côté chaud au côté froid du moteur, diminuant ainsi la pression [11].

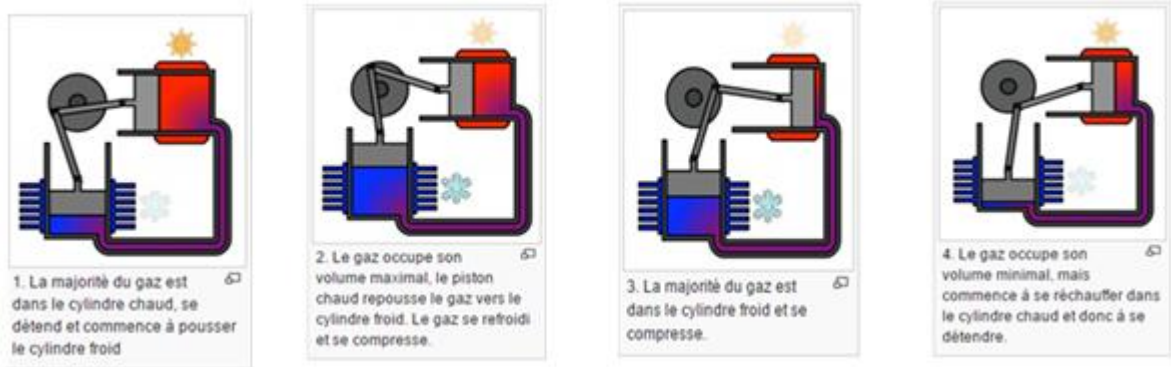


Fig.1.14 : fonctionnement d'un moteur Stirling de type alpha

En utilisant l'énergie mécanique précédemment fournie, on comprime le gaz : puisque compresser un gaz à basse pression demande moins d'énergie que ce que la dilatation d'un gaz à haute pression fournit, on gagne un surplus d'énergie mécanique à chaque fois qu'on répète le cycle de dilatation à haute pression – compression à basse pression.

Ce transformateur thermomécanique est considéré comme le moteur thermique qui a le meilleur rendement théorique. [11]

1.6. Stockage de chaleur

On peut classer le stockage de l'énergie thermique en plusieurs catégories principales [12]:

1.6.1. Stockage de chaleur Actif

On parle de stockage actif quand le matériau de stockage circule dans le cycle de la centrale, c'est-à-dire que le fluide de stockage est en même temps la fluide thermodynamique. Dans le cas où ce le fluide circule aussi dans le récepteur (absorbeur), on parle de stockage actif direct, sinon on dit stockage actif indirect [5]

1.6.2. Stockage de chaleur Passif

Dans ce cas, le matériau de stockage ne circule pas dans le procédé. L'énergie thermique du champ solaire transitant via un fluide caloporteur, est transférée vers le matériau de stockage à l'aide d'un échangeur [5].

1.6.3. Différentes technologies de stockage

La chaleur produite par le champ de capteurs peut être stockée sous trois formes : sensible, latente ou thermo-chimique.

1.6.3.1. Le stockage par chaleur sensible

Cette technique consiste à transférer la chaleur dans un matériau, généralement à l'état liquide ou solide, sans changement de phase de celui-ci. L'accumulation de cette chaleur provoque une élévation en température. Ce qui favorise les dissipations thermiques. Ce procédé exploite la capacité thermique du matériau [4].

1.6.3.2. Le stockage par chaleur latente :

L'énergie thermique peut être stockée de façon isotherme grâce à un changement de phase des matériaux. Le stockage par chaleur latente consiste à exploiter l'enthalpie de changement de phase. La chaleur est transférée au matériau et celui-ci l'absorbe en changeant d'état (solide vers liquide ou liquide vers gaz). Lorsque le changement d'état inverse est permis, la chaleur apportée est restituée. Le changement d'état du matériau se produit à pression et température constantes, s'il est pur. [4].

1.6.3.3. Le stockage thermochimique :

Il exploite l'énergie mise en jeu lors de l'hydratation ou de la déshydratation (réactions renversables) d'un solide par un gaz. Lors de la phase de stockage, le solide est hydraté et la chaleur fournie permet de séparer le gaz du solide. Cette réaction est endothermique, c'est la déshydratation. Le solide et le gaz sont stockés séparément. Lors de la phase de déstockage, le solide et le gaz sont mis en contact. Le gaz hydrate le solide. Cette réaction est exothermique. La chaleur libérée lors de cette réaction est donc récupérée [4].

Ces trois formes de stockage se distinguent par leur densité d'énergie stockable, leur rendement, leur coût et leur mise en œuvre [5].

1.7. Réalisations de centrales solaires thermodynamiques

Le cycle de Rankine est le plus développé et le plus souvent utilisé dans les centrales solaires actuelles, parce que la gamme de température demandée est modérée (400-650 °C), malgré un rendement faible (20-35%).

Le problème de refroidissement dans ce type de cycles est toujours posé, surtout pour les installations au niveau des zones arides où il est difficile de disposer de sources d'eau pour le refroidissement. Dans ces conditions, soit on utilise des aéro-réfrigérants qui ont une

forte consommation d'électricité et dépendent de la température ambiante, bien souvent élevée dans les régions très ensoleillées, ou bien des tours de refroidissement humides qui nécessitent quand-même de l'eau en quantités assez importantes.

Des études et des projets ont été menés sur la possibilité d'utiliser la turbine à gaz pour convertir l'énergie solaire concentrée de tours solaire en énergie électrique. Ces études ont montré que dans l'état actuel des avancées des technologies solaires, la turbine à gaz pourrait entrer sérieusement en concurrence avec la turbine à vapeur, c'est la turbine à air chaud qui revient dans sa forme solarisée. Avec la turbine à air chaud, aucun besoin de refroidir le fluide thermodynamique. Le problème de la turbine à gaz réside dans l'obligation d'avoir de hautes températures, mais maintenant et avec les tours solaires, le problème est résolu, le facteur de concentration dépassant la valeur 1000 [6], on peut atteindre des températures assez élevées pour intégrer le domaine de performance de la turbine à gaz. Rappelons ici que le facteur de concentration est défini par :

$$C_r = \frac{\text{Surface du miroir}}{\text{Surface du récepteur}}$$

Pour terminer ce chapitre, nous allons présenter trois réalisations de centrales solaires utilisant la turbine à gaz.

1.7.1. Projet « Turbine à air »

Il s'agit d'une centrale solaire comprenant une tour solaire haute de 30 mètres et un collecteur de 75 m² pouvant concentrer environ 1MW d'énergie solaire en un point cible. Il est l'outil principal du projet « turbine à air ». Ce projet est actuellement en cours de réalisation dans le désert d'Arava dans le sud de la Palestine occupée. Le projet, mené en partenariat par Ormet, Mac Donnel Douglas et l'Institut Weizmann, vise à produire de l'électricité à partir de l'énergie solaire. Il comprend une turbine à gaz (250 kW), alimentée par de l'air comprimé puis chauffé grâce à l'énergie solaire fortement concentrée (fig. I.15 ci-après). Cette turbine est la version modifiée d'un moteur d'hélicoptère dont la chambre de combustion a été remplacée par un récepteur solaire. Chauffer de l'air aux pressions et températures nécessaires au fonctionnement d'une telle turbine en utilisant uniquement l'énergie solaire - et non en brûlant des combustibles fossiles - requiert un rayon solaire d'intensité 10 000 fois supérieure à celle d'un rayon naturel qui atteint la terre. Pour atteindre cette concentration, les chercheurs de l'Institut Weizmann ont développé le récepteur «Kippod »[14].



Fig.1.15 : Centrale du complexe solaire de l'institut Weizmann

Ce récepteur, développé par l'Institut Weizmann et Rotem Industries, est également connu sous le nom de récepteur annulaire à haute pression, directement irradiée (DIAPR). Il permet de chauffer de l'air à 1100-1300°C, à haute pression (10-30 bars). La lumière solaire est réfléchi par le collecteur qui la renvoie en la concentrant vers le récepteur. Puis elle pénètre dans ce dernier par une fenêtre conique en quartz pouvant supporter une pression cinq fois supérieure à celle que peut supporter l'acier. Les rayons sont absorbés par les centaines de broches en céramique, dirigées vers la lumière incidente, qui recouvrent les parois internes du récepteur. Surnommée « Kippod », cette matrice est conçue pour absorber le maximum de lumière solaire et ne pas se fissurer en subissant d'importants chocs thermiques. Le développement des nouveaux matériaux impliqués est l'aspect majeur de la recherche.

1.7.2. Projet « Brayton CSP » de Google

Brayton CSP, c'est le projet piloté par RE Google pour la production d'électricité par concentration solaire où la technologie tour et héliostat est utilisée. Le cycle de Brayton est choisi pour la conversion d'énergie [15], la puissance nominale visée est de 1 mégawatt (MW), c'est une petite centrale qu'il est possible de développer avec un coût d'investissement raisonnable et un temps de réalisation relativement court.

La configuration choisie pour le cycle de puissance est montrée à la figure (I.16) suivante :

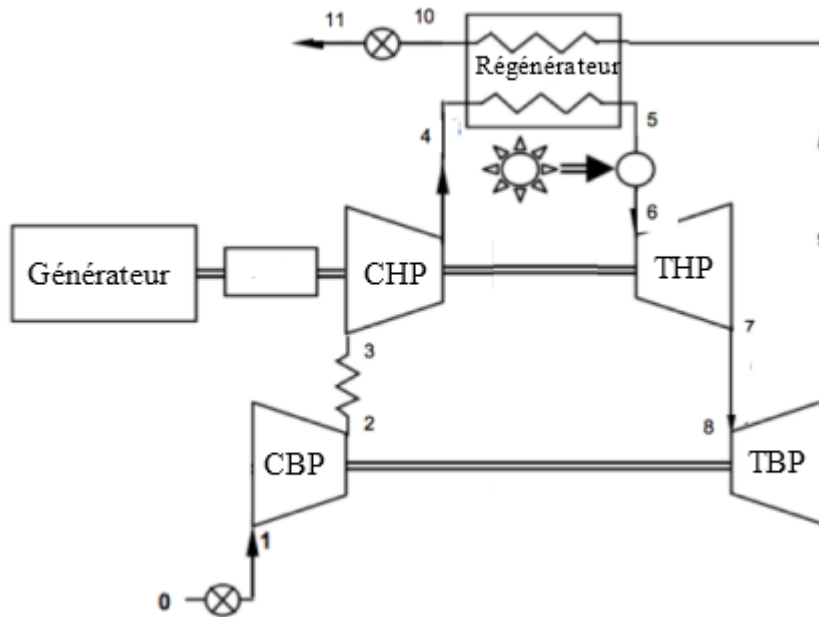


Fig.1.16 : Configuration d'installation pour le projet « Brayton CSP » de Google

L'installation comporte deux arbres avec la turbine HP entraînant uniquement le compresseur HP, tandis que la turbine BP entraîne le compresseur BP et fournit la puissance utile à l'alternateur. Un réfrigérant d'air est intercalé entre les deux compresseurs et un régénérateur est utilisé pour récupérer le maximum d'énergie avant de laisser l'air s'échapper dans l'air dans l'atmosphère. L'air traverse le récepteur entre le régénérateur et la turbine HP. Cette installation sera placée directement au sommet d'une tour solaire. Dans ces conditions, la seule connexion à la tour serait de nature électrique. Les turbomachines utilisées pour ce projet sont des machines radiales.

1.7.1. La centrale THEMIS

Thémis est une centrale solaire à tour implantée à Targassonne, France. Elle n'a pas été conçue pour être rentable, il ne s'agit que d'une centrale de test pour connaître les possibilités de fabrication d'une électricité à base d'énergie solaire. Elle comprend un champ de 101 héliostats de 53,9 m² chacun implantés au nord d'une tour de 101 m de hauteur. La centrale fonctionne selon un cycle à gaz haute température hybride, constitué d'un récepteur solaire à air pressurisé et d'une turbine à gaz de 1,4 MW, L'hybridation permet au système de produire sous ensoleillement faible ou nul à l'aide d'un combustible fossile ou biomasse [16].

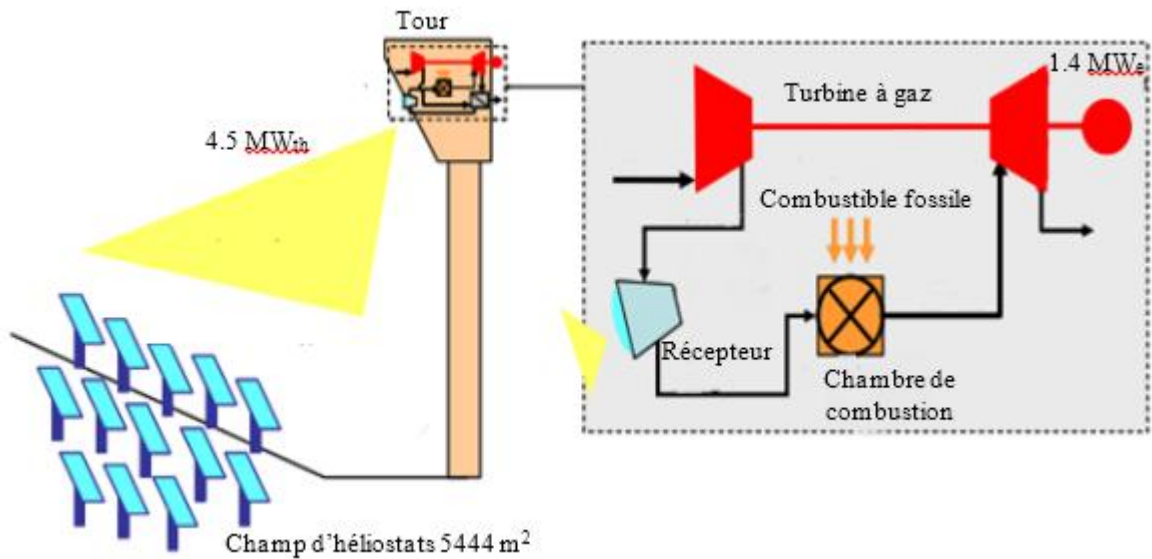


Fig.1.17 : Schéma du projet PEGASE à THEMIS

La centrale à sels fondus THEMIS a été exploitée de 1983 à 1986. C'était avec un cycle de Rankine et 201 héliostats qui concentrent les rayons du soleil vers la tour où circule des sels fondus. Chauffé par les rayons, ceux-ci transfèrent leur énergie à un circuit d'eau pour la génération de vapeur. La vapeur alors produite actionne une turbine. En revanche, le projet actuel repose sur le cycle de Brayton où la chaleur solaire sert pour préchauffer l'air comprimé à travers le récepteur qui est placé sur la tour. Ensuite, l'air est chauffé par combustion fossile pour atteindre des températures de l'ordre de 800-1000°C (voir fig. I.17 ci-dessus).

Dans les chapitres qui suivront nous allons analyser différentes variantes de cycles impliquant la turbine à gaz solarisée et tenterons de déterminer comment évoluent les performances des systèmes étudiés en fonction des différents niveaux de concentration correspondant aux différentes technologies de concentration existantes.

**Chapitre 2 : Analyse des cycles : de Brayton, Régénératif et
Régénératif à compression refroidie**

2.1.Introduction

Dans ce chapitre, nous allons analyser trois variantes de cycles : le cycle de Brayton (appelé encore cycle simple de la turbine à gaz), le cycle régénératif de la turbine à gaz et le cycle régénératif à compression étagée avec refroidissement intermédiaire. L'analyse consistera en une exploration de l'effet que peuvent avoir deux paramètres fondamentaux de ce type de systèmes sur les performances des cycles analysés. Les deux paramètres dont il est question ici, sont le taux de compression (τ), défini par le rapport de la pression de fin de compression sur celle de début de compression. Nous savons que les performances des cycles impliquant la turbine à gaz sont particulièrement sensibles à ce paramètre. Le deuxième paramètre est un rapport de température (β), entre la température minimale dans le cycle, soit la température ambiante, et la température maximale que peut atteindre le fluide thermodynamique au cours des transformations qu'il subit dans le système pour exécuter le cycle, cette température correspond à celle avec laquelle l'air se présentera à l'entrée de la turbine. Pour une température ambiante considérée constante, nous la prendrons égale à 25 °C dans tous les calculs que nous effectuerons dans le cadre de cette étude, la valeur du paramètre β fixera le type de technologie considérée pour les concentrateurs solaires. Nous avons considéré les quatre valeurs suivantes pour β :

$$\beta = 0.34 \quad \text{correspondant à} \quad T_{max} = 600^{\circ}C$$

$$\beta = 0.30 \quad \text{correspondant à} \quad T_{max} = 720^{\circ}C$$

$$\beta = 0.27 \quad \text{correspondant à} \quad T_{max} = 830^{\circ}C$$

$$\beta = 0.25 \quad \text{correspondant à} \quad T_{max} = 920^{\circ}C$$

Le fluide thermodynamique correspond, dans le cas de la turbine solarisée, à de l'air chaud. Il sera modélisé par l'équation d'état du gaz parfait, avec cependant des chaleurs spécifiques dépendantes de la température.

La chaleur spécifique à pression constante moyenne sur un intervalle de températures (T_1 , T_2) est obtenue dans le cas de l'air par la formule suivante [18] :

$$Cp_{(T_1, T_2)} = \frac{\mathcal{R}}{T_2 - T_1} \int_{T_1}^{T_2} (3,653 - 1,337 \cdot 10^{-3}T + 3,294 \cdot 10^{-6}T^2 - 1,913 \cdot 10^{-9}T^3 + 0,2763 \cdot 10^{-12} T^4) dT \quad (\text{II.1})$$

avec:

$\mathcal{R} = 0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$, représentant la constante spécifique de l'air.

Le tableau ci-dessous présente les données numériques utilisées dans l'analyse des 3 variantes considérées au cours de ce chapitre et du chapitre suivant.

Tableau 2.1 : Données utilisées dans les calculs du chapitre 2.

Température de début de compression	K	$T_1 = 298$
Température d'admission au compresseur 2		$T_b = 323$
Pression d'admission	kPa	$P_1 = 101.33$
Pression d'échappement de cycle I		$P_5 = 101.33$
Pression d'échappement de cycle II et III		$P_6 = 101.33$
Rendement isentropique des compresseurs	%	$\eta_{sc1.2} = 0.85$
Rendement isentropique des turbines		$\eta_{st} = 0.85$
Rendement de régénérateur TG		$\eta_{reg} = 0.83$
Perte de pression dans le récepteur		$\frac{\Delta P_{Rec}}{P_3} = 2$
Perte de pression dans le régénérateur		$\frac{\Delta P_{ech}}{P_a} = \frac{\Delta P_{Regc}}{P_3} = \frac{\Delta P_{Regt}}{P_5} = 2$
1 : entrée compresseur I ; a : sortie compresseur I ; b : entrée compresseur II ; 2 : sortie compresseur ; 3 : entrée récepteur ; 4 : entrée turbine ; 5 : sortie turbine ; 6 : sortie régénérateur TG		

2.2.Cycle de Brayton simple

La turbine à gaz solarisée opérant selon le cycle de Brayton présente une installation comportant seulement un compresseur 1-2 ; un récepteur 3-4 et une turbine 4-5. Dans cette configuration, l'entrée du récepteur correspond à la sortie du compresseur ($2 \equiv 3$) et la sortie de la turbine correspond à l'échappement de l'air dans l'atmosphère (5). L'air subit une compression adiabatique 1-2, suivie d'un réchauffage isobare 3-4 (même si nous tenons

compte d'une certaine perte de pression à travers le récepteur) et finalement d'une détente adiabatique à travers la turbine 4-5.

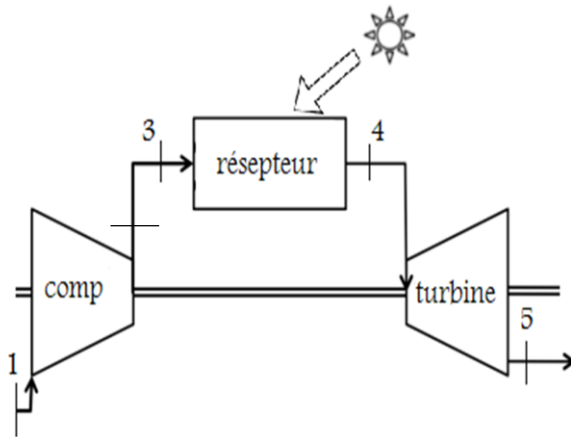


Fig.2.1 : schéma d'une turbine à gaz à cycle simple

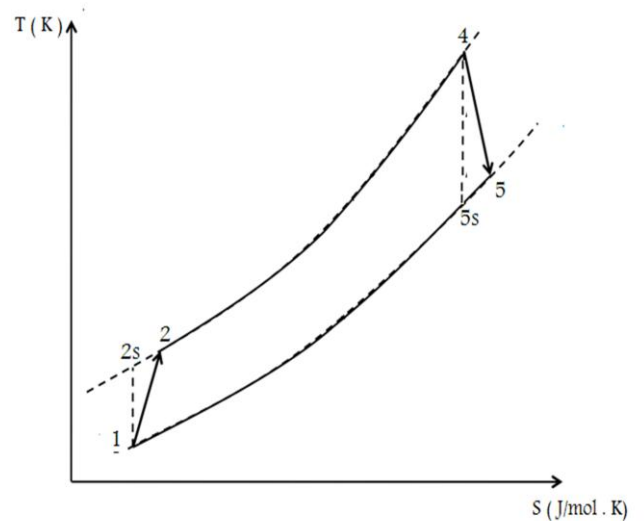


Fig.2.2 : Diagramme T-S d'un cycle de Brayton

- Les données pour ce cycle sont : $P_1 = P_5$, $T_1, \eta_{st}, \eta_{sc}, \frac{\Delta P_{Rec}}{P_3}$.
- Paramètres : $\tau_c = \frac{P_2}{P_1}$, $\beta = \frac{T_1}{T_4}$
- Calculs :

Choix d'une valeur pour le paramètre β : la température T_1 à l'entrée du compresseur étant donnée, on connaît à présent la température T_4 à l'entrée de la turbine :

$$T_4 = \frac{T_1}{\beta} \quad (\text{II.2})$$

Pour une valeur donnée du taux de compression τ_c on effectue les calculs suivants :

Ayant fixé à 2% (le plage de perte de charge dans les récepteur est entre 1.5 – 3%) les pertes de charge dans le récepteur, on peut à présent calculer le taux de détente à travers la turbine :

$$\tau_t = \frac{P_4}{P_5} = \frac{0.98 * P_2}{P_1} = 0.98 \tau_c \quad (\text{II.3})$$

Température à la sortie du compresseur :

On calcule d'abord la température T_{2s} en supposant un rapport des chaleur spécifiques $\gamma = 1.4$.

On calcule le rapport $\alpha = \frac{\gamma-1}{\gamma}$

Puis :

$$T_{2s} = T_1 (\tau)^\alpha \quad (\text{II.4})$$

On utilise la définition du rendement isentropique du compresseur pour calculer la température de l'air à la sortie du compresseur :

$$\eta_{sc} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (\text{II.5})$$

D'où :

$$T_2 = T_1 + \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_{sc}} \quad (\text{II.6})$$

On évalue ensuite la chaleur spécifique moyenne entre T_1 et T_2 en utilisant l'expression (II.1) ; soit $Cp_{(T_1, T_2)}$ on calcule le rapport des chaleurs spécifiques :

$$\gamma_c = \frac{Cp_{(T_1, T_2)}}{Cp_{(T_1, T_2)} - \mathcal{R}} \quad (\text{II.7})$$

Et le rapport :

$$\alpha_c = \frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c} \quad (\text{II.8})$$

On reprend la procédure de calcul avec la nouvelle valeur de α_c à partir de :

$$T_{2s} = T_1 (\tau)^{\alpha_c} \quad (\text{II.9})$$

Qui conduit à une nouvelle valeur de T_2 obtenue par la formule (II.6). Cette procédure itérative sera poursuivie jusqu'à ce que la valeur de T_2 reste la même pour deux évaluations successives.

On retient alors les dernières valeurs de : T_2 ; $Cp_{(T_1, T_2)}$; γ_c et α_c

Calcul de la température à la sortie de la turbine :

La température à la sortie de la turbine, après une détente isentropique est donnée par :

$$T_{5s} = T_4 (\tau_t)^{-\alpha_t} \quad (\text{II.10})$$

avec

$$\gamma_t = \frac{cp_{(T_5, T_4)}}{cp_{(T_5, T_4)} - \mathcal{R}} \quad (\text{II.11})$$

et :

$$\alpha_t = \frac{\gamma_t - 1}{\gamma_t} \quad (\text{II.12})$$

La température actuelle à la sortie de la turbine s'obtient à partir de l'expression de définition du rendement isentropique

$$\eta_{st} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_{5s}} \quad (\text{II.13})$$

D'où :

$$T_5 = T_4 - \eta_{st} \cdot (T_4 - T_{5s}) \quad (\text{II.14})$$

Le calcul de cette température suivra la même procédure itérative que celle utilisée pour la détermination de T_2 à la sortie du compresseur. Les calculs seront initiés là également avec

$$\gamma_t = \gamma = 1.4$$

On retiendra finalement les valeurs de : T_5 ; $cp_{(T_5, T_4)}$; γ_t et α_t

Calcul du travail spécifique de compression :

$$W_c = cp_{(T_1, T_2)} \cdot (T_2 - T_1) \quad (\text{II.15})$$

Calcul du travail spécifique de la turbine :

$$W_t = cp_{(T_5, T_4)} \cdot (T_4 - T_5) \quad (\text{II.16})$$

Calcul du travail spécifique net du cycle :

$$W_{net} = W_t - W_c \quad (\text{II.17})$$

Calcul de la quantité de chaleur fournie pour chaque kilogramme d'air au niveau du récepteur :

$$q_H = Cp_{(T_2, T_4)} \cdot (T_4 - T_2) \quad (\text{II.18})$$

Calcul du rendement énergétique interne du cycle :

$$\eta_e = \frac{W_{net}}{q_H} \quad (\text{II.19})$$

Ces calculs seront exécutés sur MATLAB en couvrant le domaine des taux de compression allant jusqu'à 16 avec un pas de 0.1. Ils seront exécutés pour les quatre valeurs mentionnées plus haut du paramètre $\beta = \frac{T_1}{T_4}$. Les résultats seront présentés au chapitre IV.

2.3. Cycle Régénératif

Dans ce cas, le cycle de Brayton sera modifié par insertion d'un régénérateur ayant un rendement de 75 % entre le compresseur et le récepteur. Cette fois-ci le point 2 correspond à la sortie du compresseur et le point 3 à l'entrée du récepteur, qui coïncide avec la sortie du régénérateur. L'air s'échappe dans l'atmosphère au point 6. Le régénérateur sert à récupérer une partie de l'énergie que contient encore l'air chaud quittant la turbine au point 5 pour préchauffer l'air quittant le compresseur avant de l'envoyer dans le récepteur. Cette opération permettra d'économiser la quantité d'énergie à fournir à l'air dans le récepteur et donc à réduire la taille du champ solaire. L'air s'échappera dans l'atmosphère à une plus basse température que dans la variante précédente. Les deux figures II.3 et II.4 ci-dessous représentent le schéma de l'installation et le diagramme T-S du cycle régénératif.

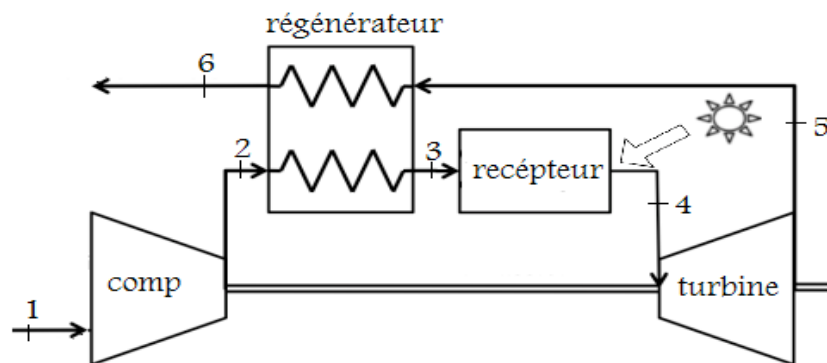


Fig.2.3 : Cycle régénératif

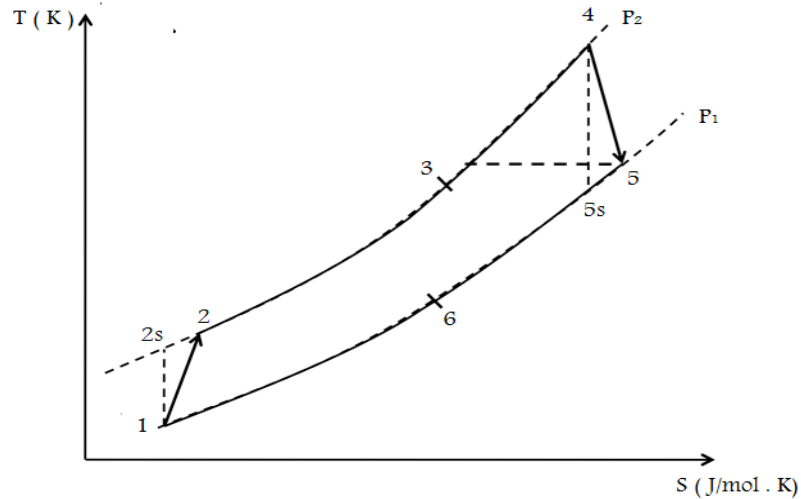


Fig.2.4 : Diagramme T-S du cycle régénératif

On a comme données dans ce cas : $P_1 = P_6$, $T_1, \eta_{st}, \eta_{sc}, \eta_{reg}$,

$$\frac{\Delta P_{Regc}}{P_2} = \frac{\Delta P_{Rec}}{P_3} = \frac{\Delta P_{Regt}}{P_5} = 0.02$$

Paramètres : $\tau_c = \frac{P_2}{P_1}$, $\beta = \frac{T_1}{T_4}$

Calculs :

Choix d'une valeur pour β .

On calcule : $T_4 = \frac{T_1}{\beta}$

Choix d'une valeur pour τ_c

On calcule le taux de détente comme suit :

$$\tau_t = \frac{P_4}{P_5} = \frac{0,98 \cdot P_3}{P_1/0,98} = 0,98^2 \frac{0,98 \cdot P_2}{P_1} = 0,98^3 \cdot \tau_c \quad (\text{II.20})$$

Les températures T_2 à la sortie du compresseur et T_5 à la sortie de la turbine se calculent de la même façon que dans le cas d'un cycle de Brayton simple.

Calcul de la température T_3 à l'entrée du récepteur et T_6 à l'échappement dans l'atmosphère :

A cet effet on utilise le rendement du régénérateur qui est défini par :

$$\eta_{reg} = \frac{h_3 - h_2}{h_5 - h_2} = \frac{Cp_{(T_2, T_3)} \cdot (T_3 - T_2)}{Cp_{(T_2, T_5)} \cdot (T_2 - T_5)} \quad (\text{II.21})$$

Connaissant la valeur de η_{reg} , nous calculons la température T_3 dont dépend la chaleur spécifique $Cp_{(T_2, T_3)}$ par une procédure itérative qui va aboutir aux valeurs de : T_3 et $Cp_{(T_2, T_3)}$

Le bilan d'énergie du régénérateur permettra ensuite de calculer T_6 :

$$h_2 + h_5 = h_3 + h_6 \quad (\text{II.22})$$

$$h_3 - h_2 = h_5 + h_6 \quad (\text{II.23})$$

D'où :

$$T_6 = T_5 - \frac{Cp_{(T_2, T_3)} \cdot (T_3 - T_2)}{Cp_{(T_6, T_5)}} \quad (\text{II.24})$$

Là encore, la température T_6 se calculera en même temps que $Cp_{(T_6, T_5)}$ qui ne dépend que d'elle, par une procédure itérative. Au terme de cette procédure, nous aurons donc les valeurs de T_6 et $Cp_{(T_6, T_5)}$

Calcul du travail spécifique de compression :

$$W_c = Cp_{(T_1, T_2)} (T_2 - T_1) \quad (\text{II.25})$$

Calcul du travail spécifique de détente :

$$W_t = Cp_{(T_5, T_4)} (T_4 - T_5) \quad (\text{II.26})$$

Calcul de travail spécifique net de cycle :

$$W_{net} = W_t - W_c \quad (\text{II.27})$$

Calcul de la quantité de chaleur fournie pour 1 kg d'air au niveau du récepteur :

$$q_H = Cp_{(T_3, T_4)} (T_4 - T_3) \quad (\text{II.28})$$

Calcul du rendement énergétique interne du cycle :

$$\eta_e = \frac{W_{net}}{q_H} \quad (\text{II.29})$$

Ces calculs seront exécutés sur MATLAB comme précédemment. Cependant, dans ce cas, pour chaque valeur de $\beta = \frac{T_1}{T_4}$, il existe une valeur de τ au-dessus de laquelle il n'y a aucun potentiel pour la régénération, les calculs s'arrêteront donc à cette valeur limite et seront exécutés pour les quatre valeurs mentionnées plus haut du paramètre β . Les résultats seront présentés au chapitre IV.

2.4.Cycle régénératif avec compression étagée et refroidissement inter étage

Nous savons qu'on dépense moins d'énergie pour comprimer un gaz froid, donc dense, qu'un gaz plus chaud, donc moins dense. En étagant la compression pour avoir la possibilité d'insérer un réfrigérant afin de refroidir l'air avant de poursuivre la compression, on réduit le travail nécessaire à la compression tout en gardant le même travail de détente que produit la turbine, ceci va améliorer les performances du cycle. Les deux figures II.5 et II.6 ci-dessous représentent le schéma de l'installation et le diagramme T-S du cycle thermodynamique correspondant.

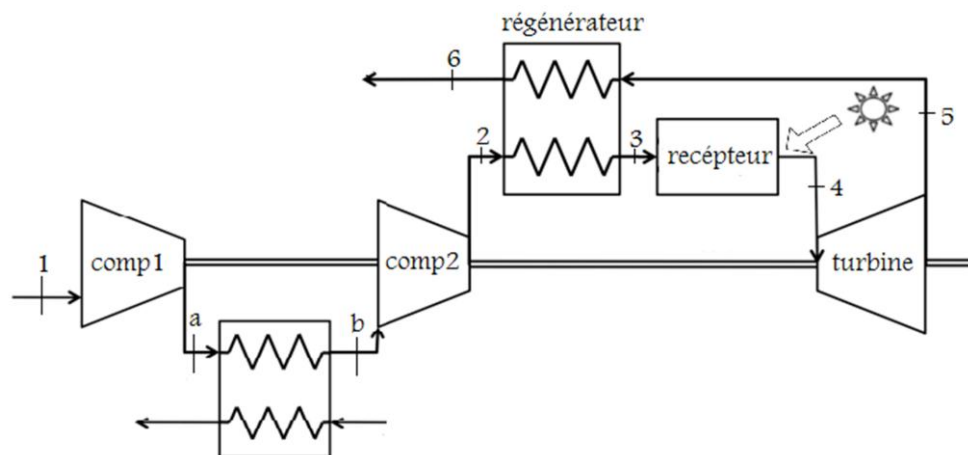


Fig.2.5 : Schéma d'un cycle régénératif avec compression refroidie

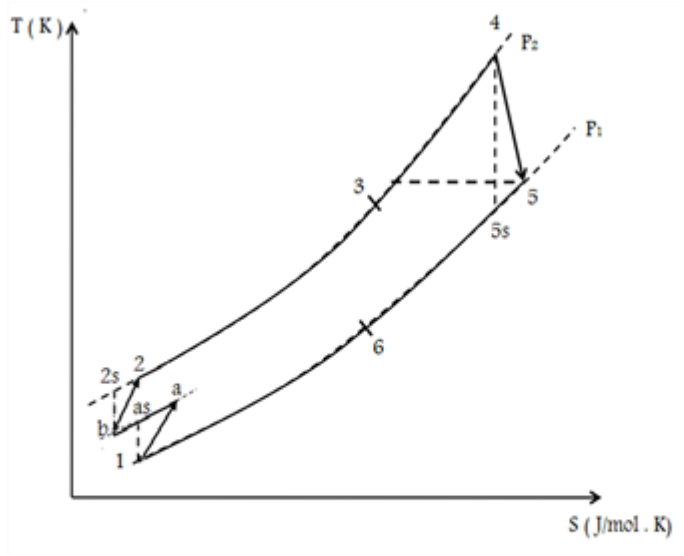


Fig.II.6 : Diagramme T-S du cycle régénératif avec compression refroidie

On a pour données : $P_1 = P_6$, T_1 , T_b , η_{st} , η_{sc} , η_{reg} , $\frac{\Delta P_{a-b}}{P_a} = \frac{\Delta P_{Regc}}{P_2} = \frac{\Delta P_{Rec}}{P_3} = \frac{\Delta P_{Regt}}{P_5} = 0.02$

Paramètres : $\tau_c = \frac{P_2}{P_1}$, $\beta = \frac{T_1}{T_4}$

Après avoir fixé β puis τ_c on aura, comme précédemment :

$$T_4 = \frac{T_1}{\beta}$$

$$\tau_t = 0,98^3 \cdot \tau_c \quad (\text{II.30})$$

Les calculs concernant la détente se font de la même façon que dans les deux variantes I et II. On aura donc après ces calculs :

$$T_5 \text{ et } Cp_{(T_5, T_4)}$$

La compression quant à elle se fera en deux étapes : une première dans le compresseur C1 avec le taux de compression τ_{c1} tel que :

$$\tau_1 = \tau_2 = \frac{P_2}{0,98 \cdot P_a} = \frac{P_a}{P_1} \quad (\text{II.31})$$

D'où :

$$\tau_1^2 = \tau_2^2 = \frac{P_2}{0,98 \cdot P_a} \cdot \frac{P_a}{P_1} = \frac{\tau_c}{0,98} \quad (\text{II.32})$$

$$\tau_1 = \tau_2 = \sqrt{\frac{\tau_c}{0,98}} \quad (\text{II.33})$$

Avec la valeur de τ_1 , on calcule la température T_a et la chaleur spécifique moyenne $Cp_{(T_1, T_a)}$ par la procédure itérative exposée en détail dans la variante I.

Après refroidissement, l'air va subir une deuxième compression à partir de T_b . La procédure itérative nous permettra en utilisant le taux de compression $\tau_2 = \tau_1$ de déterminer

$$T_2 \text{ et } Cp_{(T_b, T_2)}$$

Le calcul des autres paramètres se fera exactement comme dans la variante II

Le travail spécifique de compression se calcule cette fois-ci comme suit :

$$W_c = Cp_{(T_1, T_a)} (T_a - T_1) + Cp_{(T_b, T_2)} (T_2 - T_b) \quad (\text{II.34})$$

Le travail spécifique de détente étant le même que dans la variante II. On calcule le travail spécifique net du cycle comme suit :

$$W_{net} = W_t - W_c \quad (\text{II.35})$$

Et la quantité de chaleur fournie pour 1 kg d'air au niveau du récepteur :

$$q_H = Cp_{(T_3, T_4)} \cdot (T_4 - T_3) \quad (\text{II.36})$$

Le rendement énergétique interne sera finalement évalué comme suit :

$$\eta_e = \frac{W_{net}}{q_H} \quad (\text{II.37})$$

Ces calculs seront exécutés sur MATLAB comme pour le cycle régénératif. Les résultats seront présentés au chapitre IV. Au chapitre III, nous allons ajouter au cycle régénératif à compression refroidie une turbine à cycle de Rankine organique parfaitement adaptée pour puiser encore dans l'énergie que contient encore l'air à l'échappement (point 6).

Chapitre 3 : Etude de la possibilité d'amélioration du cycle régénératif à compression refroidie par l'ajout d'une turbine à cycle de Rankine à fluide organique

La turbine à Cycle de Rankine Organique

3.1.Introduction

Afin de récupérer au maximum l'énergie rejetée dans l'atmosphère avec l'air encore chaud qui s'échappe dans le cycle régénératif à compression refroidie, on se propose de combiner à ce cycle un Cycle de Rankine Organique (ORC), qui lui sera couplé au moyen d'un récupérateur qu'on placera en aval du régénérateur de la turbine à gaz. La technologie ORC présente un intérêt particulier dans ce genre de situations, puisqu'elle est adaptée pour puiser dans l'énergie de sources de basse température. Par rapport à un cycle de Rankine classique, l'ORC présente des avantages très intéressants dès lors qu'il s'agit de produire de petites puissances à partir de sources de faible intensité énergétique, autrement dit de faible exergie. La plupart des fluides organiques utilisés par la technologie ORC ont des températures critiques entre 170 et 300 °C et des températures d'ébullition normale ne dépassant pas 60°C, ce qui permet de condenser à des températures relativement basses sans être amené à produire le vide qui est nécessaire dans le cas du cycle à vapeur d'eau classique, ce qui simplifie le dimensionnement du système et réduit le coût de l'installation. Un choix judicieux du fluide organique offre d'autres avantages que nous allons évoquer ci-après.

3.2.Le choix de fluide organique

Les fluides utilisés dans le cycle ORC sont des fluides frigorigènes, des hydrocarbures, des solvants et autres fluides organiques. Le choix d'un fluide pour une application donnée se base sur un compromis où l'on doit prendre en compte des critères de stabilité, d'impact environnemental, de paramètres critiques, de sécurité, de performances [19]

En plus de tous ces critères, la courbe de saturation est l'une des caractéristiques les plus déterminantes. Comme on peut le voir sur la figure.III.1 ci-dessous, il existe trois types de courbes de saturation vapeur sur un diagramme (T-s): une courbe à pente négative pour les fluides qualifiés d'"humides", comme le méthanol ; une courbe à pente nulle pour les fluides qualifiés d'"isentropiques", comme le R11 et une courbe à pente positive pour les fluides qualifiés de "secs", comme le cyclopentane.

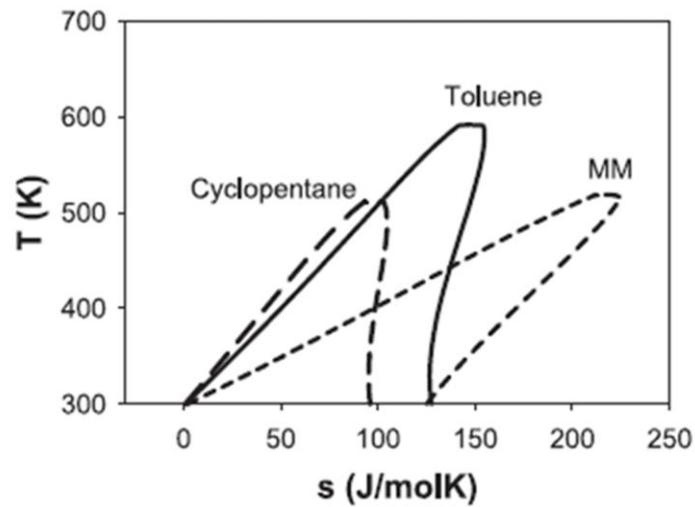


Fig.3.1 : Types de courbes de saturation

L'eau est un autre exemple de fluide humide. Pour éviter la détente en zone humide, la surchauffe de la vapeur après sa vaporisation est indispensable. Lorsque la température de la source n'est pas suffisamment élevée, pour avoir la possibilité de surchauffer, il faudra réaliser la vaporisation du fluide à basse pression, ce qui demande plus d'énergie et dégrade les performances du cycle, sans oublier que le surchauffeur complique la configuration de l'installation. Avec un fluide isentropique, on peut travailler avec de la vapeur saturée, la détente se fera en phase vapeur de son début jusqu'à sa fin, la vapeur sera constamment proche de la saturation. Dans le cas d'un fluide sec, comme le cyclopentane, même si la vapeur est saturée à l'entrée de la turbine, elle sera surchauffée à la sortie, ce qui offre l'avantage d'utiliser un régénérateur pour profiter de la désurchauffe qui doit précéder la condensation, ce qui va améliorer le rendement du cycle. Par ailleurs, les fluides organiques ont une masse molaire importante, ce qui permet de réaliser une même chute d'enthalpie avec une turbine plus petite que les turbines à vapeur d'eau traditionnelles.

Le tableau III.1 ci-dessous compare différents fluides organiques. Pour des raisons environnementales, le R123 et le R141b sont d'emblée éliminés, ils seront interdits d'ici 2020 pour le premier et 2030 pour le second. L'éthanol présente une température d'ébullition normale un peu élevée, ce qui nécessiterait la réalisation d'un certain vide pour condenser à une température suffisamment basse et pouvoir récupérer davantage d'énergie à partir de l'air chaud. De plus c'est un fluide à pente négative, sa détente sera donc humide.

Le cyclopentane présente beaucoup d'avantages, mais il ne faut pas oublier que c'est un fluide inflammable. Sauf que tous les fluides organiques intéressants le sont. Pour l'utiliser, il suffira de prendre la précaution de mettre l'installation dans un endroit aéré

Tableau 3.1: Comparaison de différents fluides organiques

Fluide	Courbe de vaporisation	M (kg/kmol)	T_v (K)	P_c (MPa)	T_c (K)	ODP
Cyclopentane	Sec	70.133	322.4	4.515	511.69	0
Éthanol	Humide	46.068	351.39	6.148	513.9	
R123	Isentropique	152.93	300.97	3.6618	456.83	0.012
R141b	Sec	116.95	305.2	4.212	477.5	0.086

M : Masse Molaire T_v : Température d'ébullition P_c : Pression critique
 T_c : Température critique ODP : Potentiel de déplétion ozonique

- **Caractéristiques du cyclopentane**

Nous optons donc pour l'utilisation du cyclopentane et donnons quelques une de ses caractéristiques pertinentes dans le tableau III.2 ci-dessous.

Tableau 3.2 : Caractéristiques du Cyclopentane

Cyclopentane	C ₅ H ₁₀
Masse Molaire M	70.133 kg/kmol
Température d'ébullition normale	322.4 K
Température critique	511.69 K
Pression critique	4.515 MPa
Masse volumique critique	267.91 kg/m ³

3.3. Analyse thermodynamique du cycle ORC

Comme on le voit sur la figure III.2 ci-dessous, représentant le module ORC qui va être couplé au cycle régénératif à compression refroidie étudié au chapitre II au niveau de l'échangeur air/cyclopentane, le cycle comprend comme un cycle de Rankine classique une turbine, un condenseur, une pompe et un générateur de vapeur (représenté ici par l'échangeur air/cyclopentane), avec en plus le régénérateur calé entre, d'une part la turbine et l'échangeur, et d'autre part le condenseur et la pompe. Le rôle de ce régénérateur est de récupérer la chaleur libérée par la dessurchauffe de la vapeur, qui a lieu de la sortie de la turbine à l'entrée du condenseur, pour préchauffer le cyclopentane quittant la pompe et se dirigeant vers l'échangeur (voir diagramme T-s de la figure III.3 ci-après.

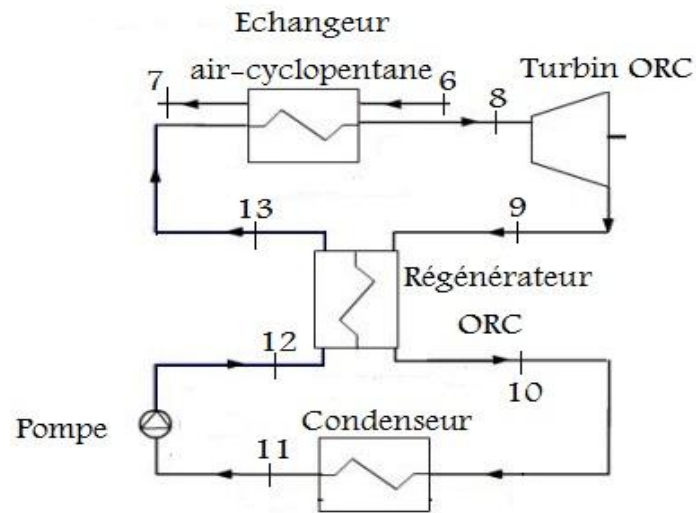


Fig.3.2 : Schéma du module ORC

L'échangeur air/cyclopentane comprend comme une chaudière de récupération, un économiseur où le cyclopentane liquide est amené à saturation suivi d'un évaporateur où le cyclopentane est transformé en vapeur saturée destinée à la turbine. Notons qu'il n'est pas nécessaire d'utiliser un surchauffeur, comme il a été mentionné plus haut (voir figs. III.3 et 4 ci-dessous).

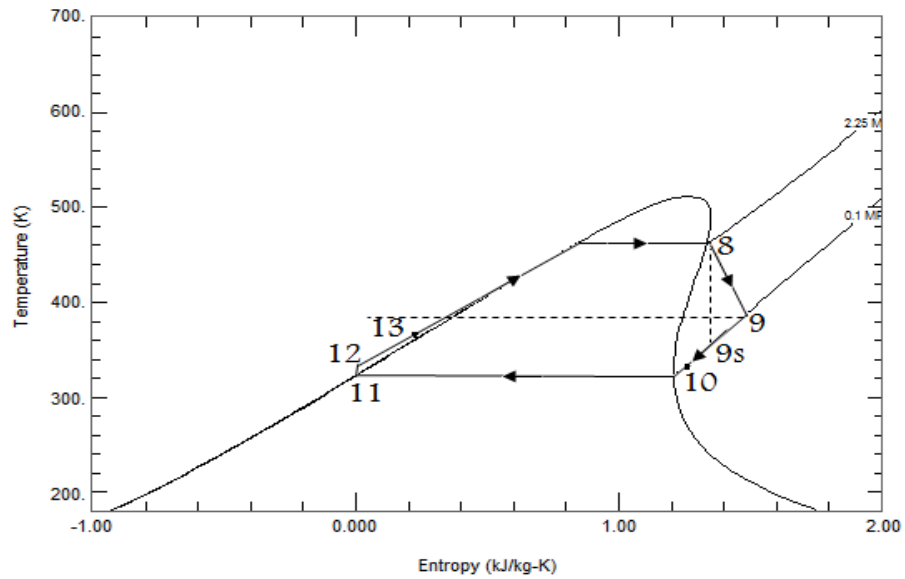


Fig.3.3 : Cycle ORC du cyclopentane

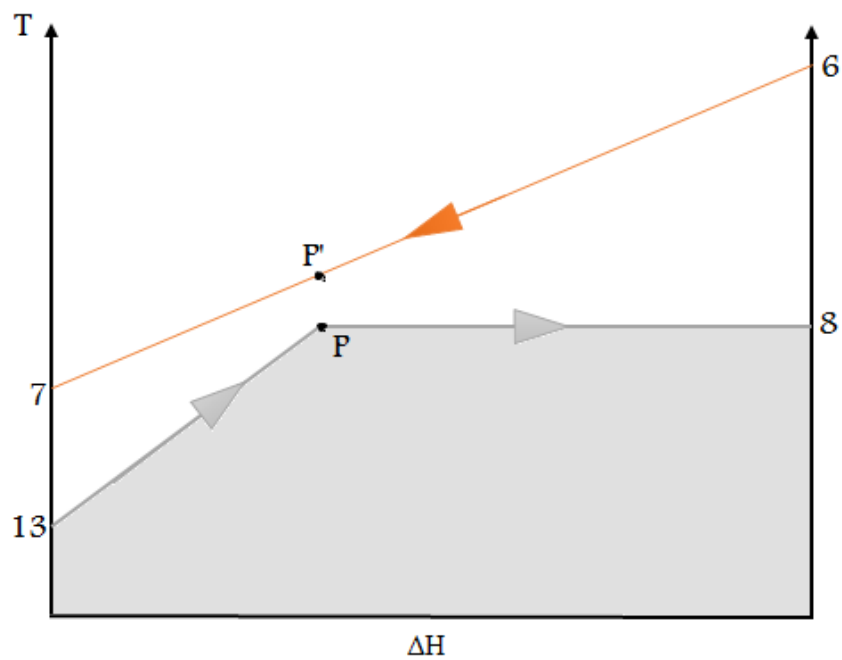


Fig.3.4 : Profils des températures dans l'échangeur air/cyclopentane

L'objectif de cette analyse sera de rechercher le cycle ORC qui permettrait d'utiliser au mieux l'énergie encore disponible dans l'air chaud qui s'échappe du régénérateur du cycle régénératif à compression refroidie.

La récupération de cette énergie par le cyclopentane liquide va lui permettre de passer de l'état -13- à l'état -p- de liquide saturé, puis de se vaporiser jusqu' à l'état de vapeur saturée -8- (Voir la figure III.4 qui fait apparaître particulièrement l'endroit où se produit le pincement, c'est-à-dire là où la différence de température est minimale, soit ΔT_{PP})

La vapeur de cyclopentane saturée se détend à travers la turbine ORC entre les états -8- et -9- . Du fait que la courbe de saturation du cyclopentane sur un diagramme T-S présente une pente positive, le point -9- se retrouvera forcément dans le domaine surchauffé, ce qui rend le recours à un régénérateur obligatoire afin de tirer avantage de la désurchauffe de la vapeur pour préchauffer le cyclopentane liquide entre la pompe et l'échangeur air-cyclopentane.

Etant donné que la régénération ne peut pas être idéale, la désurchauffe de la vapeur se poursuivra à partir de l'état -10- dans les premiers éléments du condenseur avant de subir la condensation proprement dite dans ce dernier.

3.4.Procédure de calcul

Les propriétés thermodynamiques du cyclopentane sont obtenues au moyen du logiciel « REFPROP », qui est spécialement dédié au calcul des propriétés thermodynamiques des fluides frigorigènes, mais dont la bibliothèque peut être enrichie en y ajoutant des bases de données concernant de nouveaux fluides. C'est précisément ce que nous avons fait pour le cyclopentane dont les données n'étaient pas disponibles sur la version du « REFPROP » qui était en notre possession.

Notons que le cyclopentane est une substance organique pure dont les états seront donc définis par deux degrés de liberté.

- **Données :**

T_8 : Température de l'air chaud à l'entrée de l'échangeur air/cyclopentane.

T_c : Température de condensation du cyclopentane.

ΔT_{PP} : Différence de température au pincement.

η_{sp} et η_{storc} : Rendement isentropique de la pompe et de la turbine ORC.

η_{Rorc} : Rendement du régénérateur ORC.

- **Paramètres :**

T_8 : Température de vaporisation du cyclopentane.

- **Calculs :**

- ✓ Choix d'une valeur pour T_8
- ✓ Lecture des propriétés thermodynamiques du cyclopentane à l'état 8 :

$$P_8 = P_{\text{sat}}(T_8); h_8 = h_g(T_8); S_8 = S_g(T_8)$$

- ✓ Le point -9s- est représentatif de l'état de la vapeur surchauffée après une détente isentropique à travers la turbine. Il est défini par la pression $P_9 = P_{\text{sat}}(T_c)$ et l'entropie spécifique $s_{9s} = s_8$.
- ✓ Lecteur de : $h_9(P_{9s}, s_{9s})$.
- ✓ Calcul de l'entropie actuelle à la sortie de la turbine :

Le rendement isentropique étant défini par

$$\eta_{stORC} = \frac{h_8 - h_9}{h_8 - h_{9s}} \quad (\text{III.38})$$

- ✓ On calcule l'enthalpie :

$$h_9 = h_8 - \eta_{storc} * (h_8 - h_{9s}) \quad (\text{III.39})$$

$$P_9 = P_{10}$$

- ✓ Lecteur de T_9 et S_9 : $T_9(P_9, h_9)$; $S_9(P_9, h_9)$
- ✓ Calcul de l'enthalpie spécifique à l'état -10- (vapeur surchauffée à la sortie de régénérateur), on utilise à cet effet le rendement du régénérateur défini par :

$$\eta_{rORC} = \frac{h_9 - h_{10}}{h_9 - h_g(T_c)} \quad (\text{III.40})$$

D'où

$$h_{10} = h_9 - \eta_{rORC} * (h_9 - h_g(T_c)) \quad (\text{III.41})$$

avec

$$h_g(T_c) = h(T_c; x = 1).$$

et

$$h_{11} = h_f(T_c) = h(T_c; x = 0).$$

$$\rho_{11} = \rho_f(T_c) = \rho(T_c; x = 0).$$

$$S_{11} = S_f(T_c) = S(T_c; x = 0).$$

- ✓ Etat -12s- : défini par $P_{12} = P_{sat}(T_8)$ et $S_{12s} = S_{11}$
- ✓ Lecture $h_{12s}(P_{12s}; S_{12s})$.
- ✓ Etat -12- : on calcule l'enthalpie à cet état en utilisant la définition du rendement isentropique de la pompe :

$$\eta_{sp} = \frac{h_{12s} - h_{11}}{h_{12} - h_{11}} \quad (\text{III.42})$$

D'où :

$$h_{12} = h_{11} + \frac{h_{12s} - h_{11}}{\eta_{sp}} \quad (\text{III.43})$$

- ✓ L'enthalpie à l'état -13- est obtenue en appliquant le bilan d'énergie au régénérateur ORC :

$$h_{13} = h_{12} + (h_9 - h_{10}) \quad (\text{III.44})$$

- ✓ L'état -13- est défini par h_{13} et $P_{13} = P_{12} = P_{sat}$.
- ✓ Lecture de $T_{13}(P_{13}; h_{13}) ; S_{13}(P_{13}; h_{13})$
- ✓ Température de l'air au pincement

$$(\text{III.45})$$

$$T_{p'} = T_p + \Delta T_{pp'} = T_8 + \Delta T_{pp'}$$

- ✓ Bilan d'énergie dans la partie évaporateur de l'échangeur air-cyclopentane :
- ✓ Pour l'air, calcul de la chaleur spécifique moyenne $Cp_{(T_p, T_6)}$. Le bilan d'énergie de l'évaporateur permet à présent de calculer la quantité de cyclopentane générée par kilogramme d'air :

$$\sigma = \frac{Cp_{(T_{p'}, T_6)} \cdot (T_6 - T_{p'})}{h_{fg}(T_8)} \quad \left(\frac{\text{kg de cyclopentane}}{\text{kg d'air}} \right) \quad (\text{III.46})$$

- ✓ Bilan d'énergie de l'ensemble de l'échangeur air/cyclopentane pour le calcul de la température T_7 à laquelle l'air s'échappera dans l'atmosphère

$$T_7 = T_6 - \sigma \cdot \frac{h_8 - h_{13}}{Cp_{(T_7; T_6)}} \quad (\text{III.47})$$

- ✓ On calcule d'abord cette température avec la valeur $Cp_{(T_p, T_6)}$, puis on corrige cette valeur et on procède par itération jusqu'à ce qu'une valeur T_7 soit la même avec une précision suffisante pour deux itérations successives.
- ✓ Calcul du travail net du cycle ORC pour un kilogramme d'air traversant l'échangeur :

$$W_{ORC}^{net} = \sigma \cdot \{(h_8 - h_9) - (h_{12} - h_{11})\} \quad (\text{III.48})$$

Toute la procédure décrite sera reprise pour différentes valeurs de T_8 couvrant un intervalle suffisamment large pour faire apparaître la valeur qui maximise le travail récupéré par le cycle ORC.

Les calculs sont exécutés sur MATLAB et les résultats seront présentés au chapitre 4 qui suivra.

Chapitre 4 : Analyse des résultats

4.1.Introduction

Au chapitre II, trois variantes de cycles de la turbine à gaz ont été considérées : le cycle de Brayton, le cycle régénératif et le cycle régénératif à compression refroidie. Une modélisation thermodynamique a permis de relier les performances de ces trois variantes aux paramètres dont nous voulons déterminer l'impact, à savoir le taux de compression τ et le paramètre β qui représente le rapport des températures extrêmes du fluide thermodynamique dans le cycle.

Sur la base de la procédure décrite pour chacune de ces variantes, les calculs ont été exécutés sur MATLAB et les résultats obtenus seront présentés ici sous forme graphique puis commentés et analysés. Nous ferons de même un peu plus loin avec les résultats concernant la quatrième variante combinant le cycle régénératif à compression refroidie avec un cycle de Rankine au cyclopentane utilisé pour récupérer l'énergie de l'air encore assez chaud quittant le régénérateur.

4.2.Analyse des résultats concernant le cycle de Brayton

Les courbes d'évolution du travail spécifique et du rendement du cycle de Brayton en fonction du taux de compression τ pour différentes valeurs du rapport des températures extrêmes β , sont présentées sur les figures IV.1 et IV.2 respectivement.

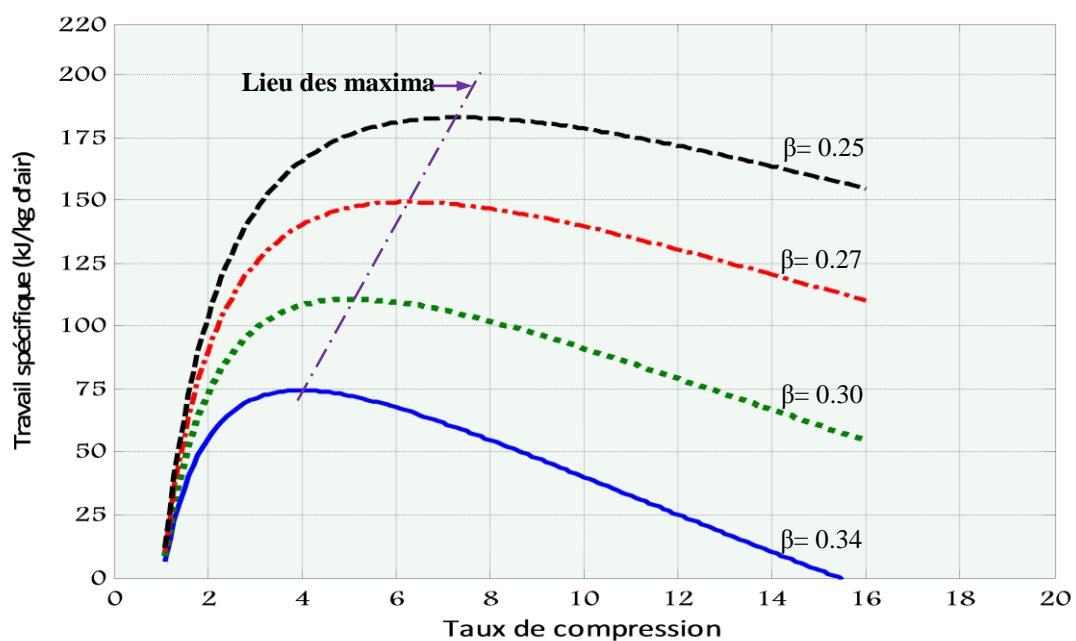


Fig.4.1 : Evolution du travail spécifique du cycle de Brayton en fonction de taux de compression τ et du rapport des températures β

Nous remarquons d'après ces deux figures que dans le cas d'un cycle de Brayton, travail spécifique et rendement s'améliorent lorsque le rapport des températures extrêmes $\beta = T_1/T_4$ décroît, autrement dit, pour une valeur donnée de T_1 , lorsque la température maximale T_4 croît. Il y a donc intérêt à avoir une température d'air chaud à la sortie du récepteur solaire la plus élevée possible.

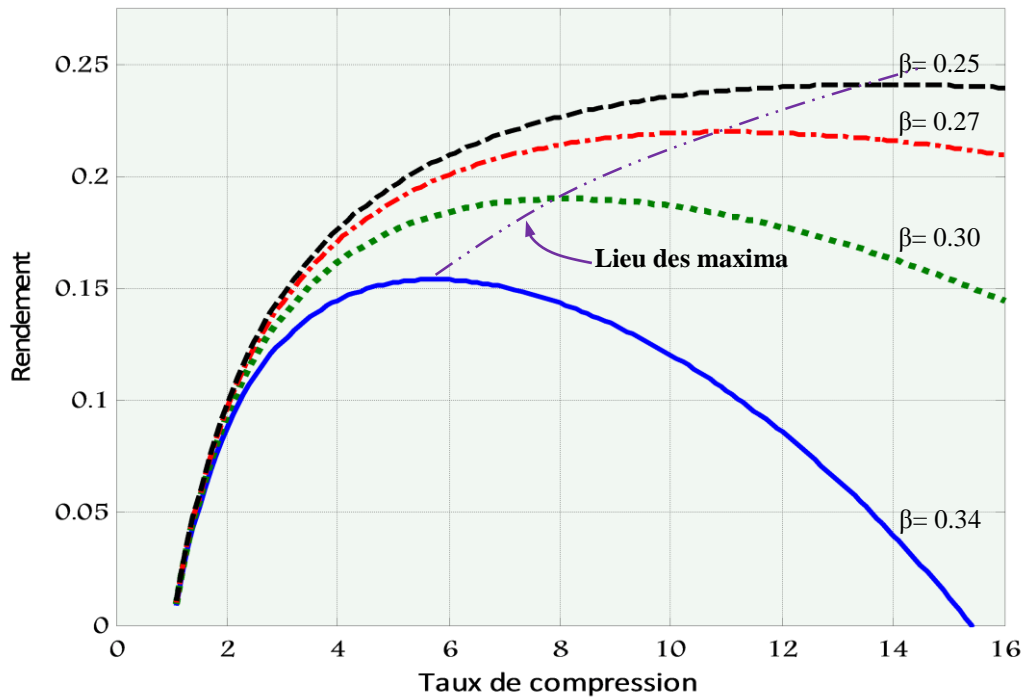


Fig.4.2 : Evolution du rendement du cycle de Brayton en fonction du taux de compression τ et du rapport des températures β

Notons également que travail spécifique et rendement admettent, pour une valeur fixée du rapport des températures β , un maximum qui correspond à une valeur optimale déterminée du taux de compression, soit τ_{opt} . Cette valeur n'est pas la même pour le travail et pour le rendement. Le taux de compression τ_{opt}^W qui maximise le travail spécifique est inférieur à celui τ_{opt}^η qui maximise le rendement. Pour illustrer ce propos, prenons l'exemple des courbes correspondant à $\beta = 0,30$. On peut lire sur la figure IV.1 : $\tau_{opt}^W(0,30) \simeq 5$ et sur la figure IV.2 : $\tau_{opt}^\eta(0,30) \simeq 8$. On pourrait remarquer aussi que les maxima du travail spécifique et ceux du rendement se déplacent dans la direction des taux de compression croissants si l'on réduit la valeur du rapport des températures β ; c'est-à-dire lorsque la température de l'air chaud à la sortie du récepteur augmente.

4.3. Analyse des résultats concernant le cycle régénératif

Les courbes d'évolution du travail spécifique et du rendement du cycle régénératif en fonction du taux de compression pour différentes valeurs du rapport β , sont présentées sur les figures IV.3 et IV.4 respectivement.

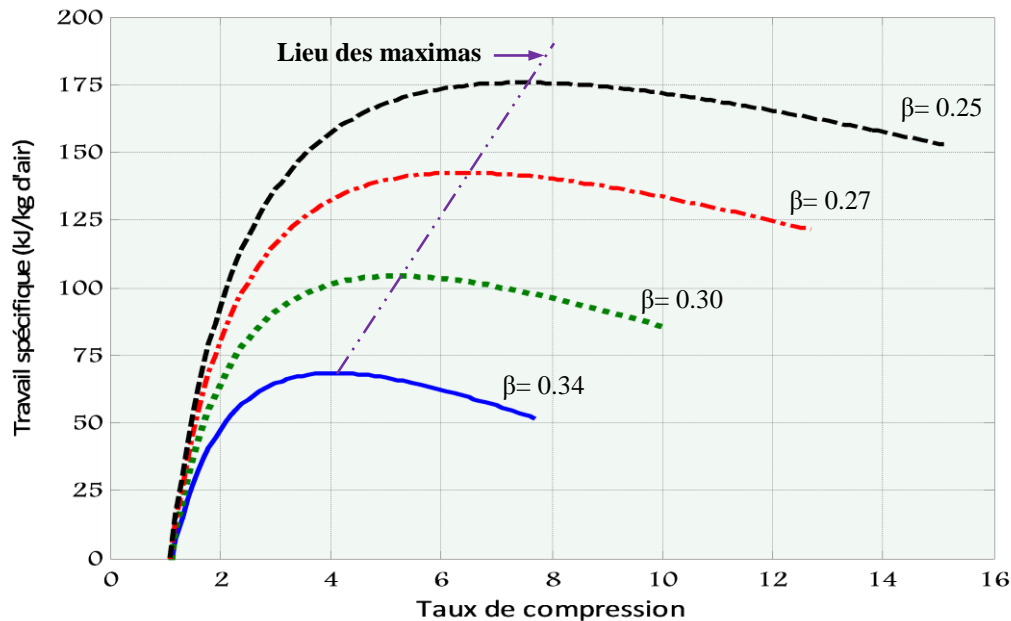


Fig.4.3 : Evolution du travail spécifique du cycle régénératif en fonction du taux de compression τ et du rapport des températures β

Notons tout d'abord que la régénération n'est possible que si le taux de compression est inférieur à une valeur limite τ_{max} qui dépend du rapport des températures β ; on voit en effet que la régénération est possible à des taux de compression d'autant plus élevés que β est plus petit. La régénération devient impossible évidemment dès que la température de l'air à la sortie du compresseur devient plus grande que celle à la sortie de la turbine. Or, pour une valeur donnée de β , les températures extrêmes sont fixées, par conséquent, à mesure que τ augmente la température à la sortie du compresseur augmente et se rapproche de celle à la sortie de la turbine qui diminue, jusqu'à ce qu'elles deviennent égales pour la valeur limite τ_{max} du taux de compression, la régénération n'est alors plus possible. La valeur de ce taux de compression limite varie d'environ 7.5 pour $\beta = 0.34$ jusqu'à environ 15 pour $\beta = 0.25$.

Dans l'ensemble, les performances du cycle régénératif suivent les mêmes tendances que celles du cycle de Brayton ; c'est-à-dire que le travail spécifique et le rendement admettent, pour une valeur fixée du rapport des températures β , un maximum qui correspond à une valeur optimale déterminée du taux de compression, soit τ_{opt} . Sauf que là, à l'inverse de ce que nous avons pu observer pour le cycle de Brayton, le taux de compression qui maximise le travail est plus grand que celui qui maximise le rendement : $(\tau_{opt}^W > \tau_{opt}^\eta)_{régénératif}$ alors qu'on a : $(\tau_{opt}^W < \tau_{opt}^\eta)_{Brayton}$. La régénération est une mesure visant à améliorer le rendement, elle n'a pas vraiment d'effet sur le travail. Nous constatons cependant que ce dernier est même légèrement réduit par rapport à celui d'un cycle de Brayton pour les mêmes conditions. Ceci est dû simplement aux pertes de charge supplémentaires introduites dans le cycle régénératif par le régénérateur lui-même.

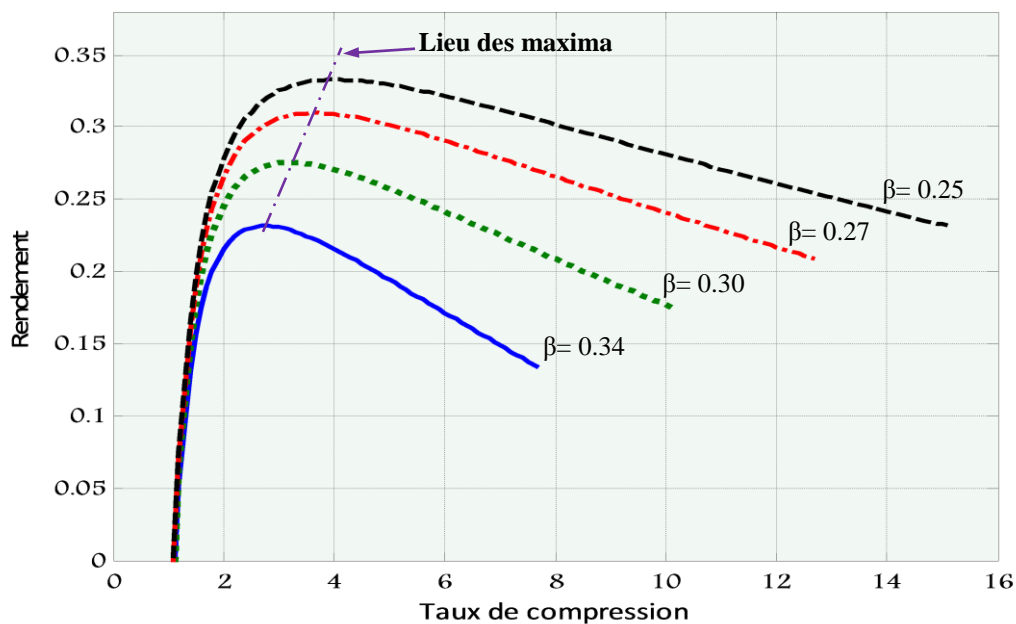


Fig.4.4 : Evolution du rendement du cycle régénératif en fonction du taux de compression τ et du rapport des températures β

L'effet d'une variation de β sur la valeur du taux de compression τ_{opt}^η qui maximise le rendement régénératif semble insignifiante : le lieu des maxima de rendement sur la figure IV.4 ci-dessus montre que la valeur de τ_{opt}^η passe de 2.75 à une valeur légèrement en-dessous de 4 lorsque β passe de 0.34 à 0.25 ; alors que sur la figure IV.2 où les courbes

du rendement d'un cycle de Brayton sont présentées, on voit que τ_{opt}^η passe de 5.75 pour $\beta = 0.34$ à 13.5 pour $\beta = 0.25$.

La régénération permet une amélioration conséquente du rendement, ainsi, pour $\beta = 0.25$ par exemple, la valeur du rendement maximum passe de 0.24 pour le cycle de Brayton à 0.33 pour le cycle régénératif, ce qui représente une augmentation de 37.5 %.

4.4. Analyse des résultats concernant le cycle régénératif à compression refroidie

Les courbes d'évolution du travail spécifique et du rendement du cycle régénératif à compression refroidie en fonction du taux de compression pour différentes valeurs du rapport β , sont présentées sur les figures IV.5 et IV.6 ci-dessous respectivement.

Le refroidissement de la compression réduit le travail nécessaire à cette compression alors que le travail que produit la détente reste inchangé, ce qui conduit à une amélioration du travail spécifique. Il réduit également la température qu'aura l'air à la sortie du compresseur et permet de refroidir davantage l'air chaud dans le régénérateur avant de le laisser s'échapper dans l'atmosphère, ce qui se traduit par une nouvelle amélioration du rendement quand on passe du cycle régénératif au cycle régénératif à compression refroidie.

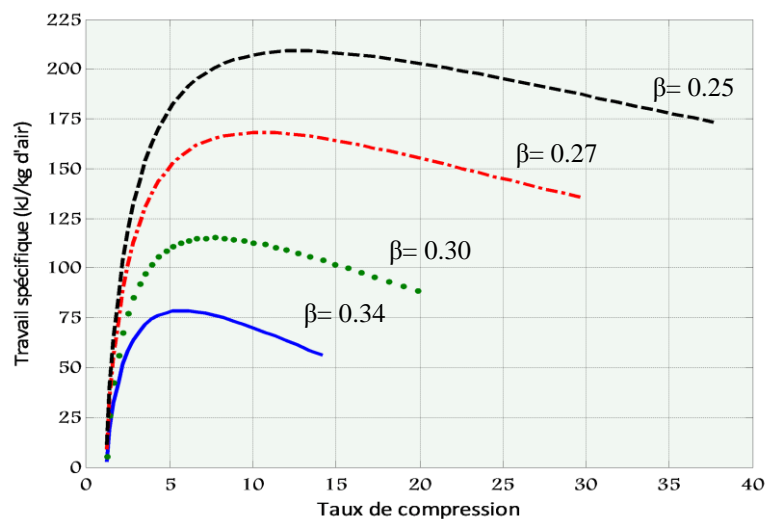
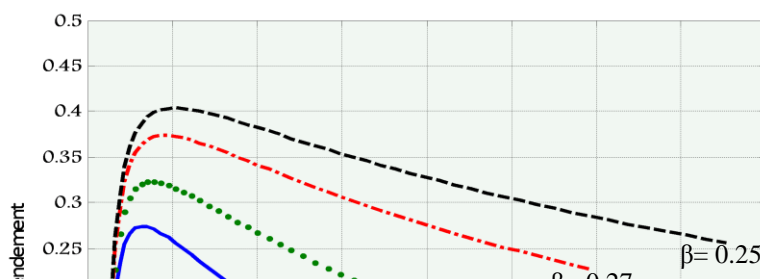


Fig.4.5 : Evolution du travail spécifique du cycle régénératif à compression refroidie en fonction du taux de compression τ et du rapport des températures β



Un autre effet du refroidissement de la compression est l'élargissement du domaine d'action de la régénération, on voit bien en effet que la valeur du taux de compression limite τ_{max} a augmenté de façon significative pour toutes les valeurs considérées de β . On voit bien par exemple que cette valeur passe de 10 à 20 pour $\beta = 0.30$.

4.5.Synthèse des résultats des trois premières variantes

Dans les trois variantes de cycles analysées ci-dessus, nous avons relevé deux optima par rapport au taux de compression. Ces deux optima maximisent le rendement pour l'un et le travail spécifique pour l'autre. Ils définissent un intervalle opératoire pour le système qui doit être conçu comme un compromis entre un système à rendement maximum et un système à travail spécifique maximum. Dans cet intervalle, on voit que les performances du système ne seront pas très affectées par les variations du taux de compression. En revanche dès que la valeur du taux de compression sort de la zone délimitée par les deux optima, les performances deviennent très sensibles aux variations de ce paramètre, surtout pour les plus faibles valeurs.

Nous avons déjà évalué à 37.5% l'amélioration qu'apporte la régénération en ce qui concerne le rendement. Restant dans les conditions de l'exemple qui a donné lieu à ce chiffre, à savoir pour $\beta = 0.25$, on voit que le refroidissement de la compression permet de passer à un rendement maximum de 40 %, alors qu'il était, rappelons-le, de 33% pour le cycle régénératif, soit une amélioration de 21.2 %. Par rapport au cycle de Brayton, le cycle régénératif n'apporte aucune amélioration de travail spécifique, comme il a été relevé précédemment, tandis que le cycle régénératif à compression refroidie fait passer le travail spécifique de 182 kJ/kg pour le cycle de Brayton et 175 kJ/kg pour le cycle régénératif, à

210 kJ/kg pour le cycle régénératif à compression refroidie ; soit une amélioration de 15.4 % par rapport au cycle de Brayton.

La figure IV.9 ci-dessous montre les courbes d'évolution de la température de l'air chaud dans le cycle régénératif à compression refroidie pour différentes valeurs de β , mais seulement sur le domaine délimité par τ_{opt}^{η} et τ_{opt}^W .

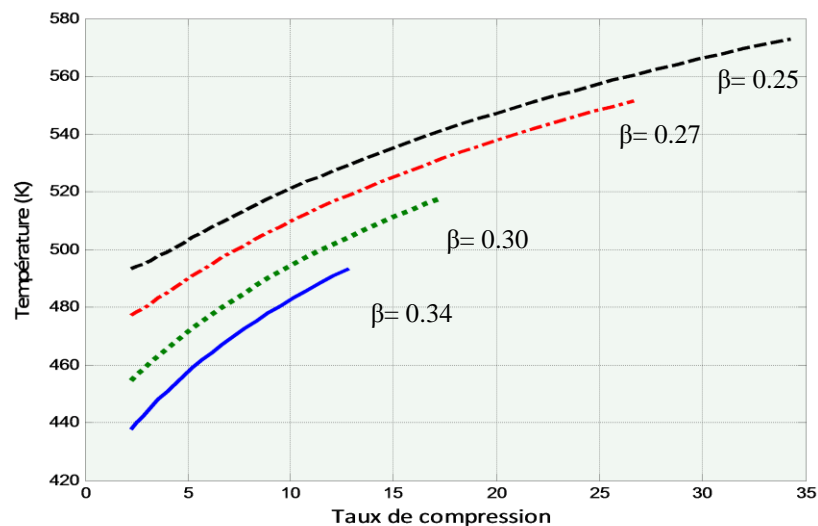


Fig.4.7 : Evolution de la température de l'air à la sortie du cycle régénératif à compression refroidie en fonction du taux de compression τ et du rapport des températures β

On notera que malgré la présence du régénérateur, l'air quittant le compresseur, étant à une température assez élevée, ne peut pas refroidir l'air chaud à moins de 440 K, Il y a donc encore de l'énergie à récupérer dans cet air chaud avant de le laisser s'échapper dans l'atmosphère. Cette récupération se fera grâce à un cycle de Rankine organique (ORC).

4.6. Analyse des résultats concernant le système combinant le cycle régénératif à compression refroidie avec un cycle de Rankine organique.

La figure IV.10 montre l'évolution des températures de couplage de l'échangeur air/cyclopentane en fonction du taux de compression pour différentes valeurs de β . On notera que la température à laquelle l'air s'échappe dans l'atmosphère (T_7) reste quasiment constante quand on fait varier τ pour une valeur donnée de β . Ainsi, pour $\beta = 0.25$, cette température s'établit entre 390 et 395 K (117 °C et 122 °C). Il est difficile de descendre en dessous de cette valeur, étant donné que le cyclopentane se condense à plus de 60 °C (pour

utiliser l'air ambiant comme fluide de refroidissement), et que la régénération préchauffe le cyclopentane liquide qui arrive à l'entrée de l'échangeur à une température supérieure à 80 °C. La température optimale de vaporisation du cyclopentane (T_8) augmente avec le taux de compression suivant la même allure que la température (T_6) de l'air chaud à l'entrée de l'échangeur. L'écart entre ces deux températures reste autour de 80 °C.

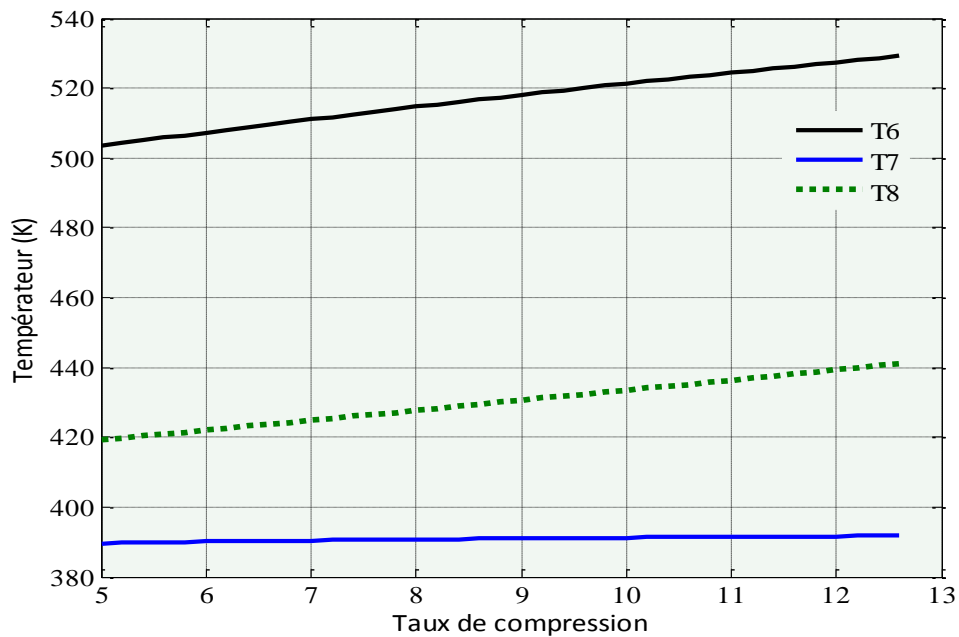


Fig.4.8 : Evolution des températures de couplage dans le cycle combiné en fonction du taux de compression τ pour un rapport des températures $\beta = 0.25$

- Température de l'air chaud à l'entrée de l'échangeur T_6
- Température de l'air à l'échappement dans l'atmosphère T_7
- Température de vaporisation du cyclopentane T_8

Les figures IV.11 et IV.12 montrent que les performances du cycle de Rankine au cyclopentane, c'est-à-dire, son rendement, son travail spécifique et la fraction de cyclopentane qui décrit le cycle par kg d'air chaud, augmentent toutes de façon linéaire lorsque τ croît et lorsque β décroît

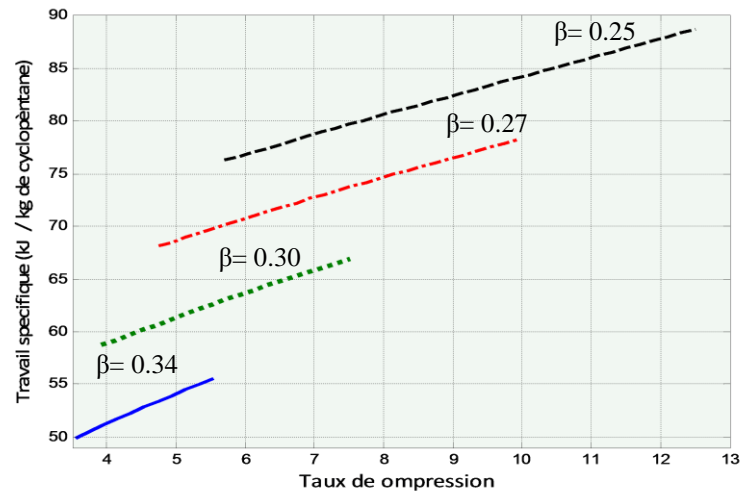
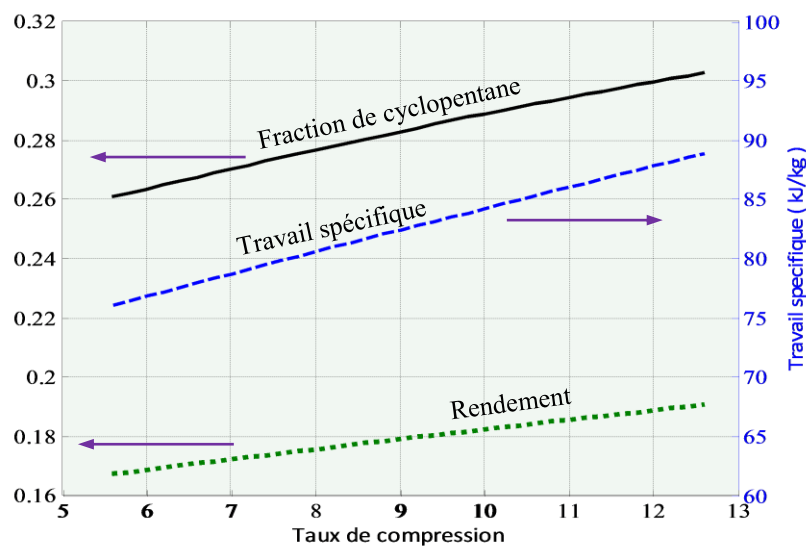


Fig.4.9 : Evolution du travail spécifique du cycle de Rankine Organique (ORC) en fonction du taux de compression τ et du rapport des températures β



FigIV.10 : Evolution des performances du cycle de Rankine organique (ORC) en fonction du taux de compression τ pour un rapport $\beta = 0.25$

- Travail spécifique (kJ/kg)
- Rendement η
- Fraction massique de cyclopentane σ (kg de cyclopentane / kg d'air)

Pour le cycle combiné, le travail spécifique croît de façon monotone lorsque le taux de compression passe de τ_{opt}^{η} à τ_{opt}^W (voir Fig.4.13), tandis que le rendement décroît de façon tout aussi monotone (voir Fig.4.14). On en conclut que les performances du cycle combiné suivent exactement l'allure des performances du cycle régénératif à compression refroidie.

Cependant l'ajout du cycle ORC fera passer le rendement maximum du cycle régénératif de 40% à 44% pour $\beta = 0.25$.

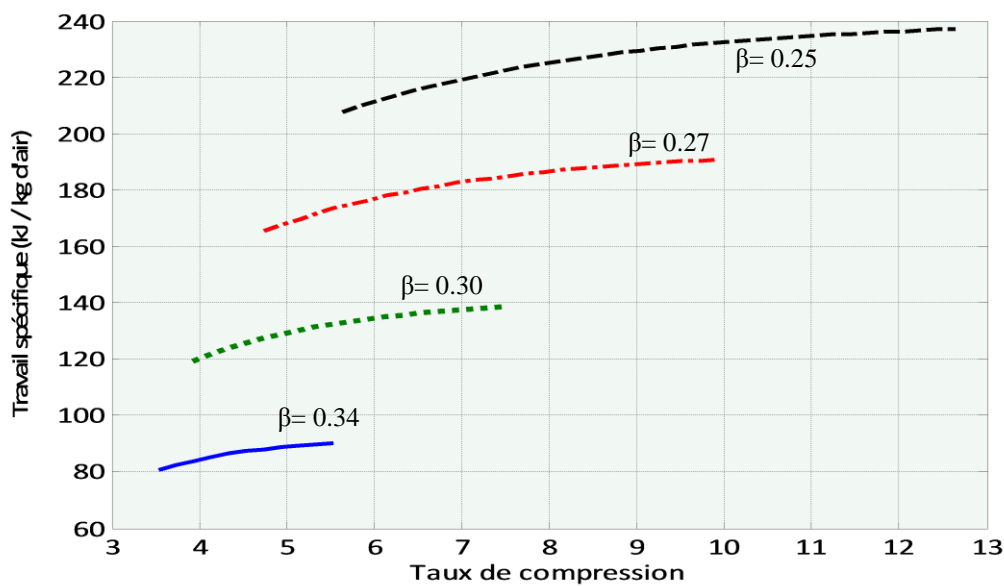


Fig.4.11 : Evolution du travail spécifique du cycle combiné en fonction de taux de compression τ et du rapport des températures β

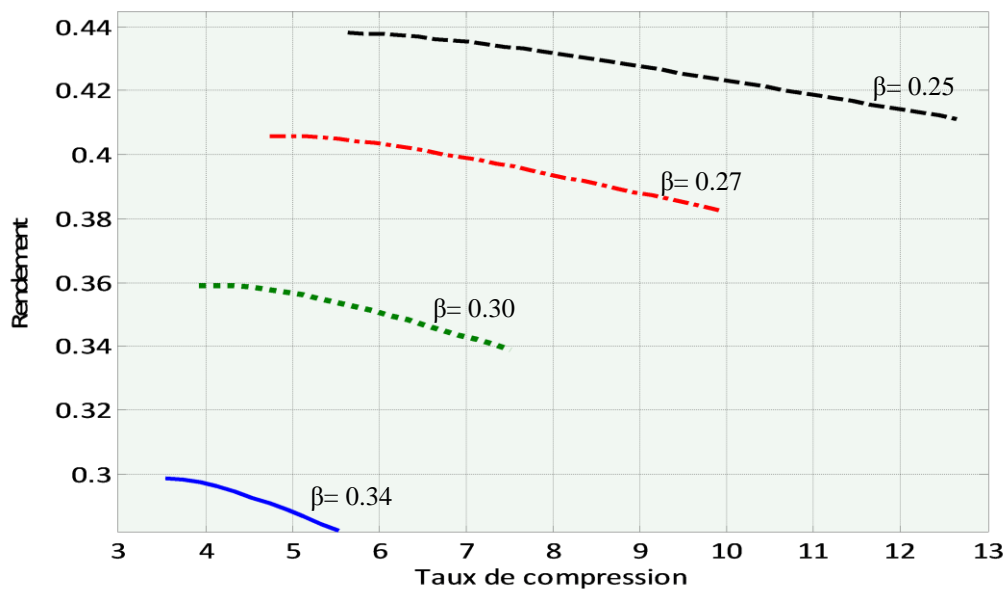


Fig.4.12: Evolution du rendement du cycle combiné en fonction du taux de compression τ et du rapport des températures β

Les figures IV.15 et IV.16 récapitulent l'analyse de nos résultats par une représentation comparative des courbes du travail spécifique pour la première et de celles du rendement pour la seconde, des différentes variantes analysées.

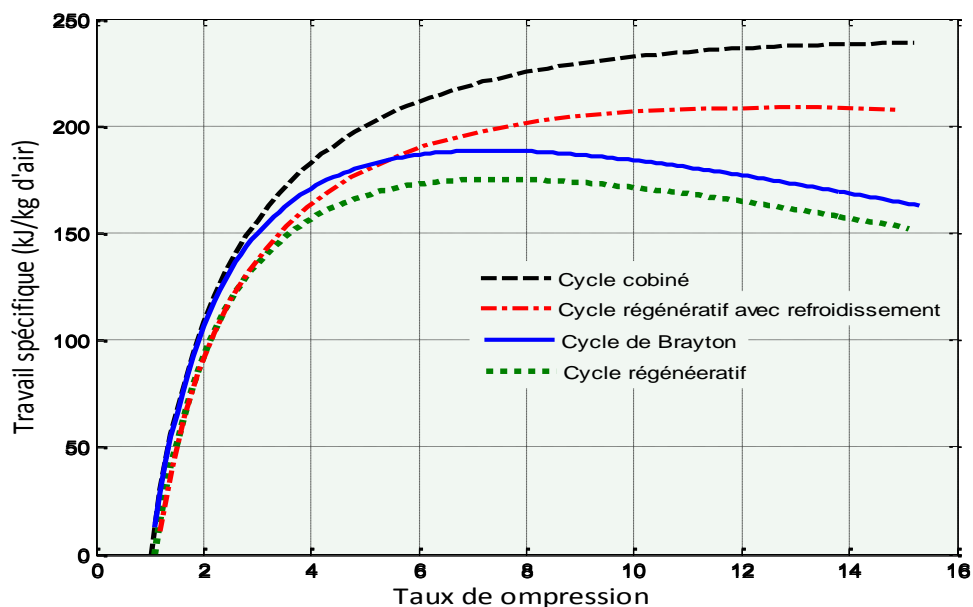


Fig.4.13 : Evolution du travail spécifique des différentes variantes de cycles étudiées, en fonction du taux de compression τ pour un rapport $\beta = 0.25$

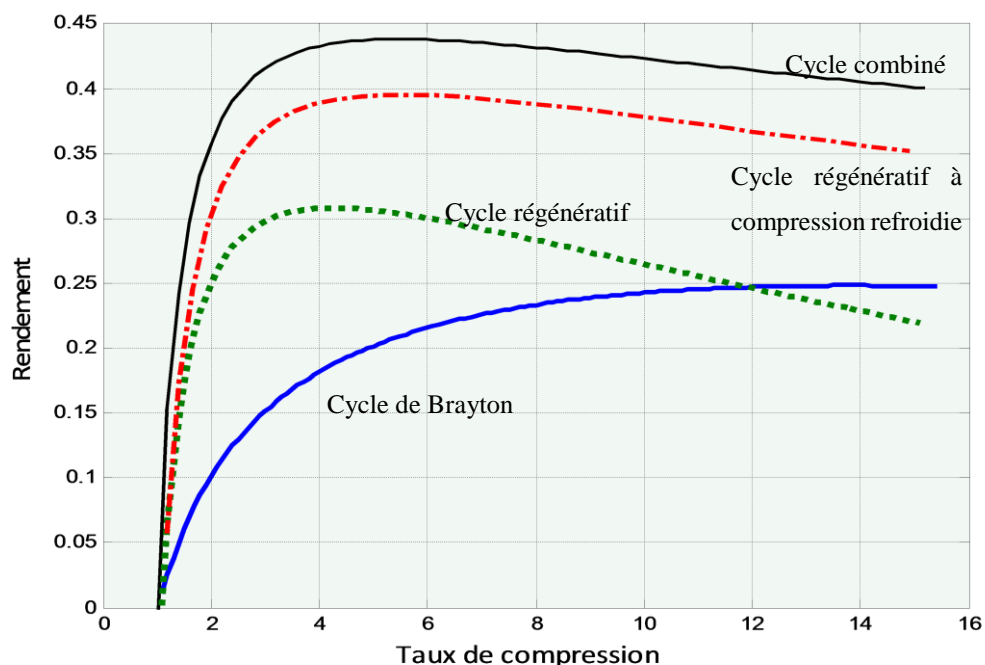


Fig.4.14 : Evolution du rendement énergétique des différentes variantes de cycles étudiées, en fonction du taux de compression τ pour un rapport $\beta = 0.25$

Sur ces courbes, on peut voir que le travail spécifique d'un cycle de Brayton reste tout le temps très légèrement supérieur à celui d'un cycle régénératif, et ce à cause des pertes de charge que le régénérateur introduit dans le deuxième. Le travail du cycle de Brayton reste également supérieur à celui du cycle régénératif à compression refroidie pour les faibles taux de compression, tant que les gains dus au refroidissement n'arrivent pas à compenser les pertes de charge dues au régénérateur auxquelles s'ajoutent maintenant celles dues au réfrigérant intermédiaire ; mais pour des taux de compression assez grands, le travail spécifique du cycle de Brayton va commencer à décroître alors que les gains dus au refroidissement deviennent de plus en plus intéressants et le travail du cycle régénératif à compression refroidie dépassera celui du cycle de Brayton. Celui du cycle combiné reste partout supérieur aux autres.

Lorsque dans le cycle régénératif la température à la sortie du compresseur se rapproche suffisamment de celle à la sortie de la turbine, le gain de la régénération n'arrivera pas à compenser les pertes de charge du régénérateur le rendement du cycle de Brayton devient plus grand que celui du cycle régénératif. Celui du cycle régénératif à compression refroidie reste au-dessus, dépassé seulement par celui du cycle combiné.

Conclusion

Dans cette étude, une analyse thermodynamique de cycles moteurs avec turbine à gaz, ou plutôt turbine à air chaud, a été menée. L'effet de la régénération, puis celui de la régénération combinée à un refroidissement de la compression, sur le travail spécifique et le rendement énergétique ont été analysés. Il a été noté que la régénération, en introduisant un équipement supplémentaire dans l'installation, équipement sujet à des pertes de charge, réduisait quelque peu le travail spécifique qui reste en-dessous de celui d'un cycle de Brayton de base. En revanche, à condition de dimensionner le cycle pour maximiser le rendement, en choisissant le taux de compression adéquat, la régénération rend accessibles des rendements énergétiques au-dessus de 30% si des températures de l'ordre de 800°C sont tolérées au niveau du récepteur solaire. Ensuite, le refroidissement de la compression combiné à la régénération permet dans les mêmes conditions de porter le rendement à près de 38%, tout en lui associant une augmentation intéressante de travail spécifique qui pourrait contribuer à réduire la taille des équipements destinés pour une installation qui produirait une puissance donnée.

Certes, ces résultats sont intéressants, mais il n'en demeure pas moins que l'air chaud ira dissiper dans le milieu ambiant une bonne partie de l'énergie qui a été captée puis concentrée au moyen d'équipements ô combien onéreux. A la sortie du régénérateur, l'air est en effet à une température de l'ordre de 500 K et même plus. C'est là qu'intervient le cycle de Rankine à fluide organique pour soulager l'air d'une bonne partie de cette énergie, et réduire sa température d'environ 100 K pour qu'il ne soit finalement évacué qu'à une température de l'ordre de 120°C. Malheureusement, le cycle de Rankine organique a un rendement qui tourne autour de 20% seulement, ce qui signifie que 80% de l'énergie qu'il a pris à l'air chaud, il va les retransmettre au fluide de refroidissement dans le condenseur et, au bout du compte, l'amélioration de rendement sera de l'ordre de 4 points seulement.

Le cycle ORC est bien plus rentable en cogénération, surtout là où le procédé a des besoins thermiques beaucoup plus importants que les besoins électriques. Car, on peut condenser à 80°C, et même à plus haute température encore avec certains fluides organiques, et utiliser la chaleur de condensation pour satisfaire les besoins d'un procédé, comme par exemple le dessalement par un procédé de distillation. Dans le cas présent, on pourrait envisager d'utiliser cette chaleur dans un système frigorifique à absorption pour produire du froid qu'on pourrait éventuellement utiliser pour refroidir l'air avant son admission dans le compresseur, cela pourrait s'avérer être une utilisation très rentable de l'énergie solaire captée.

Références

- [1] A. FERRAI, « Dimensionnement des Infrastructures Utilisant Diverses Sources Energétiques Renouvelables Potentielles pour l’Alimentation Electrique d’un Village », France, 2008.
- [2] A. Labouret, «Energie solaire photovoltaïque,,» France, DUNOD, 2003, p. 302.
- [3] S. Larbi, T. Chergui H. Boualit, «Technologie de la cheminée solaire pour la roduction de l’énergie,» Revue des Energies Renouvelables SIENR’12, Ghardaïa, 2012).
- [4] E. TAPACHÈS, «Estimation du Potentiel de la Technologie Solaire Thermodynamique à Concentration en Climat NonDésertique - Application à La Réunion,» thèse doctorat, École Doctorale Sciences Technologies Santé, 2015.
- [5] N. SMAIL, « 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,».Projet de fin d’étude, mécanique : Alger, Ecole Nationale Polytechnique d’Alger, (2012)
- [6] L’industrie des énergies décarbonées, «Solaire Thermodynamique,» 2010.
- [7] S. BENYAKHLEF, «Modélisation et simulation d’un champ solaire de type Fresnel,» 3eme Congres de l'Association Marocaine de Thermique , Agadir (Maroc) , 21-22 Avril 2014.
- [8] Y.DJOUDI «Etude techno-économique de la centrale thermodynamique hybride gaz-solaire de Hassi R'mel 150 MW (phase I),» Projet de fin d’étude, mécanique. Alger, Ecole Nationale Polytechnique d’Alger, 2012
- [9] syndicat des énergie renouvelables, «Principe de fonctionnement du solaire thermodynamique,» juin 2012.
- [10] Olivier DUMONT, «Dimensionnement et modélisation d’une microcentrale solaire,» Belgique , 2013.

- [11] Moteur Stirling [En ligne]. <http://www.moteurstirling.com/comment.php>. Consulté le 15/04/2016
- [12] J. ORIALE, « Développement d'un procédé de stockage d'énergie thermique haute température par voie thermo-chimique », thèse doctorat, Institut National Polytechnique de Toulouse, décembre 2013.
- [13] GreenPeace, Global concentrating solar power: Why renewable energy is hot., 2009.
- [14] L. BOCQUET, « l'énergie solaire en Israël » Ambassade de France en Israël , mai 2004.
- [15] RE Brayton Project, [En ligne]
«https://www.google.org/pdfs/google_brayton_summary.pdf,» consulté 11/04/2016.
- [16] . P. Garcia, «The PEGASE Project: Design and performance evaluation of a hybrid solar/fossil gas-turbine system for electricity generation,» SolarPACES International Symposium, Séville, Espagne, 20-23 juin 2006.
- [17] P. GARCIA, «Outils d'évaluation technico-économique et d'aide à la conception des centrales solaires thermodynamiques du futur,» thèse doctora École Doctorale Sciences Technologies Toulouse ,2007.
- [18] K.Wark, "Thermodynamics", 4th ed., McGraw-Hill, New Yourk, 1983