



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
DÉPARTEMENT DES SCIENCES DE LA MATIERE
FACULTÉ DES SCIENCES



UNIVERSITE HADJ LAKHDAR BATNA

MEMOIRE

Présenté afin d'obtenir le diplôme de :

MAGISTERE EN PHYSIQUE

Option : Physique Energétique

Par

Besma CHEKCHEK

Thème

ANALYSE THERMODYNAMIQUE D'UNE CENTRALE THERMIQUE HYBRIDE SOLAIRE /GAZ

Soutenu Devant Le Jury :

M. AKSAS	M.C.A	Université de Batna	Président
F. KHALDI	M.C.A	Université de Batna	Rapporteur
B. ADOUANE	M.C.A	Université de Batna	Examineur
A. BENCHABANE	M.C.A	Université de Biskra	Examineur

ANNEE UNIVERSITAIRE 2013/2014

Dédicace

Je dédie ce travail à :

Ma chère mère et mon honorable père pour leur soutien, leur aide

Leur patience et leur amour.

Mes frères

Mes sœurs

A tous mes enseignants chacun par son nom

Toute ma famille

Tous mes amis

A tous mes collègues chacun par son nom

A chaque personne qui m'a aidée.

Cheḳcheḳ Besma.

Remerciements

Tout d'abord, merci pour le grand DIEU qui m'a donné la volonté et le courage pour parachèvement ce travail.

J'exprimer mes remerciement les plus chaleureux à monsieur F.KHALDI, professeur à l'université de Batna, pour ses encouragements, et les conseils précieux tout le long du travail.

Je tiens à exprimer ma respectueuse gratitude à Dr M.AKSAS, Maître de conférences a l'université de Batna, qui a bien voulu accepter de présider le jury de soutenance.

Mr A. BENCHABANE, maître de conférences à l'université Biskra.

Mr B. ADOUANE, maître de conférences à l'université Batna.

D'avoir accepter de me faire l'honneur de juger ce travail et de participer à mon jury de mémoire.

Tout mes remerciements et mon estime a tous les enseignants du département de Physique.

SOMMAIRE

INTRODUCTION GENERALE.....	1
-----------------------------------	----------

CHAPITRE I : CENTRALES THERMIQUES

1. Turbine à gaz.....	3
1.1 Principe.....	3
1.2 Cycle idéal de Brayton.....	5
1.3 Cycle réel de Brayton.....	6
2. Turbine à vapeur.....	7
2.1 Principe.....	7
2.2 Cycle idéal de Rankine	8
3. Centrale à cycle combiné.....	9
3.1 Principe	9
3.2 Chaudière de récupération (HRSG)	10
3.3 Diagramme T-Q d'une chaudière de récupération.....	11
4.4 Rendement du cycle combiné.....	12

Références bibliographiques

CHAPITRE II : CENTRALES THERMIQUES SOLAIRES

1. Quelques notions sur les centrales à concentration solaire	14
2. Fluides caloporteurs	16
2.1 Température maximale du fluide caloporteur.....	17
3. Collecteurs solaires.....	17
3.1 Collecteurs cylindro-paraboliques.....	17
3.2 Collecteur de Fresnel.....	18
3.3 Tour centrale.....	19
3.4 Miroir parabolique (Dish-Stirling).....	20
4. Schémas thermodynamiques d'intégration d'énergie solaire.....	20
4.1 Centrale solaire avec stockage thermique.....	20
4.2 Centrale solaire hybride	21
4.3 Système solaire intégré dans une centrale à cycle combiné.....	22

Références bibliographiques

CHAPITRE III : ANALYSE EXERGÉTIQUE

1. Analyse exergétique.....	25
1.1 Principe	25

1.2 Exergie du travail et exergie de la chaleur.....	25
1.3 Destruction d'exergie.....	26
1.4 Formes d'exergie.....	27
1.4.1 Exergie physique.....	27
1.4.2 Exergie chimique.....	27
1.5 Bilan d'exergie	27
1.6 Rendement exergetique	28
1.6.1 Turbine	29
1.6.2 Échangeur de chaleur	29
1.6.3. Compresseur.....	29
1.6.4 Chambre de combustion.....	30
2. Simulation thermodynamique.....	30
2.1 Cycle-Tempo	30
2.2 Principe de la simulation thermodynamique.....	30

Références bibliographiques

CHAPITRE IV : LA CENTRALE HYBRIDE DE HASSI R'MEL

1. Site d'implantation.....	33
2. Description de la centrale de Hassi R'Mel.....	34
2.1 Bloc de puissance.....	34
2.2 Champ solaire	36
2.3 Générateur Solaire de Vapeur (GSV).....	37

Références bibliographiques

CHAPITRE V : RESULTATS ET DISCUSSION

1. Rendement exergetique.....	40
2. Destruction d'exergie	43
3. Effets du rayonnement solaire et de la température ambiante sur les performances de la centrale.....	47
3.1 Effet du rayonnement solaire.....	47
3.2 Effet de la température de l'air ambiant	49
CONCLUSION.....	51

Liste des figures

	Page
Figure I-1:	Principe d'une turbine à gaz. 3
Figure I-2:	Schéma d'une turbine à gaz. 4
Figure I-3:	Cycle idéal de Brayton. 5
Figure I-4:	Cycle réel de Brayton. 6
Figure I-5:	Schéma $T-H$ du cycle de Rankine.. 7
Figure I-6(a)	Écart entre le cycle à vapeur réel et le cycle de Rankine idéal
Figure I-6(b)	les effets des irréversibilités dans la turbine et la pompe sur le cycle idéal de Rankine. 9
Figure I-7	Schéma $T-H$ du Cycle Combiné. 10
Figure I-8	Les différents éléments d'une chaudière de récupération. 10
Figure I-9	Représentation du pincement et de l'approche. 11
Figure I-10	Diagramme $T-Q$ d'une chaudière de récupération. 11
Figure II-1	Principe de fonctionnement d'une centrale thermique solaire. 14
Figure II-2	Concept d'intégration d'un système de stockage thermique dans une centrale solaire. 15
Figure II-3	Concentration solaire ponctuelle. 15
Figure II-4	Concentration solaire linéaire. 15
Figure II-5	Facteur de concentration. 16
Figure II-6	Collecteur cylindro-parabolique. 18
Figure II-7	Collecteur de Fresnel. 19
Figure II-8	Tour solaire. 19
Figure II-9	Miroir parabolique. 20
Figure II-10	Centrale solaire avec stockage thermique. 21
Figure II-11	Centrale solaire hybride. 22
Figure II-12	Centrale solaire intégré à un cycle combiné. 23
Figure III-1	Bilan d'exergie d'un système ouvert. 28
Figure III-2	Modélisation thermodynamique sous Cycle-Tempo. 31
Figure IV-1	Site de la centrale de Hassi R'Mel. 33

Figure IV-2	Schéma représentatif de la centrale de Hassi R'Mel.	34
Figure IV-3	Champ solaire de la centrale de Hassi.	38
Figure V-1	Diagramme fonctionnel de la centrale de Hassi R'Mel.	41
Figure V-2	Rendements exergetiques des appareils de le centrale de Hassi R'Mel.	42
Figure V-3	Destruction d'exergie du gaz naturel à travers la centrale de Hassi R'Mel.	43
Figure V-4	Destruction d'exergie du rayonnement solaire à travers la centrale de Hassi R'Mel.	44
Figure V-5	: Destruction d'exergie du rayonnement solaire à travers la centrale de Hassi R'Mel.	45
Figure V-6:	Destruction d'exergie dans le HRSG.	45
Figure V-7:	Destruction d'exergie dans le GVS.	46
Figure V-8:	Diagramme T-S dans le GVS.	47
Figure V-9	: Effet du rayonnement solaire sur la puissance électrique.	48
Figure V-10	: Effet du rayonnement solaire sur le rendement énergétique.	48
Figure V-11:	Effet du rayonnement solaire sur le rendement exégétique.	49
Figure V-12:	Effet de la température de l'air ambiant sur la puissance électrique de la centrale.	50

Liste des tableaux

	Page
Tableau IV-1	Paramètres de la turbine à gaz.
Tableau IV-2	Paramètres de la turbine à vapeur.
Tableau IV-3	Paramètres du HRSG.
Tableau IV-4	Spécifications du capteur solaire LS-3

INTRODUCTION GÉNÉRALE

INTRODUCTION GENERALE

En Algérie, la quasi-totalité de l'électricité injectée dans le réseau national est produite par des centrales thermiques fonctionnant au gaz naturel. Il se trouve que l'Algérie n'est pas seulement un grand producteur de gaz, mais elle dispose aussi d'un immense territoire qui est béni d'une ressource qui est inépuisable et propre, c'est le rayonnement solaire.

L'intensité du rayonnement solaire et la durée d'ensoleillement, surtout dans le sud, sont favorables à la production d'électricité à base de concentration solaire. Adoptant cette technologie, le dernier programme national, visant à promouvoir l'intégration des énergies renouvelables, a fixé l'objectif, qu'avant l'année 2020, il faudrait que 6% de la capacité nationale de génération d'électricité soit produite par des centrales thermiques solaires. Il a été fixé le but la construction de 4 centrales hybrides solaire/gaz, totalisant une capacité d'électricité solaire de 240 MW. L'hybridation solaire/gaz est adoptée comme solution technologique pour s'affranchir du système de stockage et de ses contraintes. La première action concrète du programme a été la construction de la première centrale solaire à Hassi R'Mel en 2011. L'hybridation est réalisée par l'intégration des miroirs cylindro-paraboliques dans une centrale thermique à cycle combiné. En journée, la centrale fonctionne en mode hybride, en nuit ou quand l'ensoleillement est réduit, la centrale fonctionne selon un cycle combiné conventionnel.

L'évaluation thermodynamique d'une centrale thermique est une étape essentielle pour tout effort à fournir dans le but d'améliorer ses performances. Dans ce contexte, l'analyse exergetique est devenue avec le temps un outil très utile pour faire le diagnostic thermodynamique des systèmes énergétiques. Elle permet l'identification des sources d'inefficacités thermodynamiques mises en jeu.

D'innombrables études ont démontré la fiabilité et l'efficacité de cette méthodologie quant à l'analyse thermodynamique des centrales thermiques en tous types, turbines à gaz, turbines à vapeur, centrales à cycle combiné....

L'objectif du présent mémoire est d'appliquer l'analyse exergetique pour faire une évaluation des performances thermodynamiques de la centrale de Hassi R'Mel. L'évaluation est basée sur la modélisation et la simulation thermodynamique de la centrale par le logiciel "Cycle-Tempo". C'est un code académique et gratuit, développé à *Delft University of Technology*.

Le manuscrit est structuré en cinq chapitres. Le premier chapitre donne quelques principes thermodynamiques et quelques notions fondamentales et des généralités sur les centrales

Introduction générale

thermiques conventionnelles. Le deuxième chapitre expose les différents types et technologies des centrales thermiques solaires. Le troisième chapitre est consacré à introduire et à expliquer les fondements de l'analyse exergétique. Le quatrième chapitre donne une description détaillée de la centrale de Hassi R'Mel. En fin, le cinquième et dernier chapitre résume les plus importants résultats concernant les performances thermodynamiques de la centrale de Hassi R'Mel.

CHAPITRE I

CENTRALES THERMIQUES

Nomenclature

Symboles

$\dot{m}$	Débit massique (Kg/s)
$\dot{Q}$	Flux de transfert de chaleur (W)
C_p	Capacité calorifique spécifique (kJ/kg K)
h	Enthalpie spécifique (kJ/kg)
P	Pression (bar)
S	Entropie spécifique (kJ kg ⁻¹ K ⁻¹)
T	Température (°C, K)
v	Volume spécifique (m ³ /Kg)
τ_c	Taux de compression (-)
W	Travail spécifique [j /Kg]

Indice et Exposant

0	Conditions de l'état mort standard
f	Fumées
in	Entrée
$isent$	Isentropique
$méca$	Mécanique
out	Sortie
th	thermique
v	Vapeur
CIB	Cycle idéal de Brayton
CIR	Cycle idéal de Rankine

Lettres grecques

η	Efficacité (%)
--------	----------------

Glossaire

ECO	Economiseur
EVA	Evaporateur
HRSG	Générateur de vapeur à récupération de chaleur
SHE	Surchauffeur (En English Super Heater)
TG	Turbine à Gaz
TV	Turbine à Vapeur

Abréviations et Sigles

Δ	Variation
----------	-----------

Dans ce chapitre on donne les principes thermodynamiques de la conversion de l'énergie solaire en électricité.

La production de l'électricité solaire thermique se fait par l'intégration d'un champ solaire dans une centrale thermique conventionnelle, à savoir, turbine à gaz, turbine à vapeur, ou centrale à cycle combiné.

1. Turbine à gaz

1.1 Principe

Une turbine à gaz est une installation thermique dont le rôle est de produire de l'énergie électrique à partir de la combustion d'un hydrocarbure (fuel, gaz,...). La turbine à gaz est le plus souvent à cycle ouvert et à combustion interne, Figure I-1. Dans ce genre d'installations l'échappement de la turbine à gaz se fait directement dans l'atmosphère. Si l'échappement de la turbine à gaz se fait vers une Chaudière de Récupération (*HRSG*) et si la vapeur produite sert au fonctionnement d'une turbine à vapeur, on parle alors de centrale à cycle combiné. Lorsque la vapeur est utilisée pour d'autres processus, au lieu de la turbine à vapeur, on utilise le terme de cogénération (production d'électricité et de vapeur) pour décrire cette installation.

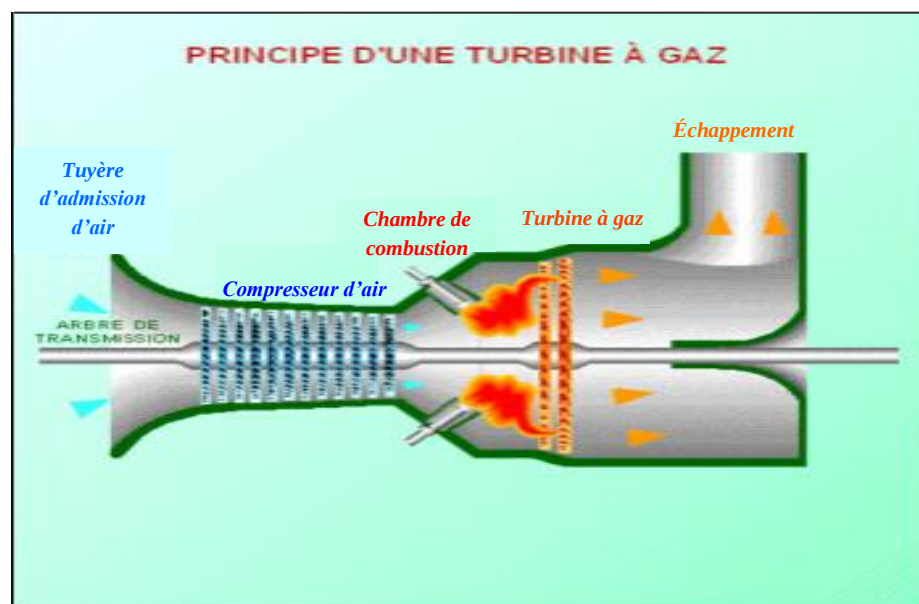


Figure I-1: Principe d'une turbine à gaz. [1]

Le cycle thermodynamique selon lequel fonctionne une turbine à gaz est appelé cycle de Brayton. Les quatre phases du cycle de Brayton sont représentées sur Figure I-2 par un schéma température-enthalpie ($T-H$). Le schéma $T-H$ est un moyen commode pour illustrer et analyser le comportement d'une centrale. La température (T) est placée sur l'axe vertical et l'enthalpie (H) sur l'axe horizontal. L'enthalpie est la propriété des corps à transformer l'énergie disponible en travail.

Le schéma $T-H$ permet l'analyse des cycles thermodynamiques parce qu'il indique la quantité de chaleur nécessaire pour réaliser un processus durant un cycle. Si on représente chaque processus par une courbe sur le schéma $T-H$, la zone située sous la courbe est la quantité de chaleur requise pour réaliser ce processus.

Chaque processus du cycle de Brayton peut être tracé sur le schéma $T-H$ de la Figure I-2. Le premier processus est celui de la compression de l'air dans le compresseur qui est représentée par la ligne 1-2. La compression de l'air est accompagnée d'une augmentation de la température et de la pression ce qui cause une augmentation correspondante d'enthalpie. Au fur et à mesure du travail exercé sur l'air, ce dernier emmagasine l'énergie sous forme de température et de pression. La puissance (l'énergie) nécessaire à ce travail provient de la turbine qui est directement couplée au compresseur de la turbine à gaz par un arbre commun.

Le deuxième processus, représenté par la ligne 2-3, consiste à ajouter de la chaleur au cycle, à pression constante, en brûlant du combustible. La température du gaz résultant de la combustion s'élève fortement par rapport à la température de l'air en sortie du compresseur. Le troisième processus, représenté par la ligne 3-4, correspond à la détente et au refroidissement du gaz qui traverse la turbine. L'énergie du gaz chaud sous pression est utilisée pour effectuer le travail. Le dernier processus du cycle de Brayton, représenté par la ligne 4-1, est le refroidissement du gaz chaud qui s'échappe dans l'atmosphère. Le gaz se mélange à l'air ambiant et sa température diminue.

La quantité de chaleur nécessaire au cycle de Brayton est représentée par la zone située sous la ligne 2-3. La zone, sous la ligne 4-1, représente la fraction de chaleur qui est rejetée. La zone séparant ces deux lignes représente la chaleur convertie en une énergie mécanique utile.

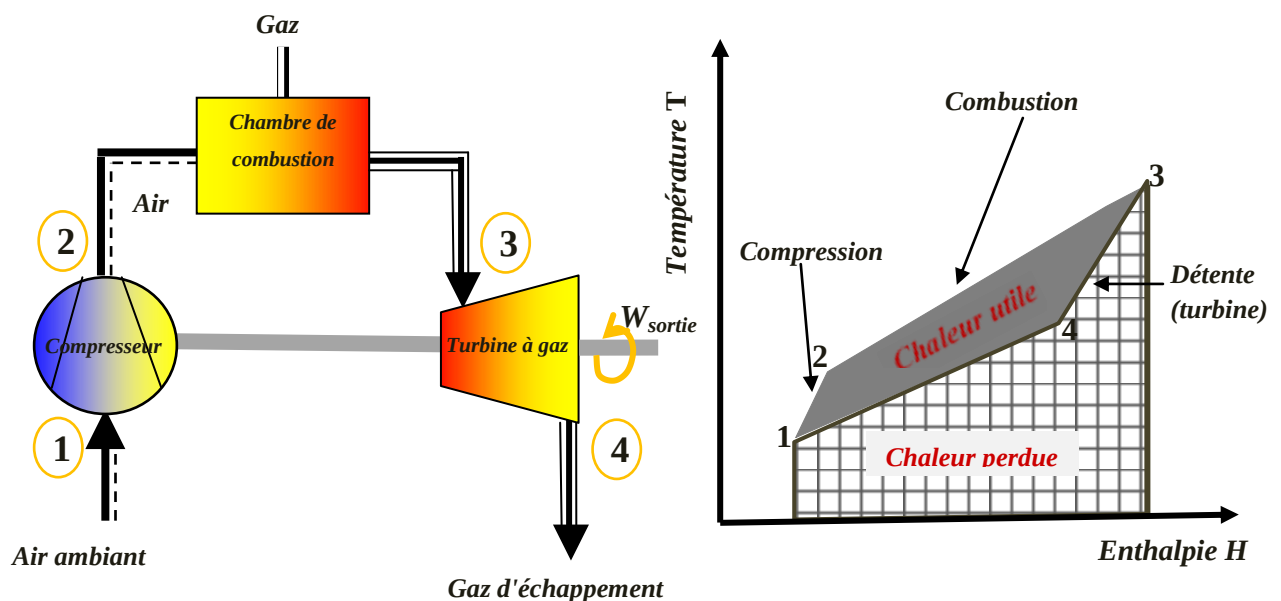


Figure I-2 : Schéma d'une turbine à gaz.

1.2 Cycle idéal de Brayton

Figures I-3a et I-3b montrent les diagrammes ($T-s$) et ($P-v$), respectivement, pour le cycle idéal de Brayton. Toutes les transformations sont réversibles, sans frottement, sans perte de charge et sans perte de chaleur. La compression et la détente sont isentropiques, et la combustion et la détente sont isobares. Chaque cycle de Brayton peut être caractérisé par trois paramètres significatifs: le rapport de pression (taux de compression), la température de combustion, et le rendement thermique du cycle.

Le taux de compression, $\tau_c = P_{2s}/P_1$, est la pression au point 2 (pression à la sortie du compresseur) divisée par la pression au point 1 (pression d'admission du compresseur). Sa valeur égale aussi le rapport P_3/P_{4s} .

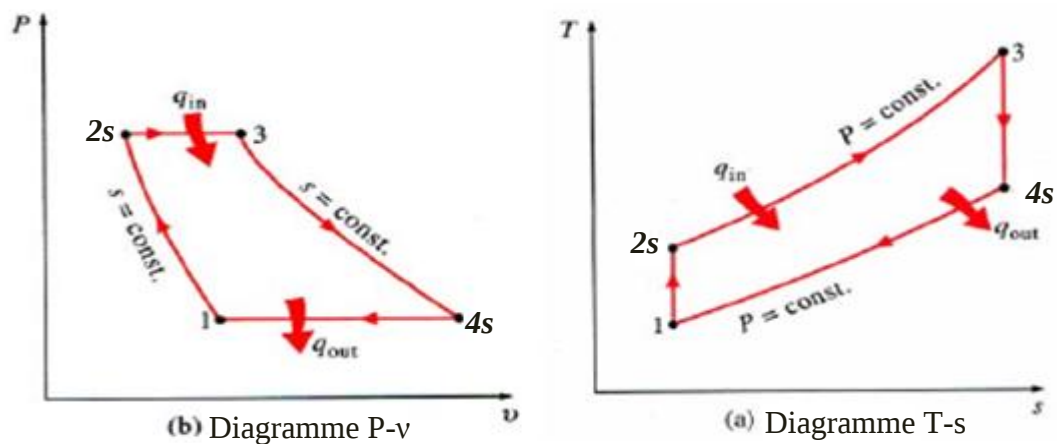


Figure I-3 : Cycle idéal de Brayton.[2]

L'autre paramètre significatif, la température de la combustion, est considérée comme étant la température la plus élevée du cycle, T_3 .

Le rendement est le rapport du travail utile (travail de détente – travail de compression) à la chaleur fournie par la combustion du gaz. Le rendement théorique croît avec le taux de compression et la température de combustion.

Le rendement faible de la turbine à gaz (25 à 35%) est dû au fait que l'énergie fournie par le combustible est détournée par le compresseur ou perdue sous forme de chaleur dans les gaz d'échappement [1]. Le rendement théorique du cycle se calcule par la formule suivante [3] :

$$\eta_{CIB} = \left| \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{in}} \right| = \frac{\dot{Q}_{in} + \dot{Q}_{out}}{\dot{Q}_{in}} \quad (I.1)$$

$$= 1 + \frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{Q}_{in}} \quad (I.2)$$

Avec

$$\dot{Q}_{out} \approx \dot{m}_{air} \cdot C_{p_{air}} \cdot (T_1 - T_4) \quad (I.3)$$

Et

$$\dot{Q}_{in} \approx \dot{m}_{air} \cdot c_{p_{air}} \cdot (T_3 - T_2) \quad (I.4)$$

De ce fait :

$$\eta_{CIB} \approx 1 + \frac{T_1 - T_{4s}}{T_3 - T_{2s}} \quad (I.5)$$

1.3 Cycle réel de Brayton

Dans le cycle réel de Brayton les processus thermodynamiques sont irréversibles à cause du frottement visqueux. La compression et la détente ne sont plus isentropiques, et la combustion et le refroidissement ne sont plus à pressions constantes, voir Figure I-4.

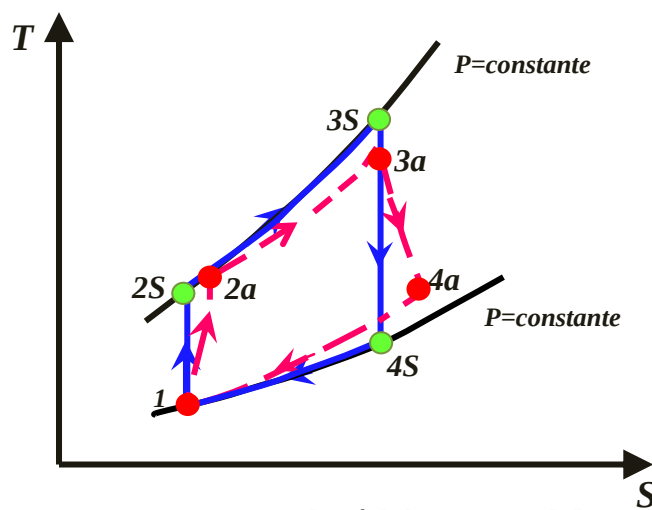


Figure I-4 : Cycle réel de Brayton.[4]

Les degrés d'irréversibilités dans les processus de compression et de détente sont mesurés par les rendements isentropiques, de compression :

$$\eta_{isen-compresseur} = \frac{W_{isen-comp}}{W_{réel-comp}} = \frac{h_1 - h_{2s}}{h_1 - h_{2a}} \quad (I.6)$$

Et de détente :

$$\eta_{isen-turbine} = \frac{W_{réel-turb}}{W_{isen-turb}} = \frac{h_{3a} - h_{4a}}{h_{3s} - h_{4s}} \quad (I.7)$$

Le rendement thermique du cycle réel de Brayton se calcule comme suit :

$$\eta_{CRB} = \left| \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{in}} \right| = \frac{\dot{Q}_{in} + \dot{Q}_{out}}{\dot{Q}_{in}} = 1 + \frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{Q}_{in}} \quad (I.8)$$

On suppose que :

$$\dot{Q}_{out} \approx \dot{m}_{air} \cdot c_{p_{air}} \cdot (T_{1a} - T_{4a}) \quad (I.9)$$

Et

$$\dot{Q}_{in} \approx \dot{m}_{air} \cdot c_{p_{air}} \cdot (T_{3a} - T_{2a}) \quad (I.10)$$

Il s'ensuit :

$$\eta_{méca} \approx 1 + \frac{(T_1 - T_{4a})}{(T_{3a} - T_{2a})} \quad (I.11)$$

Il est possible d'améliorer légèrement le rendement en augmentant la température dans la chambre de combustion (plus de 1200°C) mais on se heurte au problème de tenue des matériaux utilisés pour la réalisation de la partie turbine. C'est en récupérant la chaleur des gaz d'échappement (chauffage, production de vapeur, etc.) que le rendement global de la machine peut dépasser 50%. On utilise alors la chaleur des gaz d'échappement (plus de 500 degrés) pour produire de la vapeur dans une chaudière [1].

2. Turbine à vapeur

2.1 Principe

Les turbines à vapeur produisent de l'électricité en utilisant la vapeur produite par un générateur de vapeur alimentée par un combustible (charbon, gaz, uranium,...) pour faire entraîner une génératrice électrique. Le cycle de la vapeur d'eau est une suite de transformations dans des systèmes ouverts successifs (chaudière, turbine, condenseur et pompe d'alimentation).

Le cycle de Rankine est à la base des machines utilisant la vapeur d'eau dans la centrale thermique [5]. Le cycle Rankine utilisé dans les centrales thermiques peut être représenté par un schéma $T-H$. Figure I-5 présente un cycle de Rankine simple, sous la forme d'un schéma $T-H$.

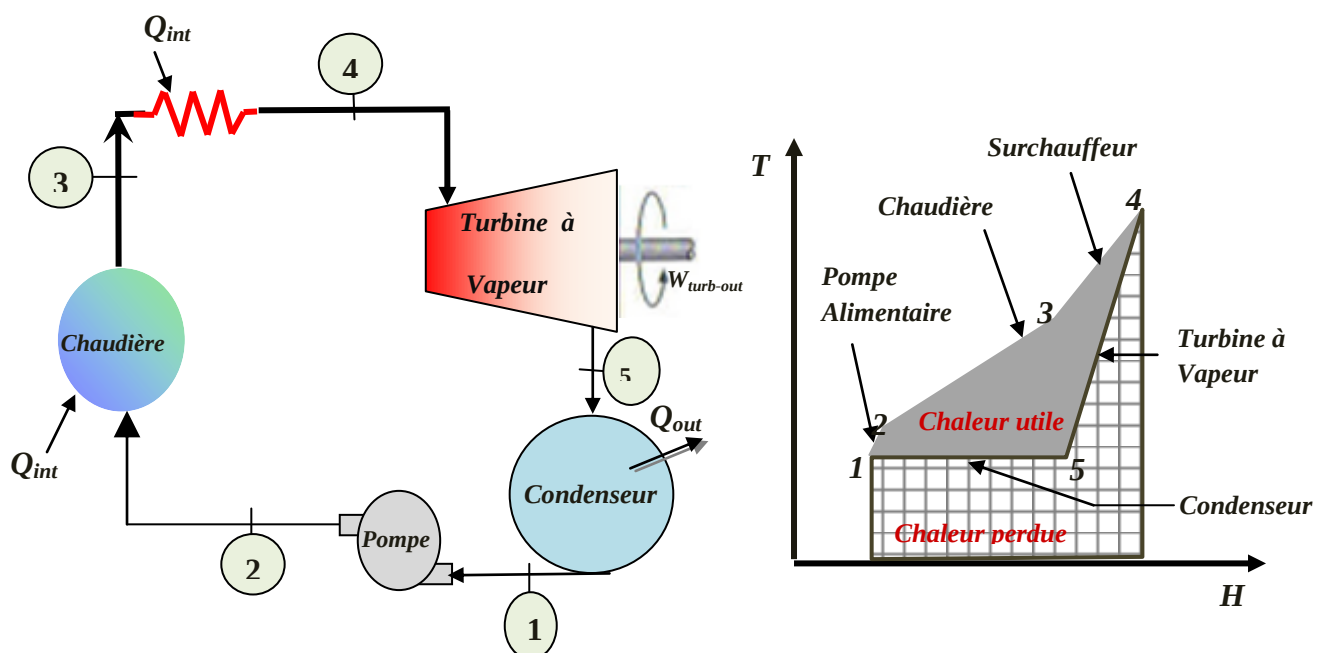


Figure I-5 : Schéma $T-H$ du cycle de Rankine. [5]

Le 1^{er} processus du cycle de Rankine est l'augmentation de la pression de l'eau provenant du condenseur, à l'aide d'une pompe d'extraction. L'élévation de pression est accompagnée d'une légère augmentation d'enthalpie. La ligne 1-2 représente l'énergie ajoutée par la pompe alimentaire.

Le 2^{ème} processus du cycle de Rankine (ligne 2-3) correspond à un apport de chaleur (représentée par Q) à l'eau entrant dans la chaudière. L'eau, dans la chaudière, passe de liquide à l'état de vapeur, puis est séchée et surchauffée. La production de vapeur est supposée se produire à pression constante. De l'énergie est ajoutée à la vapeur lors de son passage à travers la surchauffeur (ligne 3-4). La vapeur se détend et se refroidit en traversant la turbine, ligne 4-5. L'énergie de la vapeur se transforme en travail.

Le dernier processus du cycle de Rankine ligne 5-1, est la condensation de la vapeur à la sortie de la turbine.

La condensation entraîne une perte considérable de chaleur, appelée chaleur de condensation.

2.2 Cycle idéal de Rankine

Le cycle idéal de Rankine se compose des transformations suivantes :

Dans l'évolution 1 → 2 il y'a compression isentropique du liquide saturé. Le travail fourni par la pompe est :

$$W_{in} = h_{2s} - h_1 \quad (I.11)$$

Puis lors de l'évolution 2 → 3 se fait l'addition de chaleur à pression constante par le biais de la chaudière:

$$q_{in} = h_3 - h_{2s} \quad (I.12)$$

Ce processus génère de la vapeur surchauffée. Ensuite, au cours de l'évolution 3 → 4 la vapeur surchauffée se détend d'une manière à un mélange saturé. Le travail fourni par la turbine égale :

$$W_{out} = h_3 - h_{4s} \quad (I.13)$$

En fin, durant l'évolution 4 → 1 il y'a rejet de chaleur à pression constante à travers le condenseur :

$$q_{out} = h_{4s} - h_1 \quad (I.14)$$

Le rendement thermique du cycle idéal de Rankine se calcule par la formule :

$$\eta_{CIR} = \frac{W_{net}}{q_{in}} = \frac{q_{in} - q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{h_{4s} - h_1}{h_3 - h_{2s}} \quad (I.15)$$

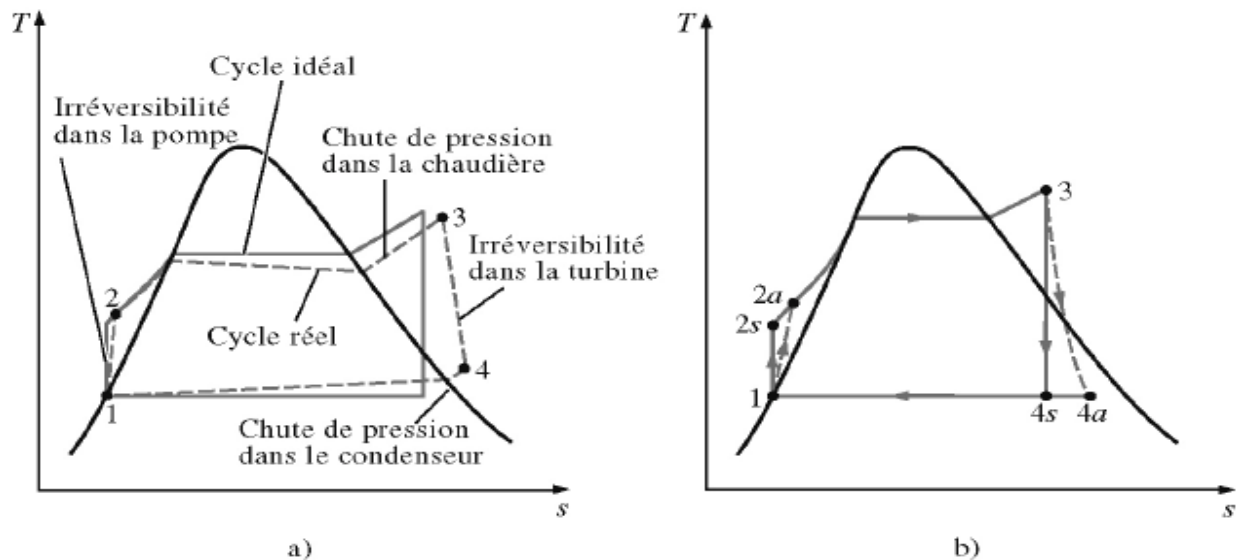


Figure I-6(a) montre l'écart entre le cycle à vapeur réel et le cycle de Rankine idéal. Et Figure I-6(b) illustre les effets des irréversibilités dans la turbine et la pompe sur le cycle idéal de Rankine. De ce fait le rendement thermique du cycle réel de Rankine se détermine par :

$$\eta_{CRR} = \frac{W_{net}}{q_{in}} = \frac{q_{in} - q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{h_{4a} - h_1}{h_3 - h_{2a}} \quad (I.16)$$

3. Centrale à cycle combiné

3.1 Principe

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

Sur le plan thermodynamique, le cycle combiné peut être représenté en joignant le cycle de Brayton à haute température au cycle de Rankine à température modérée. Le schéma $T-H$ de la Figure I-7 donne un exemple de cycle combiné, cycle de Brayton (turbine à gaz) et cycle de Rankine (turbine à vapeur). La zone pour le cycle de Rankine se situe dans celle représentant la chaleur rejetée par le cycle de Brayton. Donc la zone du cycle de Rankine représente l'énergie calorifique convertie en énergie mécanique utile qui serait sinon rejetée dans l'atmosphère.

Une grande partie de la chaleur perdue dans le cycle de baryton est utilisée par le cycle de Rankine. Par rapport au cycle de Brayton ou celui de Rankine pris séparément une partie plus importante de la chaleur apportée dans le cycle combinée est convertie en énergie mécanique. Les paramètres du cycle de Rankine (pression et température) sont choisis pour s'adapter à la température des gaz d'échappement de la turbine à gaz.

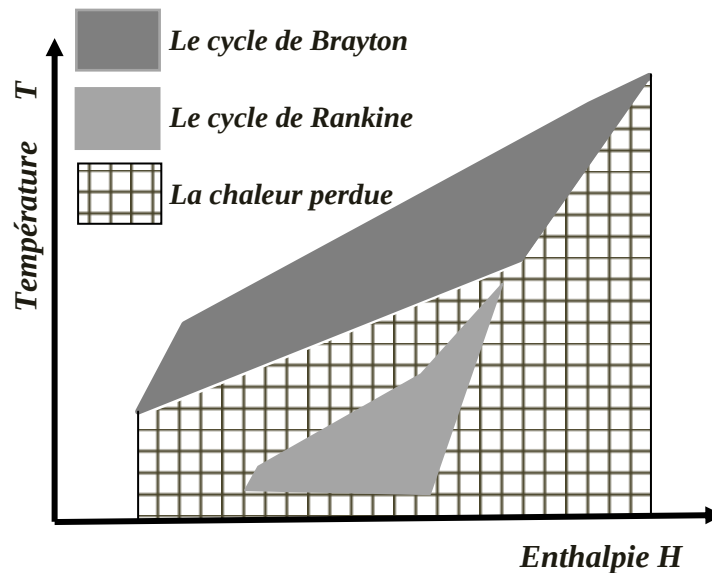


Figure I-7 : Schéma T-H du Cycle Combiné.

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

3.2 Chaudière de récupération (HRSG)

Une chaudière de récupération est un échangeur de chaleur qui permet de récupérer l'énergie thermique d'un écoulement de gaz chaud. Ensuite, elle produit de la vapeur qui peut être utilisée pour alimenter une turbine à vapeur.

Une chaudière de récupération est un assemblage d'échangeurs thermiques. Elle est constituée de trois échangeurs montés en série : un économiseur, un évaporateur associé à un ballon (tambour) et un surchauffeur. Ces échangeurs sont placés perpendiculairement dans un carneau de fumée. Par l'économiseur l'eau d'alimentation est chauffée jusqu'à la température de vaporisation à la pression correspondante. Par l'évaporateur l'eau est vaporisée. Et par le surchauffeur la vapeur est surchauffée à la température désirée [6], voir Figure I-8.

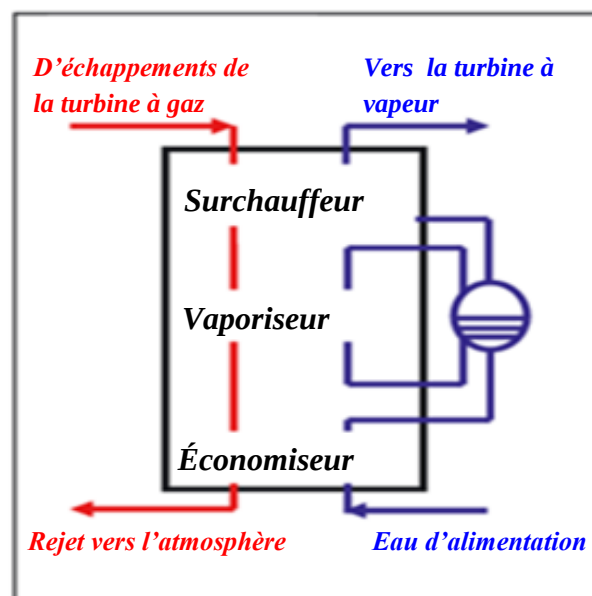


Figure I-8 : Les différents éléments d'une chaudière de récupération.[6]

Deux paramètres importants sont utilisés pour caractériser l'échange thermique dans la chaudière. Il s'agit de la température d'approche, qui est l'écart de température de l'eau en sortie de l'économiseur par rapport à l'état de saturation dans le ballon. Et la température du pincement, qui est l'écart de température entre la sortie des fumées à l'évaporateur et la température de saturation dans la boucle évaporatrice.

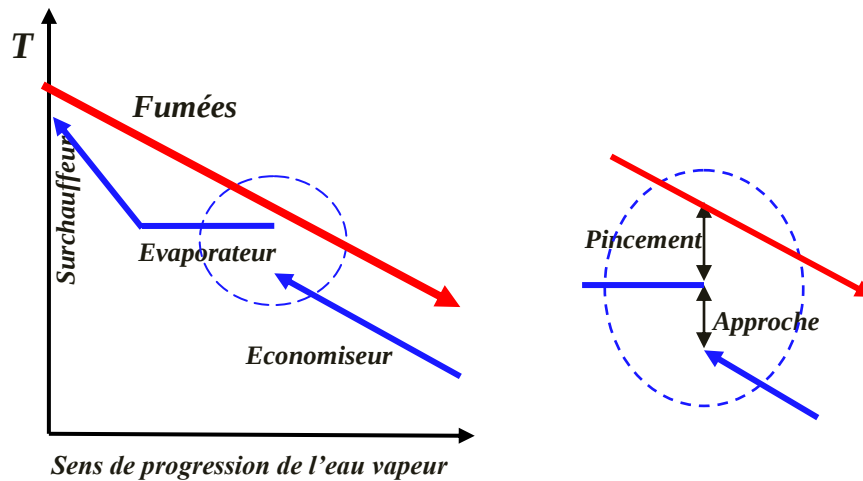


Figure I-9 : Représentation du pincement et de l'approche.

Figure I-9 permet de visualiser ces deux notions qui servent à évaluer la qualité de l'échange thermique et à calculer la surface d'échange lors du dimensionnement d'une installation. La température de la vapeur en sortie du ou des surchauffeurs est limitée par celle des gaz dans la chaudière.

3.3 Diagramme T-Q d'une chaudière de récupération

Afin d'illustrer et aussi comme une aide dans les calculs, il est courant d'utiliser le diagramme T-Q. Il présente des profils pour le processus de transfert de chaleur entre le gaz d'échappement et de l'eau / vapeur. Un exemple de diagramme T-Q est donné sur Figure I-10 [7].

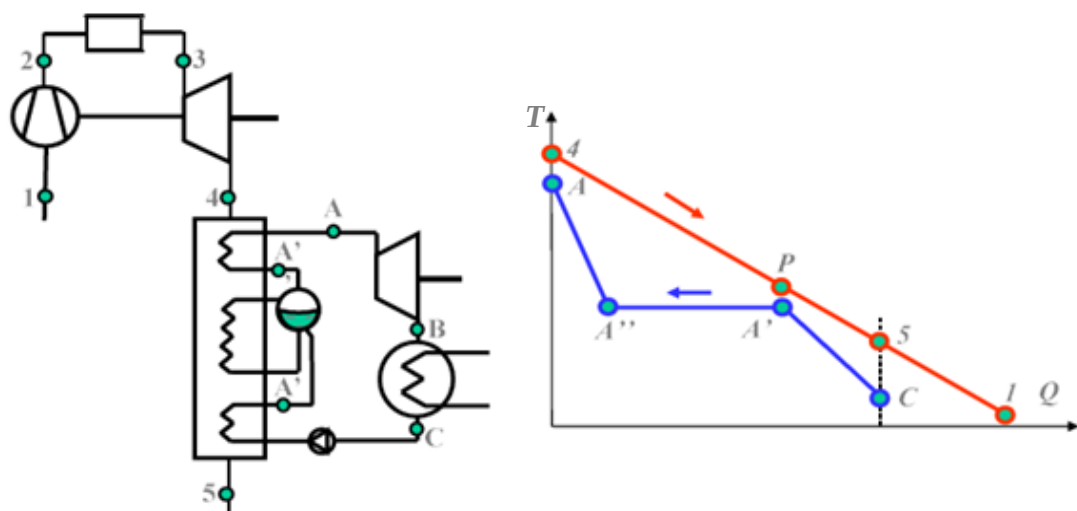


Figure I-10 : Diagramme T-Q d'une chaudière de récupération.[7]

La pente des lignes dans le diagramme T - Q se calcule par l'expression [8] :

$$\frac{\Delta Q}{\Delta T} = \frac{1}{\dot{m} c_p} \quad (I.17)$$

Le bilan thermique d'un élément dans l'un des flux dans un schéma T - Q peut être écrit comme:

$$\Delta Q = \dot{m} c_p \Delta T \quad (I.18)$$

Considérons une chaudière de récupération où l'eau et les fumées circulent à contre-courant. La connaissance des enthalpies des fumées aux points 4 et 5 permet de déterminer l'énergie disponible tandis que les enthalpies de l'eau aux points A et C permettent de déterminer le débit de vapeur pouvant être généré dans cette chaudière[9]. Cela se fait par les deux relations suivantes :

$$\dot{m}_f c_{pf} (T_4 - T_5) = \dot{m}_v (h_A - h_C) \quad (I.19)$$

Et

$$\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_v} = \frac{(h_A - h_{A'})}{c_{pf} (T_4 - T_p)} \quad (I.20)$$

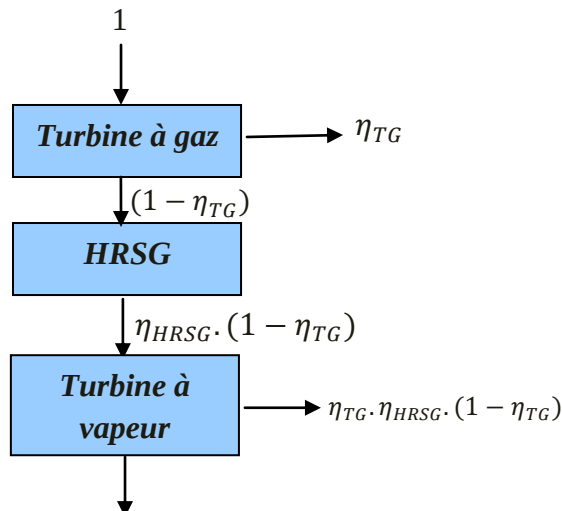
Le rendement thermique d'une chaudière de récupération se calcule par la formule :

$$\eta_{HRSG} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_1} \quad (I.21)$$

3.4 Rendement du cycle combiné

Le rendement du cycle combiné peut être exprimé par la formule suivante [10]:

$$\eta_{TGV} = \eta_{TG} + (1 - \eta_{TG}) \eta_{HRSG} \cdot \eta_{TV} \quad (I.22)$$



REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Turbine à gaz, in: Techno-Science [on line] (2013) <http://www.techno-science.net>
- [2] Bernier M., Les cycles à vapeur, MEC1210 Thermodynamique. (2005).
- [3] Cabot G., Combustion dans les turbines à gaz, EFE. (2010).
- [4] Elsaket G., Simulating the integrated solar combined cycle for power plants application in Libya, Cranfield University. (2007).
- [5] Laleye M.A., Sanou C.o., Modélisation et regulation d'une turbine à vapeur dans une centrale thermique, ESP Thiès, 2005.
- [6] MONTEIL J.-M., Centrale à cycle combiné. Composants potentiels, Techniques de l'ingénieur. Génie énergétique, 2003.
- [7] Jeanmart H., Les cycles combinés, in: UCL [on line] (2007) www.tgv-vise.be/documents
- [8] Bolland O., Thermal power generation, Department of Energy and Process Engineering - NTNU, 2010.
- [9] Dumont M.-N., Simulation et Aide au Dimensionnement des Chaudières de Récupération, Université de Liège. (2007):I-7.
- [10] L.Marinaï, Pilidis P., An Evaluation of the Advanced Zero Emissions Power Plant Cycle, Cranfield University, 2007.

CHAPITRE II

CENTRALES THERMIQUES SOLAIRES

Nomenclature

CCS Centrales à Concentration Solaire

Ce chapitre présente le principe général de la conversion de l'énergie solaire en électricité. Il en donne quelques notions et définitions. Il liste et décrit succinctement les technologies solaires appliquées de nos jours.

1. Quelques notions sur les centrales à concentration solaire

La technologie des Centrales à Concentration Solaire (CCS) utilise des miroirs pour concentrer le rayonnement solaire pour en faire la conversion en électricité via des processus thermodynamiques[1].

Une centrale thermique solaire se compose généralement d'un champ solaire et d'un bloc de puissance, et optionnellement d'un système de stockage, voir Figure II-1. Le bloc de puissance est une installation thermique de production d'électricité qui fonctionne selon des cycles thermodynamiques conventionnels, turbines à gaz, turbine à vapeur, cycle combiné, moteur Stirling, etc. Le champ solaire est un regroupement de plusieurs capteurs solaires. Un capteur solaire se compose d'un miroir collecteur-concentrateur et un receveur ou absorbeur dans lequel circule un fluide caloporteur [2].

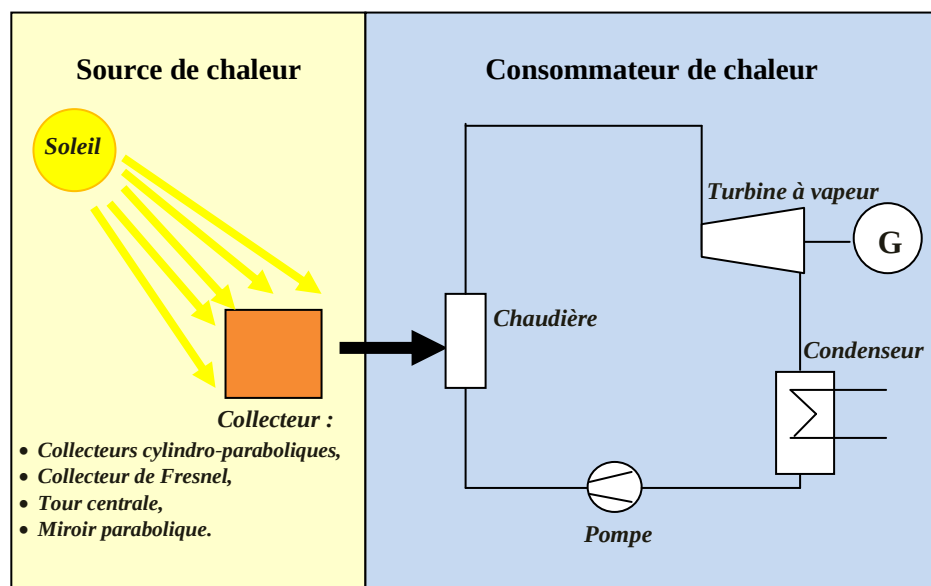


Figure II-1: Principe de fonctionnement d'une centrale thermique solaire.

Un atout majeur de l'énergie solaire thermodynamique par rapport au solaire PV est sa capacité de stockage. Le stockage constitue un aspect important des centrales solaires, Figure II-2. Il permet de rendre la production d'électricité constante et indépendante de la disponibilité du rayonnement solaire. En effet, lorsque l'ensoleillement est supérieur aux capacités du bloc de puissance, la chaleur en surplus est dirigée vers un stockage thermique, qui se remplit au cours

de la journée. La chaleur emmagasinée permet de continuer à produire en cas de passage nuageux ainsi qu'à la tombée de la nuit.

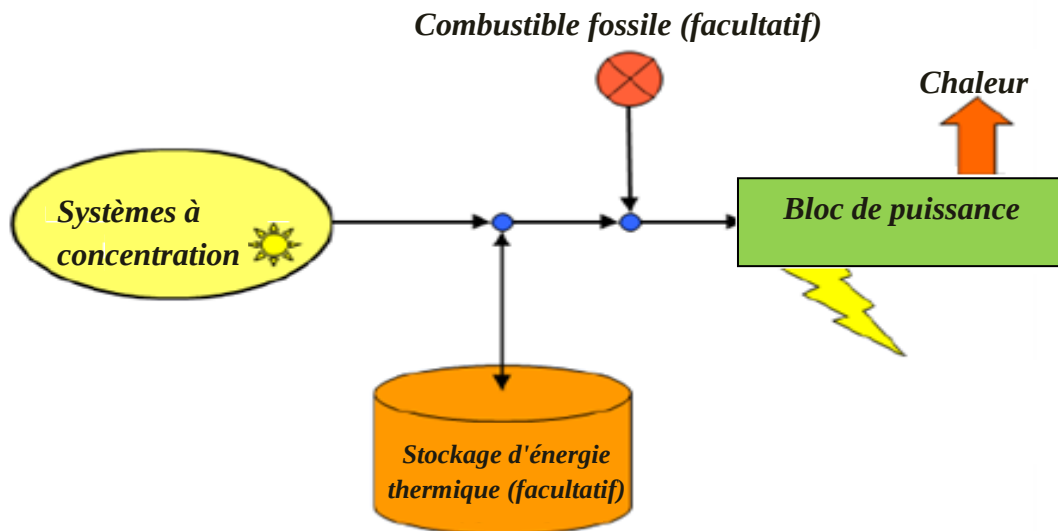


Figure II-2 : Concept d'intégration d'un système de stockage thermique dans une centrale solaire.

Les miroirs ne peuvent concentrer que la composante directe du rayonnement solaire, tandis que la composante diffuse ne peut se concentrer. La technologie CCS requiert des cieux clairs, qui sont généralement trouvés dans les régions semi-arides et chaudes[3] .

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, Figure II-3, ou en une ligne (récepteur), Figure II-4, où l'énergie thermique est transmise au fluide caloporteur à haute température [4].

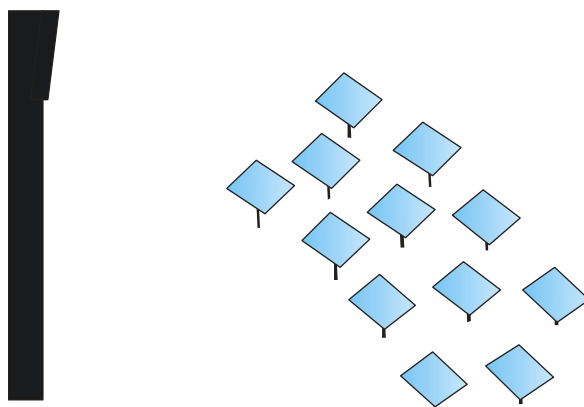


Figure II-3 : Concentration solaire ponctuelle.

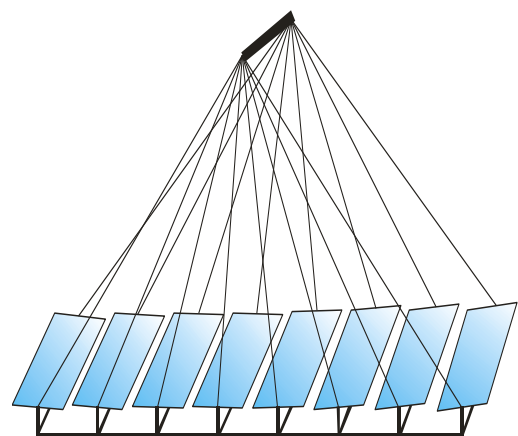


Figure II-4: Concentration solaire linéaire.

L'intensité de la concentration est évaluée par le facteur de concentration. Plus celui-ci est élevé, plus la température atteinte sera importante [2].

Les systèmes à concentration en ligne ont généralement un facteur de concentration inférieur à ceux des concentrateurs ponctuels. Selon Figure II-5 ce facteur est défini comme suit :

$$\text{facteur de concentration} = \frac{\text{surface du miroir}}{\text{surface du récepteur}} \quad (\text{II. 1})$$

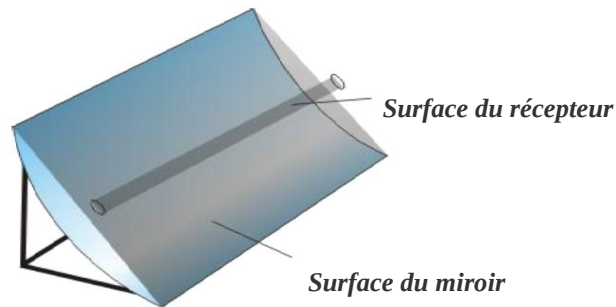


Figure II-5 : Facteur de concentration.

La conversion d'énergie solaire en électricité se fait comme suit. La liaison entre le champ solaire et le bloc de puissance se fait par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur entre le fluide caloporteur et le fluide thermodynamique. Le fluide caloporteur circule dans le champ solaire et il est chargé de transporter la chaleur entre le champ solaire et le bloc de puissance. Le fluide thermodynamique circule dans le bloc de puissance, il convertit la chaleur cédée par le fluide caloporteur en électricité en actionnant les machines (moteurs, turbines,...). En effet, dans le champ solaire, chaque collecteur capte et concentre le rayonnement solaire dans le receveur. Dans ce dernier le fluide caloporteur absorbe le rayonnement solaire et le convertit en énergie thermique. Ensuite, le fluide caloporteur transporte et cède cette énergie au fluide thermodynamique qui à son tour la transporte vers le bloc de puissance où il la convertit en fin de compte en électricité.

Il existe une variété de formes de miroirs et plusieurs types de fluides caloporteurs, il existe des différents schémas et combinaisons thermodynamiques pour convertir l'énergie solaire en électricité [5],[3].

2. Fluides caloporteurs

On distingue différents types de fluides utilisés [2] :

- **Sels fondus** : mélanges binaires ou ternaires de nitrate (ou nitrite) de sodium/potassium qui permettent un stockage intermédiaire si la température de sortie du fluide caloporteur se situe au-dessus de 350°C, généralement autour de 500°C. Ils peuvent devenir fluides caloporteurs dans les centrales à tours.

- **Huiles thermiques (huile synthétique):** fluide caloporteur utilisé dans les capteurs cylindro-paraboliques (400°C).
- **Fluides organiques** à basse température d'évaporation (butane, propane,...), utilisés dans les cycles à basse température.
- **Eau et vapeur d'eau :** utilisées soit comme fluide thermodynamique soit comme fluide caloporteur et thermodynamique (génération directe de vapeur).
- **Gaz (Hydrogène, Hélium) :** entraîne un moteur thermique placé au foyer d'une coupole parabolique.
- **Air :** utilisé soit comme caloporteur, soit comme fluide thermodynamique dans une turbine à gaz, le récepteur remplaçant la combustion comme source chaude.

2.1 Température maximale du fluide caloporteur

D'un point de vue thermodynamique, plus la température du fluide caloporteur à la sortie du champ solaire est élevée, plus est grand le rendement de la conversion solaire/électricité. Cependant, il y'a une contrainte qui limite la température de fonctionnement d'un fluide caloporteur, c'est sa stabilité thermique [6]. A haute température, les propriétés thermophysiques du fluide se dégradent et de ce fait il perd ses qualités comme fluide caloporteur. Il reste à faire que les pertes de chaleur par convection, conduction et rayonnement augmentent considérablement avec l'augmentation de la température.

3. Collecteurs solaires

Il existe quatre principales technologies de collecteurs solaires, en occurrence, miroir cylindro-parabolique, miroir de Fresnel, miroir parabolique, et miroirs pour tour solaire.

3.1 Collecteurs cylindro-paraboliques

Le champ solaire se compose de rangées parallèles de longs miroirs cylindro-paraboliques qui tournent autour d'un axe horizontal pour suivre la course du soleil. Les rayons solaires sont concentrés sur un tube récepteur horizontal, dans lequel circule un fluide caloporteur dont la température atteint en général 400°C. Ce fluide est ensuite pompé vers le bloc de puissance à travers des échangeurs afin de produire de la vapeur surchauffée qui actionne une turbine ou un générateur électrique. Le facteur de concentration peut aller jusqu'à 100.

Les collecteurs cylindro-paraboliques représentent la technologie la plus mature et ils sont présents dans la plus grande partie des projets en cours. Le rendement moyen annuel de la conversion solaire-électricité peut atteindre 15% [7], voir Figure II-6.

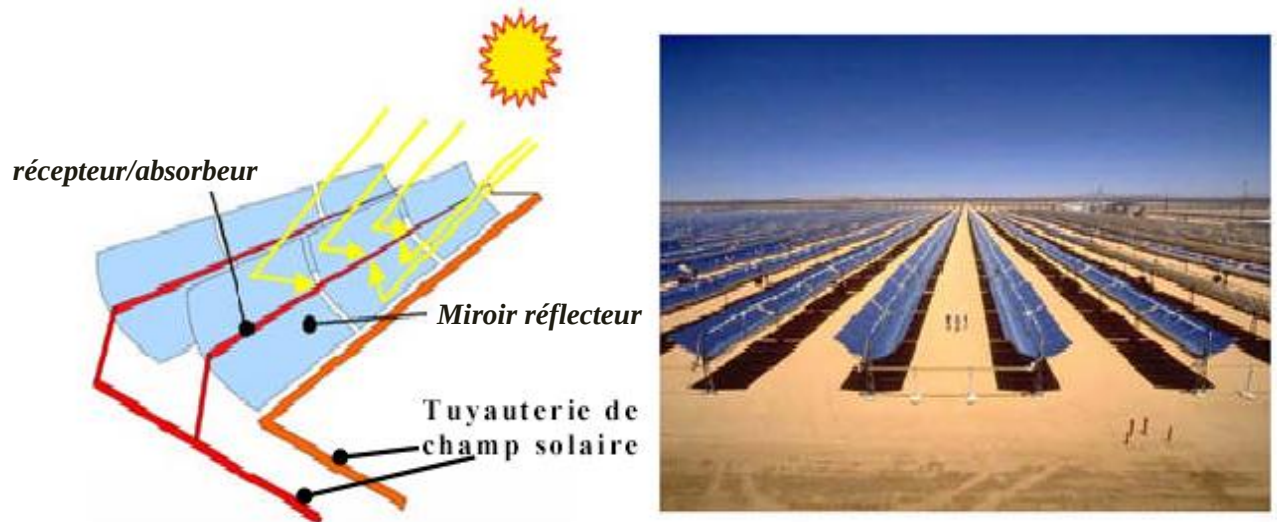


Figure II-6 : Collecteur cylindro-parabolique.[8]

3.2 Collecteur de Fresnel

Le principe d'un concentrateur de Fresnel réside dans ses miroirs plans (plats) dits *réflecteurs compacts linéaires*, Figure II-7. Le facteur de concentration peut dépasser 100. Chacun de ces miroirs peut pivoter en suivant la course du soleil pour rediriger et concentrer en permanence les rayons solaires vers un tube absorbeur. Chacun des miroirs peut pivoter en suivant la course du soleil pour rediriger et concentrer en permanence les rayons solaires vers un tube ou un ensemble de tubes récepteurs linéaires fixes. En circulant dans ce récepteur horizontal, le fluide caloporteur peut être vaporisé puis surchauffé jusqu'à 500 °C. De ce fait, la vapeur est générée directement dans les tubes récepteurs. La vapeur alors produite est dirigée vers le bloc de puissance pour actionner une turbine qui produit de l'électricité. Le cycle thermodynamique est généralement direct, ce qui permet d'éviter les échangeurs de chaleur.

En effet, en ce moment ce type de collecteur fait l'objet d'intensive activité de recherche pour permettre la génération directe de la vapeur dans le champ solaire. Ainsi, dans toute la centrale thermique un seul fluide circule, dans le champ solaire et dans le bloc de puissance.

Principal avantage de cette technologie, les miroirs plats sont bien meilleur marché que les miroirs paraboliques. Les coûts d'investissement par zone miroir sont plus faibles, mais le rendement annuel reste inférieur à 10% [7]. [8]

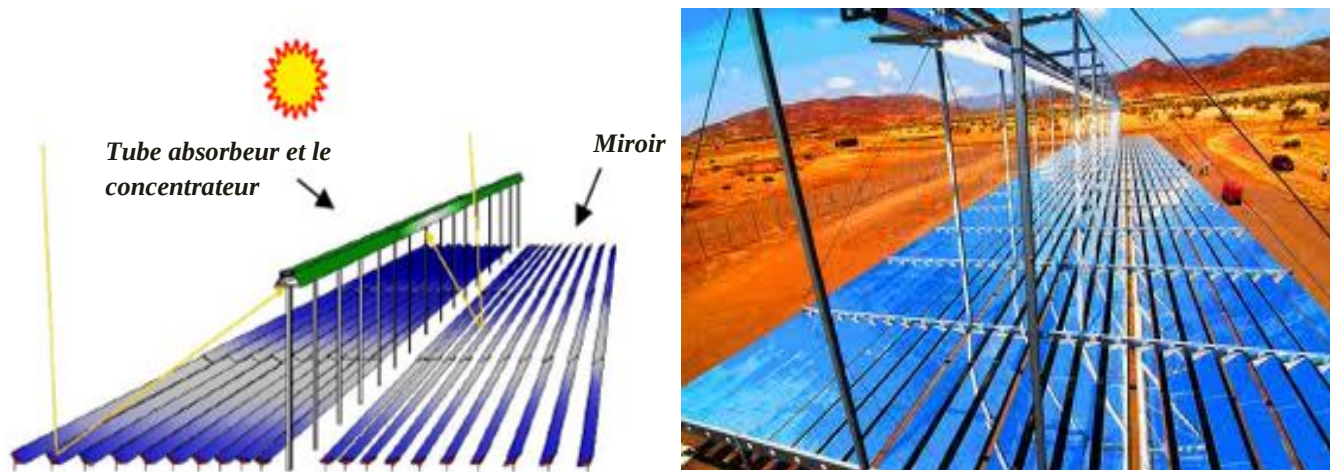


Figure II-7 : Collecteur de Fresnel [8].

3.3 Tour centrale

Les centrales solaires à tour sont constituées de nombreux miroirs concentrant les rayons solaires vers un point situé au sommet d'une tour, Figure II-8. Les miroirs uniformément répartis sont appelés héliostats. Chaque héliostat est orientable, et suit le soleil individuellement et le réfléchit précisément en direction du receveur au sommet de la tour solaire.

Le facteur de concentration peut dépasser 1000, ce qui permet d'atteindre des températures importantes, de 600 °C à 1000 °C et grandes efficacités que le système linéaire [2]. L'énergie concentrée sur le receveur est ensuite soit directement transférée à un fluide thermodynamique (génération directe de vapeur entraînant une turbine ou chauffage d'air alimentant une turbine à gaz), soit utilisée pour chauffer un fluide caloporteur intermédiaire. Ce liquide caloporteur est ensuite envoyé dans une chaudière et la vapeur générée actionne des turbines. Dans tous les cas, les turbines entraînent des alternateurs produisant de l'électricité.

Les tours peuvent générer de la vapeur saturée ou surchauffée directement, ou utiliser de l'air ou d'autres fluides de transfert de chaleur.

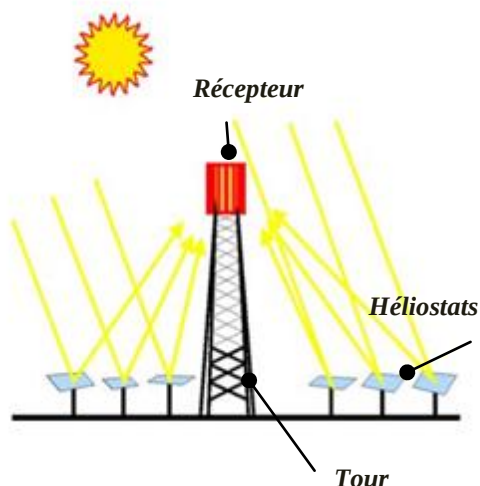


Figure II-8 : Tour solaire. [8]

3.4 Miroir parabolique (Dish-Stirling)

Les capteurs paraboliques fonctionnent d'une manière autonome. Ils s'orientent automatiquement et suivent le soleil sur deux axes afin de réfléchir et de concentrer les rayons du soleil vers un point de convergence appelé foyer, Figure II-9. Ce foyer est le récepteur du système. Il s'agit le plus souvent d'une enceinte fermée contenant du gaz qui dont la température monte sous l'effet de la concentration. Cela entraîne un moteur Stirling qui convertit l'énergie solaire thermique en énergie mécanique puis en électricité. Le rapport de concentration de ce système est souvent supérieur à 2000 et le récepteur peut atteindre une température de 1000°C [9]. Un de leurs principaux avantages est la modularité : ils peuvent être installés dans des endroits isolés, non raccordés au réseau électrique. Pour ce type de système, le stockage n'est pas possible, et il n'y a nécessité d'eau de refroidissement.

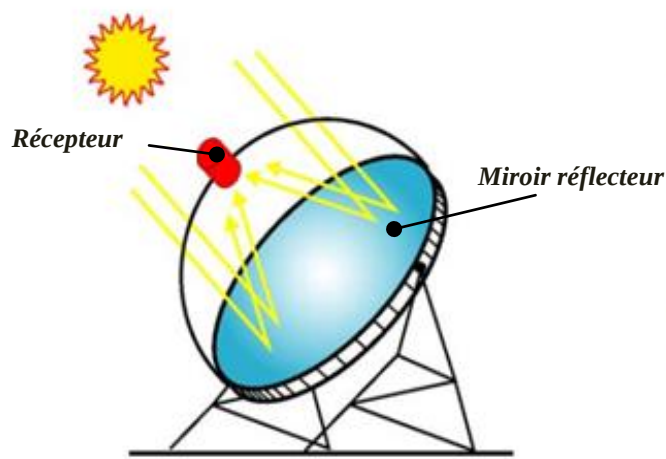


Figure II-9 : Miroir parabolique. [8]

4. Schémas thermodynamiques d'intégration d'énergie solaire

On présente ici quelques schémas thermodynamiques d'intégration de l'énergie solaire dans les centrales thermiques.

4.1 Centrale solaire avec stockage thermique

Dans cet exemple, voir Figure II-10, le champ solaire est connecté à une turbine à vapeur. Les collecteurs sont du type cylindro-parabolique. Il y'a trois fluides qui circulent dans cette centrale. Le fluide caloporteur (huile synthétique), le fluide thermodynamique (eau), et le fluide de stockage (sel fondu). En mode de jour, quand il y'a un surplus d'énergie thermique par rapport à la capacité de la turbine à vapeur, le fluide caloporteur le cède au fluide de stockage qui se déplace ainsi du réservoir 'froid' et remplit le réservoir 'chaud'. En mode de nuit, le réservoir

‘chaud’, rempli de sel fondu chaud, devient la source de production de la vapeur et ainsi d’électricité.

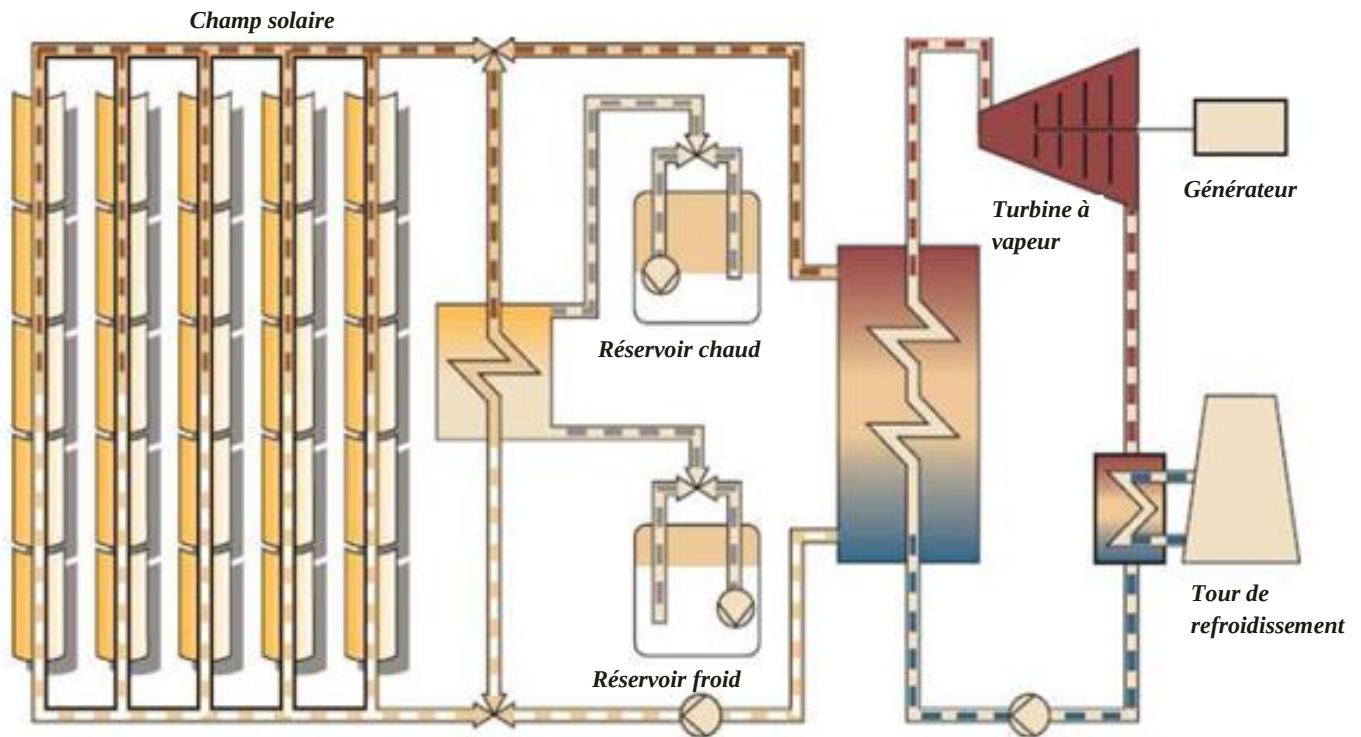


Figure II-10 : Centrale solaire avec stockage thermique.

4.2 Centrale solaire hybride

Une centrale solaire hybride est dépourvue de système de stockage. Elle comprend une centrale solaire thermique, convertissant en électricité la chaleur provenant des concentrateurs solaires, un appoint à carburant fossile (ou à biocarburant), Figure II-11[10]. L’appoint permet de satisfaire la demande électrique nocturne et d’assurer le fonctionnement de la centrale solaire lorsque le rayonnement est trop faible (passage nuageux, léger voile,...). Ce concept permet donc de produire en permanence, la nuit ou lorsque les conditions météo ne sont pas optimales.

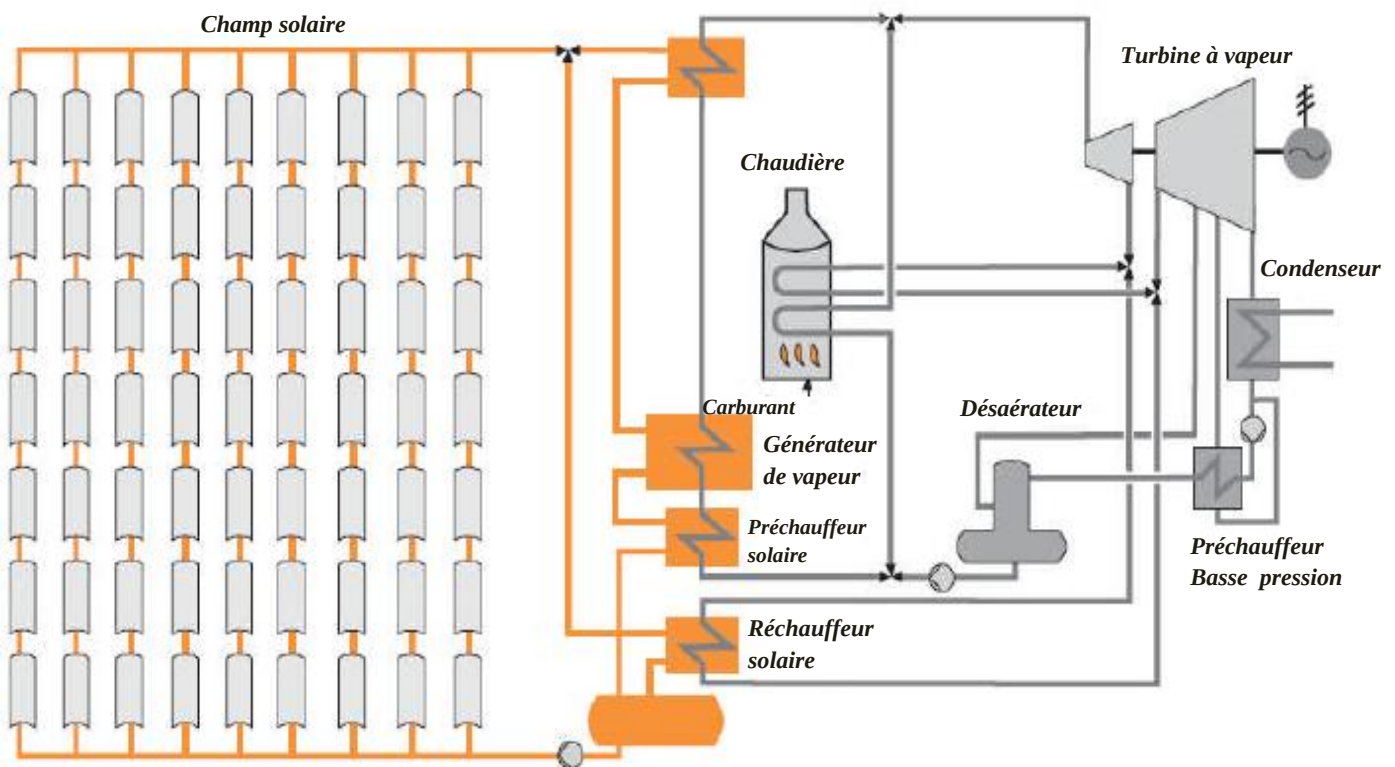


Figure II-11 : Centrale solaire hybride.[10]

4.3 Système solaire intégré dans une centrale à cycle combiné

Le concept est basé sur l'intégration d'un champ solaire à une centrale à cycle combiné, voir Figure II-12. Il est appliqué surtout pour la production de grandes puissances. La vapeur générée par le champ solaire est introduite dans le cycle eau-vapeur de la centrale à cycle combiné, ce qui augmente la puissance de la turbine à vapeur et crée des mégawatts d'électricité supplémentaires sans utiliser de gaz naturel additionnel. Ce genre de centrale n'a pas besoin de système de stockage. En mode de nuit la centrale fonctionne comme une centrale à cycle combiné conventionnel.

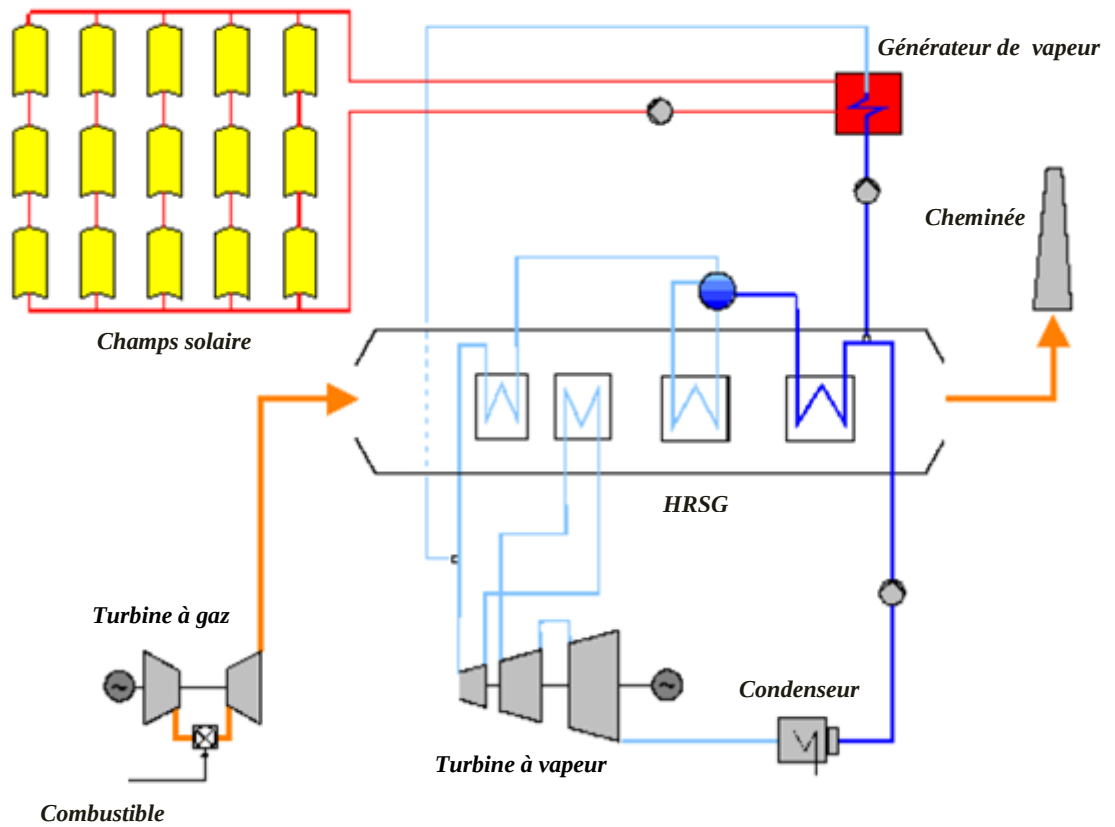


Figure II-12 : Centrale solaire intégrée à un cycle combiné.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] The Concentrating Solar Power CSP Global Market Initiative (GMI), 2004.
- [2] Principe de fonctionnement du solaire thermodynamique, in: Syndicat des énergies renouvelables [on line] (2012) www.enr.fr [consulted juin 2012].
- [3] Tanaka N., Concentrating Solar Power - Technology Roadmap, The International Energy Agency (IEA). (2010).
- [4] Richter C., Teske S., Short R., Concentrating solar power: global outlook 2009, Greenpeace International, Amsterdam, Netherlands, 2009.
- [5] Oehlschlaeger S., ReGrid: Énergie solaire à concentration, Renewables Academy (RENAC) AG. (2013).
- [6] Bennouna A., L'énergie solaire thermique à concentration, Institut de l'énergie et de l'environnement de la Francophonie (IEPF). (2008).
- [7] Renewable Energy Essentials: Concentrating Solar Thermal Power, International Energy Agency (IEA). (2009).
- [8] Richter C., Focus on Concentrating Solar Power The state of the art of the technology. (2008).
- [9] Les centrales à capteurs paraboliques [on line] (2008)
http://www.ecosources.info/dossiers/Centrale_solaire_capteur_parabolique
- [10] Elsaket G., Simulating the integrated solar combined cycle for power plants application in Libya, Cranfield University. (2007).

CHAPITRE III

ANALYSE EXERGÉTIQUE

Nomenclature

Symboles

C_p	Capacité calorifique spécifique (kJ/kg K)
$\dot{E}_n$	Flux d'exergie (W)
ex	Exergie spécifique (kJ/kg)
ex_{ch}	Exergie chimique spécifique (kJ/kg)
ex_{ph}	Exergie physique spécifique (kJ/kg)
h	Enthalpie spécifique (kJ/kg)
I	Exergie détruite
T	Température (°C, K)
s	Entropie spécifique (kJ kg ⁻¹ K ⁻¹)
v	Volume spécifique (m ³ /Kg)
$\dot{Q}$	Flux de transfert de chaleur (W)
$\dot{m}$	Débit massique (Kg/s)
R	Constante des gaz parfait (kJ/kmol K)
W	Travail spécifique [j /Kg]
y	Fraction massique du composé dans le mélange gazeux (-)
$\dot{W}$	Puissance de travail (W)
$\dot{E}_d$	Irréversibilité (W)

Indice et Exposant

th	Thermique
in	Entrée
out	Sortie
g	gaz
f	fluide
i	Composé dans le flux gazeux ou liquide
j	Flux
v	vapeur
CV	Contrôle de Volume
a	Air
c	Compresseur
$comb$	Chambre de combustion
u	universelle
t	turbine
s	Secondaire
p	primaire
tm	Thermomécanique
ch	Chimique
0	Conditions de l'état mort standard

Lettres grecques

η	Efficacité (%)
--------	----------------

Glossaire

TG	Turbine à Gaz
TV	Turbine à Vapeur

Abréviations et Sigles

Δ	Variation
----------	-----------

Ce chapitre présente quelques notions, définitions et paramètres relatifs à l'analyse exergétique. Il donne aussi le principe et quelques concepts concernant la simulation thermodynamique.

1. Analyse exergétique

1.1 Principe

L'analyse exergétique est une méthode qui se base sur la seconde loi de la thermodynamique pour l'analyse et l'évaluation thermodynamique des systèmes. Son intérêt est qu'elle fournit une méthodologie de calcul très puissante pour quantifier la qualité thermodynamique d'un processus ou système quelconques.

L'analyse exergétique est basée sur la comparaison du système à évaluer par rapport à un système idéalisé où les transformations d'énergie sont réversibles, sans production d'entropie [1]. Pour quantifier la qualité thermodynamique d'une quantité d'énergie le concept d'exergie a été introduit. L'exergie représente le travail utile maximum que fournit un système thermodynamique lors de son interaction d'une manière réversible avec son milieu ambiant, depuis son état initial jusqu'à l'état final d'équilibre, état inerte, où il acquiert les propriétés du milieu ambiant[2]. De ce fait, l'exergie d'un système en état inerte est nulle. Le milieu ambiant se comporte comme un réservoir infini à température et pression constantes et de composition fixée[3], ce qui signifie que le système étudié est suffisamment petit devant ce milieu ambiant pour ne pas le perturber. Dans notre étude le milieu ambiant n'est que l'air ambiant pris à l'état de référence ; sa température, sa pression et sa composition chimique sont données au chapitre V.

1.2 Exergie du travail et exergie de la chaleur

On donne ici quelques clarifications sur le concept d'exergie. On considère une machine thermique qui fonctionne entre deux sources, chaude et froide. On peut calculer le travail réel que fournit cette machine. L'analyse exergétique permet de mesurer la déviation entre le travail réel et le travail théorique maximum que pourrait délivrer cette machine selon des transformations réversibles. *Vis-à-vis* l'analyse exergétique la valeur de ce travail théorique est égale à l'exergie de cette machine quand la source froide est elle même le milieu ambiant. Ainsi l'exergie de la machine thermique est le travail théorique qu'elle fournit selon le cycle idéal de Carnot.

On sait que d'après le deuxième principe de la thermodynamique l'énergie sous forme mécanique est plus valorisable que l'énergie sous forme de chaleur. L'analyse exergétique

permet de quantifier cette supériorité, toujours en se basant sur le cycle de Carnot. En effet, un travail mécanique est 100% utile et exploitable tel qu'il est, son exergie égale sa valeur :

$$\dot{Ex}_W = \dot{W} \quad (III.1)$$

Tandis, que l'exploitation, même idéale, de l'énergie sous forme de chaleur nécessite l'utilisation d'un moteur pour convertir une partie de cette chaleur en travail utile selon le cycle de Carnot. Ainsi, l'exergie d'une quantité de chaleur $\dot{Q}$ issue d'une source à la température T est égale à la partie convertible en travail selon le cycle de Carnot [4]:

$$\dot{Ex}^Q = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \cdot \dot{Q} \quad (III.2)$$

Où T_0 est la température de l'air ambiant. D'après cette formule, l'exergie d'une quantité de chaleur contenue dans une matière augmente avec l'augmentation de la température de cette matière. L'explication est que la partie convertible en travail utile augmente avec l'augmentation de la température de la source chaude selon le principe de Carnot.

1.3 Destruction d'exergie

Contrairement à l'énergie, l'exergie n'est pas conservée, mais détruite par les irréversibilités thermodynamiques. Ces irréversibilités peuvent être classées comme des irréversibilités internes et externes. Les sources principales d'irréversibilités internes sont les frottements, l'expansion débridée, le mélange et la réaction chimique. Les irréversibilités externes sont dues au transfert de chaleur par une différence de température finie. Ainsi, il y'a un lien entre la destruction de l'exergie et la génération d'entropie, un paramètre de mesure des irréversibilités.

Avec le temps, l'exergie possédant la même unité que l'énergie (J ou W) est devenu un paramètre plus perceptible et plus pertinent que l'entropie pour quantifier les irréversibilités d'un processus ou d'un système donnés.

L'exergie détruite peut être calculée comme étant le produit de la température du milieu ambiant et la génération de l'entropie :

$$I = T_0 \Delta S \quad (III.3)$$

L'exergie peut être aussi perdue lorsque l'énergie associée à un flux d'énergie est rejetée dans l'environnement.

1.4 Formes d'exergie

L'exergie est une propriété extensive qui dépend des paramètres extensifs (énergie interne, volume, entropie et nombre de moles des différents composants chimiques) et des paramètres intensifs (pression, température et potentiel chimique des différents composants,...)[4].

L'exergie se compose de deux formes, l'exergie physique, Ex_{ph} et l'exergie chimique, Ex_{ch} :

$$\dot{Ex} = \dot{Ex}_{ph} + \dot{Ex}_{ch} \quad (III.4)$$

1.4.1 Exergie physique

L'exergie physique d'un système est définie comme la quantité de travail maximum que l'on peut obtenir lorsque l'interaction du système avec le milieu ambiant implique seulement des processus thermique et mécanique réversibles.

L'exergie physique est donnée par la formule suivante :

$$\dot{Ex}_{ph} = \dot{m}[(h - T_0 S) - (h_0 - T_0 S_0)] \quad (III.5)$$

Où $\dot{m}$ représente le débit massique de la matière, T_0 la température du milieu ambiant, et h et h_0 sont les enthalpies spécifiques, et S et S_0 sont les entropies absolues spécifiques, respectivement, à l'état initial et l'état de référence.

1.4.2 Exergie chimique

L'exergie chimique d'un système est égale à la quantité du travail théorique maximum que l'on peut obtenir quand le système est porté par réactions chimiques réversibles de son état initial jusqu'à l'état mort avec son milieu ambiant[5].

L'exergie chimique par unité de masse est donnée par la relation suivante [6]:

$$ex^{CH} = \sum_{i=1}^n R_i \cdot T_0 \cdot \ln\left(\frac{y_i}{y_i^0}\right) \quad (III.6)$$

Avec y_i la fraction molaire des gaz d'échappements, et y_i^0 est La fraction molaire des gaz dans l'air ambiant.

1.5 Bilan d'exergie

Le bilan d'exergie pour un système est obtenu avec la combinaison des bilans d'énergie et d'entropie. Le bilan d'exergie suit la règle suivante [7]:

$$\left(\begin{array}{c} \text{variation de} \\ \text{l'exergie totale} \\ \text{du système} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{exergie} \\ \text{totale} \\ \text{entrante} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{exergie} \\ \text{totale} \\ \text{sortante} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{exergie} \\ \text{totale} \\ \text{détruite} \end{array} \right) \quad (III.7)$$

La variation d'exergie dans un système ouvert, Figure III-1, est égale à la somme du transfert d'exergie accompagnant la chaleur, du transfert d'exergie accompagnant le travail, diminuée de la valeur d'exergie détruite.

L'équation du bilan d'exergie se réduit, pour les écoulements en régime permanent, à [8] :

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{cv} + \sum_i \dot{m}_i e_{fi} - \sum_e \dot{m}_e e_{fe} - \dot{I} \quad (III.8)$$

Où T_0 et P_0 indiquent la température et la pression aux conditions ambiantes. T_j est la température de surface là où le transfert de chaleur a lieu.

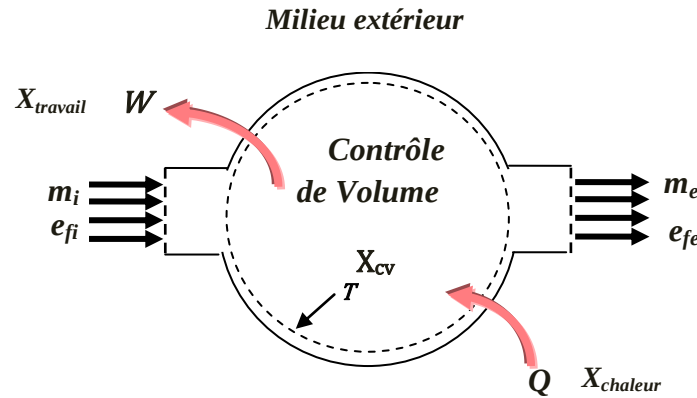


Figure III-1 : Bilan d'exergie d'un système ouvert.[7]

1.6 Rendement exergetique

Le rendement exergetique est un paramètre clé dans l'évaluation d'un système donné.

La définition générale du rendement exergetique d'un appareil donnée est selon sa fonction. Sa forme générale est comme suit [9]:

$$\eta_{ex,f} = \frac{Ex_{produit}}{Ex_{source}} \quad (III.9)$$

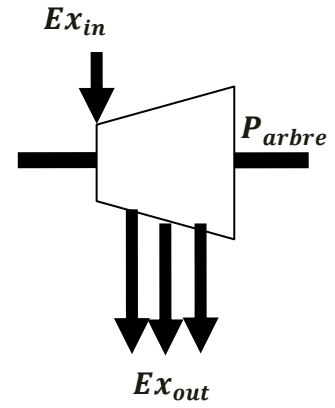
Où $Ex_{produit}$ est l'exergie que l'appareil doit fournir. Le type de l'exergie à fournir est selon la fonction de l'appareil. Et Ex_{source} est l'exergie que l'appareil doit consommer pour assurer sa fonction. Dans ce qui suit, les définitions des rendements exergetiques de quelques appareils sont données.

1.6.1 Turbine

La fonction de la turbine est que par le processus d'expansion, une partie de l'exergie physique du fluide est convertie en travail mécanique par l'intermédiaire d'un arbre. Puisque l'exergie chimique du fluide ne change pas, le changement de l'exergie physique est identique au changement de l'exergie totale du fluide.

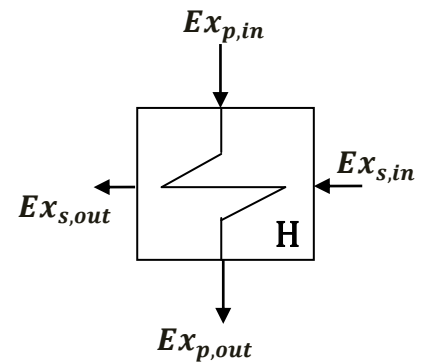
Le rendement exergetique de la turbine est alors :

$$\eta_{ex,f(turbine)} = \frac{P_{arbre}}{Ex_{in} - Ex_{out}} \quad (III. 10)$$



1.6.2 Échangeur de chaleur

Le rôle d'un échangeur de chaleur dans une centrale thermique est généralement de réchauffer un fluide primaire en retirant de la chaleur d'un fluide secondaire. Le but est d'augmenter l'exergie thermique de l'écoulement en soustrayant de l'exergie thermique à l'écoulement secondaire.

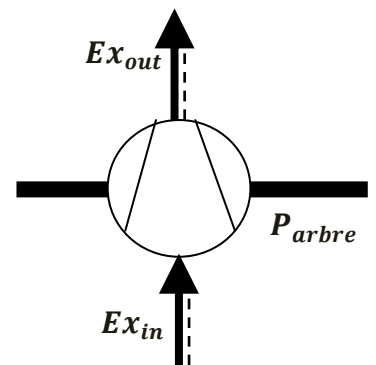


Le rendement exergetique de l'échangeur de chaleur se calcule par la formule suivante :

$$\eta_{ex,f(échangeur)} = \frac{Ex_{p,out} - Ex_{p,in}}{Ex_{s,in} - Ex_{s,out}} \quad (III. 11)$$

1.6.3 Compresseur

Dans un compresseur l'exergie physique d'un milieu compressible est augmenté au moyen de la puissance fournie par l'arbre.



Le rendement exergetique du compresseur est donné par la formule suivante :

$$\eta_{ex,f(Compresseur)} = \frac{Ex_{out} - Ex_{in}}{P_{arbre}} \quad (III. 12)$$

1.6.4 Chambre de combustion

Dans une chambre de combustion du carburant est brûlé en utilisant un oxydant et de la fumée est déchargée. La fonction de la chambre de combustion est de convertir l'exergie chimique du carburant en exergie physique transportée par la fumée.

Le rendement exergétique de la chambre de combustion se définit comme suit :

$$\eta_{ex,f(chambre\ de\ combustion)} = \frac{Ex_{fumée}^{tm}}{Ex_{carburant}^{ch}} \quad (III.13)$$

2. Simulation thermodynamique

2.1 Cycle-Tempo

Cycle-Tempo est un logiciel de modélisation et de simulation thermodynamique des systèmes énergétiques. C'est un outil d'analyse, de design et d'optimisation thermodynamique des systèmes de production d'électricité, de chaleur et de froid. Il a été développé à l'université technologique de Delft, Holland. Il est bien structuré et flexible. Il permet le test de plusieurs paramètres et l'expérimentation numérique de plusieurs scénarios thermodynamiques. Cycle-Tempo fonctionne sous MS-Windows et son interface est en anglais.

Il peut traiter un grand nombre de processus thermique, on cite, entre autres [9]:

- Turbine à vapeur.
- Turbine à gaz.
- Centrale à cycle combiné.
- Pile à combustible.
- Pompe à chaleur.
- Gazéification de charbon.
- Machines de réfrigération.

2.2 Principe de la simulation thermodynamique

La simulation thermodynamique sous Cycle-Tempo est basée sur la modélisation graphique. Le système modélisé est dessiné comme un ensemble d'appareils reliés par des conduites. Dans l'exemple donné ci-dessus, Figure III-2, il s'agit d'une turbine à vapeur selon un cycle thermodynamique de base, le plus simple. Le cycle est composé d'une chaudière (appareil n°1), d'une turbine (n°2), d'un générateur électrique (G), d'un condenseur (n°3), d'un dégazeur (n°5) et de trois pompes (n°4, 6 et 8).

Le schéma final d'un système est un réseau où il y'a écoulements de masse et d'énergie. La topologie du système à modéliser peut être un cycle simple (quelques appareils) ou un cycle complexe comprenant plusieurs cycles interconnectés. Les appareils sont les sièges de conversion d'énergie (chimie/thermique,...) et de changement de matière (liquide/vapeur,

air+méthane/fumée). Cycle-Tempo dispose de deux palettes graphiques pour modéliser graphiquement le système étudié. Une palette avec symboles d'appareils, compresseur, turbines, pompe, chambre de combustion, pile à combustible,... une palette de raccordement en relation avec la nature des fluides, air, eau, fréon, combustible. Le logiciel est doté d'une riche bibliothèque d'appareils et d'une riche base de données de fluides.

Une fois la sélection des appareils et la sélection des fluides sont faites ; l'étape suivante consiste à introduire les paramètres thermodynamiques de chaque appareil, et les propriétés thermophysiques de chaque fluide.

La simulation thermodynamique est basée sur les deux principes. Le principe de conservation de masse et le principe de conservation d'énergie. Ces deux principes s'appliquent en fonction des entrées de matière et d'énergie et des sorties de matière et d'énergie sur chaque appareils. Ainsi, deux équations de bilans de masse et d'énergie sont développées sur chaque appareil. A partir de ces équations, le logiciel crée une matrice qui combine les bilans de masse et les bilans d'énergie dans de tout le système. Résoudre cette matrice permet de calculer les écoulements de matière et d'énergie dans le système, et permet de déterminer les propriétés thermodynamiques dans tout le système. Entre l'entrée et la sortie la matière et l'énergie peuvent changer de formes. Les résultats du calcul peuvent être affichés dans des tables conviviales.

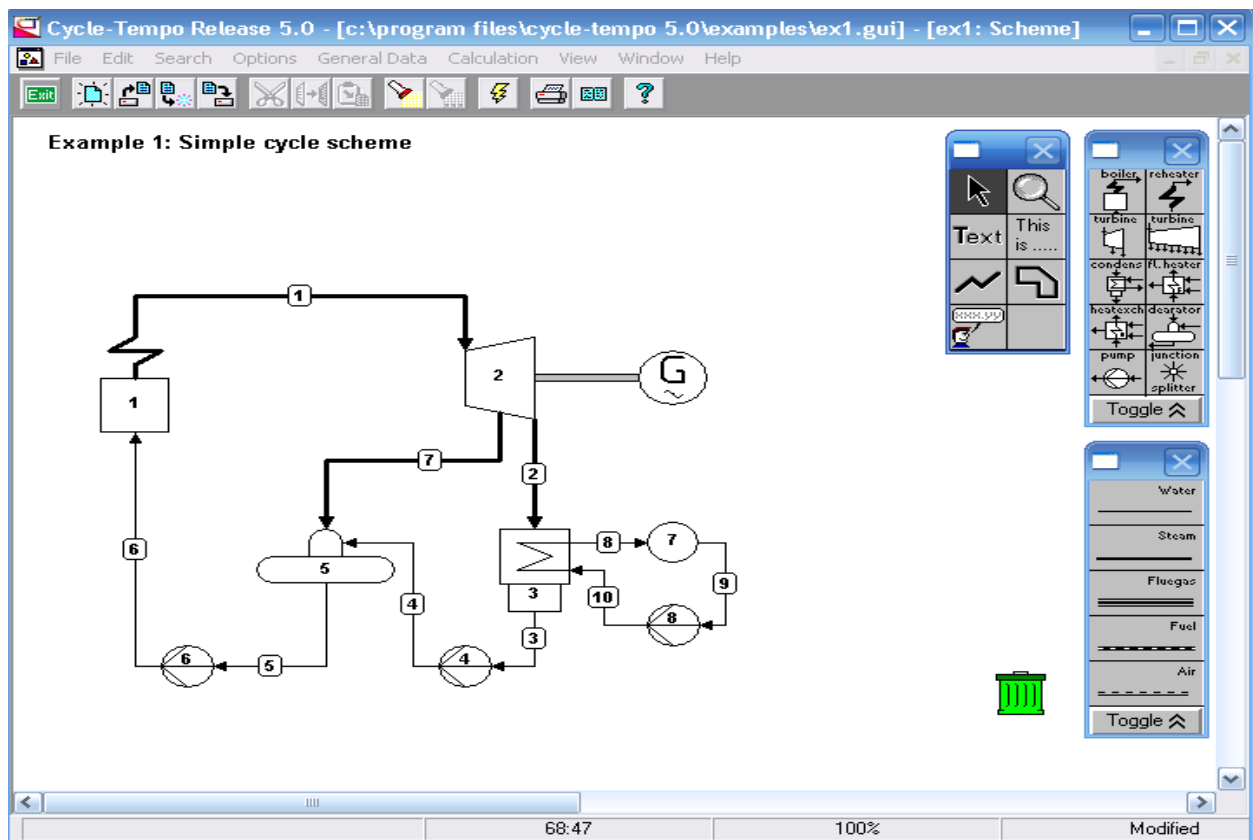


Figure III-2 : Modélisation thermodynamique sous Cycle-Tempo.[9]

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Bilans et rendements, U.R.E et réseaux d'échangeurs de chaleur (2004).
- [2] Benelmir R., Lallemand A., Feidt M., Analyse exergétique, Ed. Techniques Ingénieur. (2002).
- [3] Gicquel R., la thermodynamique appliquée aux systèmes énergétiques, Introduction à la notion d'exergie, in: Thermoptim.org, Presses des MINES [on line] (2007)
<http://www.thermoptim.org/sections/bases-thermodynamique>
- [4] Belhani M., Analyse de cycle de vie exergétique de systèmes de traitement des eaux résiduaires, Laboratoire des Sciences du Génie Chimique-CNRS-UPR 6811. (2008).
- [5] Hajjaji N., Analyse de cycle de vie exergétique de systèmes de production d'hydrogène, Ecole Nationale Supérieure des Industries Chimiques (ENIG) (2011).
- [6] Bracco S., Siri S., Exergetic optimization of single level combined gas-steam power plants considering different objective functions, Energy (2010).
- [7] Çengel Y.A., Boles M.A., Thermodynamique: une approche pragmatique, De Boeck Supérieur, 2009.
- [8] Efficacité énergétique, PT/EIPPCB/ENE_BREF_FINAL (2009).
- [9] Cycle-Tempo, Release 5.0, in: Delft University of Technology [on line] (2007)
<http://www.cycle-tempo.nl>

CHAPITRE IV

LA CENTRALE HYBRIDE DE HASSI R'MEL

Nomenclature

Symboles

DNI Rayonnement solaire direct normal (W/m^2).

Glossaire

DNI Rayonnement solaire direct normal (En English : Direct Normal Irradiation)

SST Siemens Steam Turbine.

SGT Siemens Gas Turbine.

GVS Générateur de Vapeur Solaire (En English Solar Steam Generator **SSG**).

HRSG Générateur de vapeur à récupération de chaleur (En English **HRSG** : Heat recovery steam generator)

PCI Pouvoir Calorifique Inferieur (Kj/Kg)

Ce chapitre donne une description et quelques informations techniques sur la centrale hybride de Hassi R'Mel.

La centrale de Hassi R'Mel combine l'emploi du gaz et du solaire pour la production de 160 MW d'électricité, dont 25 MW sont tirées du champ solaire. Elle est mise en service officiellement en avril 2011[1]. Elle est la première centrale de son type en Algérie et la seconde dans le monde après la centrale d'Aïn Beni Mather au Maroc. Le fonctionnement de la centrale permettrait d'économiser annuellement une quantité de 7 millions de mètres cubes de gaz naturel, et de réduire ainsi de 33 000 tonnes par an les émissions de CO₂.

1. Site d'implantation

La centrale de Hassi R'Mel est située à environ 500 km d'Alger, dans la région de Tilghemt, à quelques 25 km de la ville de Hassi R'Mel, dans la wilaya de Laghouat, Figure IV-1. Le site d'implantation de la centrale se localise à 33°7' en latitude et à 3°21' en longitude, Il est de 750 m d'altitude au-dessus du niveau de la mer. La température ambiante varie entre 21 °C et 50 °C en été, et varie entre -10 °C et 20 °C en hiver. La vitesse du vent varie entre 2,14 et 4,15 m/s[2].

En été, l'irradiation Directe Normale (IDN) peut atteindre 930 W/m². Sur la base de la valeur moyenne annuelle, le site est béni quotidiennement par 9,5 heures d'ensoleillement offrant ainsi une IDN moyenne estimée à 7138 Wh/m²/jour.

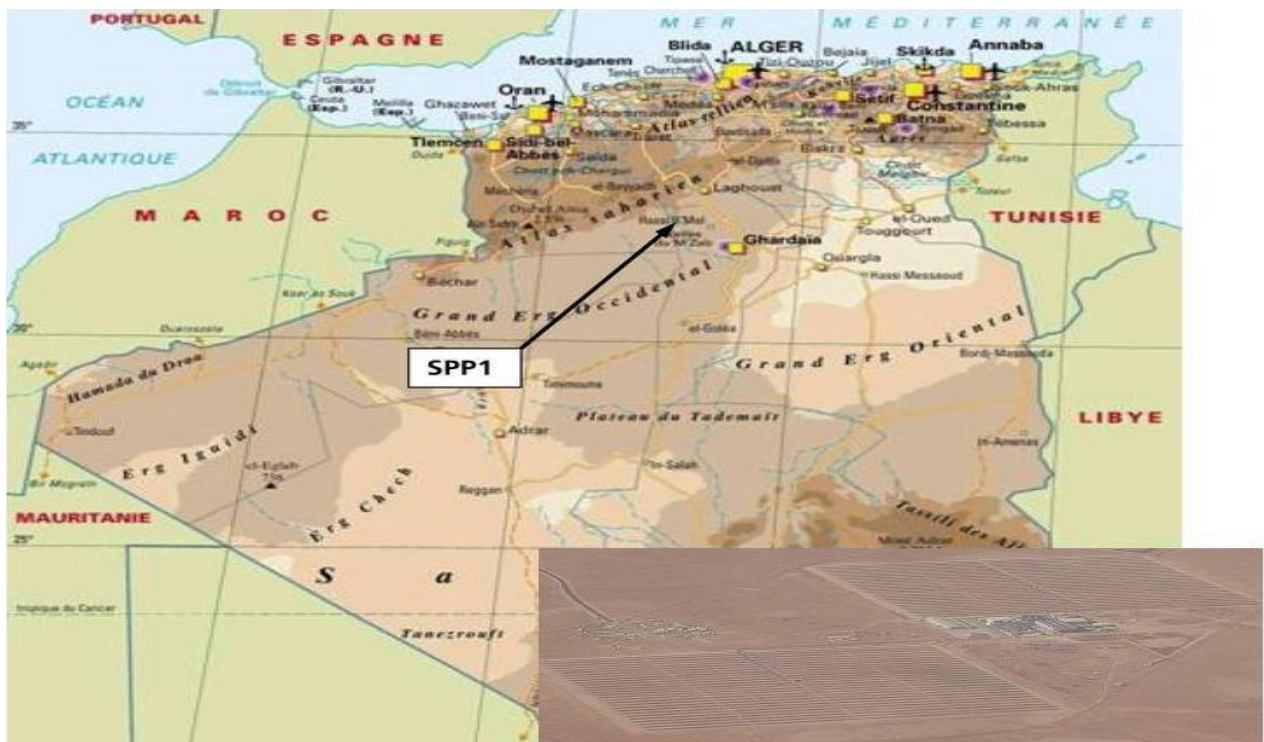


Figure IV-1 : Site de la centrale de Hassi R'Mel.

2. Description de la centrale de Hassi R'Mel

La centrale de Hassi R'Mel se compose d'un bloc de puissance et d'un champ solaire [3],
Figure IV-2.

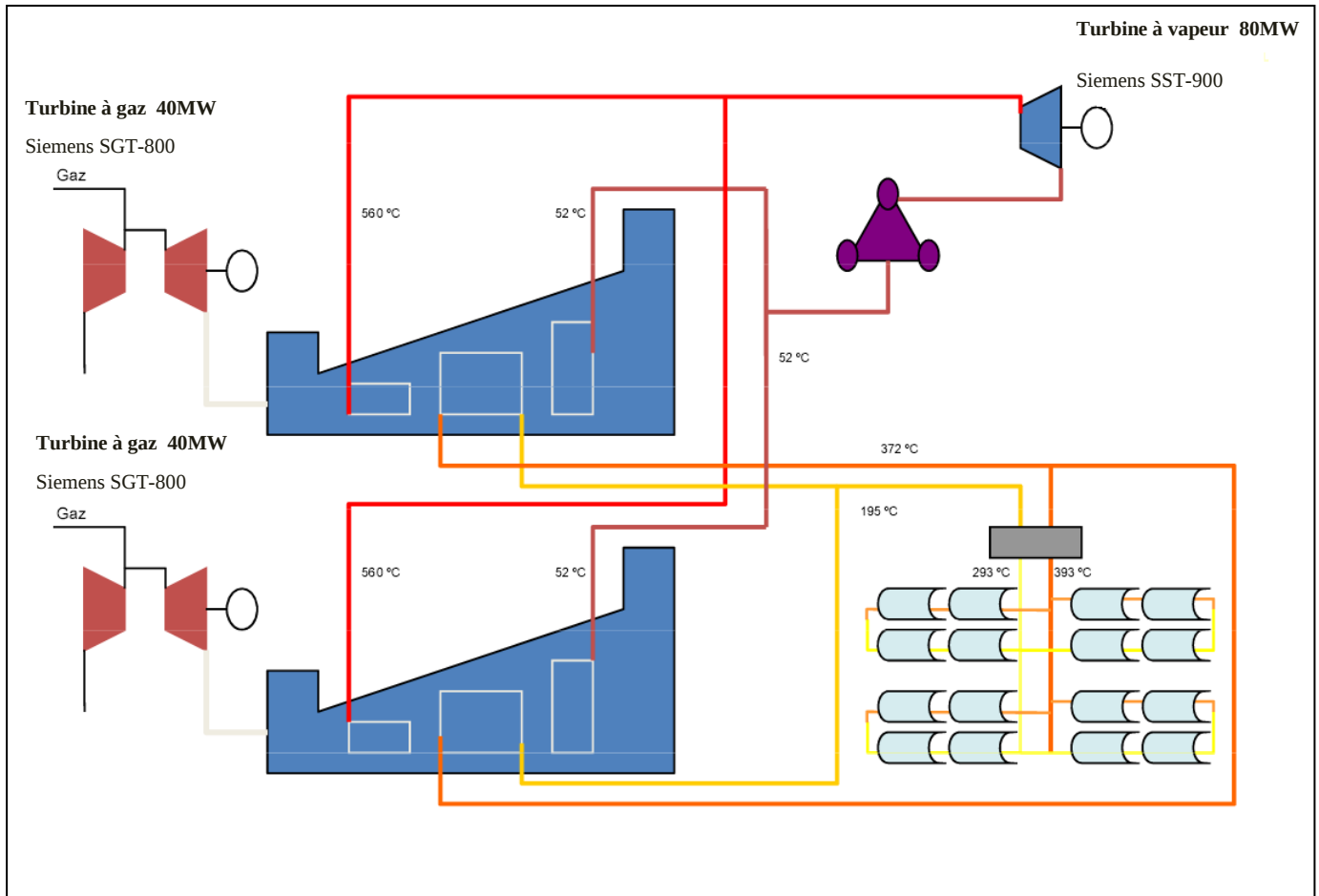


Figure IV-2: Schéma représentatif de la centrale de Hassi R'Mel.[3]

2.1 Bloc de puissance

Le bloc de puissance est composé d'une turbine à vapeur et de deux turbines à gaz identiques avec deux chaudières de récupération (HRSGs) identiques.

Les deux turbines à gaz sont de type SGT-800 (Siemens Gas Turbine). La capacité nominale de chaque turbine est de 40 MW. Les paramètres de chaque turbine sont résumés sur Tableau IV-1.

Chaque turbine à gaz est dotée d'un système de refroidissement (Chiller) pour abaisser la température de l'air ambiant jusqu'à à 15° avant son admission dans le compresseur. Cela sert à augmenter le rendement de la centrale. Les turbines à gaz sont alimentées par du gaz naturel provenant du gisement de Hassi R'Mel. Le gaz est riche en CH₄ de 85% environ, il a un Pouvoir Calorifique Inferieur (PCI) = 45778 kJ/kg.

Tableau IV-1 : Paramètres de la turbine à gaz.

Modèle	SGT-800	
Pression ambiante	0.928	bars
Température ambiante	35	°C
Humidité relative ambiante	24	%
Température d'admission de l'air	15	°C
Taux de compression	20,2	-
Rendement isentropique du compresseur	88	%
Température d'entrée de la turbine	1200	°C
Rendement isentropique de la turbine	88	%
Débit massique des gaz d'échappement	120,20	kg/s
Température de sortie des gaz d'échappement	550	°C
PCI du gaz naturel	45778	kJ/kg
Puissance électrique nominale	40	MW
Rendement thermique	35	%

La turbine à vapeur est de type SST-900 (Siemens Steam Turbine). Sa capacité nominale est de 80 MW. Ses paramètres sont sur Tableau IV-2.

Tableau IV-2 : Paramètres de la turbine à vapeur.

Modèle	SST-900	
Température d'entrée de la vapeur turbine	560	°C
Pression d'entrée de la vapeur	83	bars
Débit massique de vapeur	70	kg/s
Température de condensation	52	°C
Rendement isentropique	90	%
Puissance électrique nominale	80	MW

Les deux chaudières de récupération HRSGs sont à un niveau de pression. Chaque HRSG est équipée par un économiseur à basse pression (DECO), un évaporeur à basse pression (DEVA), un économiseur (ECO), un évaporateur (EVA) et deux surchauffeurs (SHE1 et SHE2). Les détails sont sur Tableau IV-3.

Tableau IV-3 : Paramètres du HRSG.

Type	Un seul niveau de pression et sans réchauffage	
Débit massique du gaz naturel dans les DBs	0,66	kg/s
Température d'approche	25	°C
Température de pincement	25	°C
Pertes de pression côté gaz de combustion	0,025	bars
Pertes de pression côté eau/vapeur	16	bars
Température d'entrée d'eau	60	°C
Température de sortie par la cheminée	100	°C
Efficacité thermique	98,50	%

La HRSG est équipée d'un bruleur intégré en amont pour augmenter la température des gaz d'échappement sortant de la turbine à gaz. Cela permet d'augmenter la température de surchauffe de la vapeur dans le SHE2.

Un condenseur refroidi par air (ACC, Air Cooled Condenser) est adopté comme option pour condenser la vapeur. Cette technologie est préférable au conventionnel condenseur à eau lorsque la disponibilité en eau est limitée, notamment au site de Hassi R'Mel, caractérisé par un climat aride.

L'utilisation de cette technologie permet de réduire la consommation d'eau nécessaire à la centrale de 90%, mais en contre parti le rendement thermique de la centrale se réduit. Ce dernier diminue avec l'augmentation de la pression de condensation. En effet, la température de l'air en journée descend rarement au dessous de 30°. Le système de refroidissement, doté de 15 ventilateurs, avec une capacité thermique nominale de 147600 kW condense l'eau à la température et pression de saturation de 52 °C et 0,14 bars, respectivement.

2.2 Champ solaire

La surface totale du champ solaire est d'environ 183120 m² en miroirs. Il est constitué de 224 capteurs cylindro-paraboliques, et est composé de 56 boucles, répartis sur deux surfaces, champ Nord et champ Sud. Chaque surface contient 28 boucles de quatre modules, répartis en 2 rangées. Le module est formé de 12 segments comportant chacun plusieurs miroirs, Figure IV-3. Les capteurs sont de la technologie LS-3 [4]. Ils sont alignés sur la ligne nord-sud, et ils sont à un seul axe de poursuite solaire, de l'est à l'ouest.

Les spécifications techniques du capteur LS-3 sont sur Tableau IV-4.

Tableau IV-4 : Spécifications du capteur solaire LS-3.[4]

Paramètre	Valeur	Unité
Surface d'envergure	545	m ²
Taux de concentration	82	
Efficacité optique	80	%
Envergure	5,76	m
Longueur	99	m

Le fluide caloporteur qui circule dans le champ solaire est l'huile synthétique Therminol VP-1[5].

2.3 Générateur Solaire de Vapeur (GSV)

Le GSV est un assemblage d'un économiseur (ECO), d'un évaporateur (EVA) avec un ballon (DR) et d'un surchauffeur (SHE).

La puissance nette délivrée par la centrale est proportionnelle au débit massique de la vapeur détendue dans la turbine. En mode hybride, ce débit est la somme des débits de la vapeur générée dans les deux HRSGs et de celle générée dans le GSV. Le débit massique de la vapeur générée dans le GSV est proportionnel au débit massique de l'huile synthétique qui circule dans le champ solaire. L'huile thermique entre dans le GSV avec une température constante, 393°C, et sort avec une température constante, 293°C. Le débit massique du fluide thermique varie suivant l'intensité du rayonnement solaire reçue dans le champ solaire, en d'autres termes, en fonction du temps pendant la journée et des conditions climatiques.

Le champ solaire de la centrale de Hassi R'Mel est dimensionné de telle sorte que sous un rayonnement solaire de 751 W/m² le débit massique du fluide synthétique est estimé à 200 kg/s. Ce débit est capable de générer 22,6 kg/s de vapeur solaire.

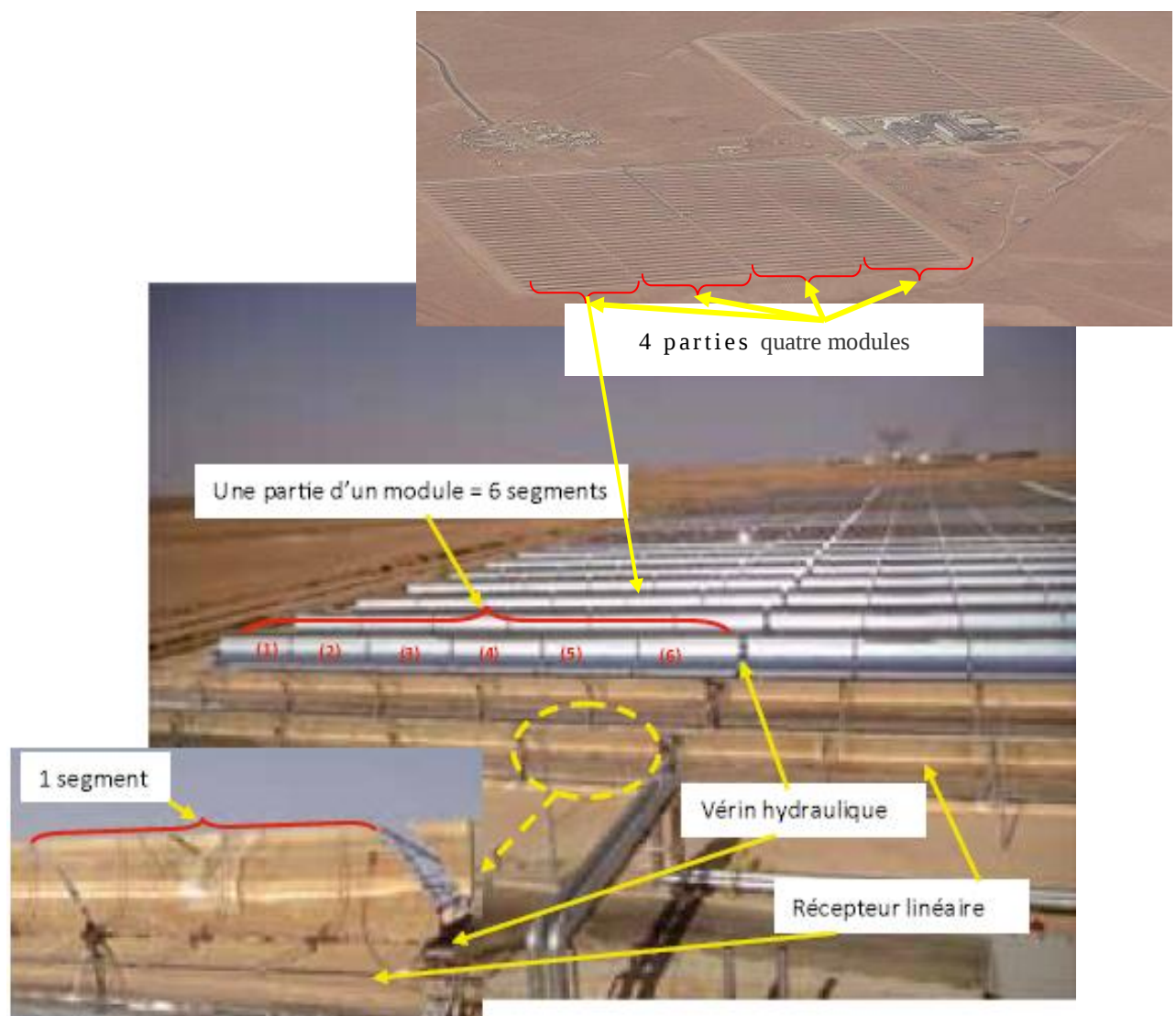


Figure IV-3 : Champ solaire de la centrale de Hassi.[2]

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Derraji M.B., Les tendances des énergies renouvelables et de l'efficacité énergétique dans le monde. [on line] (2010) www.creg.gov.dz
- [2] ELGHARBI N., La centrale hybride de Hassi R'mel, Recherche et Développement. (2011).
- [3] Derradji B., Le projet de centrale hybride Solaire/gaz de Hassi R'Mel, New Energy Algeria Spa. (2008).
- [4] Behar O., Kellaf A., Mohamedi K., Belhamel M., Instantaneous performance of the first Integrated Solar Combined Cycle System in Algeria, Energy Procedia. (2011) 6.
- [5] Therminol VP-1, in: Technical Bulletin [on line] (2008) <http://www.therminol.com>

CHAPITRE V

RÉSULTATS ET DISCUSSION

Nomenclature

Symboles

DNI Rayonnement solaire direct normal (W/m^2).

Glossaire

ACC Condenseurs à refroidissement par air.

ACs Compresseur à air.

CC Chambre de Combustion.

CH Refroidisseur (Chiller).

DB Brûleur de conduits (Duct Burners).

DECO Basses pressions Economiseur.

DEVA Basses pressions Evaporateur.

DNI Rayonnement solaire direct normal (En English : Direct Normal Irradiation)

DR Tambour (Drum) .

ECO Economiseur.

EVA Evaporateur.

G Générateur électrique.

GTPP1 Gaz Turbine Power Plant One.

HRSG Générateur de vapeur à récupération de chaleur (En English HRSG : Heat recovery steam generator)

PMP Pompe .

SCS System Champ Solaire.

SHE Surchauffeur (En English Super Heater).

GVS Générateur de Vapeur Solaire (En English Solar Steam Generator SSG) .

TG Turbine à Gaz.

TV Turbine à Vapeur.

Ce chapitre donne quelques résultats de la simulation thermodynamique de la centrale de Hassi R'Mel. Les deux paramètres clés dans l'évaluation thermodynamique du fonctionnement de la centrale sont le rendement exergetique et la destruction d'exergie. Par la suite, il y'a l'étude des effets des conditions extérieures sur le fonctionnement de la centrale.

1. Rendement exergetique

Les résultats des calculs, présentés, commentés et analysés dans ce chapitre sont ceux concernant l'exploitation de la centrale de Hassi R'Mel aux conditions de design.

Sur Figure V-1 le diagramme fonctionnel de la centrale de Hassi R'Mel affiche quelques importantes propriétés thermodynamiques (pression, température, débit massique et enthalpie massique) à l'entrée et à la sortie de chaque appareil.

En charge de design la centrale a la capacité nominale de délivrer 160 MW d'électricité, 80 MW des deux turbines à gaz et 80 MW de la turbine à vapeur. La part de l'énergie solaire est de 14% ; environ 22 MW de l'électricité est d'origine solaire. En effet, le GVS fournit 49 906 kW de puissance thermique, sous forme de vapeur surchauffée, à la turbine de vapeur, qui reçoit en total 179 758 kW.

Le rendement énergétique de la centrale est de 56%. Il est calculé comme étant le rapport (*électricité/PCI × débit massique du gaz naturel*).

Vis-à-vis l'analyse exergetique, le rendement exergetique de la centrale est de 53%. Il est calculé comme étant le rapport (*électricité/exergie massique chimique × débit massique du gaz naturel*).

La part de l'exergie solaire dans la capacité de la centrale est de 12% ; de 160 MW d'électricité, 18,4 MW d'exergie est en provenance du champ solaire.

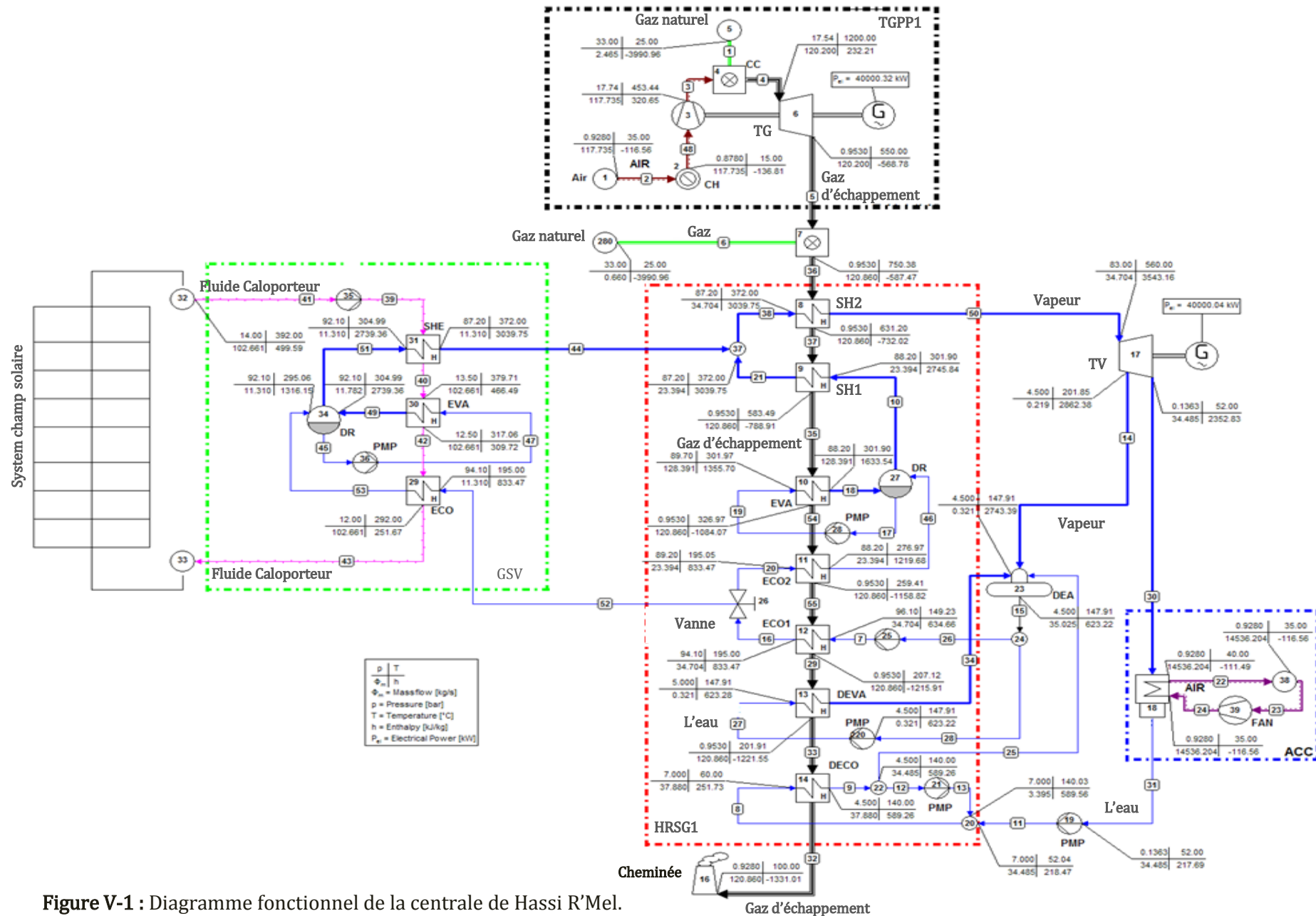


Figure V-1 : Diagramme fonctionnel de la centrale de Hassi R'Mel.

La part de l'exergie solaire est plus faible que la part de l'énergie solaire. L'explication est que le GVS fournit de la vapeur surchauffée au bloc de puissance à la température de 372°C, alors que le HRSG le fait à 560°C.

Pour simplifier l'analyse dans ce qui suit, tous les appareils de la centrale sont catégorisés en quatre familles de technologies ; turbomachine : compresseur, turbine à gaz et turbine à vapeur ; échangeur : HRSG et GVS ; système de combustion et champ solaire. Les deux HRSGs et le GVS totalisent ensemble 17 échangeurs, 7 par HRSG et 3 dans le GVS.

Comme montré sur Figure V-2, les turbomachines sont les plus performants composants de la centrale. Leurs rendements exergétiques sont presque au même niveau. Leurs valeurs sont entre 90%, pour la turbine à vapeur, et 94%, pour les deux turbines à gaz ; alors que les deux compresseurs sont à 93% de rendement exergétique. En deuxième position, pas loin, viennent les échangeurs, qui sont relativement à différents niveaux. Le GVS fonctionne avec un rendement exergétique de 89% et les deux HRSGs ont un rendement de 79%. Les systèmes de combustion sont les moins performants dans le bloc de puissance. Les chambres de combustion des deux turbines à gaz ont un rendement de 68%, alors que les deux brûleurs auxiliaires intégrés dans les HRSGs sont exploités avec un rendement de 64%. Plus loin derrière, apparaît le champ solaire comme étant le système le moins performant de toute la centrale hybride, son rendement exergétique est d'environ 25%.

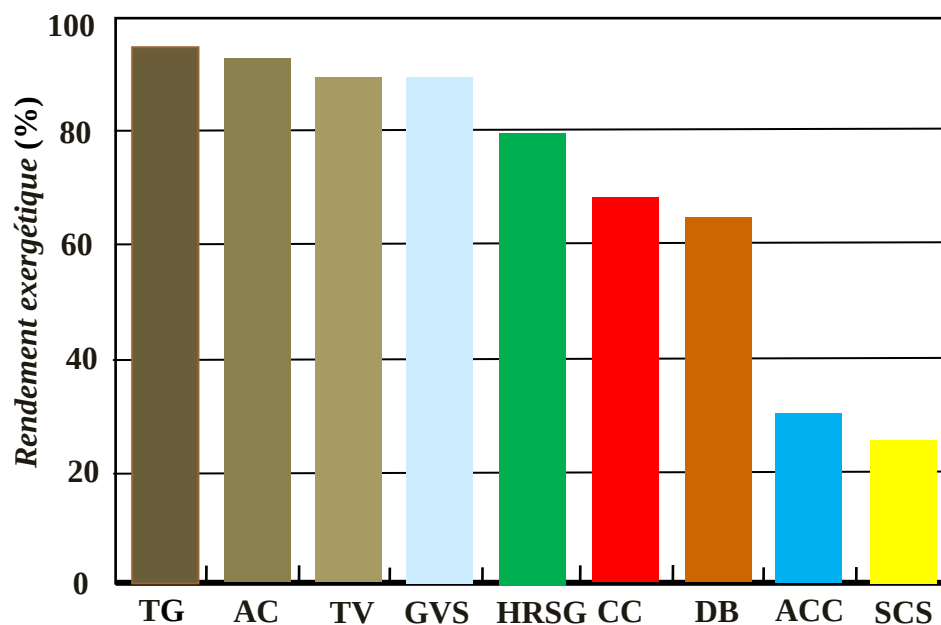


Figure V-2 : Rendements exergétiques des appareils de la centrale de Hassi R'Mel.

1. Destruction d'exergie

Sur Figure V-3, le diagramme de Grassmann donne une image globale de 'l'écoulement' de l'exergie à travers les différents systèmes et machines de la centrale de Hassi R'Mel. La centrale dispose de deux sources naturelles d'exergie, l'exergie solaire et l'exergie contenue dans le gaz naturel, de nature principalement chimique. Les ressources naturelles, l'irradiation solaire et le gaz naturel, offrent une exergie totale de 397,4 MW à la centrale de Hassi R'Mel quand elle fonctionne au régime nominal. La part de l'exergie chimique du gaz naturel est de 76% (300,5 MW), celle de l'exergie solaire est de 24% (96,9 MW).

La centrale est capable de convertir 40% de cette exergie naturelle en électricité, 160 MW. Le reste, 234,5 MW (60%), est détruit. Cette perte d'exergie est causée par les irréversibilités thermodynamiques internes et par le rejet d'énergie à l'environnement, à travers par exemple la cheminée.

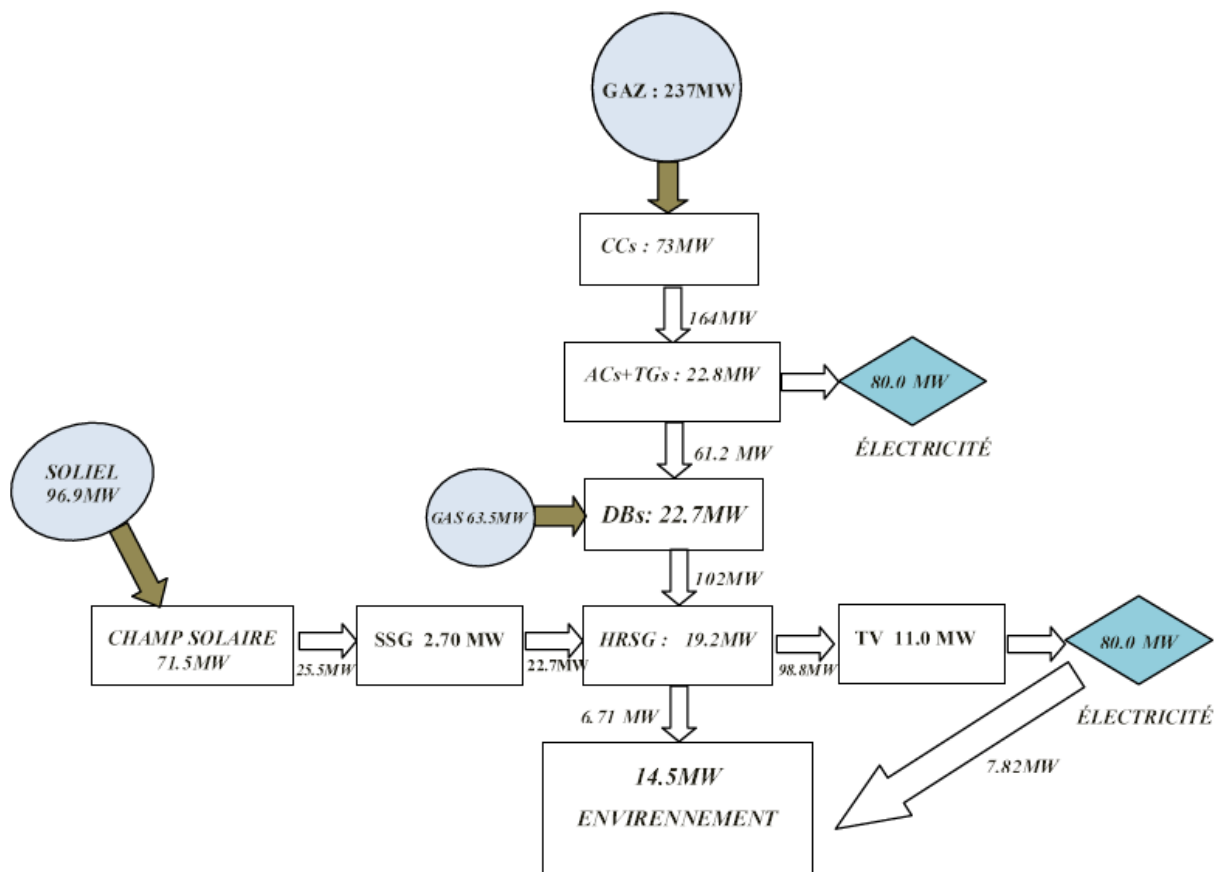


Figure V-3 : Diagramme de Grassmann.

Comme illustré sur Figure V-4 la centrale de Hassi R'Mel converti 47 % de l'exergie du gaz naturel (141,6 MW) en électricité ; le reste est détruit comme suit. Les systèmes de combustion sont les principaux consommateurs d'exergie. Ils détruisent ensemble 32% (95,7 MW) de l'exergie fournie par le gaz naturel. Les turbomachines sont responsables de la destruction d'environ 11% (33,7 MW). Les deux HRSGs consomment 5% (15 MW) d'exergie. Le reste de l'exergie perdue, 14, 5 MW (5%), est rejetée au milieu ambiant à travers le condenseur, 7,82 MW (2,7%), et à travers la cheminée, 6,71 MW (2,3%).

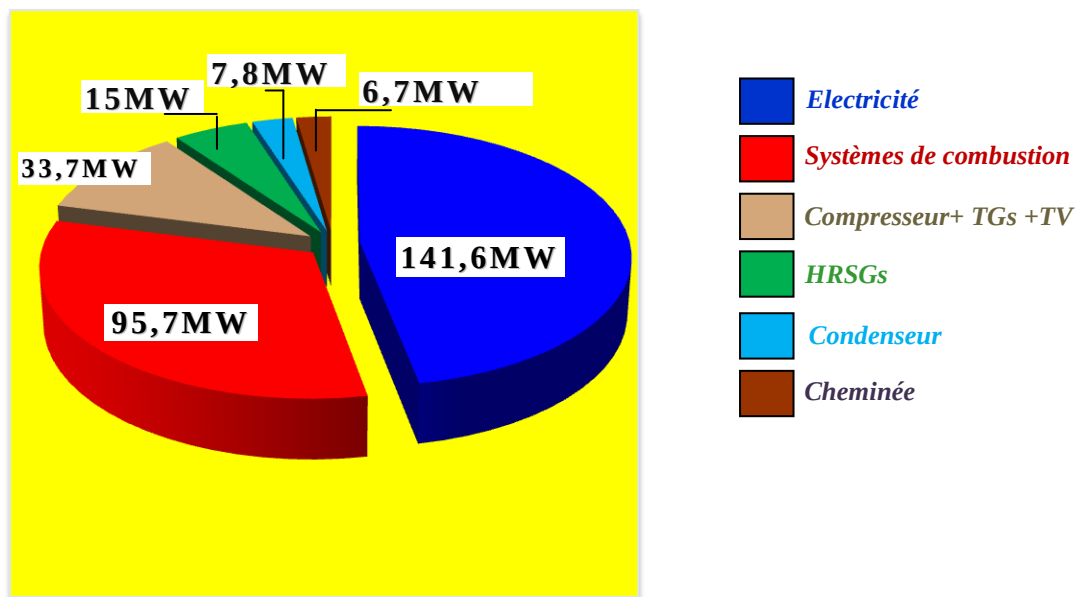


Figure V-4 : Destruction d'exergie du gaz naturel à travers la centrale de Hassi R'Mel.

Selon Figure V-5, il n'y a que 19% de l'exergie solaire qui est convertie par la centrale de Hassi R'Mel en électricité (18,4 MW), le reste est perdue à travers la centrale. Le champ solaire est le premier destructeur d'exergie avec une part de 74% (71,5 MW), alors que le GVS est responsable que de 3% (2,7 MW). En tout, 77% de l'exergie solaire est perdue avant d'arriver au bloc de puissance, ce dernier détruit que 4%.

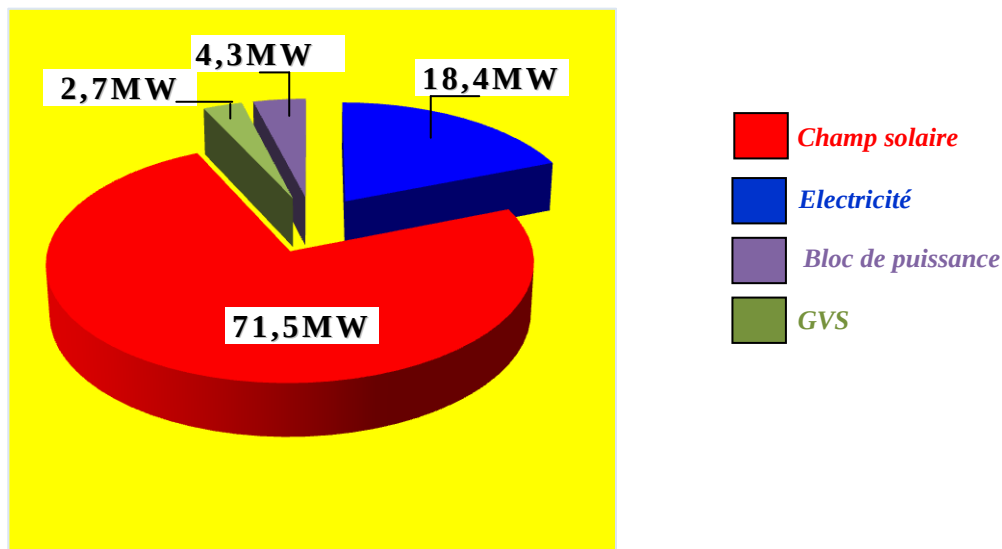


Figure V-5 : Destruction d'exergie du rayonnement solaire à travers la centrale de Hassi R'Mel.

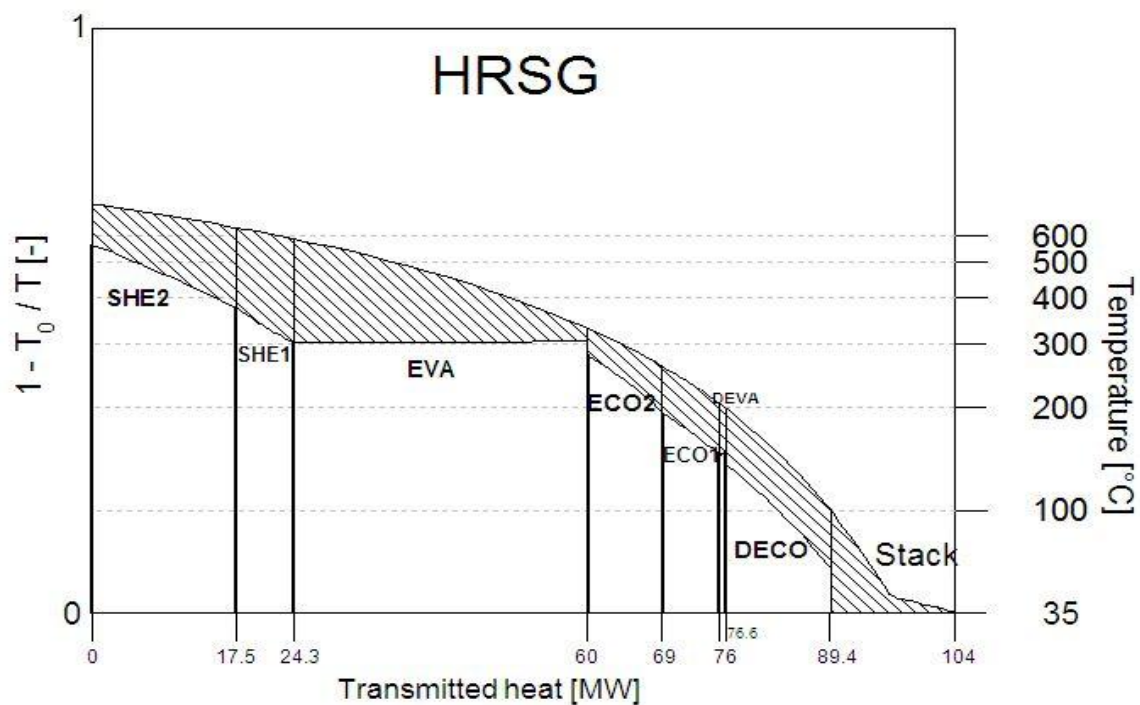


Figure V-6: Destruction d'exergie dans le HRSG.

Figure V-6 donne une évaluation sur la qualité des transferts de chaleur ayant lieu dans les échangeurs thermiques qui composent le HRSG. Il s'agit d'un digramme très efficace qui représente graphiquement les performances exergetiques de tous les échangeurs. Avec cet outil on peut identifier simplement et rapidement le où et le combien des irréversibilités

thermodynamiques causées par des échanges de chaleur à différences de températures finies. En effet, le long de l'écoulement dans un échangeur donné, plus les températures des deux fluides, chaud et froid, sont proches, moins est l'irréversibilité y associée, et plus est le rendement exergetique de l'échangeur.

Pratiquement, sur le graphe, moins est la zone hachurée au niveau d'un échangeur, mieux y est le transfert de chaleur. Selon Figure V-6, on constate que l'évaporateur (EVA) est l'échangeur le moins efficace d'un point de vue exergetique. Cela est intrinsèque aux échangeurs avec changement de phase (évaporateur et condenseur). Dans ce type d'échangeur, un des deux fluides garde sa température constante, ce qui fait que l'écart entre cette température et celle de l'autre fluide augmente, et ainsi la zone hachurée. Les économiseurs (DECO, ECO1 et ECO2) sont les plus efficaces.

Le même outil est appliqué sur le générateur de vapeur solaire (GVS), Figure V-7. Cependant, dans ce cas, c'est l'économiseur (ECO) qui est le moins efficace échangeur. Donc, s'il y'a effort de conception à fournir pour améliorer les performances du GVS devrait s'orienter en priorité à l'économiseur.

Le diagramme T-S, sur Figure V-8, trace l'évolution de la production de la vapeur solaire dans le GVS, à savoir, préchauffage, évaporation et enfin la surchauffe. Le GVS est à seul niveau de pression.

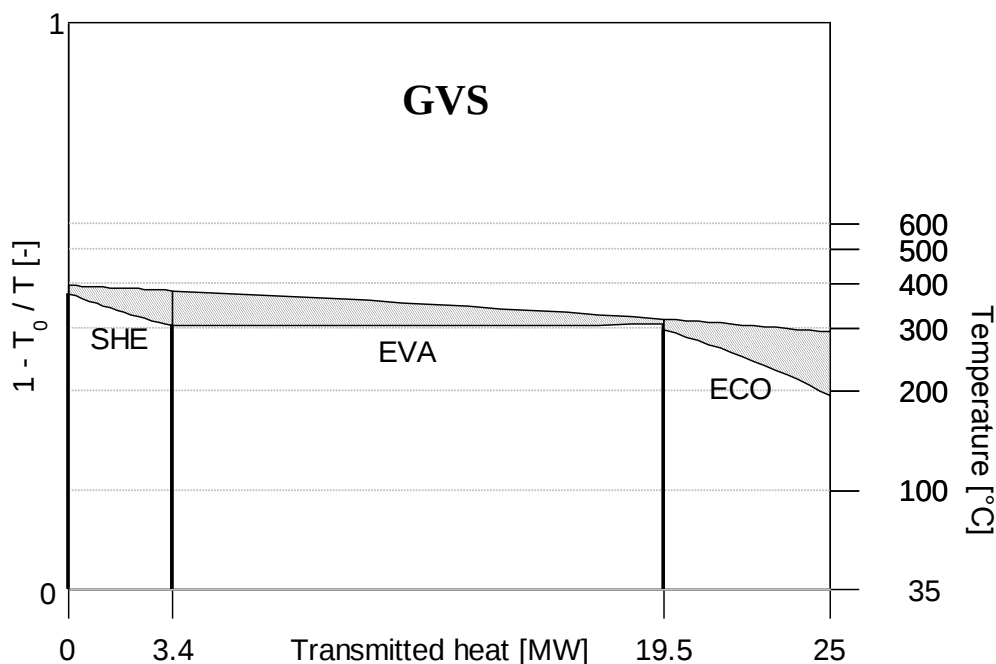


Figure V-7: Destruction d'exergie dans le GVS.

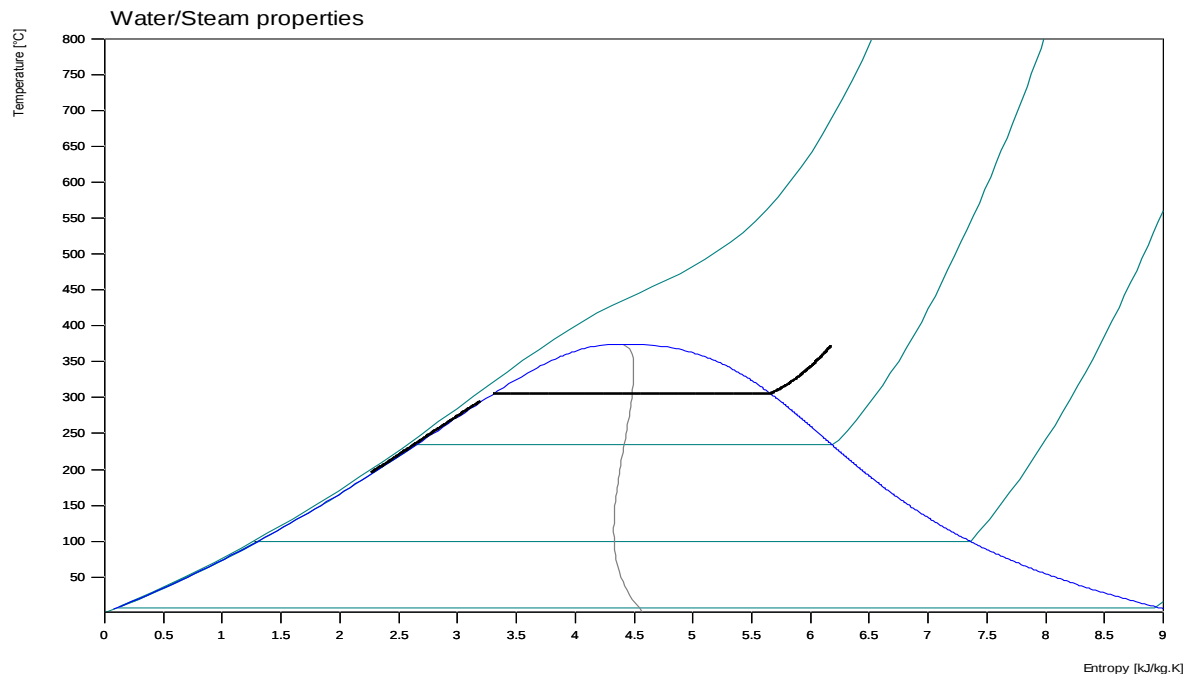


Figure V-8: Diagramme T-S dans le GVS.

2. Effets du rayonnement solaire et de la température ambiante sur les performances de la centrale

Dans cette partie on s'intéresse à l'analyse des effets des conditions extérieures sur le fonctionnement de la centrale de Hassi R'Mel. Il s'agit de l'étude des effets de variation du rayonnement solaire et de la température de l'air ambiant sur la puissance électrique délivrée par la centrale, ainsi que sur ses rendements énergétique et exergetique.

3.1 Effet du rayonnement solaire

Lors de la simulation thermodynamique, on fixe tous les paramètres relatifs au fonctionnement de la centrale au régime nominal et on fait varier que l'intensité du rayonnement solaire direct DNI. La variation du DNI a son effet sur le débit massique du fluide thermique qui circule dans le système solaire et dans le GVS. Plus le DNI augmente, plus le débit du fluide thermique augmente et d'une manière linéaire, car les températures d'entres et de sortie du fluide thermique dans le champ solaire doivent rester fixes. Ainsi, le gain solaire va au bénéfice du débit massique et pas à l'augmentation de température.

L'augmentation du débit du fluide thermique dans le GVS est la cause de la production supplémentaire de la vapeur d'eau dans le GVS, ce qui a comme conséquence l'augmentation de la puissance générée dans la turbine à vapeur.

Selon Figure V-9, les calculs montrent que plus le DNI augmente, sur une plage de 400 à 950 W/m^2 , plus la puissance électrique dégagée par la centrale augmente, de 150 MW à 165 MW. L'augmentation est quasi-linéaire. A la moyenne, pour chaque 100 W/m^2 de DNI de plus, la puissance électrique augmente de presque de 5 MW.

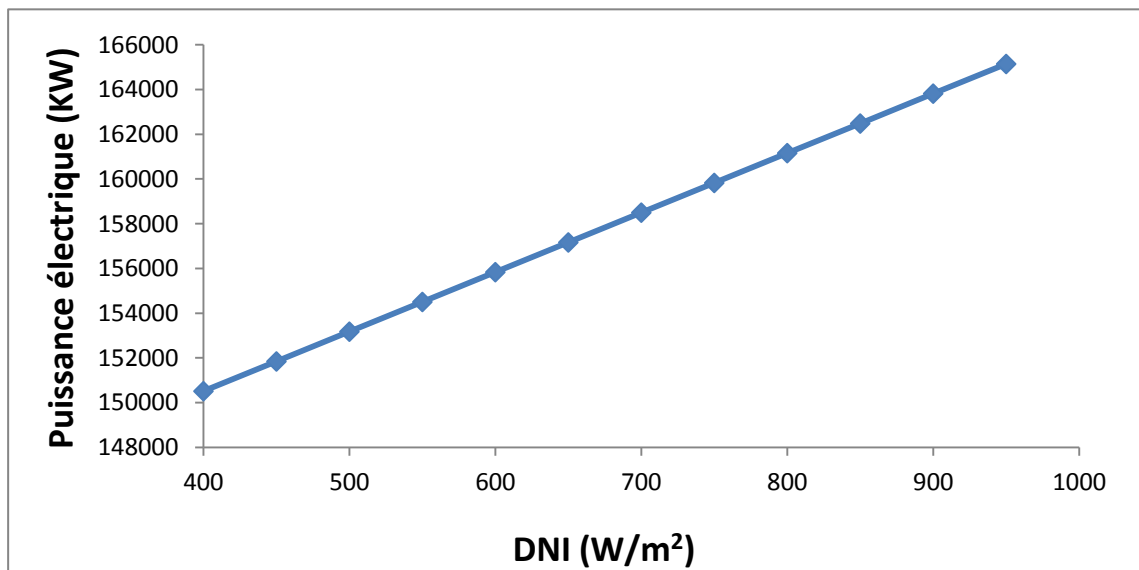


Figure V-9 : Effet du rayonnement solaire sur la puissance électrique.

Quant au Figure V-10, le rayonnement solaire augmente le rendement énergétique de la centrale de Hassi R'Mel, de 52,68 % à 57,80%, quand le DNI varie de 400 à 950 W/m^2 . A la moyenne, pour chaque 100 W/m^2 de DNI le rendement s'améliore par aux alentours de 1 point.

L'explication vient du faite que par définition, le rendement énergétique est le rapport de la puissance électrique et du produit du débit du gaz naturel et de son PCI. Dans ce cas, le numérateur augmente (puissance électrique) par augmentation du l'énergie solaire alors que le dénominateur est fixe (débit et PCI du gaz).

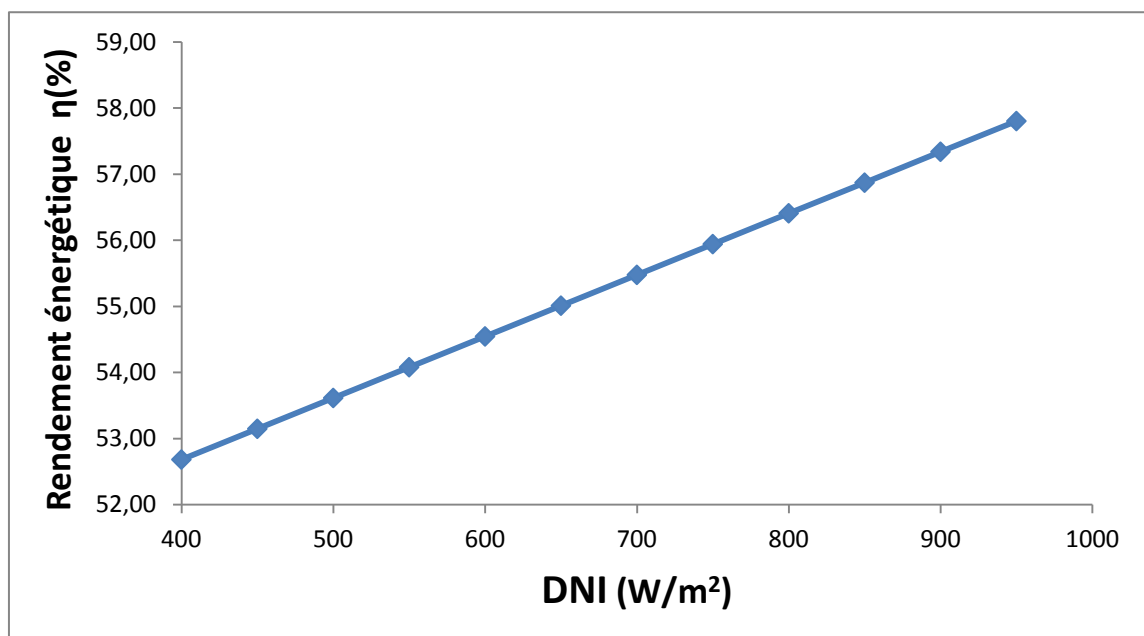


Figure V-10 : Effet du rayonnement solaire sur le rendement énergétique.

Pareillement, selon Figure V-11, le rendement exergetique à son tour augmente avec l'apport de l'énergie solaire. A la moyenne, pour chaque 100 W/m^2 de solaire, le rendement exergetique varie de presque 1 point, allant de 49,86 % à 54,71 %, quand le DNI varie de 400 à 950 W/m^2 .

L'explication vient du faite que par définition, le rendement exégétique est le rapport de la puissance électrique et du produit du débit du gaz naturel et de son exergie chimique. Dans ce cas, le numérateur augmente (puissance électrique) par augmentation du l'énergie solaire alors que le dénominateur est fixe (débit et exergie chimique du gaz).

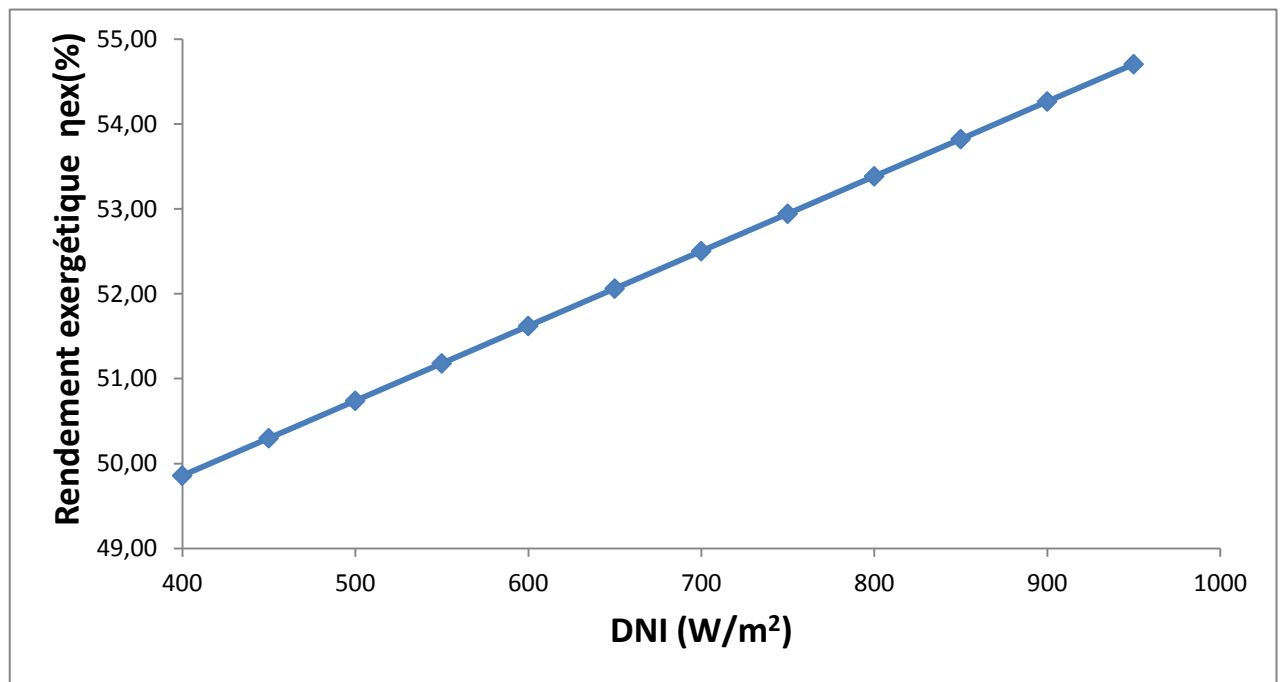


Figure V-11: Effet du rayonnement solaire sur le rendement exergetique.

3.2 Effet de la température de l'air ambiant

Concernant cette partie, lors de la simulation on fixe tous les paramètres et on laisse varier que la température de l'air ambiant. Cela dit, il y'a une condition très importante. Les turbomachines (compresseur et turbine) sont des machins volumétriques. Elles fonctionnent à débit volumétrique constant, alors que le débit massique peut varier en fonction de la masse volumique de l'air qui varie selon la température. Donc, la variation de la température de l'air affecte le débit massique de l'air admis dans la centrale, ce qui fait varier surtout la puissance électrique dégagée par la turbine à gaz, et en second lieu la puissance électrique dégagée par la turbine à vapeur. Pour les calculs on fixe le débit volumétrique à celui du régime nominal, où la température d'air est supposée égale 15°C .

Sur Figure V-12, l'air chaud a un effet négatif sur les performances de la centrale de Hassi R'Mel. Plus la température de l'air admis dans le compresseur augmente, sur une gamme de

10°C à 45°C, plus la puissance diminue de 176 MW à 148 MW. A la moyenne, la puissance électrique totale de la centrale de Hassi R'Mel diminue de 0,8 MW par 1 °C d'augmentation de la température de l'air ambiant.

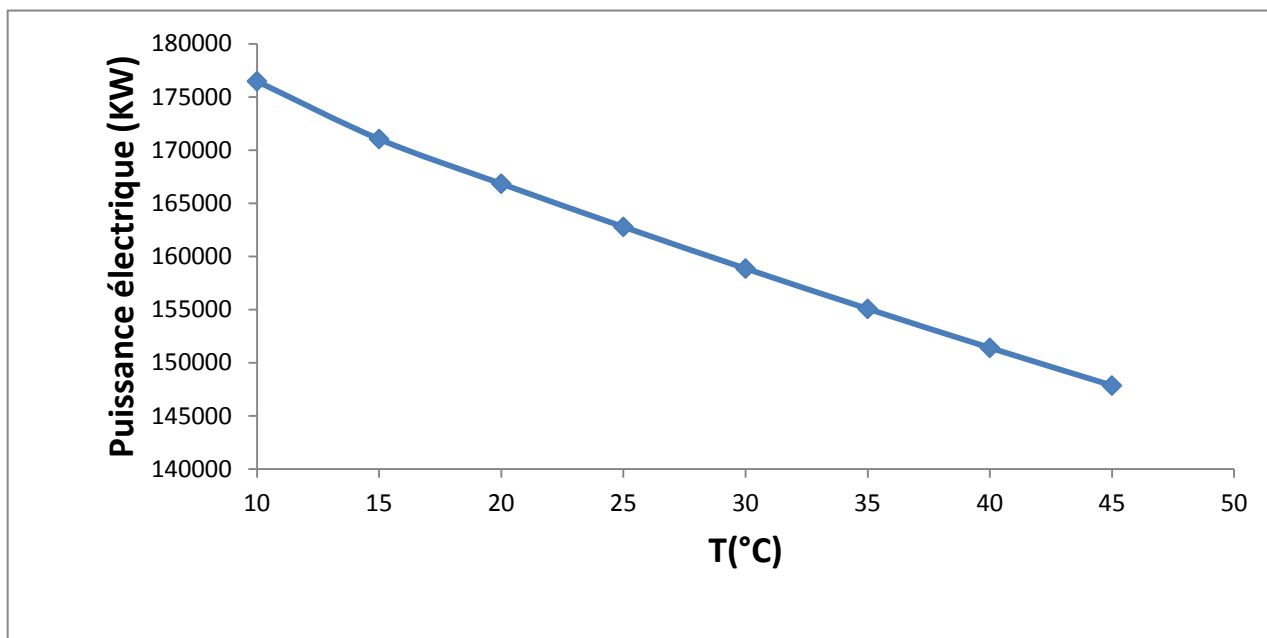


Figure V-12: Effet de la température de l'air ambiant sur la puissance électrique de la centrale.

CONCLUSION

CONCLUSION

Le but du présent mémoire est d'effectuer une analyse thermodynamique du fonctionnement de la première centrale hybride solaire/gaz en Algérie. La centrale de Hassi R'Mel est en exploitation depuis printemps 2011. La centrale est la combinaison d'un bloc de puissance fonctionnant selon un cycle combiné conventionnel et d'un champ solaire. Le bloc de puissance est composé de deux turbines à gaz identiques, du modèle SGT-800, et d'une turbine à vapeur du modèle SST-900. Les deux chaudières de récupérations sont à un seul niveau de pression et sans réchauffage. Chaque chaudière est équipée d'un brûleur auxiliaire. Le champ solaire est formé de miroirs cylindro-paraboliques du type ET-150. L'huile synthétique qui circule dans le champ solaire est Therminol PV-1.

L'analyse exergetique est adoptée comme méthodologie pour évaluer les performances thermodynamiques de chaque appareil dans la centrale. La modélisation et la simulation thermodynamiques, et le traitement des résultats sont réalisés avec l'application du logiciel Cycle-Tempo.

En régime nominal, la capacité de production d'électricité de la centrale de Hassi R'Mel est de 160 MW, 80 MW fournis par les deux turbines à gaz et 80 MW fournis par la turbine à vapeur. La part de l'énergie solaire est de 14 % (22 MW), alors que la part de l'exergie solaire est de 12% (18,4 MW).

Le rendement énergétique de la centrale est de 56%, tandis que le rendement exergetique est de 53%.

Les systèmes de combustion avec des rendements exergetiques moins de 68% sont les appareils les moins performants dans le bloc de puissance. Ils ont les premiers responsables de la destruction d'exergie ; ils consomment presque un tiers de l'exergie chimique du gaz naturel. Les turbomachines (compresseurs, turbines à gaz et turbine à vapeur) sont les plus performantes, leurs rendements exergetiques varient entre 90% et 94%.

Les rendements exergetiques des deux chaudières de récupération et du générateur solaire de vapeur, sont 79% et 89%, respectivement.

Avec un rendement limité à 25%, le champ solaire détruit environ trois quarts de l'exergie du rayonnement solaire.

تلخيص

انطلقت أول محطة حرارية هجينة في الجزائر بمنطقة حاسي رمل سنة 2011، متكونة من الأحواض الشمسية مكافئية المقطع مع دمج محطة دورة مركبة تقليدية بالغاز الطبيعي. اذ يستخدم لتحسين نظم الطاقة وتقييم مردودية المحطة الكهربائية الى تحليل اكسارجي وفي تحديد مواقع تدميرها. أما المردودية الوظيفية و تدمير اكسارجي يعدان معايير أساسيان في تقييم أداء كل مكون من مكونات المحطة الكهربائية. اذ القدرة الصافية لمحطة توليد الكهرباء لحاسي الرمل قادرة على توفير 160 ميغاواط، منها 80 ميغاواط المقدمة من طرف دورتي التوربينات الغازية و 80 ميغاواط من طرف التوربين البخارية. اذ تقدر نسبة 14٪ مايقارب 22 ميغاواط المنتجة من طرف الطاقة الشمسية، في حين ان اكسارجي الشمسية تنتج نسبة حوالي 12٪ مايقارب 18.4 ميغاواط. أما المردودية الحرارية لمحطة حاسي الرمل فتقدر 56٪ ما يقابله 53٪ كمردودية اكسارجي، بينما تعتبر غرف الاحتراق ومجال الطاقة الشمسية أنظمة أقل مردودية اكسارجي بنسب 68٪ و 25٪ على التوالي و مدمرات رئيسة لأكسارجي لأنها تستهلك غرف الاحتراق حوالي ثلث من اكسارجي الغاز الطبيعي. ويفقد بذلك حقل الطاقة الشمسية ثلاثة ارباع من اكسارجي الشمسية.

الكلمات المفتاحية:

تحليل اكسارجي، أداء حراري، دورة تمبو، دورة مركبة تقليدية، أنظمة الطاقة الشمسية المركزة، حقل شمسي متكافئ المقطع.

Résumé

La première centrale électrique solaire algérienne, connue sous le nom de Hassi R'Mel, a été mise en service en 2011. L'énergie solaire est concentrée par un champ de miroirs cylindro-paraboliques. Le champ solaire est intégré à une centrale à cycle combiné conventionnel fonctionnant au gaz naturel. L'évaluation des performances thermodynamiques de la centrale fonctionnant au régime nominal est basée sur l'analyse exergetique. Dans cette analyse, le rendement exergetique et le taux de la destruction d'exergie sont les deux paramètres clés dans l'évaluation thermodynamique de chaque appareil dans la centrale. En régime nominal, la capacité de production d'électricité de la centrale de Hassi R'Mel est de 160 MW, 80 MW fournis par les deux turbines à gaz et 80 MW fournis par la turbine à vapeur. La part de l'énergie solaire est de 14 % (22 MW), alors que la part de l'exergie solaire est de 12% (18,4 MW). Le rendement thermique de la centrale est de 56%, tandis que le rendement exergetique est de 53%. Les systèmes de combustion avec des rendements exergetiques moins de 68% sont les appareils les moins performants dans le bloc de puissance. Ils ont les premiers responsables de la destruction d'exergie ; ils consomment presque un tiers de l'exergie chimique du gaz naturel. Avec un rendement limité à 25%, le champ solaire détruit environ trois quarts de l'exergie du rayonnement solaire.

Mots clés : Analyse exergetique, performance thermodynamique, cycle-tempo, système solaire intégré à cycle combiné, centrales à concentration solaire, miroir cylindro- parabolique.

Abstract

The first concentrating solar power plant in Algeria, Hassi R'Mel's power plant, began to produce electricity in 2011. The hybridization solar-gas is realized by the integrating of parabolic trough collectors into a gas-fired conventional combined cycle power plant. The thermodynamic evaluation of the power plant performance at design running conditions is based on exergy analysis. In this analysis, the exergy destruction ration and the functional exergy efficiency are the key parameters in assessing the performance of every power plant component. In regard to the electrical power capacity of the power plant, 160 MW, the solar energy share is 14% (22 MW), while the solar exergy share is 12% (18.4 MW). The energy and exergy efficiencies of the power plant are, respectively, 56% and 53%. The combustors and the solar field are the less efficient systems, their exergy efficiencies are, respectively, 68% and 25%. The combustors destruct about one third of natural gas exergy and the solar field consumes about three quarters of solar exergy.

Keywords: Exergy analysis, thermodynamic performance, cycle-tempo, integrated solar combined cycle system, concentrating solar power, parabolic trough collector.