

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
وزارة التعليم العالي و البحث العلمي
République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة سعد دحلب البليدة
Université SAAD DAHLEB de BLIDA



Faculté des Sciences de l'Ingénieur
Département de Génie Mécanique

Mémoire de fin d'étude de Master Académique

Spécialité : Ingénierie Thermique et Solaire

Filière : énergétique

Thème

Systeme de refroidissement de la centrale hybride de HASSI R'MEL SPP1

Présenté par :

LAOUSSADI Mohamed Amine

GUERROUTI Mohamed Amine

Mémoire soutenue le .../.../..., devant le jury composé de :

Mr .	Université SAAD DAHLEB de BLIDA	Président
Mr.	Université SAAD DAHLEB de BLIDA	Examineur
Mr.	Université SAAD DAHLEB de BLIDA	Examineur
Mr.	Université SAAD DAHLEB de BLIDA	Encadreur

PROMOTION 2015/2016

Résumé :

Le présent travail a pour but d'étudier le système de refroidissement de la centrale hybride de HASSIR'MEL **SPP1**. Pour cela, on fait une présentation détaillée de toute la centrale hybride avec toutes ces différents équipements. Puis, on a jugé nécessaire de faire le calcul théorique du rendement de la centrale hybride avec une modélisation de ce calcul avec le calculateur **MATLAB**. Par la suite, on a fait une description du système de refroidissement de la centrale **SPP1** avec les différents équipements mis en œuvre pour assurer son rôle et une présentation des nanofluides qui à leurs tours peuvent être sujet d'amélioration de ces installations.

Mots clés : centrale hybride, champ solaire, tour de refroidissement, nanofluides, nanoparticules.

ملخص:

يهدف هذا العمل إلى دراسة نظام التبريد في محطة حاسي الرمل الهجينة **SPP1**. و من أجل ذلك قمنا بوصف مفصل لجميع أجهزة هذه المحطة. ثم، اعتبرنا أنه من الضروري أن نقوم بالحساب النظري للمردود العام لهذه المحطة مع نمذجة عددية لهذا الحساب باستخدام البرنامج **MATLAB**. و بعدها، عرضنا وصفا دقيقا لنظام تبريد الأجهزة في المحطة الهجين و المعدات المختلفة المستخدمة لأداء دورها. و في النهاية تكلمنا عن النانوفلويد و عن امكانية استخدامهم في الأجهزة السالف ذكرها من أجل تحسين مردودها.

مفاتيح : محطة هجينة، مجال الطاقة الشمسية، برج تبريد، النانوفلويد، الجسيمات النانوية.

CONCLUSION GENERALE

Après une étude préliminaire sur la SPP1 nous avons donné un aperçu général sur le mode de fonctionnement et plus précisément les turbines à gaz et à vapeur ainsi que les capteur cylindro-parabolique du champ solaire. Puis, Nous avons établis dans notre étude une modélisation en utilisant l'application **MATLAB** pour le calcul du rendement des turbines à gaz et à vapeur et on est arrivé à des résultats presque identique à celle faite manuellement.

Nous avons étudié aussi le système de refroidissement de ces turbines. Telle que le système de lubrification, le système de refroidissement le système d'eau de refroidissement et nous somme parvenu à conclure que pour augmenter les performances de ce système il faut utiliser les nanofluids dans leurs cycles de refroidissement.

Les nanofluids présentent une efficacité considérable pour le transfert de chaleur car ils sont des caloporteurs d'énergie thermique et pour ces raisons on les a proposés dans notre étude pour les systèmes de refroidissement de la centrale qui peut être développer dans le future.

L'avantage des nanofluids est d'éviter d'investir sur le rajout des équipements pour les systèmes de refroidissements en maintenant le même matériel de l'unité avec plus d'efficacité.

On a bénéficié de ce projet qui nous a permis de voir des cas réels d'équipement utiliser dans l'industrie pétrolière ou on a utilisé les modes de calcules énergétiques déjà étudié dans notre spécialité.

INTRODUCTION GENERALE

L'utilisation des énergies renouvelables, notamment pour la production d'électricité, constitue de nos jours la solution révolutionnaire aux problèmes dû à l'énergie fossile. En effet de nombreuses technologies ont été développées dans ce sens. Nous pouvons citer à titre d'exemple la technologie des fermes éoliennes, la technologie photovoltaïque et la technologie des champs solaires à concentration.

Actuellement, les technologies de concentration solaire sont celles qui présentent le plus de possibilités pour une exploitation commerciale. Contrairement à l'énergie éolienne et au photovoltaïque, le problème du stockage d'énergie ne se pose pas, du moins il est minime car, d'un côté, l'énergie thermique est plus facile à emmagasiner que l'électricité, et de l'autre l'énergie produite dans les centrales thermoélectriques peut être directement injectée dans le réseau.

Les technologies de concentration solaire se basent sur des collecteurs qui concentrent la radiation solaire et réchauffent à haute température un fluide caloporteur. Ce fluide peut ensuite être utilisé pour la génération d'électricité au moyen d'un cycle de Rankine par exemple. La centrale hybride de HASSI R'MEL (SPP1) est la première au monde à avoir combiné deux technologies innovantes qui sont : le cycle combiné Gaz-vapeur et la technologie des concentrateurs solaire cylindro-parabolique. Durant la nuit, la centrale utilise le gaz naturel pour faire fonctionner deux turbines à gaz qui, à leur tour, alimentent une turbine à vapeur produisant ainsi une puissance totale de 150 MW. Pendant la journée, l'énergie solaire est intégrée au cycle de production. L'énergie calorifique récoltée dans les champs solaires à concentration est utilisée pour produire de la vapeur, cette dernière représente un débit de vapeur supplémentaire dans le cycle énergétique.

Nous allons à travers ce document expliquer d'une manière générale le fonctionnement de la centrale hybride de HASSI R'MEL. Nous traiterons dans le premier chapitre la description détaillée des différentes installations mise en place, suivi par le deuxième chapitre qui englobe le calcul du rendement de la centrale hybride ainsi qu'une modélisation de ce calcul. Le troisième chapitre contient une description du système de refroidissement avec les différents équipements mis en œuvre et une présentation des nanofluides qui à leurs tours peuvent être sujet d'amélioration de ces installations.

Nomenclature

Sommaire

Introduction générale

Chapitre I

Présentation des installations hybride

(Centrale hybride de HASSI R'MEL SPP1)

Chapitre II

Modélisation et calcul du rendement de la Centrale SPP1

Chapitre III

Système de refroidissement de la centrale SPP1

Conclusion générale

Bibliographie

Liste des figures

Annexe A

Annexe B

Annexe C

Annexe D

Liste des tableaux

Remerciement

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclature

Introduction générale..... 01

Chapitre I : Présentation des installations hybride (SPP1)

I.1. Introduction 02

I.2. Présentation de la centrale hybride de HASSI R'MEL (SPP1) 02

I.3. Généralités sur les turbines 04

I.3.1. Turbine à gaz 04

I.3.1.1. Les éléments d'une turbine à gaz 04

I.3.1.2. Classification des turbines à gaz..... 05

I.3.1.3. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz..... 08

I.3.1.4. Domaines d'application des turbines à gaz 09

I.3.1.5. Avantages et inconvénients des turbines à gaz..... 09

I.3.2. Turbine à vapeur..... 10

I.3.2.1. Classification des turbines à vapeur 10

I.3.2.2. Principe d'une turbine à vapeur..... 14

I.3.3. Turbine à gaz à cycle combiné 14

I.3.3.1. Principe 15

I.4. Cycle solaire..... 16

I.4.1. Principe de fonctionnement..... 16

I.4.2. Les différentes parties du collecteur cylindro-paraboliques 17

I.4.3. Générateur de vapeur solaire (GVS) 19

I.5. Conclusion..... 20

Chapitre II : Modélisation et calcul du rendement de la centrale hybride SPP1

II.1. Introduction..... 21

II.2. Etude théorique d'une turbine à gaz..... 21

II.2.1. Etude des cycles thermodynamiques d'une turbine à gaz 21

II.2.1.1. Cycle idéal de Brayton 21

II.2.1.2. Cycle réel	22
II.2.2. Etude de cycle de Brayton	22
II.2.2. Calcul du rendement de la turbine à gaz	27
II.3. Etude théorique d'une turbine à vapeur	29
II.3.1. Cycle thermodynamique d'une turbine à vapeur ST	30
II.3.2. Chaudière de récupération HRSG.....	32
II.3.2.1. Températures du pincement et de l'approche	33
II.3.2.2. Débit de vapeur produite	34
II.3.3. Système à vapeur du cycle de refroidissement ACC	34
II.3.4. Calcul des paramètres de la turbine à vapeur ST	34
II.3.4.1. Calcul de h dans les points les plus importants.....	35
II.3.4.2. Calcul de la quantité de vapeur soutirée (α)	37
II.3.4.3. Calcul des débits de vapeur d'eau produite par le S.S.....	38
II.3.4.4. Calcul de la température de cheminée.....	39
II.3.4.5. Puissance de la turbine à vapeur	39
II.3.4.3. Calcul du rendement de la turbine à vapeur.....	39
II.4. Etude théorique champ solaire.....	39
II.4.1. Champ solaire SF	39
II.4.2. Système HTF.....	41
II.4.3. Génératrice solaire de vapeur SSG	41
II.4.4. Turbine à gaz à cycle combiné.....	42
II.4.5. Système hybride solaire-gaz de Hassi R'mel	43
II.5. Modélisation du calcul du rendement de la centrale SPP1	44
II.5.1. Présentation de MATLAB	44
II.5.2. Programme de modélisation.....	46
II.5.2.1. Programme de la turbine à gaz	46
II.5.2.1. Programme de la turbine à gaz	46
II.6. Conclusion	48

Chapitre III : Système de refroidissement de la centrale SPP1

III.1. Introduction.....	49
III.2. Description du Système de refroidissement.....	49
III.2.1. Chaleur à évacuer	49
III.2.2. Types de refroidissement	49

III.2.3. Système de refroidissement de la turbine à gaz	49
III.2.3.1. Circuit de ventilation.....	50
III.2.3.2. Circuit de l'huile de graissage.....	50
III.2.3.3. Circuit de l'huile de lubrification des paliers.....	55
III.2.3.4. Système de refroidissement et d'étanchéité à air	58
III.2.4. Système de refroidissement de la turbine à vapeur.....	60
III.2.4.1. Tour de refroidissement	60
III.2.4.2. Le refroidissement évaporatif : principe et avantages	60
III.2.4.3. Installation industrielle des tours à refroidissement.....	61
III.2.4.4. Types d'équipements de refroidissement	62
III.2.4.5. Conception des installations de refroidissement.....	68
III.2.4.6. Traitement d'eau préventif, tour de refroidissement	69
III.2.4.7. Circuit principal du refroidissement de vapeur.....	70
III.3. Les Nonfluides	74
III.3.1. Définition d'un nanofluide	74
III.3.2. Préparation des nanofluides et méthodes de mesures	74
III.3.3. Propriétés thermophysiques	75
III.3.3.1. Conductivité thermique.....	75
III.3.3.2. Viscosité	76
III.3.3.3. Comportement en convection forcée	76
III.4. Conclusion	77
Conclusion générale	78

Références bibliographiques

Résumé

NOMENCLATURE

Symbole	Définition	Unité
P	pression	[Pa]
T	Température	[°C]
C _p	Capacité thermique massique isobare	[J/kg · K]
h	Enthalpie massique	[J/kg · K]
m	Débit massique	[kg/s]
P	Puissance mécanique	[W]
P _{ci}	Pouvoir calorifique du gaz nature	[J/kg · K]
Q	Quantité de chaleur	[J/kg]
\dot{Q}	Flux de chaleur	[W]
W	Travail	[J/kg]
r _{air}	Constant de l'air	[J/kg · K]
r _{gb}	Constant de gaz brûlés	[J/kg · K]
k	Conductivité thermique	[W/m · K]
q''	Densité de flux de chaleur en paroi	[W/m ²]
h(x)	Coefficient de transfert de chaleur	[W/m ² · K]

Symboles grecs

η	Rendement	
τ	Taux de compression	
γ	Coefficient polytropique	
μ	Viscosité dynamique	[kg/m.s]
ν	Viscosité cinématique	[m ² /s]
ρ	Masse volumique	[kg/m ³]
α	Diffusivité thermique	[s/m ²]

Les indices

0	Ambiant
a	L'air
c-c	Chambre de combustion
e	Entée
GN	Gaz nature
ut	Utile
s	Sortie
p-c	Poste de combustion

Nombres adimensionnels

Nombre de Reynolds	$Re = \frac{u D}{\nu}$
Nombre de Prandtl	$Pr = \alpha \cdot \nu$
Nombre de Nusselt	$Nu(x) = \frac{h(x) D}{k}$

Abréviations

AC	Compresseur de l'air
ACC	Système à vapeur du cycle de refroidissement
CC	Chambre de combustion
CH	Refroidisseur
DB	Poste de combustion
DEA	Mélangeur
DECO	La basse pression économiseur
DEVA	La basse pression évaporateur
DNI	Irradiation directe normale à la surface
DR	Tambour
ECO	Economiseurs
EVA	Evaporateur
G	Générateur
GT	Turbine à gaz

HRSG	Chaudière de récupération
HTF	Le fluide caloporteur
PMP	Pompe
SF	Champ solaire
SHE	Surchauffeurs
SSG	Génératrice solaire de vapeur
ST	Turbine à vapeur

LISTE DES TABLEAUX

	Intitulé	Page
Tableau II.1	paramètres de la turbine à gaz (Type GT SGT-800).	27
Tableau II.2	paramètres de la turbine à vapeur type ST(SST-900).	35
Tableau II.3	paramètres de la HRSG (type pression unique sans réchauffage).	35
Tableau II.4	Spécifications de capteur solaire.	40
Tableau II.5	Paramètres d'opération champ solaire.	40
Tableau III.1	types de palier de la turbine à gaz.	55
Tableau III.2	Comparaison de différents procédés de refroidissements pour une installation industrielle	61
Tableau III.3	Comparaison des puissances requises	62
Tableau III.4	Différents types de nanofluides utilisés.	75

LISTE DES FIGURES

	Intitulé	Page
Figure I.1	Centrale hybride solaire-gaz HASSI R'MEL.	02
Figure I.2	Aperçu de plant.	03
Figure I.3	Les éléments de la turbine à gaz.	04
Schémas I.1	Classification des turbines à gaz.05	05
Figure I.4	Turbines à gaz à un arbre et à deux arbres.	06
Figure I.5	Mode de travail.	07
Figure I.6	Représentation de cycle fermé et ouvert.	07
Figure I.7	Les variations de pression et de température dans les différentes sections de la turbine.	09
Figure I.8	Schéma d'une turbine à vapeur.	10
Figure I.9	Mode de fonctionnement de la vapeur.	11
Figure I.10	Turbine axial.	12
Figure I.11	Turbine radiale.	12
Figure I.12	Mode de transmission.	13
Figure I.13	Turbine à disque.	13
Figure I.14	Turbine à tambour.	14
Figure I.15	Turbine à gaz à cycle combiné.	15
Figure I.16	Principe fonctionne du cycle combiné gaz/vapeur.	16
Figure I.17	Schéma d'une ferme de miroirs cylindro-paraboliques (haut), et une vue latérale montrant comment un MCP concentre la lumière solaire à son point focal.	16
Figure I.18	Répartition des miroirs sur un module réflecteur.	17
Figure I.19	Montage d'un élément de récepteur tubulaire sur un capteur cylindro-paraboliques	17
Figure I.20	Poursuite du soleil par un capteur cylindro-paraboliques.	18
Figure I.21	Structure métallique d'un collecteur.	18
Figure I.22	Concept de récepteur tubulaire pour capteur cylindro-paraboliques.	19
Figure I.23	Aérocondenseur.	20
Figure II.1	Cycle thermodynamique théorique d'une turbine à gaz.	21
Figure II.2	Cycle réel d'une turbine à gaz.	22
Figure II.3	Cycle thermodynamique sans poste de combustion.	22
Figure II.4	Représentation de la notion de travail d'un compresseur.	23
Figure II.5	Représentation de la notion de travail d'une turbine.	24
Figure II.6	Le bilan thermique dans CC.	25
Figure II.7	Cycles thermodynamique avec DB.	26
Figure II.8	Installation de turbine à vapeur sans soutirage.	30

Figure II.9	cycle de Rankine.	30
Figure II.10	Cycle de Hirn avec une surchauffe g-a.	30
Figure II.11	Installation avec soutirage.	31
Figure II.12	Cycle à soutirage.	31
Figure II.13	Évolution des températures dans une chaudière à contre-courant	32
Figure II.14	Représentation du pincement et de l'approche.	33
Figure II.15	Bilan d'énergie dans l'échangeur.	34
Figure II.16	Représentation des points les plus importants dans Diagramme T-S.	35
Figure II.17	Bilan thermique dans DEA.	37
Figure II.18	Une partie du champ solaire de SPPI.	40
Figure II.19	Cascade énergétique	42
Figure II.20	Diagramme d'un cycle combiné.	43
Figure II.21	Le système hybride solaire-gaz de Hassi R'mel.	43
Figure II.22	Interface de MATLAB.	45
Figure II.23	exécution du programme TG sous MATLAB.	47
Figure II.24	exécution du programme TV sous MATLAB.	48
Figure III.1	Tour ouverte.	63
Figure III.2	Tour à circuit fermé.	64
Figure III.3	Tour fermée.	64
Figure III.4	Condenseur évaporatifs.	66
Figure III.5	Schémas tour fermée hybride.	67
Figure III.6	Tours fermées hybrides.	67
Figure III.7	Taux de concentration.	70
Figure III.8	profil de température d'un condenseur.	71
Figure III.9	Classification des condenseurs.	72
Figure III.10	Condenseur à air à circulation naturelle	72
Figure III.11	Condenseur à air à circulation forcée.	73

PRESENTATION DES INSTALLATIONS HYBRIDE (CENTRALE HYBRIDE DE HASSI R'MEL SPP1)

I.1. Introduction

Actuellement l'énergie solaire figure parmi les plus importantes sources d'énergies. Elles sont utilisées dans divers domaines industriels à savoir son emploi dans les installations hybride solaire-gaz pour produire la vapeur nécessaire à entrainer la turbine à vapeur afin de réduire l'émission de CO₂. Dans ce chapitre, on décrit les éléments du système hybride (turbine à gaz, turbine à vapeur et champ solaire) qui se trouve dans la centrale *HYBRIDE DE HASSI R'MEL SPP1*.

I.2. Présentation de la centrale hybride de HASSI R'MEL (SPP1)

Dans ce travail de mémoire, on s'intéresse à l'étude énergétique de la première centrale hybride solaire-gaz en Algérie. Il s'agit de la centrale hybride solaire-gaz de hassi R'mel. Elle a été inaugurée le 14 Juillet 2011. Cette centrale a été dénommé SPP1, du nom de l'entreprise qui l'a réalisée, (**Solar Power Plant One**). Les principaux actionnaires de SPP1 sont : **ABENER** à hauteur de **51%**, **NEAL** (New Energy Algeria), **20%**, **COFIDES** (une compagnie espagnole de financement de projets dans les pays en voie de développement) **15%** et **SONATRACH** **14%**.

Le centrale SPP1 est située à 494.5 km au sud de la capitale Alger, à la limite sud de la wilaya de Laghouat. Elle est implantée sur un terrain qui s'étend sur une superficie de 130 hectares. On y accède par la route nationale N° 1. L'existence d'un réseau électrique le long de la RN 1 a favorisé le choix de ce site.



Figure I.1 : Centrale hybride solaire-gaz hassi R'mel.

La région de Hassi R'mel est caractérisée par les conditions météorologiques : humidité relative de 24%, pression atmosphérique égale à 0.928 bar, vitesses du vent qui varient entre 2.14 et 4.15 m/s, températures extrêmes qui varient de -10°C en hiver à $+50^{\circ}\text{C}$ en été et insolation normale directe DNI (Direct Normal Irradiation) qui peut atteindre un maximum de 950 W/m^2 en été. [16]

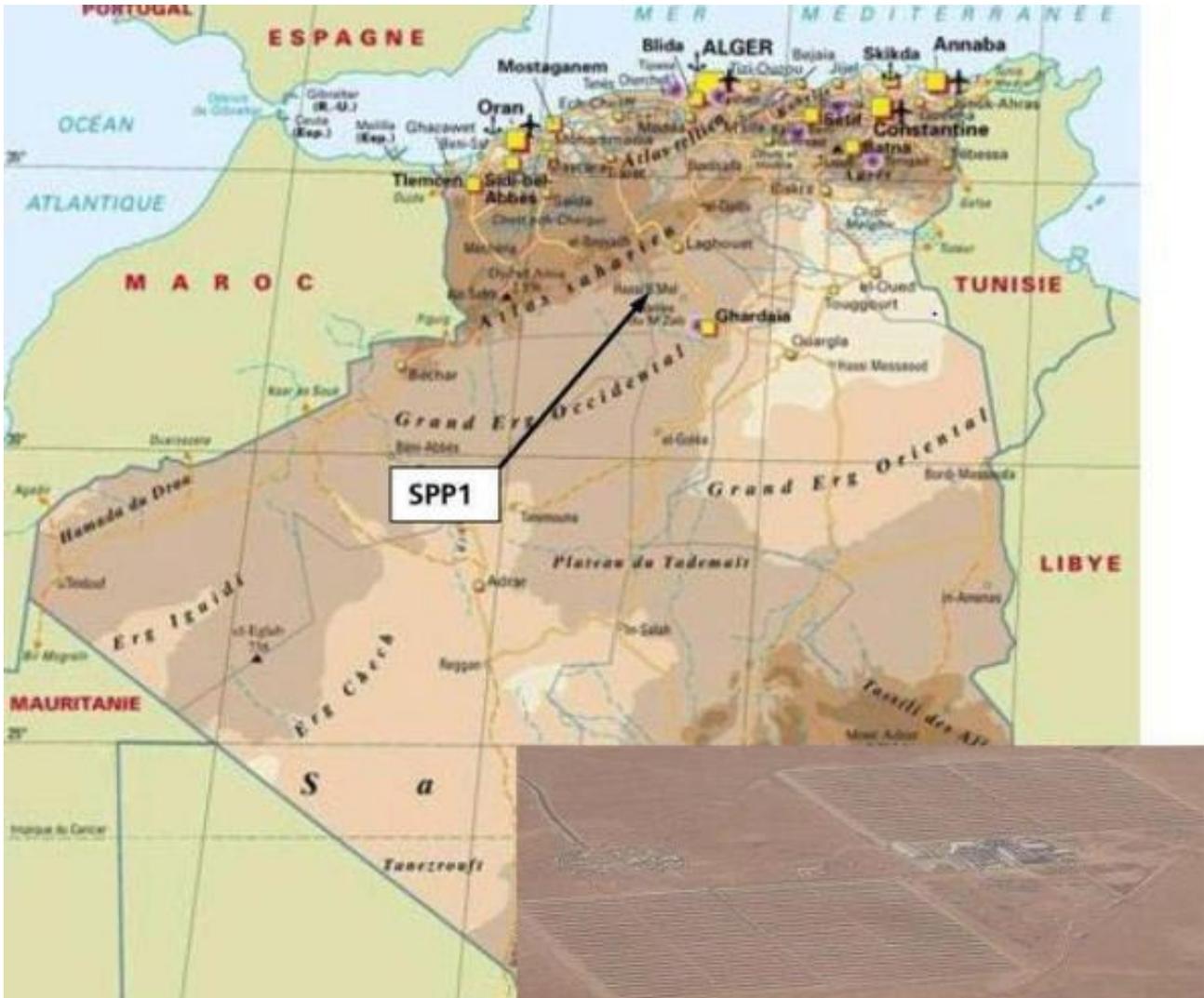


Figure I.2 : Aperçu de plant.

Cette centrale est composée de deux parties, le champ solaire et le cycle combiné. Le champ solaire est constitué de capteurs cylindro-paraboliques. Le cycle combiné est constitué de 2 turbines à gaz (fonctionnant au gaz naturel) dont la puissance nominale unitaire est de 40 MW. La chaleur de combustion de ces turbines est récupérée dans deux chaudières horizontales à circulation naturelle. Ces dernières font fonctionner une turbine à vapeur d'une puissance nominale de 80MW. Il est à noter que le point fort de cette centrale hybride est l'ajout de la vapeur produite par le champ solaire à celle récupérée des turbines à gaz pour alimenter la turbine à vapeur. La puissance électrique produite par la centrale augmente en conséquence. [18]

I.3. Généralités sur les turbines

I.3.1. Turbine à gaz

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne de tous les points de vue. Elle peut être considérée comme un système autosuffisant. En effet, elle prend et comprime l'air atmosphérique dans son propre compresseur, augmente la puissance énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et convertit cette puissance en énergie mécanique utile pendant les processus de détente qui a lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel.

Sous sa forme la plus simple, une turbine à gaz comprend un compresseur axial qui aspire l'air à la pression atmosphérique ; une chambre de combustion, où l'air comprimé est réchauffé à pression constante par la combustion d'une certaine quantité de combustible (gaz naturel, gasoil ou kérosène) et enfin une turbine de détente des gaz jusqu' à la pression atmosphérique. [02]

I.3.1.1. Les éléments d'une turbine à gaz

Dans sa forme la plus simple et la plus répandue, une turbine à gaz est composée de trois éléments :

- Un compresseur axial qui a pour rôle de comprimer de l'air ambiant à une pression comprise aujourd'hui entre 10 et 30 bars environ ;
- Une chambre de combustion, dans laquelle un combustible gazeux ou liquide est injecté sous pression, puis brûlé avec l'air comprimé, avec un fort excès d'air afin de limiter la température des gaz d'échappement ;
- Une turbine, généralement axial, dans laquelle sont détendus les gaz qui sortent de la chambre de combustion. [03]

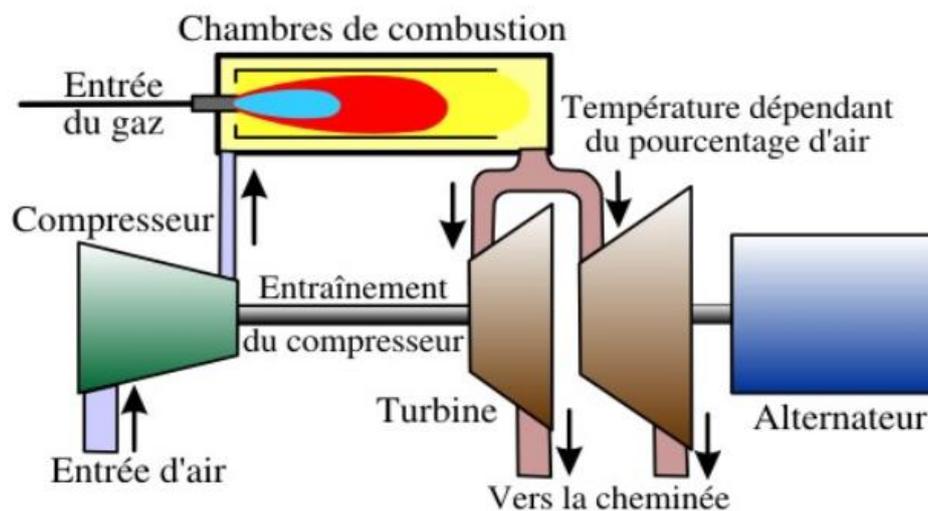
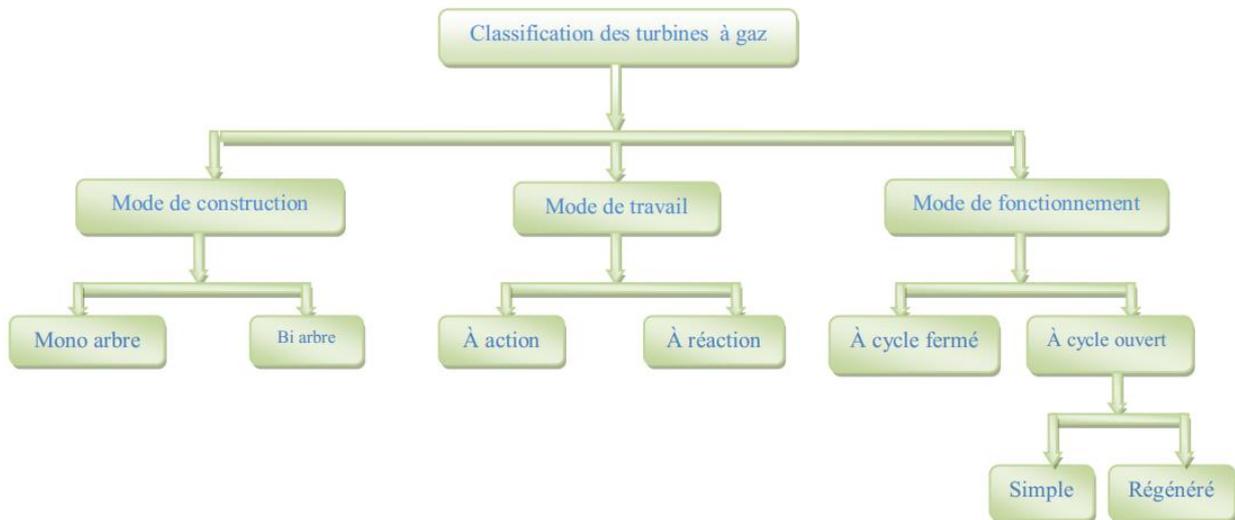


Figure I.3 : Les éléments de la turbine à gaz.

I.3.1.2. Classification des turbines à gaz

On peut classer les turbines selon différents points :

- a) Par le mode de travail.
- b) Par le mode de fonctionnement thermodynamique.
- c) Par le mode de construction.



Schémas I.1 : Classification des turbines à gaz.

a. Par le mode de construction

L'objectif pour lequel, on utilise la turbine à gaz définit le type qu'on doit choisir. Dans l'industrie, on trouve les turbines à un seul arbre, dites aussi **monoarbre**. Elles sont généralement utilisées dans le cas où on cherche un fonctionnement avec une charge constante (pour entraîner les générateurs d'électricité). Un deuxième type, englobe les turbines à deux arbres (**bi-arbres**) ; elles ont l'avantage d'entraîner des appareils à charges variables (pompes, compresseur, ...). Elles se composent de deux parties, la première assure l'autonomie de la turbine, la deuxième est liée à la charge. Un troisième type peut être aussi cité, ce sont les turbines dites dérivées de l'aéronautique ; Elles ont une conception spéciale suivant le domaine dans lequel elles sont utilisées. Dans ce troisième type, la partie qui assure l'autonomie de la turbine existe toujours, et l'énergie encore emmagasinée dans les gaz d'échappement est utilisée pour créer la poussée, en transformant cette énergie (thermique et de pression) en une énergie cinétique de jet dans une tuyère (figure I.3). [04]

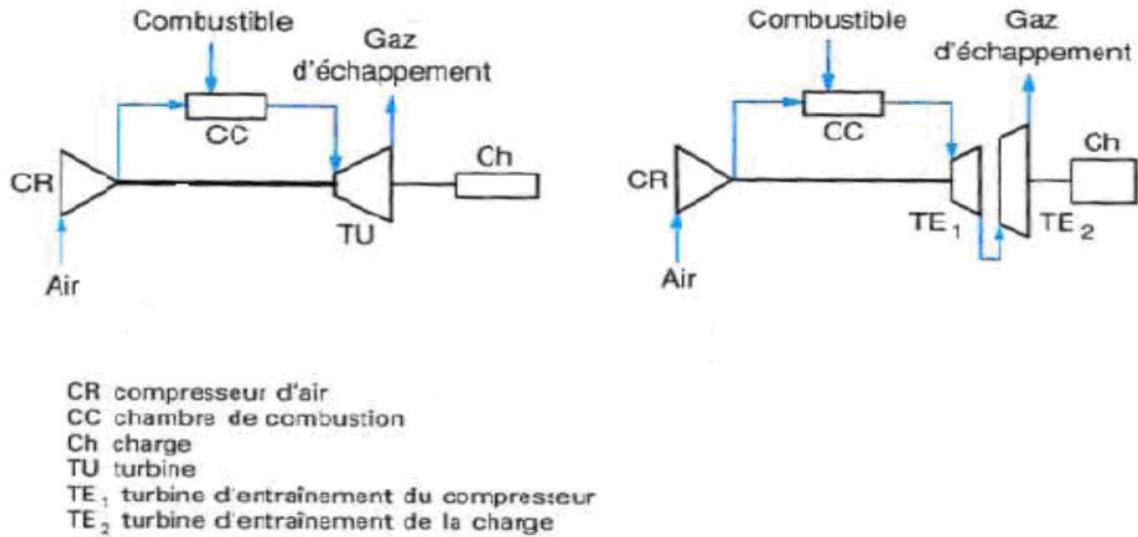


Figure I.4 : Turbines à gaz à un arbre et à deux arbres.

b. Par le mode de travail

On distingue deux types de turbine :

- **Turbine à action** : Où l'énergie thermique est transformée complètement en énergie cinétique dans la directrice. L'évolution des gaz dans la roue se fait sans variation de pression statique $P_1 > P_2 = P_3$.
- **Turbine à réaction** : Une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique. L'évolution des gaz dans la roue se fait avec variation de la pression statique $P_1 > P_2 > P_3$. Le taux de réaction ϵ caractérisera le % d'énergie thermique totale. [02]

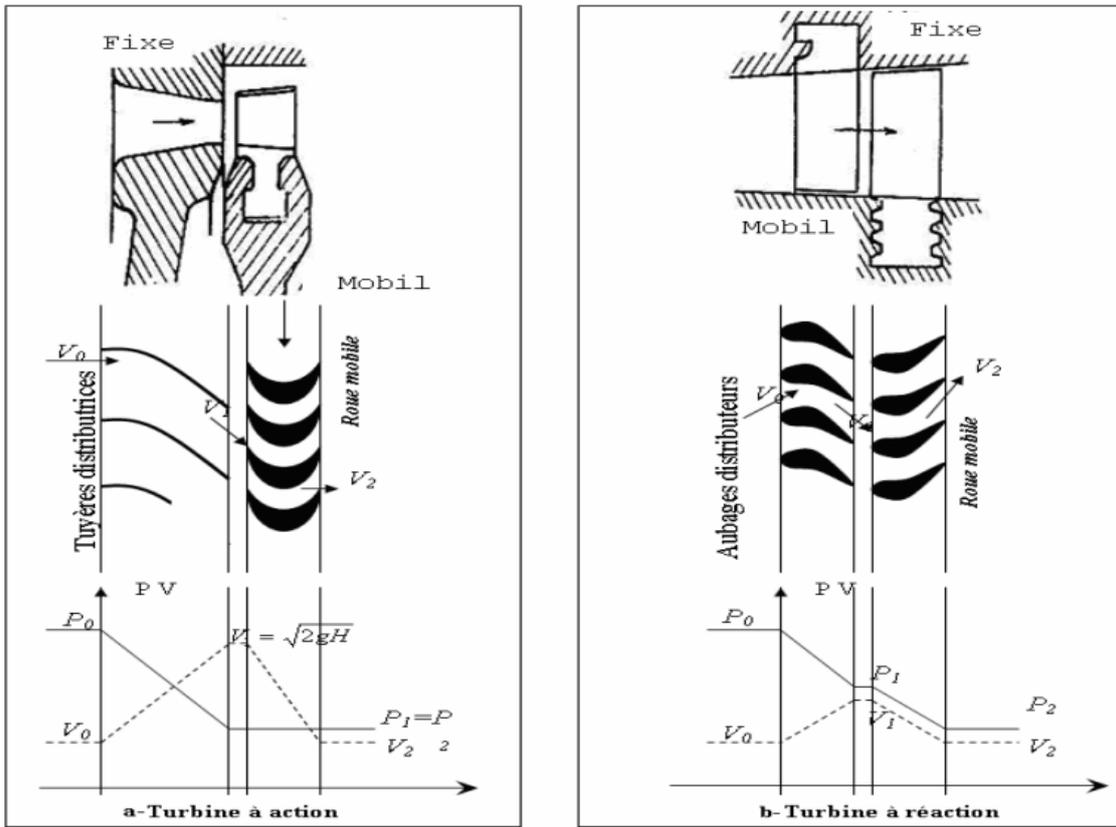


Figure I.5 : Mode de travail.

c. Par le mode de fonctionnement thermodynamique

Il existe deux cycles thermodynamiques :

- **Turbine à gaz à cycle fermé :** Dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.
- **Turbine à gaz à cycle ouvert :** C'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère.

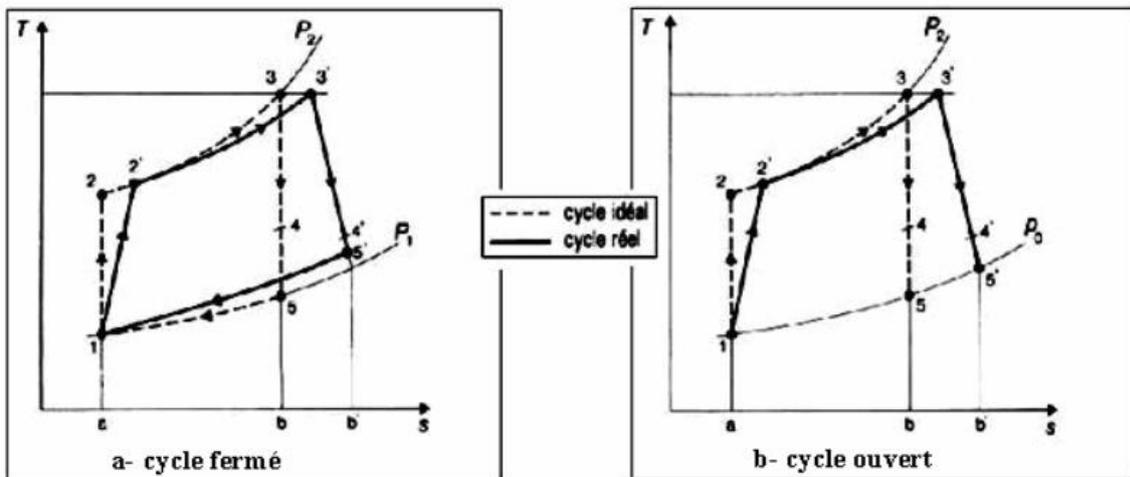


Figure I.6 : Représentation de cycle fermé et ouvert.

Ce type de turbine qui est le plus répandu se divise en deux classes :

1) Turbine à cycle simple

C'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique, après la détente les gaz possédant encore un potentiel énergétique sont perdus dans l'atmosphère à travers l'échappement.

2) Turbine à cycle régénéré

C'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait intervenir plusieurs fluides moteurs dans le but d'augmenter le rendement de l'installation. De nos jours la turbine à gaz connaît une large utilisation et dans différents domaines et en particulier dans le domaine des hydrocarbures à cause de leur grande gamme de puissance et leurs propres avantages. [04]

I.3.1.3. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

- elle extrait de l'air du milieu environnant;
- elle le comprime à une pression plus élevée;
- elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion;
- elle achemine de l'air à pression et à température élevées vers la section de la turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre ; ceci sert, d'un côté, à fournir l'énergie utile à la machine conduite, couplée avec la machine au moyen d'un accouplement et, de l'autre côté à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air, qui a lieu dans un compresseur relié directement à la section turbine;
- elle décharge à l'atmosphère les gaz à basse pression et température résultant de la transformation mentionnée ci-dessus;
- La figure I.7 montre les variations de pression et de température dans les différentes sections de la machine correspondant aux phases de fonctionnement mentionnées ci-dessus. [04]

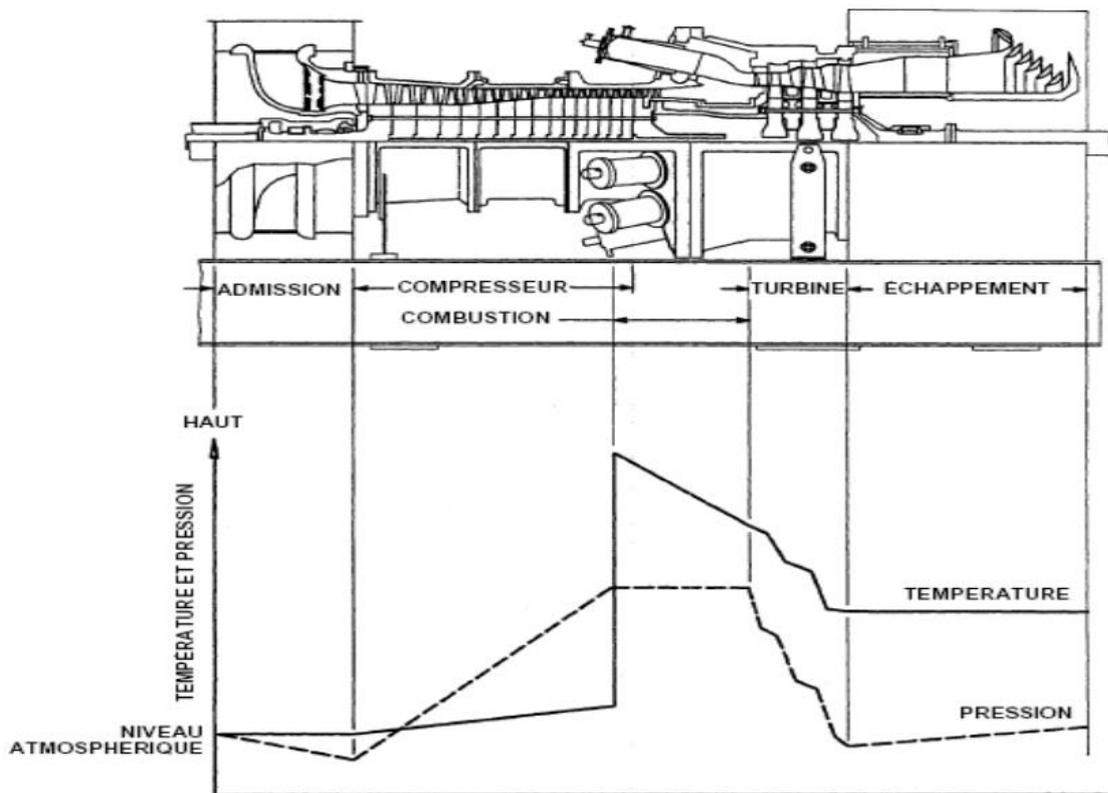


Figure I.7 : Les variations de pression et de température dans les différentes sections de la turbine.

I.3.1.4. Domaines d'application des turbines à gaz

Les domaines d'application des turbines à gaz se divisent en deux catégories :

A. Domaines fixes (utilisation industrielle) :

- Entraînement des compresseurs.
- Entraînement des pompes.
- Entraînement des alternateurs.

B. Domaines mobiles :

- Pour la traction automobile.
- Pour la traction ferroviaire.
- Pour l'application marine.
- Pour l'aviation (turboréacteur et turbo hélice). [05]

I.3.1.5. Avantages et inconvénients des turbines à gaz

a) Avantages

- Une puissance élevée dans un espace restreint dans lequel un groupe diesel de même puissance ne pourrait pas être logé ;
- A l'exception de démarrage et arrêt, la puissance est produite d'une façon continue ;
- Démarrage facile même à grand froid ;
- Diversité de combustible pour le fonctionnement ;

- Possibilité de fonctionnement à faible charge.

b) Inconvénients

- Au-dessous d'environ 3000KW, prix d'installation supérieur de celui d'un groupe diesel ;
- Temps de lancement beaucoup plus long que celui d'un groupe diesel ; à titre indicatif : 30 à 120 s pour une turbine, 8 à 20 s pour un groupe diesel ;
- Rendement inférieur à celui d'un moteur diesel (cycle simple). À titre indicatif : 28 à 33 % pour une turbine de 3000 KW, 32 à 38 % pour un groupe diesel. [04]

I.3.2. Turbine à vapeur

La turbine à vapeur est un moteur thermique à combustion externe, fonctionnant selon le cycle thermodynamique dit de Clausius-Rankine. Ce cycle se distingue par le changement d'état affectant le fluide moteur qui est en général de la vapeur d'eau. Elle transforme l'énergie thermique de la vapeur d'eau pendant la détente en énergie mécanique de rotation d'arbre pour entrainer un dispositif mécanique tournant. [06]

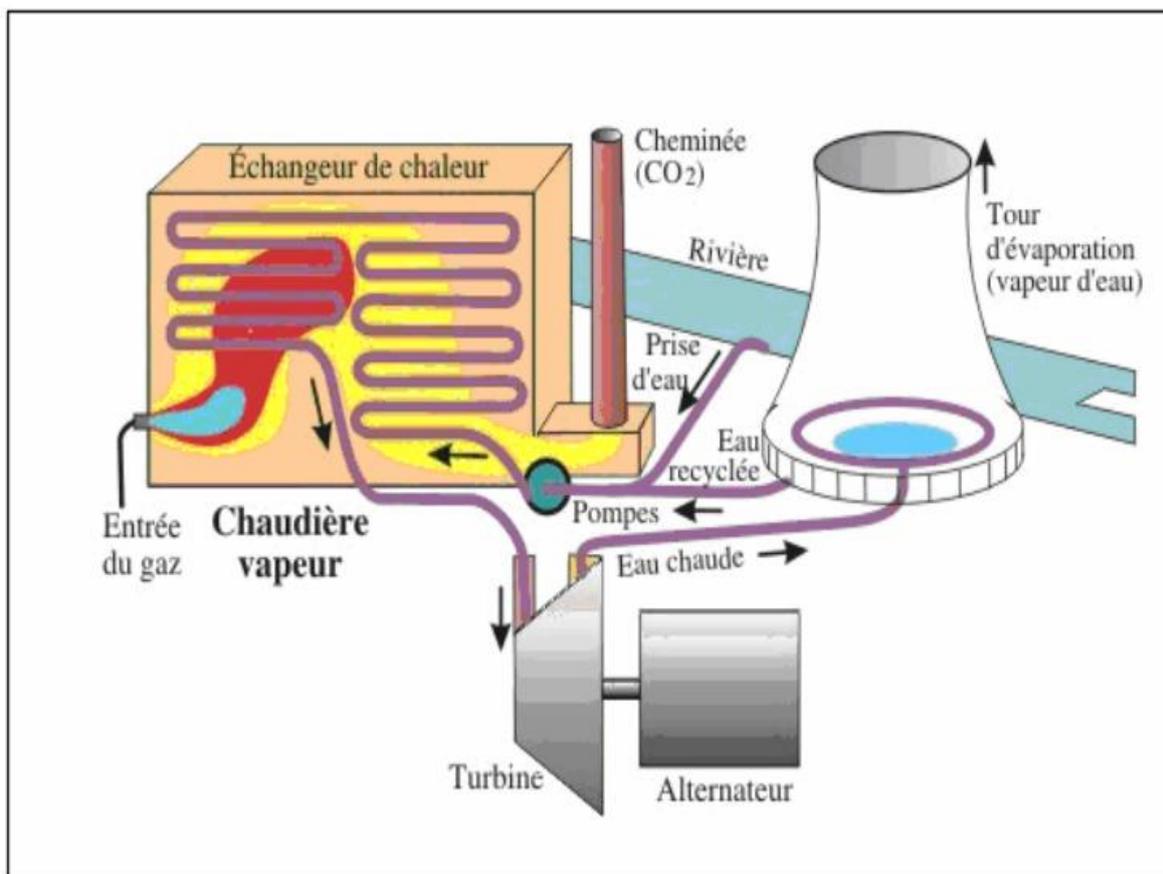


Figure I.8 : Schéma d'une turbine à vapeur.

I.3.2.1. Classification des turbines à vapeur

On peut classer les turbines à vapeur selon :

- La méthode de fonctionnement de la vapeur.

- Le sens d'écoulement de la vapeur.
- La nature de fonctionnement thermodynamique.
- La méthode de transmission d'énergie thermique.
- Le mode de construction.

On a plusieurs critères pour la classification de la turbine à vapeur :

A. La méthode de fonctionnement de la vapeur

On distingue les turbines suivantes :

1) Les turbines à action

Où la chute d'enthalpie est utilisée en totalité dans la tuyère pour engendrer de l'énergie cinétique, qu'est transformée à son tour en énergie mécanique dans la roue figure **I.9.a** La turbine peut être monocellulaire, bicellulaire, ou multicellulaire. Dans les deux derniers cas, la transformation de l'énergie cinétique en énergie mécanique a lieu en plusieurs étapes. Dans les canaux fixes intermédiaires, entre les canaux mobiles, il n'existe aucune transformation d'énergie, seule la direction de la vitesse est modifiée.

2) Les turbines à réaction

Dans lesquelles une partie seulement de la chute thermique mise à la position de l'étage, est transformée en énergie cinétique dans le distributeur ; le reste est transformé en énergie cinétique dans les aubages mobiles de la roue figure **I.9.b**.

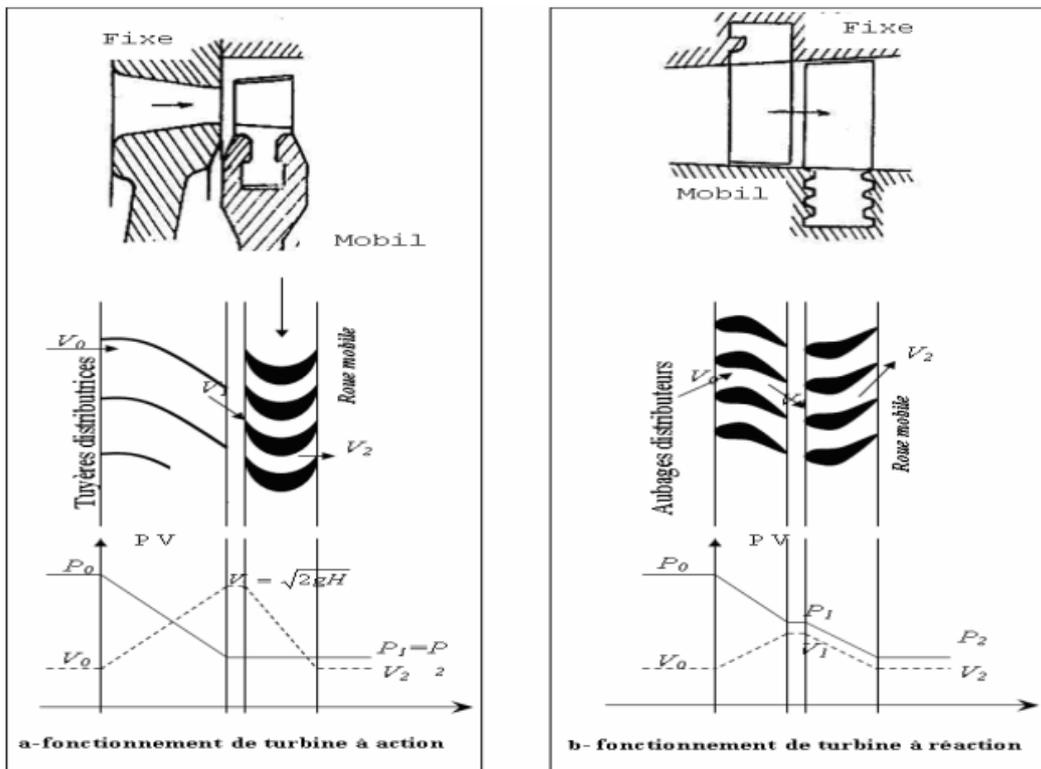


Figure I.9 : Mode de fonctionnement de la vapeur.

B. Le sens d'écoulement de la vapeur

- 1) *Turbine axiale* : C'est le type le plus utilisé où les aubes sont placées radialement sur la roue ce qui exige un déplacement de vapeur presque parallèle à l'axe de la turbine (figure I.10).



Figure I.10 : Turbine axiale.

- 2) *Turbine radiale* : L'écoulement de la vapeur se fait dans toutes les directions perpendiculaires à l'axe de la turbine.

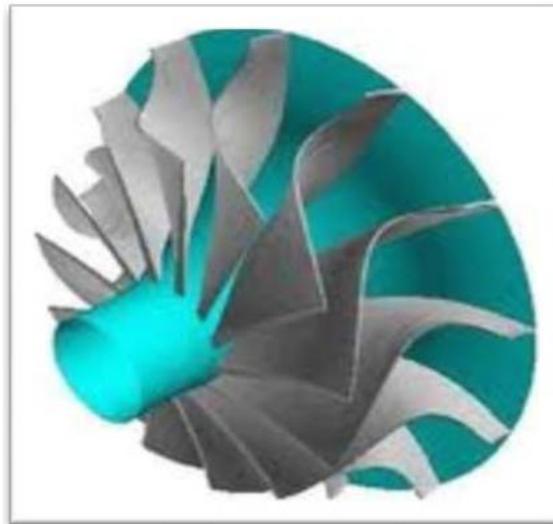


Figure I.11 : Turbine radiale.

C. La nature de fonctionnement thermodynamique :

- 1) *Turbine à condensation* : La vapeur circule suivant un cycle fermé, et l'opération de détente permet de détendre la vapeur jusqu'à des pressions très basses (0.05 bar). Généralement ce type de turbines est composé de turbines haute pression, moyenne pression et basse pression.
- 2) *Turbine à contre pression* : La vapeur circule suivant un cycle ouvert, à l'échappement les pressions sont toujours supérieures à la sortie est utilisée pour d'autres fins (séchage, chauffage industrie chimique, ...)

D. Le mode de transmission d'énergie thermique :

1. *Transmission directe* : L'énergie mécanique produite est transmise directement à la génératrice à la même vitesse de rotation figure I.12.a.
2. *Transmission indirecte* : L'installation nécessite un réducteur de vitesse, comme c'est le cas de la turbine de bateaux ou les vitesses d'hélices sont plus petites figure I.12.b.

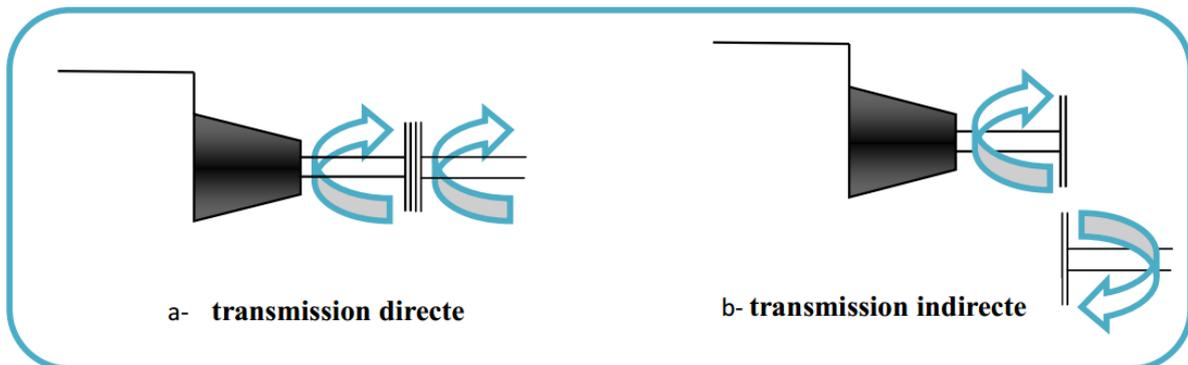


Figure I.12 : Mode de transmission.

E. Le mode de construction :

1. *Turbine à disque* : Les roues à disque sont construites séparément et calées sur un arbre. [07]



Figure I.13 : Turbine à disque.

2. *Turbine à tambour* : Les aubes sont calées sur un tambour rapporté sur l'arbre.

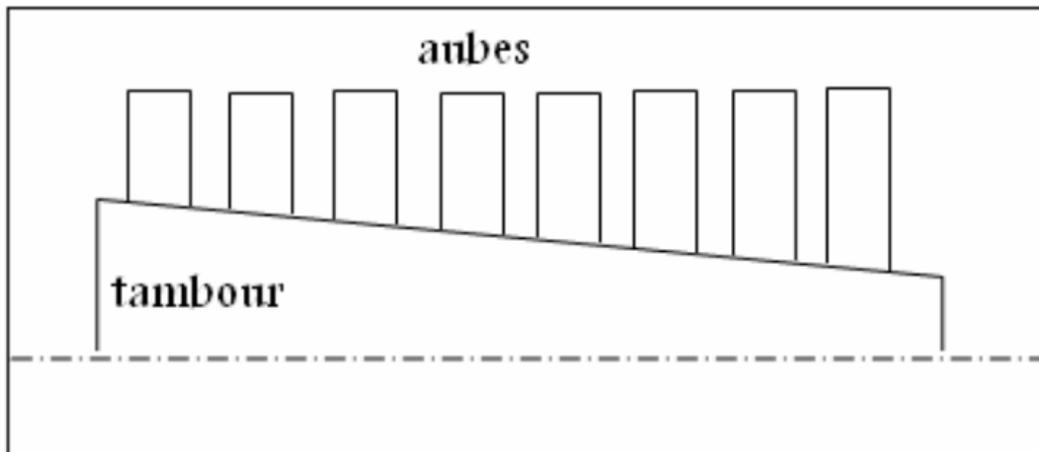


Figure I.14 : Turbine à tambour.

I.3.2.2. Principe d'une turbine à vapeur

La turbine à vapeur est un moteur thermique à combustion externe, fonctionnant selon le cycle thermodynamique dit de Rankine. Ce cycle se distingue par le changement d'état affectant le fluide moteur qui est en général de la vapeur d'eau. Ce cycle comprend au moins les étapes suivantes :

- L'eau liquide est mise en pression par une pompe et envoyée vers la chaudière
- L'eau est chauffée, vaporisée et surchauffée,
- La vapeur se détend et refroidit dans la turbine en fournissant de l'énergie mécanique,
- La vapeur détendue est condensée au contact de la source froide sous vide partiel. [05]

I.3.3. Turbine à gaz à cycle combiné

Un cycle combiné de puissance est la juxtaposition de deux ou plusieurs cycles thermodynamiques destinés à convertir plus efficacement l'énergie fournie en travail en adaptant deux ou plusieurs fluides de cycle. Avec le développement de la turbine à gaz, le terme «cycle combiné» se réfère plus spécialement à un système composé d'une turbine à gaz, d'un récupérateur de chaleur générateur de vapeur, et d'une turbine à vapeur. [11]

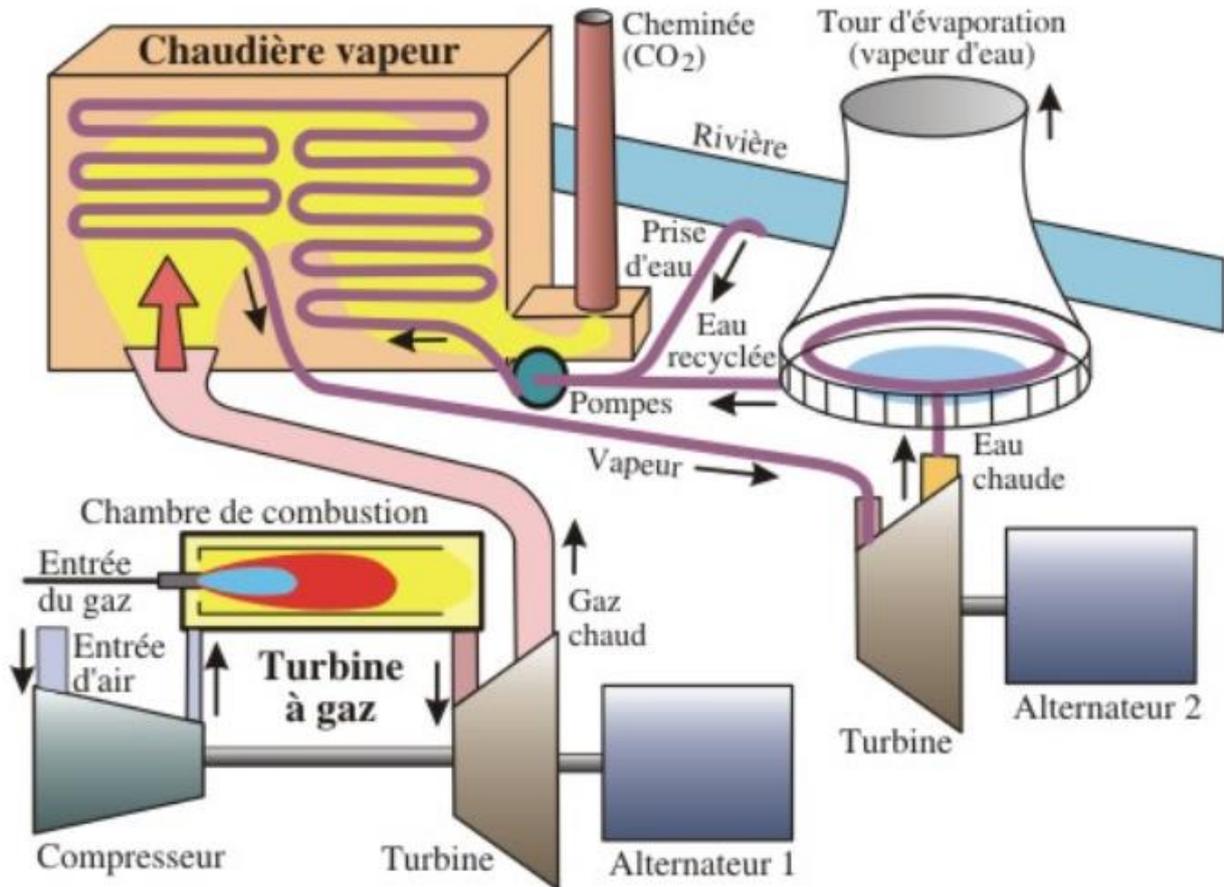


Figure I.15 : Turbine à gaz à cycle combiné.

I.3.3.1. Principe

Le principe d'un cycle combiné consiste à faire fonctionner en cascade une ou plusieurs turbines à gaz, suivies d'une centrale à vapeur dont la source chaude est la source froide des turbines à gaz. Dans ces conditions, les gaz d'échappement de la turbine à gaz sont valorisés dans une chaudière de récupération où l'on produit de la vapeur qui est ensuite détendue dans une turbine à condensation. Le cycle combiné ainsi obtenu est un mariage particulièrement réussi dans la recherche de l'amélioration du rendement thermique : avec les matériels disponibles actuellement, les rendements atteints dépassent 55 % et sont donc supérieurs à ceux que l'on peut espérer, même à moyen terme, des futures centrales à vapeur les plus avancées. [14]

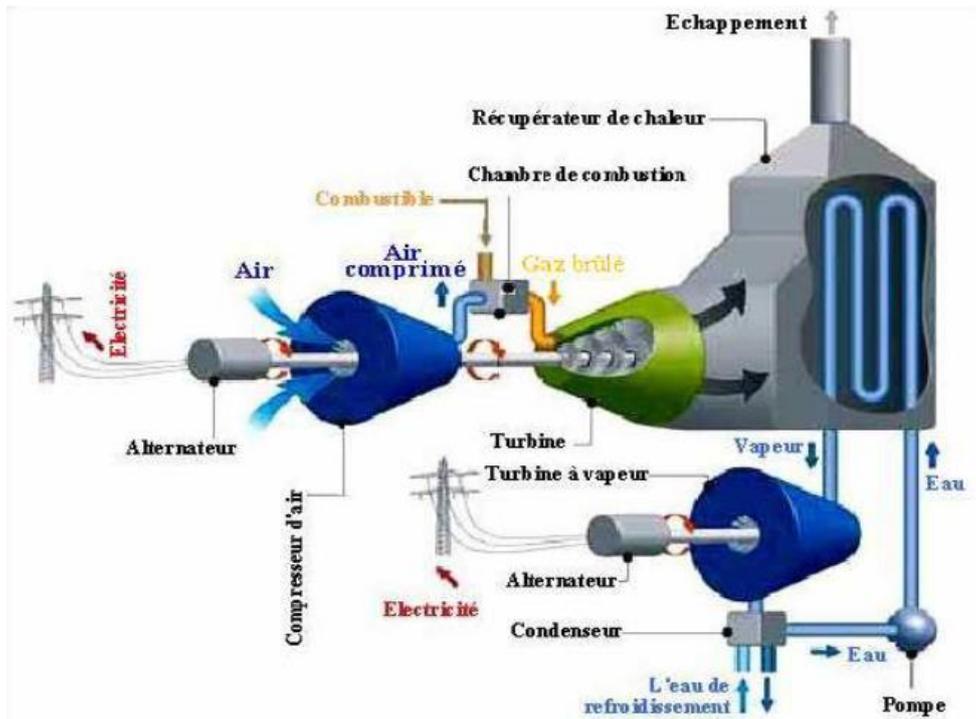


Figure I.16 : Principe fonctionne du cycle combiné gaz/vapeur.

I.4. Cycle solaire

La centrale hybride de Hassi R'mel utilise les collecteurs solaire cylindro-paraboliques.

I.4.1. Principe de fonctionnement

Ce type de centrale se compose d'alignements parallèles de longs miroirs hémicylindriques, qui tournent autour d'un axe horizontal pour suivre la course du soleil.

Les rayons solaires sont concentrés sur un tube horizontal, où circule un fluide caloporteur qui servira à transporter la chaleur vers la centrale elle-même. La température du fluide peut monter jusqu'à 500° C. Cette énergie est transférée à un circuit d'eau, la vapeur alors produite actionne une turbine qui produit de l'électricité. [15]

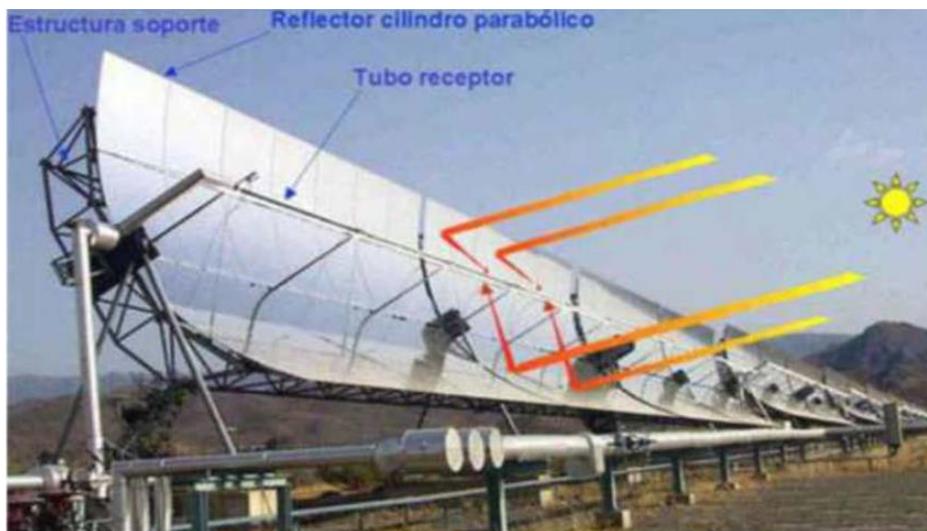


Figure I.17 : Schéma d'une ferme de miroirs cylindro-paraboliques (haut), et une vue latérale montrant comment un MCP concentre la lumière solaire à son point focal.

I.4.2. Les différentes parties du collecteur cylindro-paraboliques

Le collecteur est la composante de base du champ solaire. Il est composé d'un :

a) Réflecteur (miroirs)

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

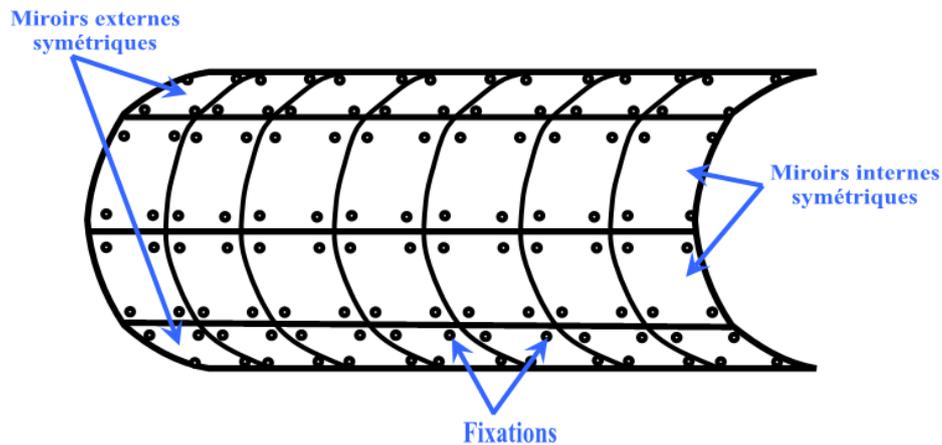


Figure I.18 : Répartition des miroirs sur un module réflecteur.



Figure I.19 : Montage d'un élément de récepteur tubulaire sur un capteur cylindro-paraboliques.

b) Mécanisme de poursuite

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

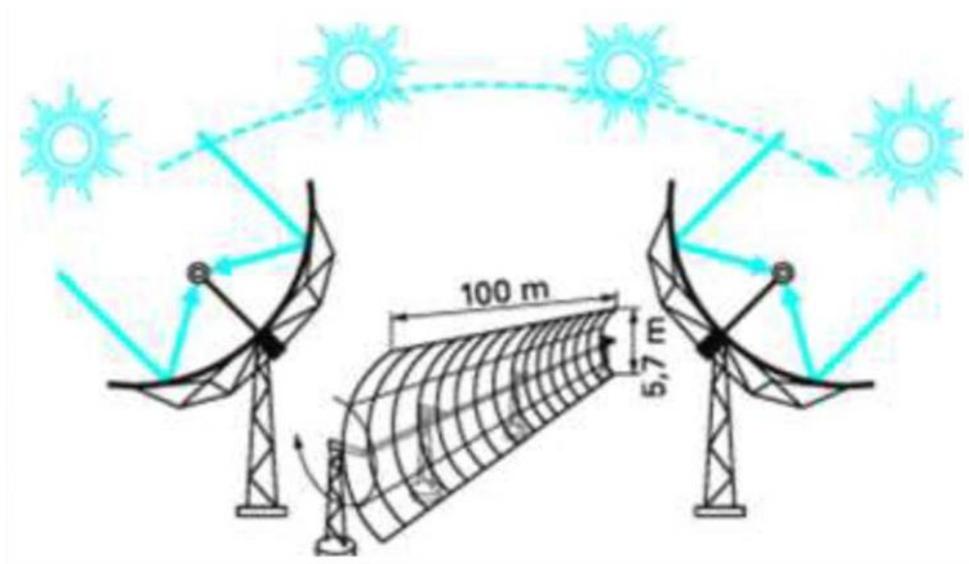


Figure I.20 : Poursuite du soleil par un capteur cylindro-paraboliques.

c) La structure métallique

Le rôle de cette structure métallique est de donner une rigidité à l'ensemble des éléments qui composent le collecteur. Pour atteindre la précision et l'efficacité requises d'un capteur solaire, la structure doit être fabriquée avec une grande précision. Une exigence importante de la structure est son efficacité sous une charge importante de vent où les flexions et les torsions doivent être limitées afin d'obtenir de bonnes performances optiques. Elle doit de plus être munie d'extrémités assurant la compatibilité entre les dilatations thermiques inégales de l'acier et du verre.

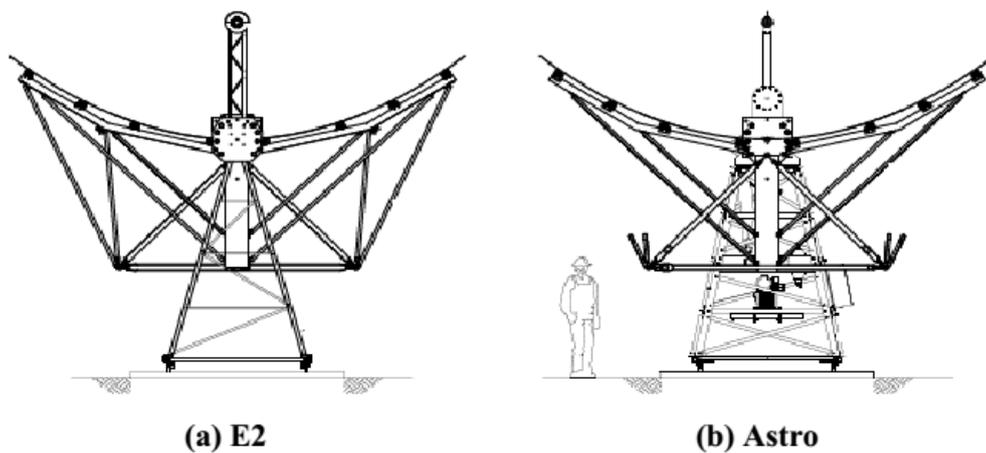


Figure I.21 : Structure métallique d'un collecteur.

d) Le tube collecteur (l'absorbeur)

Doit avoir les caractéristiques suivantes :

- Bonne absorption du rayonnement : son coefficient d'absorption doit être aussi élevé que possible afin d'éviter toute réflexion du rayonnement incident.

- Pertes thermiques limitées : La température du tube dépassant généralement 400°C , les pertes par échanges convectifs et radiatifs sont très importantes. Afin de les limiter, le tube est entouré d'une enveloppe de verre sous vide. [15]

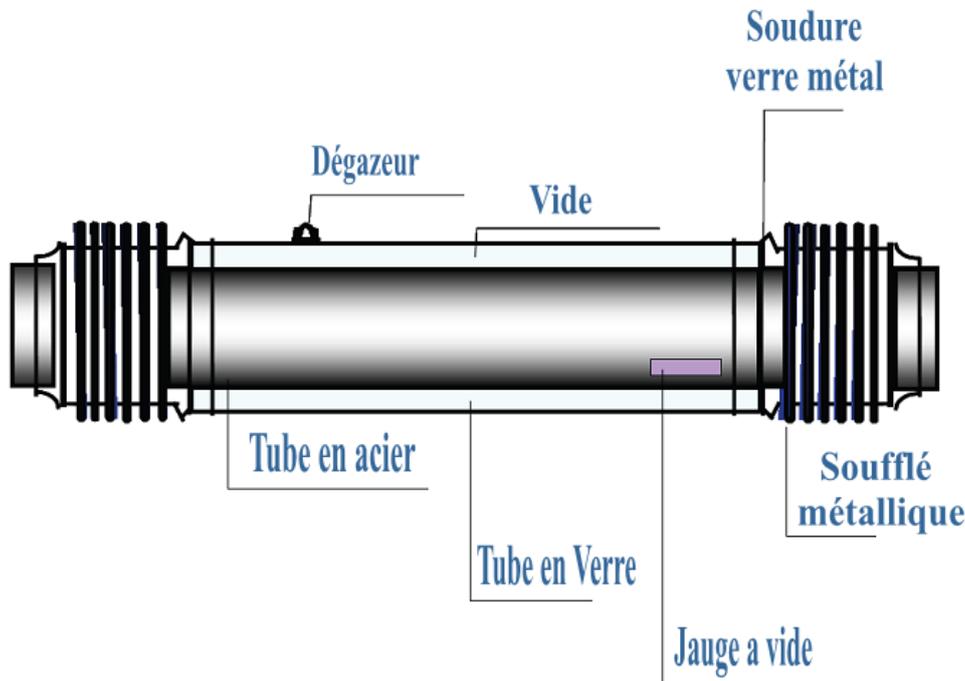


Figure I.22 : Concept de récepteur tubulaire pour capteur cylindro-paraboliques.

e) Fluides caloporteurs et fluides de travail

Le fluide caloporteur utilisé dans Les collecteurs cylindro-parabolique s'écoule dans les tubes récepteurs où il récolte l'énergie thermique du soleil pour la transporter au bloc de puissance. Le fluide utilisé dans la centrale de HASSI R'MEL est le Biphenyl-DiphenylOxyde, plus connu sous le diminutif HTF (ou encore sous le nom commercial de Therminol, UP-1, ou Down Therma). Il a été choisi pour son excellente stabilité. Bien qu'il soit inflammable, des mesures environnementales et sécuritaires raisonnables peuvent être satisfaites.

I.4.3. Générateur de vapeur solaire (GVS)

Après avoir été chauffé dans le champ solaire, le fluide caloporteur chaud est envoyé vers un échangeur thermique où sa chaleur sera transférée à un système de génération de vapeur appelé GVS. De l'eau circule dans un circuit fermé de tuyaux et de tubes où elle est transformée en vapeur en échangeant de la chaleur avec l'huile chaude, à travers une série d'échangeurs thermiques différents, de sorte que l'huile et l'eau voyagent à contre-courant de leur énergie respective. A la sortie du GVS l'eau sort sous forme de vapeur surchauffée, cette vapeur alimente une turbine à vapeur qui transforme sa chaleur en énergie mécanique. Un alternateur est couplé à l'arbre de la turbine afin de produire au final de l'électricité. Les deux fluides de travail (huile/eau) voyagent à contre-courant de leur énergie respective à l'intérieur du GVS. A l'entrée de ce dernier est placée la première série d'échangeurs

thermiques appelées surchauffeurs. La vapeur issue de la deuxième série d'échangeurs qui est l'évaporateur échange de la chaleur avec l'huile chaude, nous obtenons ainsi de la vapeur surchauffée qui ira rejoindre un autre surchauffeur extérieur au GVS avant de se dilater dans la turbine. L'HTF passe à l'évaporateur où l'eau préchauffée est transformée en vapeur saturée, cette transformation se fait à température constante (changement de phase). Ensuite, l'huile entre en contact avec le préchauffeur où elle cède ce qui lui reste de chaleur pour préchauffer l'eau. Enfin l'HTF sort du GVS pour retourner au champ solaire. En sortant de la turbine la vapeur sera refroidie et condensée dans un aérocondenseur qui contient 3 rangés de 5 ventilateurs gigantesques, leur rôle est de refroidir la vapeur. L'aérocondenseur est aussi équipé d'un éjecteur qui crée le vide dans la tuyauterie où circule la vapeur en utilisant l'énergie cinétique de cette dernière. L'eau qui sort de l'aérocondenseur passe ensuite à travers plusieurs préchauffeurs, avant de retourner au GVS.

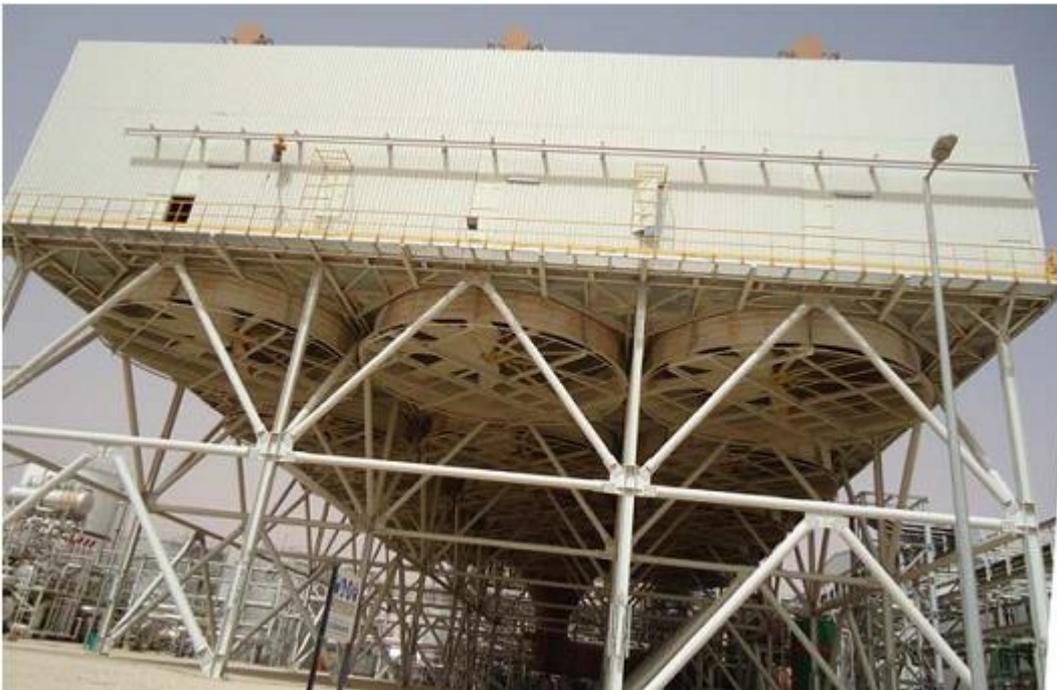


Figure I.23 : Aérocondenseur.

Lorsque la température de l'huile augmente elle occupe un plus grand volume. Pour remédier à ce problème le système HTF est équipé d'une série de réservoirs d'expansions et de débordements pour tenir compte de la dilatation du fluide.

I.5. Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons présenté la centrale hybride de HASSI R'MEL et son mode de fonctionnement ainsi que ces différents équipements.

Dans le chapitre suivant, nous allons présenter l'étude théorique de la turbine à gaz, turbine à vapeur et champ solaire de cette centrale.

MODELISATION ET CALCUL DU RENDEMENT DE
LA CENTRALE HYBRID HASSI R'MEL SPP1

II.1. Introduction

Ce chapitre présente des définitions et paramètres relatifs à l'analyse énergétique et thermodynamique de la centrale hybride et toute ces équipements suivis par un calcul détailler du rendement ainsi qu'une modélisation avec **MATLAB**. 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 énergétique 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, la valeur de ce travail théorique est égale à l'énergie de cette machine quand la source froide est elle-même le milieu ambiant.

II.2. Etude théorique d'une turbine à gaz

Le cycle de Brayton théorique est le cycle idéal correspondant à la turbine à gaz élémentaire. Il est principalement utilisé pour la production d'électricité. Il existe deux types de cycles de Brayton selon qu'il soit ouvert ou refermé sur l'atmosphère. C'est la première variante qui retiendra notre attention puisque c'est celle qui est utilisée dans les centrales électriques (Turbines Gaz -Vapeurs).

II.2.1. Etude des cycles thermodynamiques d'une turbine à gaz

II.2.1.1. Cycle idéal de Brayton

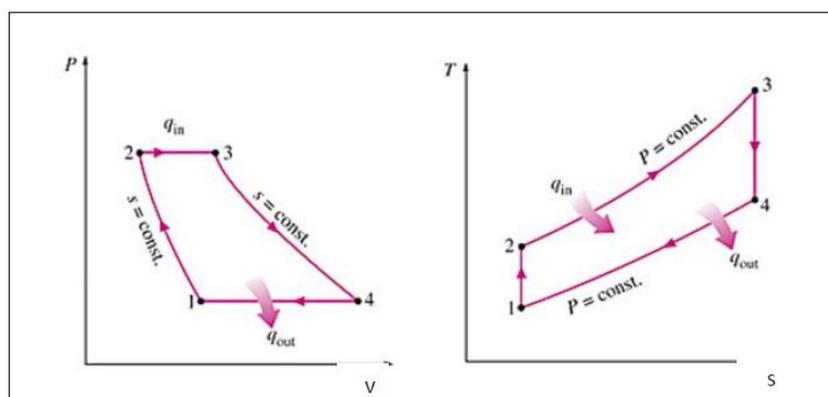


Figure II.1 : Cycle thermodynamique théorique d'une turbine à gaz.

- 1 à 2 : compression isentropique de l'air (compresseur).
- 2 à 3 : combustion isobare (échangeur de chaleur).
- 3 à 4 : détente isentropique (turbine).
- 4 à 1 : refroidissement isobarique (échangeur de chaleur).

II.2.1.2. Cycle réel

Le cycle réel se différencie du cycle idéal de la manière suivante :

- La compression est adiabatique, de rendement isentropique η_c : en raison des travaux de frottement, la température réelle est plus élevée que la température théorique, et la transformation de compression n'est plus isentropique 1-2s mais 1-2, tel que $T_2 > T_{2s}$.

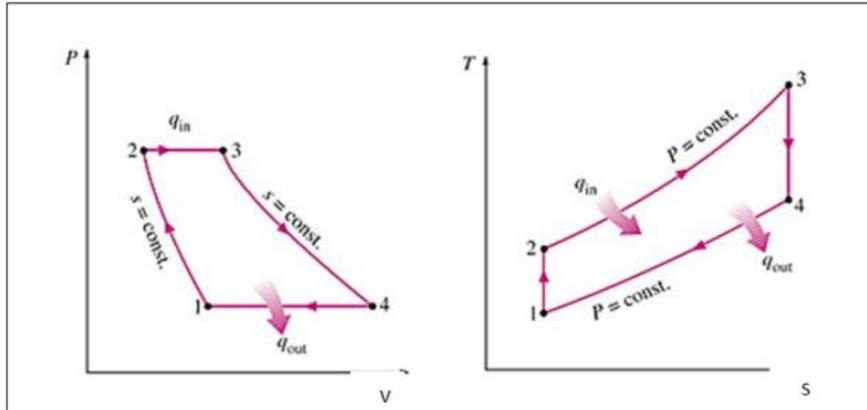


Figure II.2 : Cycle réel d'une turbine à gaz.

- La détente dans la turbine est adiabatique, de rendement isentropique η_t : en raison des travaux de frottement, la transformation de la détente ne s'effectue pas suivant un arc d'isentrope, mais suivant un arc tel que $T_4 > T_{4s}$. [19]

II.2.2. Etude de cycle de Brayton

La centrale Hassi R'mel contient deux turbines à gaz identiques. Pour cela, on va effectuer des calculs pour une seule turbine.

1. Sans poste de combustion DB

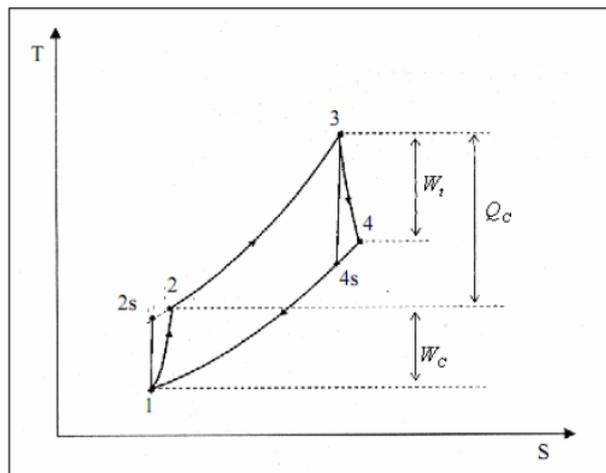


Figure II.3 : Cycle thermodynamique sans poste de combustion.

a) Refroidisseur (CH)

La chaleur dégagée par l'air pendant son refroidissement avant son entrée dans le compresseur peut être calculée comme suit :

$$Q_{ch} = C_{p_{air}} \times \Delta T \tag{II.1}$$

b) Compresseur (AC)

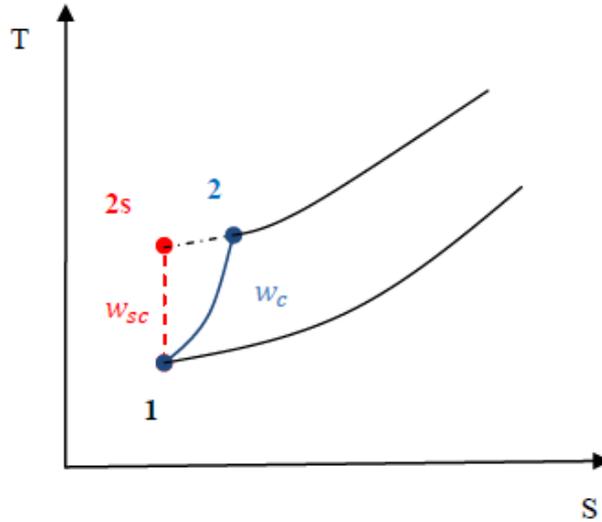


Figure II.4 : Représentation de la notion de travail d'un compresseur.

Coefficient poly tropique de l'air γ_{air} est :

$$\gamma_{air} = \frac{C_{p_{air}}}{C_{p_{air}} - r_{air}} \tag{II.2}$$

La pression à la sortie de compresseur p_2 :

$$\tau = \frac{p_2}{p_1} \Rightarrow p_2 = p_1 \cdot \tau \tag{II.3}$$

avec : τ : Taux de compression ;

Le travail isentropique fourni au gaz par le compresseur W_{sc} :

$$W_{sc} = C_{p_{air}} (T_{2s} - T_1) = C_{p_{air}} T_1 \left(\frac{T_{2s}}{T_1} - 1 \right) \tag{II.4}$$

○ Transformation isentropique :

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_{2s}}{p_1} \right)^{\left(\frac{\gamma_{air} - 1}{\gamma_{air}} \right)} = (\tau)^{\left(\frac{\gamma_{air} - 1}{\gamma_{air}} \right)} \tag{II.5}$$

$$W_{sc} = C_{p_{air}} T_1 \left((\tau)^{\left(\frac{\gamma_{air} - 1}{\gamma_{air}} \right)} - 1 \right) \tag{II.6}$$

Le travail réel fourni au gaz par le compresseur W_c :

$$\eta_{sc} = \frac{W_{sc}}{W_c} \Rightarrow W_c = \frac{W_{sc}}{\eta_{sc}} \tag{II.7}$$

avec : η_{sc} : Rendement isentropique du compresseur.

La température à la sortie de compresseur T_2 :

$$W_c = C_{p_{air}} (T_2 - T_1) \Rightarrow T_2 = T_1 + \frac{W_c}{C_{p_{air}}} \quad (II.8)$$

c) Chambre de combustion (CC)

Chaleur apportée au gaz au niveau de chambre de combustion Q_{cc} :

$$Q_{cc} = C_{p_{moy}} (T_3 - T_2) \quad (II.9)$$

avec ; $C_{p_{moy}}$: Chaleur spécifique des gaz brûlés.

d) Turbine (T)

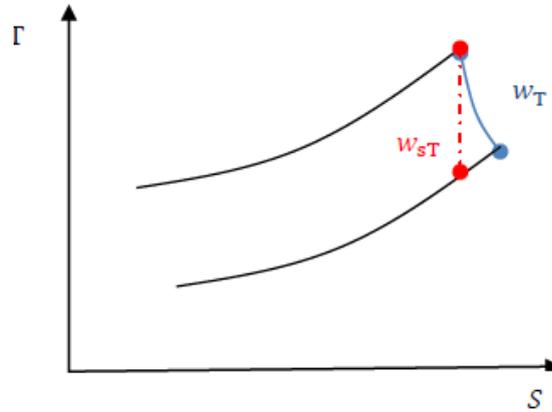


Figure II.5 : Représentation de la notion de travail d'une turbine.

Le coefficient adiabatique moyen γ_{moy} :

$$\gamma_{moy} = \frac{C_{p_{moy}}}{C_{p_{moy}} - r_{gb}} \quad (II.10)$$

Le travail isentropique fourni par le gaz à la turbine W_{sT} :

$$W_{sT} = C_{p_{moy}} (T_{4s} - T_3) = C_{p_{moy}} T_3 \left(\frac{T_{4s}}{T_3} - 1 \right) \quad (II.11)$$

○ Transformation isentropique ($p_4 = p_{4s} = p_1$ et $p_3 = p_{2s} = p_2$)

$$\frac{T_{4s}}{T_3} = \left(\frac{p_{4s}}{p_3} \right)^{\frac{\gamma_{moy}-1}{\gamma_{moy}}} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\gamma_{moy}-1}{\gamma_{moy}}} = \left(\frac{1}{\tau} \right)^{\frac{\gamma_{moy}-1}{\gamma_{moy}}} \quad (II.12)$$

$$W_{sT} = C_{p_{moy}} T_3 \left(\left(\frac{1}{\tau} \right)^{\frac{\gamma_{moy}-1}{\gamma_{moy}}} - 1 \right) \quad (II.13)$$

Le travail réel fourni par le gaz à la turbine W_T :

$$\eta_{sT} = \frac{W_T}{W_{sT}} \Rightarrow W_T = \eta_{sT} \cdot W_{sT} \tag{II.14}$$

avec : η_{sT} : Rendement isentropique de la turbine.

Température à la sortie de turbine (l'échappement) T_4 :

$$W_T = C_{p_{moy}} (T_4 - T_3) \Rightarrow T_4 = T_3 + \frac{W_T}{C_{p_{moy}}} \tag{II.15}$$

e) Calcul des débits massiques

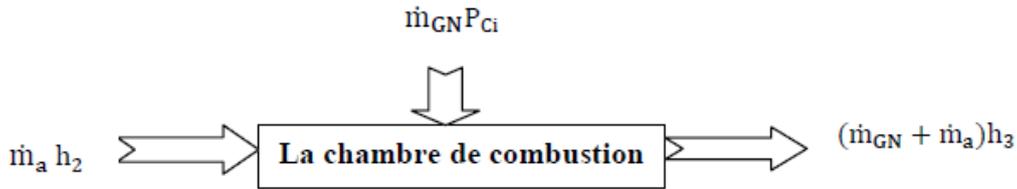


Figure II.6 : Le bilan thermique dans CC.

A partir de la figure II.6, on peut écrire :

$$\dot{m}_a h_2 + \dot{m}_{GN} P_{Ci} = (\dot{m}_a + \dot{m}_{GN}) h_3 \tag{II.16}$$

En divisant cette équation par \dot{m}_a on aura :

$$h_2 + \left(\frac{\dot{m}_{GN}}{\dot{m}_a} \right) P_{Ci} = \left(1 + \left(\frac{\dot{m}_{GN}}{\dot{m}_a} \right) \right) h_3 \tag{II.17}$$

On pose :

$$f = \frac{\dot{m}_{GN}}{\dot{m}_a} \tag{II.18}$$

Avec : f : Rapport des débits dans une chambre de combustion.

\dot{m}_a , \dot{m}_{GN} : respectivement débit de l'air et débit de gaz nature.

h_2 : L'enthalpie d'entrée à la chambre de combustion.

h_3 : L'enthalpie de sortie à la chambre de combustion.

P_{Ci} : Pouvoir calorifique du gaz naturel.

L'expression (II.17) devient :

$$h_2 + f P_{Ci} = (1 + f) h_3 \tag{II.19}$$

f étant faible de l'ordre de $\frac{1}{50} \div \frac{1}{75}$ [13]

$$h_2 + f P_{Ci} = h_3 \tag{II.20}$$

Par suite on aura :

Chaleur apportée au gaz dans la turbine à gaz Q_{GT} :

$$Q_{GT} = Q_{cc} + Q_{pc} \quad (\text{II.30})$$

Le flux de chaleur \dot{Q}_{GT} :

$$\dot{Q}_{GT} = \dot{m}_g Q_{cc} + \dot{m}_{ge} Q_{pc} \quad (\text{II.31})$$

Rendement de la turbine à gaz η_{GT} :

$$\eta_{GT} = W_{ut} / Q_{GT} \quad (\text{II.32})$$

II.2.3. Calcul du rendement de la turbine à gaz

Les paramètres nécessaires au calcul de la turbine à gaz (Type GT **SGT-800**) sont :

La pression ambiante après le filtre	$p_0 = 0,928 \text{ bar}$
La température ambiante	$T_0 = 35^\circ\text{C}$
Le combustible : gaz naturel	$P_{Ci} = 45778 \text{ kJ/kg}$
Le taux de compression	$\tau = 20,2$
La température à l'entrée de compresseur	$T_1 = 15^\circ\text{C}$
La température à la sortie de la C-C	$T_3 = 1200^\circ\text{C}$
Rendement isentropique du compresseur	$\eta_{sc} = 0,88$
Rendement isentropique de la turbine	$\eta_{sT} = 0,88$
Débit massique de gaz d'échappement	$\dot{m}_{ge} = 120,20 \text{ kg}$
Débit massique de gaz naturel dans poste combustion	$\dot{m}_{GN1} = 0,66 \text{ kg}$
Capacité thermique massique isobare de l'air	$C_{p_{air}} = 1005 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$
Constant de l'air	$r_{air} = 287,15 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$

Tableau II.1 : paramètres de la turbine à gaz (Type GT **SGT-800**).

1. Calcul du rendement sans poste de combustion DB

a) Refroidisseur (CH)

D'après l'équation (II.1), on aura :

$$Q_{ch} = 1005 \times 20 = 20100 \text{ J/kg}$$

La perte de charge dans le système de refroidissement est estimée à 5,4 % [18] : $\Delta p/p_0 = 0,054$

Donc $p_1 = 0,878 \text{ bar}$.

b) Compresseur (AC)

D'après la relation (II.2), on aura :

$$\gamma_{air} = \frac{1005}{1005 - 287,15} \Rightarrow \gamma_{air} = 1,4$$

La pression à la sortie de compresseur P_2 , d'après (II.3), on a :

$$p_2 = 0,878 \times 20,2 = 17,7 \text{ bar}$$

On utilise l'équation (II.6) pour déterminer le travail isentropique fourni au gaz par le compresseur W_{sc} :

$$W_{sc} = 1005 \times 288 \left((20,2)^{\left(\frac{1,4-1}{1,4}\right)} - 1 \right) \Rightarrow W_{sc} = 393710 \text{ J/kg}$$

D'après l'équation (II.7), le travail réel fourni au gaz par le compresseur W_c :

$$W_c = \frac{393710}{0,88} = 447397,74 \text{ J/kg}$$

D'après la relation (II.8), la température à la sortie de compresseur T_2 :

$$T_2 = 15 + \left(\frac{447397,74}{1005} \right) = 460^\circ\text{C}$$

c) Chambre de combustion (CC)

D'après la référence [22] pour f étant faible de l'ordre de $\frac{1}{50} \div \frac{1}{75}$, on a : $C_{p_{\text{moy}}} = 1275 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$

En appliquant la relation (II.9), on a :

$$Q_{cc} = 1275 \times (1200 - 460) = 943500 \text{ J/kg}$$

d) Turbine (T)

A partir (II.10), on détermine le coefficient adiabatique moyen γ_{moy} :

$$\gamma_{\text{moy}} = \frac{1275}{1275 - 288,5} = 1,29$$

D'après la relation (II.13), on a le travail isentropique fourni par le gaz à la turbine W_{sT} :

$$W_{sT} = 1275,1473 \left(\left(\frac{1}{20,2} \right)^{\left(\frac{(1,29-1)}{1,29}\right)} - 1 \right) = -923084,4 \text{ J/kg}$$

En appliquant l'équation (II.14) :

$$W_T = 0,88 \times (-923084,4) = -812314,26 \text{ J/kg}$$

D'après l'équation (II.15), on aura :

$$T_4 = 1200 + \left(-\frac{812314,26}{1275} \right) = 562^\circ\text{C}$$

e) Calcul des débits massiques

A partir (II.21), le rapport f devient :

$$f = \left(\frac{8945500}{45778 \cdot 10^3} \right) = 0,02$$

Utilisons (II.18) et (II.22), on aura : $\dot{m}_a = 117,84 \text{ kg/s}$; $\dot{m}_{GN} = 2,36 \text{ kg/s}$.

f) Bilan de cycle

D'après (II.23), on a :

$$W_{ut} = |-812314,26| - |447397,4| = 364916,86 \text{ J/kg}$$

En appliquant la relation (II.24), on aura :

$$P_c = 117,84 \times 447397,4 = 52721,31 \text{ kW}$$

D'après l'équation (II.25), on a :

$$P_T = 120,2 \times (-812314,26) = -97640 \text{ kW}$$

On utilise la relation (II.26) :

$$P_{GT} = |-97640| - |52721,31| = 44 \text{ MW}$$

A partir (II.27), on a :

$$\eta_{GT} = \frac{364916,86}{943500} = 0,38 \Rightarrow \eta_{GT} = 38 \%$$

2. Calcul du rendement avec poste de combustion DB

D'après la relation (II.28), on a :

$$Q_{pc} = 1275(750 - 562) = 239700 \text{ J/kg}$$

A partir (II.29), on aura :

$$\dot{m}_g = 120,2 + 0,66 = 120,86 \text{ kg/s}$$

En appliquant l'équation (II.30) :

$$Q_{GT} = 943500 + 239700 = 1183200 \text{ J/kg}$$

On utilise la relation (II.31), on aura :

$$\dot{Q}_{GT} = 120,2 \times 943500 + 120,86 \times 239700 = 142 \text{ MW}$$

D'après (II.32) :

$$\eta_{GT} = \frac{364916,86}{1183200} = 0,30 \Rightarrow \eta_{GT} = 30 \%$$

II.3. Etude théorique d'une turbine à vapeur

Les machines thermodynamiques fonctionnent avec plusieurs transformations successives et répétitives formant un cycle. Dans la turbine à vapeur, c'est la vapeur d'eau qui est le fluide moteur. Le cycle de la vapeur d'eau est une suite de transformations dans des systèmes ouverts successifs (chaudière, turbine, condenseur et pompe d'alimentation...).

II.3.1. Cycle thermodynamique d'une turbine à vapeur ST

Le fonctionnement d'une turbine à vapeur peut être modélisé par un cycle de Rankine.

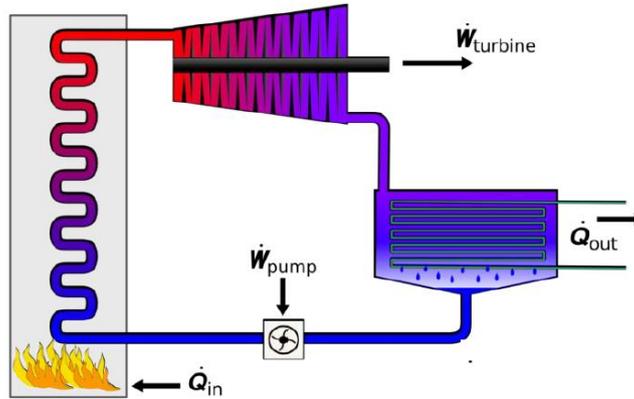


Figure II.8 : Installation de turbine à vapeur sans soutirage.

On peut représenter le cycle de Rankine dans un diagramme entropique (T-S). Dans ce cycle la compression et la détente sont isentropiques, l'échauffement et la condensation supposés isobares. A la sortie de la chaudière, la vapeur d'eau peut être surchauffée avant son entrée dans la turbine. On obtient alors **le cycle de Hirn** représenté sur la Figure II.10.

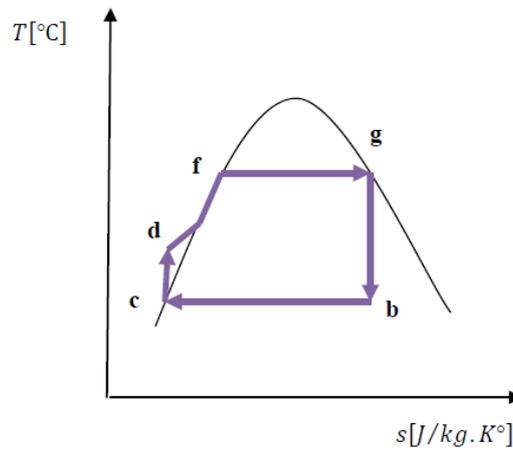


Figure II.9 : cycle de Rankine.

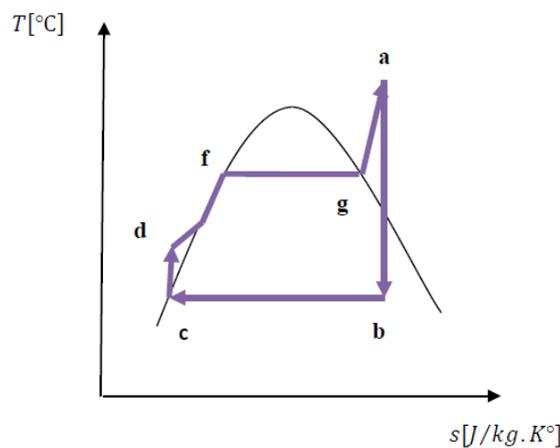


Figure II.10 : Cycle de Hirn avec une surchauffe g-a.

On observe que la vapeur n'est pas surchauffée hors de la cloche de saturation. Le cycle s'effectue avec les transformations thermodynamiques suivants :

[d-f] : réchauffage de l'eau avant évaporation.

[f-g] : évaporation complète sous pression et température constante.

[g-b] : détente isentropique.

[b-c] : condensation complète sous pression et température constante.

[c-d] : compression isentropique jusqu'à la pression d'entrée chaudière. [23]

o Cycle à soutirage

Le principe des soutirages dans une turbine à vapeur est d'utiliser de la vapeur qui a déjà travaillé dans la turbine pour réchauffer l'eau d'alimentation.

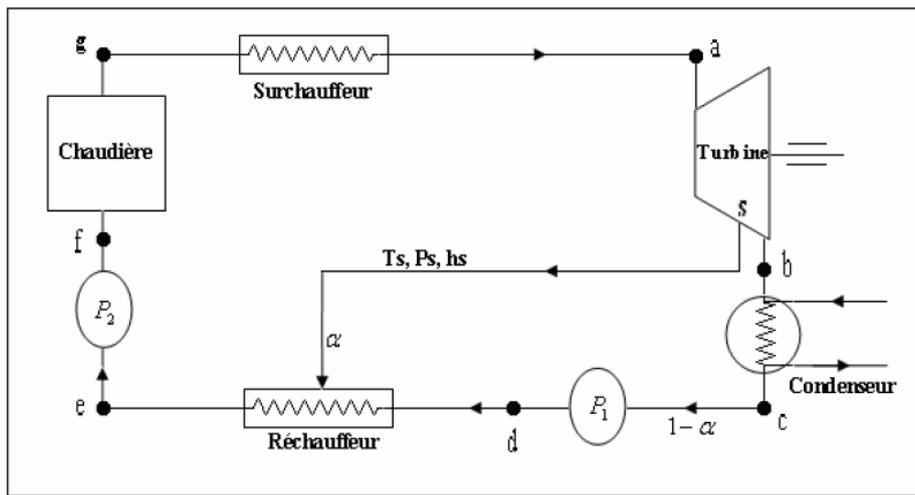


Figure II.11 : Installation avec soutirage.

On peut représenter le cycle à soutirage dans un diagramme entropique (température – Entropie T-S).

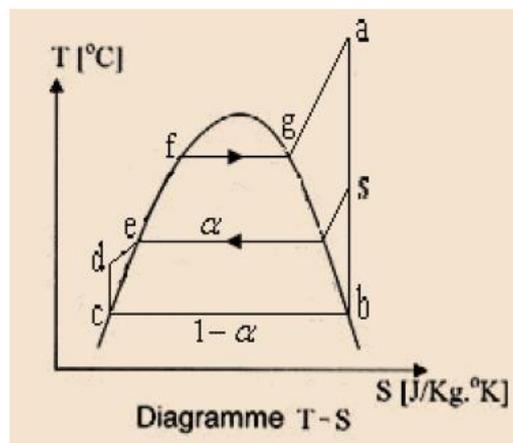


Figure II.12 : Cycle à soutirage.

$$\eta_c = \frac{(h_a - h_b) - \alpha(h_s - h_b)}{h_a - h_f} \tag{II.33}$$

L'utilisation des tables des propriétés de l'eau (région surchauffée et région saturée) donne l'enthalpie à chaque point.

○ **Interpolation bilinéaire**

Dans la région surchauffée, les calculs se font par une interpolation bilinéaire de chaque fonction d'état qu'on désire calculer à partir de variables d'entrée.

Les calculs des propriétés thermodynamique se fait à partir des variables d'entrée $(p, \mathcal{G}), (p, h), (p, T)$ ou (p, s) .

Comme par exemple pour le cas de l'entrée (p, s) , le principe consiste à chercher dans le tableau les 4 point de coordonnées $(p_j, s_i), (p_j, s_{i+1}), (p_{j+1}, s_i), (p_{j+1}, s_{i+1})$ qui entoure le point (p, s) auquel on veut connaitre les propriétés thermodynamiques de telle façon que $p_j < p < p_{j+1}$ et $s_i < s < s_{i+1}$.

$$dh = \left(\frac{dh}{dp}\right)_s dp + \left(\frac{dh}{ds}\right)_p ds \tag{II.34}$$

$$dh = \left(\frac{h_{j+1,i} - h_{j,i}}{p_{j+1,i} - p_{j,i}}\right)(p - p_j) + \left(\frac{h_{j+1,i} - h_{j,i}}{s_{j+1,i} - s_{j,i}}\right)(s - s_j) \tag{II.35}$$

II.3.2. Chaudière de récupération HRSG

La centrale Hassi R'mel contient deux HRSG identiques. Pour cela, on va effectuer des calculs pour une seule HRSG. Le HRSG dans SPPI est l'assemblage d'une basse pression économiseur (DECO), une basse pression évaporateur (DEVA), deux économiseurs (ECO1 et ECO2), évaporateur (EVA) avec un tambour (DR) et deux surchauffeurs (SHE1 et SHE2).

Généralement le HRSG composé d'un économiseur, d'un évaporateur et d'un surchauffeur, si l'eau et les fumées circulent à contre-courant.

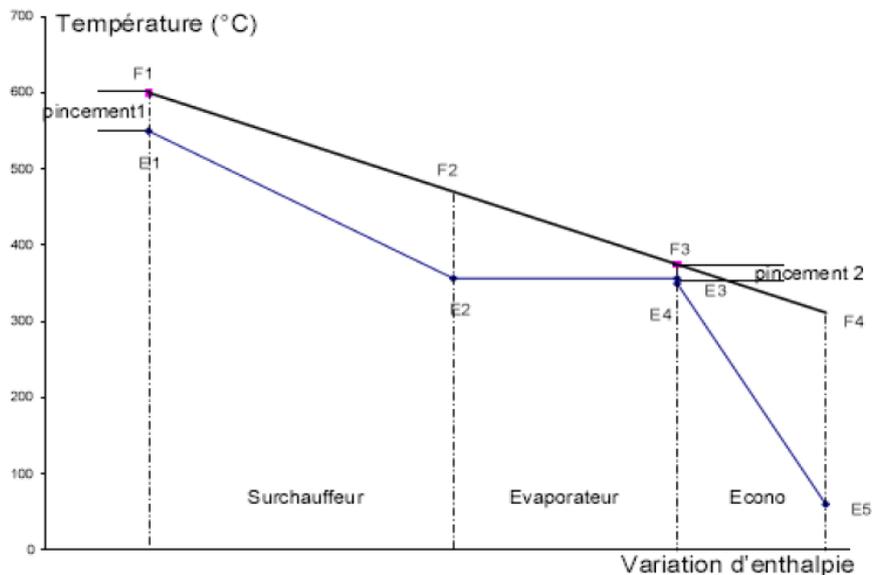


Figure II.13 : Évolution des températures dans une chaudière à contre-courant.

1) Section évaporateur

Dans cet évaporateur, en passant par les tubes, l'eau est chauffée jusqu'au point de saturation pour la pression qu'il circule.

2) Section surchauffeur

La section de surchauffeur du HRSG est utilisée pour sécher la vapeur saturée étant séparée dans le ballon de vapeur. Dans certaines unités, on ne peut pas la chauffer au-dessus du point de saturation et dans d'autres unités, elle peut être surchauffée à une température importante pour le stockage de l'énergie supplémentaire. La section surchauffeur est normalement située dans le flux de gaz chaud, en face de l'évaporateur.

3) Section économiseur

La section de l'économiseur, parfois appelée un préchauffeur, est utilisée pour préchauffer l'eau d'alimentation étant introduit dans le système pour remplacer la vapeur retirée du système par la sortie du surchauffeur ou la perte d'eau par la purge. Il est habituellement situé dans l'aval gazier les plus froides de l'évaporateur. Les températures à l'entrée de l'évaporateur et à la sortie de l'économiseur sont à la proximité de la température de saturation pour la pression du système (température d'approche). La quantité de chaleur qui peut être présente dans le gaz d'échappement est limitée en raison de l'approche de l'évaporateur, connu sous le nom de pincement. [25]

II.3.2.1. Températures du pincement et de l'approche

Deux expressions particulières sont fréquemment utilisées pour caractériser l'échange thermique dans la chaudière. Il s'agit de :

- Température de l'approche** : Ecart de température de l'eau en sortie de l'économiseur par rapport à l'état de saturation dans le ballon.
- Température du pincement** : Ecart de température entre la sortie des fumées à l'évaporateur et la température de saturation dans la boucle évaporatrice. [25]

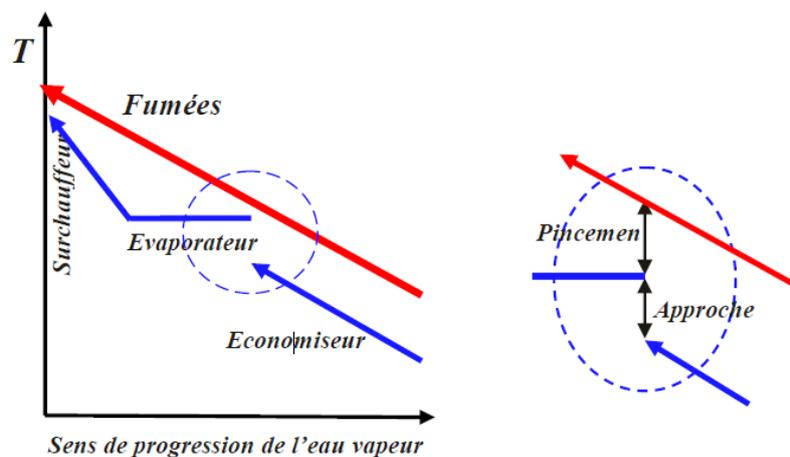


Figure II.14 : Représentation du pincement et de l'approche.

II.3.2.2. Débit de vapeur produite

Le débit de vapeur produite se calcule par un bilan d'énergie autour du HRSG :

$$e \cdot \dot{m}_g C_{p_{moy}} (T_5 - (T_g + \Delta T_{pincement})) = \dot{m}_{vs} h_a - [\dot{m}_{solaire} h_{e.solaire} + (\dot{m}_{vs} - \dot{m}_{solaire}) h_f] \tag{II.36}$$

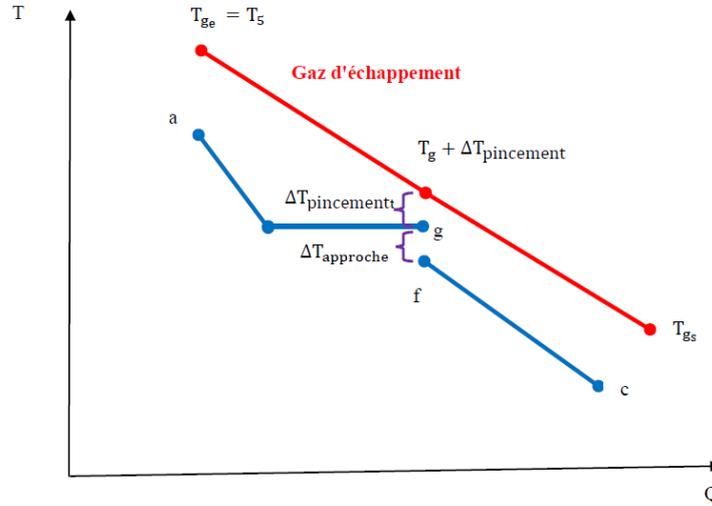


Figure II.15 : Bilan d'énergie dans l'échangeur.

D'où l'on tire le débit de vapeur :

$$\dot{m}_{vs} = \frac{e \cdot \dot{m}_g C_{p_{moy}} (T_5 - (T_g + \Delta T_{pincement})) + \dot{m}_{solaire} (h_{e.solaire} - h_f)}{h_a - h_f} \tag{II.37}$$

$$e_{HRSG} = 1/\eta_{sech} \tag{II.38}$$

avec ;

η_{sech} : Le rendement de l'échangeur.

$h_{e.solaire}$: L'enthalpie massique à l'entrée du champ solaire.

T_g : Température de la saturation.

II.3.3. Système à vapeur du cycle de refroidissement ACC

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

Le Bilan d'énergie autour de l'ACC :

$$\dot{m}_{ve} (h_b - h_c) = \dot{m}_{air} C_{p_{air}} \Delta T_{air} \tag{II.39}$$

$$\dot{m}_{air} = (\dot{m}_{ve} (h_b - h_c)) / (C_{p_{air}} \Delta T_{air}) \tag{II.40}$$

II.3.4. Calcul des paramètres de la turbine à vapeur ST

Les paramètres nécessaires au calcul de la turbine à vapeur type ST(SST-900) sont :

Température d'entrée de la turbine	$T_a = 560^\circ\text{C}$
------------------------------------	---------------------------

Pression d'entrée de vapeur	$P_a = 83 \text{ bar}$
Température de condensation	$T_b = 52^\circ\text{C}$
Température de soutirage	$T_s = 200^\circ\text{C}$
Pression saturation de soutirage	$P_s = 4,5 \text{ bar}$

Tableau II.2 : paramètres de la turbine à vapeur type ST(SST- 900).

Les paramètres nécessaires au calcul de la HRSG (Type HRSG Pression unique sans réchauffage) sont :

Température du pincement	$\Delta T_{\text{pincement}} = 25^\circ\text{C}$
Température d'entrée du DECO	$T_k = 60^\circ\text{C}$
Température d'entrée du DEA	$T_L = 140^\circ\text{C}$
Température de sortie du DEVA	$T_n = 147^\circ\text{C}$
Température de sortie du DEA	$T_e = 147^\circ\text{C}$
Température de sortie de l'ECO2	$T_f = 275^\circ\text{C}$
Température d'entrée De la SHE2	$T_g = 300^\circ\text{C}$
Rendement isentropique	$\eta_{\text{sech}} = 0,985$

Tableau II.3 : paramètres de la HRSG (type pression unique sans réchauffage).

II.3.4.1. Calcul de l'enthalpie massique dans les points les plus importants

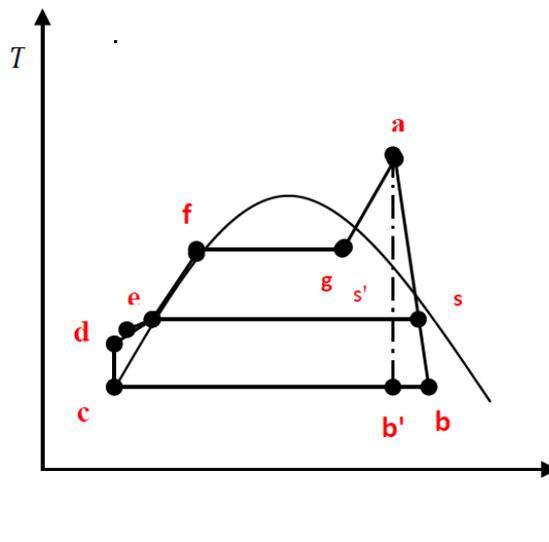


Figure II.16 : Représentation des points les plus importants dans Diagramme T-S.

A partir des tables internationales des propriétés de l'eau (région saturée et région vapeur surchauffée) on lit, puis on calcul l'enthalpie massique (h) dans les points les plus important du cycle.

- **Point (a)** à l'entrée de ST. A partir de l'interpolation bilinéaire (p, T) et la relation (II.34) [tableaux région surchauffée], on aura :

$$h_a = h \{ p_a = 83 \text{ bar}, T_a = 560^\circ\text{C} \} \Rightarrow h_a = 3661 \text{ kJ/kg}$$

$$s_a = 7,027 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

- **Point (b)** à la sortie de ST ; calcul du titre x dans le point b' :

$$s_{b'} = x s_{b'_v} + (1-x)s_{b'_l} \Rightarrow x = \frac{s_{b'} - s_{b'_l}}{s_{b'_v} - s_{b'_l}} \quad (\text{II.41})$$

En appliquant l'interpolation linéaire [tableaux région saturée] :

$$s_{b'_l} = s_l \{T_b = 52^\circ\text{C}\} \Rightarrow s_{b'_l} = 0,72944 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{b'_v} = s_v \{T_b = 52^\circ\text{C}\} \Rightarrow s_{b'_v} = 8,04122 \text{ kJ/kg}$$

On remplace dans l'équation (II.41), on aura :

$$x = \left(\frac{7,027 - 0,72944}{8,04122 - 0,72949} \right) = 0,86$$

Calcul d'enthalpie massique $h_{b'}$:

$$h_{b'} = x h_{b'_v} + (1-x)h_{b'_l} \quad (\text{II.42})$$

A partir l'interpolation linéaire [tableaux région saturée] :

$$h_{b'_l} = h_l \{T_b = 52^\circ\text{C}\} \Rightarrow h_{b'_l} = 217,6 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{b'_v} = h_v \{T_b = 52^\circ\text{C}\} \Rightarrow h_{b'_v} = 2589,2 \text{ kJ/kg}$$

On remplace dans (II.42), on aura :

$$h_{b'} = 0,86 \times 2589,2 + (1-0,86)217,6 = 2257,18 \text{ kJ/kg}$$

Calcul l'enthalpie massique h_b :

$$\eta_{is} = \left(\frac{h_b - h_a}{h_{b'} - h_a} \right) \Rightarrow h_b = \eta_{is} (h_{b'} - h_a) + h_a \quad (\text{II.43})$$

donc, on aura :

$$h_b = 0,9(2257,18 - 3661,3) + 3661,3 = 2397,59 \text{ kJ/kg}$$

$$p_b = p \{T_b = 52^\circ\text{C}\} \Rightarrow p_b = 0,13697 \text{ bar}$$

- **Point (s)** de soutirage ; En appliquant l'interpolation linéaire [tableaux région vapeur surchauffée] :

$$h_s = h \{p_a = 4,5 \text{ bar}, T_a = 200^\circ\text{C}\} \Rightarrow h_s = 2862 \text{ kJ/kg}$$

- **Point (c)** à la sortie d'ACC

$$h_c = h_l \{T_c = 52^\circ\text{C}\} \Rightarrow h_c = 217,6 \text{ kJ/kg}$$

$$p_c = 0,1369 \text{ bar}$$

- **Point (d)** à la sortie de la pompe

$$h_b = v(P_d - P_c) + h_c \quad (\text{II.44})$$

A partir l'interpolation linéaire [tableaux région saturée]

$$v_c = v_1 \{T_c = 52^\circ\text{C}\} \Rightarrow v_c = 1,013 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$$

D'après (II.44), on a :

$$h_b = 1,013(7 - 0,1369) + 217,6 = 224,55 \text{ kJ/kg}$$

- **Point (L)** à l'entrée de DEA

$$h_L = h_1 = \{T_L = 140^\circ\text{C}\} \Rightarrow h_L = 589 \text{ kJ/kg}$$

- **Point (e)** à la sortie de DEA

$$h_e = h_1 = \{p_e = 4,5 \text{ bar}\}$$

En appliquant l'interpolation linéaire [tableaux région saturée] $h_e = 619,83 \text{ kJ/kg}$

- **Point (n)** à la sortie de DEVA

$$h_n = h_v = \{P_e = 4,5 \text{ bar}\}$$

A partir interpolation linéaire [tableaux région saturée] :

$$h_n = 2740,84 \text{ kJ/kg}$$

- **Point (f)** à la sortie d'ECO2

$$h_f = h_1 = \{T_f = 275^\circ\text{C}\} \Rightarrow h_f = 1210 \text{ kJ/kg}$$

- **Point (g)** à la sortie de DR

$$h_g = h_v = \{T_g = 300^\circ\text{C}\}$$

$$h_g = 2749 \text{ kJ/kg}$$

- **Les Points** à l'entrée et la sortie du champ solaire

$$h_{e.\text{solaire}} = h_1 = \{T_{e.\text{solaire}} = 195^\circ\text{C}\}$$

$$h_{e.\text{solaire}} = 833 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{s.\text{solaire}} = h_v = \{T_{s.\text{solaire}} = 372^\circ\text{C}, p_{s.\text{solaire}} = 87 \text{ bar}\}$$

$$h_{s.\text{solaire}} = 3039 \text{ kJ/kg}$$

II.3.4.2. Calcul de la quantité de vapeur soutirée (α)

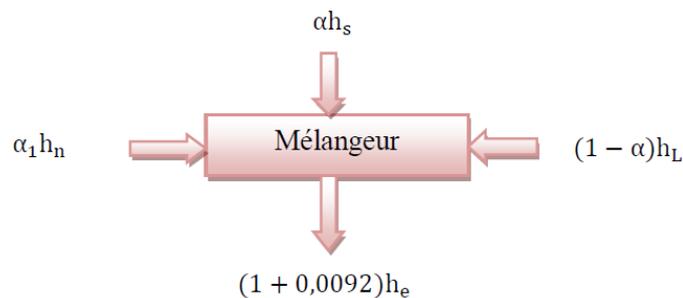


Figure II.17 : Bilan thermique dans DEA.

A partir de la figure II.17, on peut écrire :

$$(1+1,0092)h_e = \alpha_1 h_n + \alpha h_s + (1-\alpha)h_L$$

$$(1,0092 \times h_e - h_L) - \alpha_1 h_n = \alpha (h_s - h_L) \quad (\text{II.45})$$

$$\alpha = (1,0092 \times h_e - h_L) - \alpha_1 h_n (h_s - h_L) \quad (\text{II.46})$$

avec ;

α_1 : Quantité d'eau entrante dans le DEVA

Calcul de la quantité de vapeur soutirée (α) à partir l'équation (II.46) :

$$\alpha = (1,0092 \times 619,83 - 589) - 0,0092 \times 2740,84 (3064 - 589) = 0,0045$$

$$\alpha = 0,45 \%$$

II.3.4.3. Calcul des débits de vapeur d'eau produite par le système solaire

Le débit de vapeur produite par le système solaire peut se calculer par un bilan d'énergie autour de la génératrice solaire de vapeur :

$$\dot{m}_{\text{HTF}} \Delta h = \dot{m}_{\text{solaire}} (h_{e,\text{solaire}} - h_{s,\text{solaire}}) \quad (\text{II.47})$$

$$\dot{m}_{\text{solaire}} = \frac{\dot{m}_{\text{HTF}} \Delta h}{h_{e,\text{solaire}} - h_{s,\text{solaire}}} \quad (\text{II.48})$$

avec;

\dot{m}_{HTF} : Le débit du fluide caloporteur 102,6 Kg/s.

Δh : Différence d'enthalpie HTF 248 KJ/Kg.

En remplaçant dans l'équation (II.48), on aura :

$$\dot{m}_{\text{solaire}} = \frac{102,6 \times 248}{(3039 - 833)}$$

$$\dot{m}_{\text{solaire}} = 11,5 \text{ kg/s}$$

○ Débit de vapeur surchauffée

Dans la HRSG, la température pincement est :

$$T_g = T_g + \Delta T_{\text{pincement}}$$

$$\text{Don : } T_g = 300 + 25 = 325 \text{ }^\circ\text{C}$$

On utilise la relation (II.37) et (II.38) pour trouver le débit de vapeur surchauffée : $\dot{m}_{\text{vs}} = 35 \text{ kg/s}$

○ Débit de vapeur soutirée

$$\dot{m}_s = \alpha \cdot \dot{m}_{\text{vs}} \quad (\text{II.49})$$

$$\dot{m}_s = 0,0045 \times 35 = 0,157 \text{ kg/s}$$

○ Débit de vapeur échappée

$$\dot{m}_{\text{ve}} = \dot{m}_{\text{vs}} - \dot{m}_s \quad (\text{II.50})$$

$$\dot{m}_{ve} = 35 - 0,157 = 34,843 \text{ kg/s}$$

○ **Débit de l'air (ACC)**

Calcul du débit de l'air d'après (II.40) :

$$\dot{m}_{air} = 34,843 \times \frac{(2397,59 - 217,6)}{1,005 \times 10} = 7558 \text{ kg/s}$$

II.3.4.4. Calcul de la température de cheminée

On utilise le bilan massique et d'énergie sur le récupérateur de chaleur :

$$e \dot{m}_g C_{p_{moy}} (T_5 - T_{12}) = \dot{m}_{vs} h_a + \dot{m}_{solaire} (h_{e.solaire} - h_{s.solaire}) - (\dot{m}_{ve} h_c + \dot{m}_s h_s) \quad (II.51)$$

$$T_{12} = T_5 - \left(\frac{\dot{m}_{vs} h_a + \dot{m}_{solaire} (h_{e.solaire} - h_{s.solaire}) - (\dot{m}_{ve} h_c + \dot{m}_s h_s)}{e \dot{m}_g C_{p_{moy}}} \right) \quad (II.52)$$

On remplace dans la relation, on aura :

$$T_{12} = 144 \text{ °C}$$

II.3.4.5. Puissance de la turbine à vapeur

$$W_{TV} = (h_a - h_b) - \alpha (h_a - h_s) \quad (II.53)$$

$$W_{TV} = (3661 - 2397,59) - 0,0045 \times (3661 - 3064) = 1260,7 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{TV} = \dot{m}_{vs} (h_a - h_b) - \dot{m}_s (h_a - h_s) \quad (II.54)$$

$$P_{TV} = 35 \times (3661 - 2397,59) - 0,157 (3661 - 3064) = 44 \text{ MW}$$

II.3.4.6. Calcul du rendement de la turbine à vapeur

On utilise l'équation (II.33), on aura :

$$\eta_{TV} = \frac{(3661 - 2397,59) - 0,0045 (3064 - 2397,59)}{3661 - 1210}$$

$$\eta_{TV} = 0,50 = 50 \%$$

II.4. Etude théorique champ solaire

Les centrales solaires thermodynamiques utilisent une grande quantité de miroirs qui font converger les rayons solaires vers un fluide caloporteur chauffé à haute température. Pour ce faire, les miroirs réfléchissants doivent suivre le mouvement du soleil afin de capter et de concentrer les rayonnements tout au long du cycle solaire quotidien. Le fluide produit de l'électricité par le biais de Turbine à gaz à cycle combiné. Ce système a été dénommé système hybride solaire-gaz.

II.4.1. Champ solaire SF

Le champ solaire composé de 56 boucles, est constitué de capteurs cylindro-paraboliques, répartis sur deux surfaces. Chaque surface contient 28 boucles de quatre modules, répartis en 2

rangées. Le module est formé de 12 segments comportant chacun plusieurs miroirs (Figure II.18). Les capteurs de type de LS-3 sont alignés sur une ligne nord-sud, pour suivre le soleil d'est en ouest. Les spécifications de LS-3 collecteur et les paramètres d'opérations sur champ solaire est présenté sur les le tableau II.4 et II.5 respectivement. [18]

Paramètres	Valeurs
Surface d'envergure	545 m ²
Taux de concentration	82
Efficacité optique	0,80 %
Envergure	5,76 m
Longueur	99 m

Tableau II.4 : Spécifications de capteur solaire.

Paramètres	Valeurs
Nombre de capteur parabolique	244 N°
Nombre de lignes	56 N°
HTF température d'entrée	293 °C
HTF température de sortie	393 °C
Surface du champ solaire	183120 m ²

Tableau II.5 : Paramètres d'opération champ solaire.

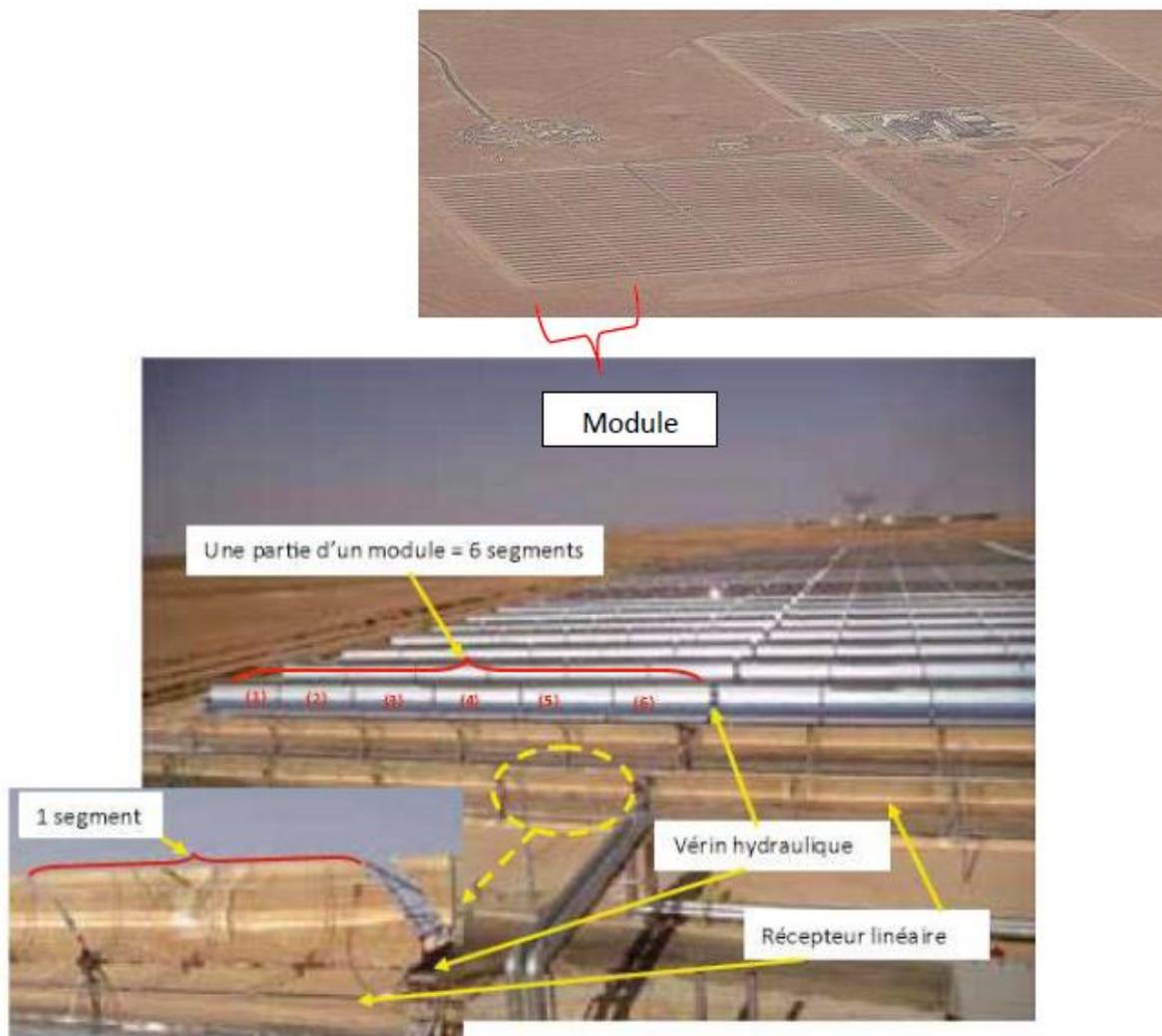


Figure II.18 : Une partie du champ solaire de SPPI.

II.4.2. Système HTF

Le fluide caloporteur HTF circulant dans la boucle dans le champ solaire est une huile synthétique ; **Therminol PV-1**, ses propriétés thermo fonction de la température peuvent être trouvés dans la référence [26].

II.4.3. Génératrice solaire de vapeur SSG

Le SSG est l'assemblage d'un économiseur (ECO), un évaporateur (EVA) avec un tambour (DR) et une surchauffeur (SHE). La puissance nette de sortie de la centrale est proportionnelle au débit flux de vapeur en expansion dans le ST, il est la somme du débit flux de vapeur générée dans HRSG et qui a généré dans le SSG. Le fonctionnement de la centrale hybride est sous la condition obligatoire que le HTF circule à travers le SSG à la température d'entrée constante, 393°C, et à la température de sortie constante, 293 ° C, mais peut être avec un taux de débit massique variable. La limite haute de la température est imposée parce que l'exposition à long terme de l'organique HTF au-delà de 400 °C des températures peut conduire à la décomposition thermique du fluide. La décomposition thermique du fluide se produit lorsque la chaleur appliquée au fluide peut causer la rupture des liaisons moléculaires, ce qui entraîne la dégradation des propriétés physiques du HTF. Le taux de débit de flux vapeur solaire est proportionnel au taux débit massique HTF. Et le taux de flux massique HTF varie suivant l'intensité DNI. En d'autres termes, en fonction du temps pendant la journée et aux conditions climatiques. La valeur de calcul du taux de débit massique HTF est de 200 kg/s, il est la résultante de DNI assumé à 751 W/ m². Cette valeur de DNI est capable de générer 22,6 kg/s de la vapeur solaire. Puis, à la sortie de l'économiseur, 22,6 kg/s de l'eau sous pression retirée du HRSG et est envoyé au SSG

Après préchauffage et l'évaporation, la vapeur résultante est saturée surchauffée et envoyé à l'HRSG à 372 °C. La vapeur d'un solaire se mélange avec la vapeur sortante de la SHE1. La vapeur passe à travers toute l'SHE2 avant de l'étendre dans la ST. A la conception de charger le ST, avec 34,7 kg/s de la vapeur surchauffée à 560 °C et 80 bars. [18]

Les relations suivantes permettent de faire des calculs simples du système solaire, le champ solaire reçoit l'énergie du rayonnement solaire incident :

$$\dot{Q}_s = \text{DNI} \cdot A \quad (\text{II.55})$$

avec ;

A : La surface totale des miroirs.

DNI : Irradiation directe normale à la surface.

En appliquant (II.55), on aura :

$$\dot{Q}_s = 751 \times 183120 = 137523,12 \text{ kW}$$

La chaleur utile transportée par la HTF au SSG est respectivement :

$$\dot{Q}_{HTF} = \dot{m}_{HTF} \Delta h_{HTF} \tag{II.56}$$

avec ;

\dot{m}_{HTF} : Le débit massique de HTF.

Δh_{HTF} : Différence d'enthalpie HTF.

D'après l'équation (II.56), on a :

$$\dot{Q}_{HTF} = 200 \times (499 - 251) = 49600 \text{ kW}$$

Les rendements énergétique champ solaire et génératrice solaire de vapeur sont définis, respectivement, comme suit :

$$\eta_{SF} = \frac{\dot{Q}_{HTF}}{\dot{Q}_S} \tag{II.57}$$

et

$$\eta_{SSG} = \frac{\dot{m}_{solaire} (h_{e,solaire} - h_{s,solaire})}{\dot{Q}_{HTF}} \tag{II.58}$$

A partir (II.57) et (II.58) on aura :

$$\eta_{SF} = \frac{49600}{137523,12} = 0,36 \Rightarrow \eta_{SF} = 36 \%$$

Et

$$\eta_{SSG} = 11,5 \times \frac{(3039 - 833,47)}{25444,8} = 0,996 \Rightarrow \eta_{SSG} = 99,6 \%$$

II.4.4. Turbine à gaz à cycle combiné

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, aidé par un échangeur de chaleur.

Les gaz d'échappement de la turbine à gaz sont utilisés pour produire de la chaleur disponible du cycle de vapeur. Le transfert d'énergie sera réalisé par un générateur de vapeur à récupération de chaleur HRSG. [22]

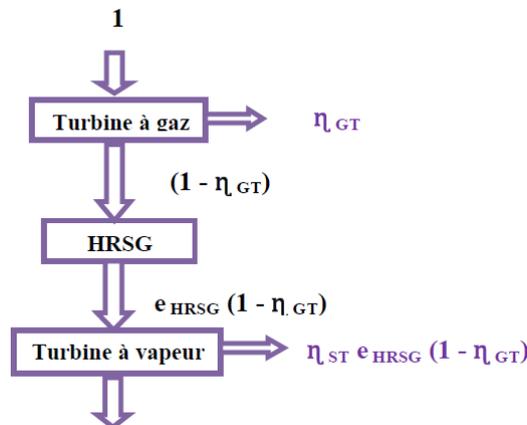


Figure II.19 : Cascade énergétique.

Le rendement du cycle combiné peut être exprimée par :

$$\eta_{CC} = \eta_{GT} + \eta_{ST} e_{HRSG} (1 - \eta_{GT}) \tag{II.59}$$

et

$$\eta_{CC} = \frac{P_{GT} + P_{ST}}{\dot{Q}_{GT}} \tag{II.60}$$

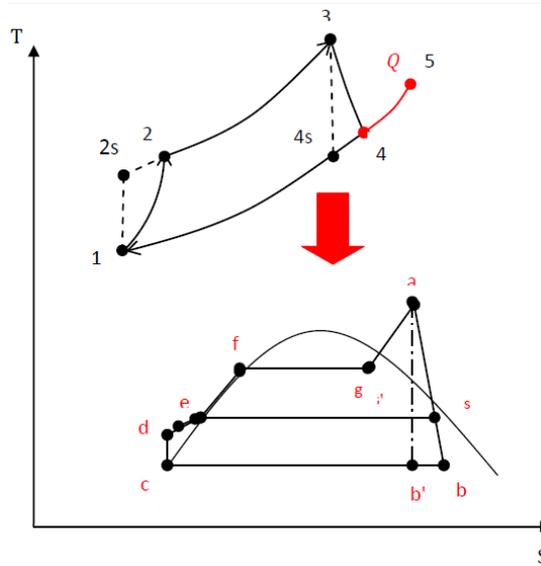


Figure II.20 : Diagramme d'un cycle combiné.

D'après la relation (II.60)

$$\eta_{CC} = \frac{(44 + 44)}{142} = 0,60 \Rightarrow \eta_{CC} = 60 \%$$

II.4.5. Système hybride solaire-gaz de HASSI R'MEL

Le système hybride solaire-gaz de HASSI R'MEL combine le d'un champ solaire et le cycle combiné (CC) composé de deux turbines à gaz une unité de turbine à vapeur.

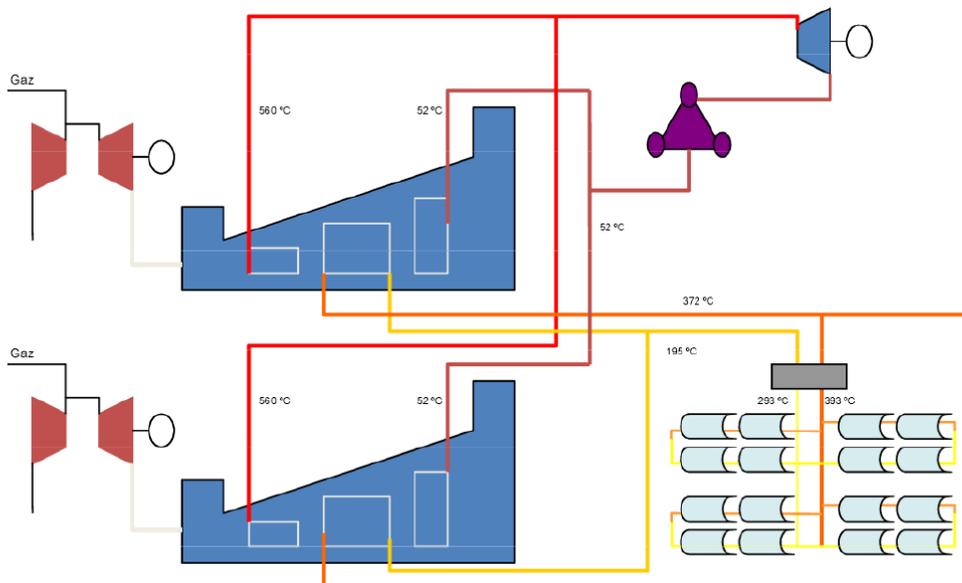


Figure II.21 : Le système hybride solaire-gaz de HASSI R'MEL.

Le travail du système hybride solaire-gaz de HASSI R'MEL W :

$$W = 2 \cdot W_{GT} + W_{ST} \quad (\text{II.61})$$

D'après (II.63) on a :

$$W = 2 \times (364916,86) + 1260700 = 1990533,72 \text{ J/kg}$$

La puissance du système hybride solaire-gaz de HASSI R'MEL P :

$$P = 2 \times P_{GT} + P_{ST} \quad (\text{II.62})$$

On remplace dans (II.64) :

$$P = 2 \times 44 + 44 = 132 \text{ MW}$$

Le Rendement du système hybride solaire-gaz de HASSI R'MEL η :

$$\eta = \frac{P}{\dot{Q}_{GT} + \dot{Q}_s} \quad (\text{II.63})$$

A partir (II.65) on aura :

$$\eta = \frac{132}{142 + 137,5} = 0,4732 \Rightarrow \eta = 47,32 \%$$

II.5. Modélisation du calcul du rendement de la centrale SPPI

Dans ce cette partie, on va faire une modélisation des équations qui interprète le fonctionnement des équipements de cette centrale. Le calcul sera effectué par un programme développé sous **MATLAB**.

II.5.1. Présentation de MATLAB

MATLAB est une abréviation de **Matrix LABoratory**. Écrit à l'origine, en Fortran, par **C. Moler**, **MATLAB** était destiné à faciliter l'accès au logiciel matriciel développé dans les projets **LINPACK** et **EISPACK**. La version actuelle, écrite en **C** par the **MathWorks Inc.**, existe en version professionnelle et en version étudiant. Sa disponibilité est assurée sur plusieurs plateformes : **Sun**, **Bull**, **HP**, **IBM**, compatibles **PC (DOS, Unix ou Windows)**, **Macintosh**, **iMac** et plusieurs machines parallèles.

MATLAB est un environnement puissant, complet et facile à utiliser destiné au calcul scientifique. Il apporte aux ingénieurs, chercheurs et à tout scientifique un système interactif intégrant calcul numérique et visualisation. C'est un environnement performant, ouvert et programmable qui permet de remarquables gains de productivité et de créativité.

MATLAB est un environnement complet, ouvert et extensible pour le calcul et la visualisation. Il dispose de plusieurs centaines (voire milliers, selon les versions et les modules optionnels autour du noyau **MATLAB**) de fonctions mathématiques, scientifiques et techniques. L'approche matricielle de **MATLAB** permet de traiter les données sans aucune limitation de taille et de réaliser des calculs

numériques et symboliques de façon fiable et rapide. Grâce aux fonctions graphiques de **MATLAB**, il devient très facile de modifier interactivement les différents paramètres des graphiques pour les adapter selon nos souhaits.

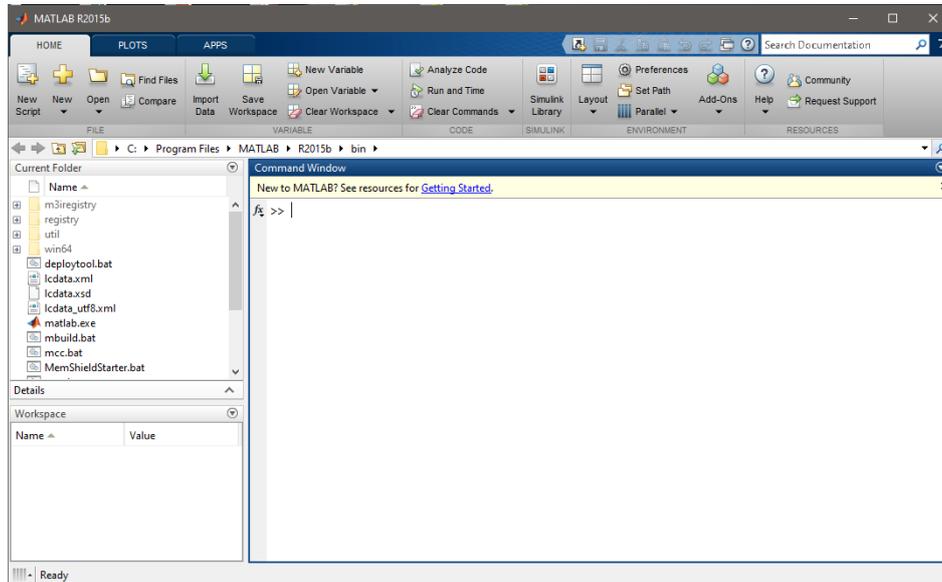


Figure III.22 : interface de MATLAB.

MATLAB possède son propre langage, intuitif et naturel qui permet des gains de temps de CPU spectaculaires par rapport à des langages comme le **C**, le **TurboPascal** et le **Fortran**. Avec **MATLAB**, on peut faire des liaisons de façon dynamique, à des programmes **C** ou **Fortran**, échanger des données avec d'autres applications (via la **DDE** : **MATLAB** serveur ou client) ou utiliser **MATLAB** comme moteur d'analyse et de visualisation. [13]

En complément du noyau de calcul **MATLAB**, l'environnement comprend des modules optionnels qui sont parfaitement intégrés à l'ensemble :

- 1) Une vaste gamme de bibliothèques de fonctions spécialisées.
- 2) Simulink, un environnement puissant de modélisation basée sur les schémas-blocs et de simulation de systèmes dynamiques linéaires et non linéaires.
- 3) Des bibliothèques de blocs Simulink spécialisés (**Blocksets**)
- 4) D'autres modules dont un Compilateur, un générateur de code **C**, un accélérateur, ...
- 5) Un ensemble d'outils intégrés dédiés au Traitement du Signal : le **DSP Workshop**.

Quelles sont les particularités de MATLAB ?

MATLAB permet le travail interactif soit en mode commande, soit en mode programmation ; tout en ayant toujours la possibilité de faire des visualisations graphiques. Considéré comme un des meilleurs langages de programmations (**C** ou **Fortran**), **MATLAB** possède les particularités suivantes par rapport à ces langages :

- la programmation facile,

- la continuité parmi les valeurs entières, réelles et complexes,
- la gamme étendue des nombres et leurs précisions,
- la bibliothèque mathématique très compréhensive,
- l'outil graphique qui inclus les fonctions d'interface graphique et les utilitaires,
- la possibilité de liaison avec les autres langages classiques de programmations (**C** ou **Fortran**).

II.5.2. Programme de modélisation

Nous avons fait deux programmes : un pour la turbine à gaz et un autre pour la turbine à vapeur.

II.5.2.1. Programme de la turbine à gaz

% % % % % % % % Calcul des paramètres de la turbine à gaz % % % % %

```

Po=0.928;% La pression ambiante après le filtre
To=308;% La température ambiante
PCI=45778000;% Le combustible : gaz naturel
Ro=20.2;% Le taux de compression
T1=288;% La température à l'entrée de compresseur
T3=1473;% La température à la sortie de la C-C
Xsc=0.88;% Rendement isentropique du compresseur
Xst=0.88;% Rendement isentropique de la turbine
Mge=120.2;% Débit massique de gaz d'échappement
Mgn1=66;% Débit massique de gaz nature dans poste combustion
Cpair=1005;% Capacité thermique massique isobare de l'air
Rair=287.15;% Constant de l'air
Cpmoy=1275;% Chaleur spécifique des gaz brûlés
Rgb=288.5;
T5=1023;

% La chaleur dégagée
Qch=Cpair*abs(T1-To);
% La pression à la entrée de compresseur
P1=Po*(1-0.054);
% Coefficient poly tropique de l'air "?air"
GAMMAAir=Cpair/(Cpair-Rair);
% La pression à la sortie de compresseur
P2=P1*Ro;
% le travail isentropique fourni au gaz par le compresseur wsc
Wsc=Cpair*T1*(Ro^((GAMMAAir-1)/GAMMAAir)-1);
% Le travail réel fourni au gaz par le compresseur
Wc=Wsc/Xsc;
% la température à la sortie de compresseur
T2=T1+Wc/Cpair;
% Chaleur apportée au gaz au niveau de chambre de combustion Qc?c
Qcc=Cpmoy*(T3-T2);
% Le coefficient adiabatique moyen ?moy
GAMMAmoy=Cpmoy/(Cpmoy-Rgb);
% Le travail isentropique fourni par le gaz à la turbine wsT
Wst=Cpmoy*T3*((1/Ro)^((GAMMAmoy-1)/GAMMAmoy)-1);
% Le travail réel fourni par le gaz à la turbine wT
Wt=Xst*Wst;
% température à la sortie de turbine (l'échappement)
T4=T3+Wt/Cpmoy;
% Rapport des débits dans une chambre de combustion
F=(Cpmoy*(T3-T2))/PCI;
% Débit de l'air
Ma=Mge/(1+F);

```

```

%Débit de gaz nature
Mgn=Mge-Ma;
%Le travail utile wut
Wut=abs(Wt)-abs(Wc);
%La puissance de compresseur
Pc=Ma*Wc;
%La puissance de turbine
Pt=Ma*Wt;
%La puissance de mecanique
Pgt=abs(Pt)-abs(Pc);
%Rendement de la turbine à gaz ?GT
Xgt1=Wut/Qcc
%Chaleur apportée au gaz au niveau de poste de combustion: Qp?c
Qpc=Cpmoy*(T5-T4);
%Débit de gaz à la sortie de poste de combustion m?g
Mg=Mge+Mgn1;
%Chaleur apportée au gaz dans la turbine à gaz QGT
Qgt=Qcc+Qpc;
%Le flux de chaleur Q?GT
QMgt=Mg*Qcc+Mge*Qpc;
%Rendement de la turbine à gaz ?GT
Xgt2=Wut/Qgt
    
```

Après exécution du programme, on trouve des valeurs suivantes :

- 1- Sans poste de combustion DB : $\eta_{GT_{calcul\ manuel}} = 38 \% < \eta_{GT_{calcul\ MATLAB}} = 39 \% .$
- 2- Avec poste de combustion DB : $\eta_{GT_{calcul\ manuel}} = 30 \% < \eta_{GT_{calcul\ MATLAB}} = 31 \% .$

```

>> turbinegaz

Xgt1 =

    0.3902

Xgt2 =

    0.3106

fx >>
    
```

Figure II.23 : exécution du programme TG sous MATLAB.

II.5.2.2. Programme de la turbine à gaz

```

% % % % % % % %Calcul des paramètres de la turbine à vapeur% % % % % % % %
Sa=7.027;
Ha=3661;
Sbp=7.027;
Sb1p=0.72944;
Hb1p=217.6;
Sbvp=8.04122;
Hbvp=2589.2;
Xis=0.9;
Hc=217.6;
Hl=589;
He=619.83;
Hs=3064;
Hn=2740.84;
Hf=1210;
Hes=833;%enthalpie de entrée du champ solaire
Hss=3039;%enthalpie de sortie du champ solaire
alpha1=0.0092;% Quantité d'eau entrante dans le DEVA
    
```

```

Mhtf=102.6;%Le débit du fluide caloporteur
Dh=248;%Différence d'enthalpie
Dtpincemt=25;%la température pincement
Cpair=1.005;
Dtair=10;
Mg=120.2;
Cpmoy=1.257;
Tg=300;
T5=930;
Xsech=0.985;

e=1/Xsech;
X=(Sbp-Sb1p)/(Sbvp-Sb1p);
Hbp=X*Hbvp+(1-X)*Hb1p;
Hb=Xis*(Hbp-Ha)+Ha;
alpha=((1.0092*He-Hl)-alpha1*Hn)/(Hs-Hl);% la quantité de vapeur soutirée
Msolr=Mhtf*Dh/(Hss-Hes);%Débit de vapeur d'eau produite par le système solaire
T8=Tg+Dtpincemt;
Mvs=(e*Mg*Cpmoy*(T5-(Tg+Dtpincemt))+Msolr*(He-Hf))/(Ha-Hf);%Débit de vapeur surchauffée
Ms=alpha*Mvs;%Débit de vapeur soutirée
Mve=Mvs-Ms;%Débit de vapeur échappée
Mair=Mve*(Hb-Hc)/(Cpair*Dtair);%débit de l'air
T12=T5-(Mvs*Ha+Msolr*(Hss-1.582*Hes)-abs(Mve*Hc-Msolr*Hs))/(e*Mg*Cpmoy);%temperateur de cheminée
Wtv=(Ha-Hb)-alpha*(Ha-Hs);%travail de la turbine à vapeur
Ptv=Mvs*(Ha*Hb)-Ms*(Ha-Hs);%Puissance de la turbine à vapeur
Xtv=((Ha-Hb)-alpha*(Hs-Hb))/(Ha-Hf)%rendement de la turbine à vapeur

```

Après exécution du programme, on trouve la valeur suivante :

$$\eta_{TV_{\text{calcul manuel}}} = 50 \% < \eta_{TV_{\text{calcul MATLAB}}} = 51 \%$$

```

>> turbinevapeur

Xtv =

    0.5131

fx >>

```

Figure II.24 : exécution du programme TV sous MATLAB.

II.6. Conclusion

Dans ce chapitre on a vu le calcul détaillé du rendement de la centrale hybride de Hassi R'mel. Et par la suite, nous avons fait une modélisation de ses calculs. Nous remarquons que le calcul fait par **MATLAB** donne une valeur légèrement supérieure à celle calculée manuellement, cela est dû à la précision du calculateur **MATLAB** alors que manuellement, on arrondit à chaque opération.

Dans le chapitre suivant, on va proposer une amélioration du système de refroidissement via l'emploi des nanofluides.

SYSTEME DE REFROIDISSEMENT DE LA CENTRALE SPP1

III.1. Introduction

Dans ce chapitre, on va présenter le système de refroidissement des équipements de la centrale hybride SPP1 et donner des généralités sur les nanofluides qui peuvent améliorer le rendement de ce système.

III.2. Description du Système de refroidissement**III.2.1. Chaleur à évacuer**

Le rôle du refroidissement d'une turbine est essentiel. En effet, seuls 30 % environ de l'énergie libérée lors de la combustion est transformée en énergie mécanique, directement utilisable sur l'arbre. 60% de l'énergie apportée par la combustion est donc dissipée sous forme de chaleur. Une bonne partie de cette énergie est évacuée avec les gaz d'échappement (environ 35% de l'énergie de combustion). [12]

La partie restante, non négligeable, de l'énergie de combustion est évacuée par les parois de la chambre de combustion et d'autres équipements. Il est donc absolument nécessaire de refroidir en permanence ces derniers afin d'éviter des températures trop élevées, qui, on l'a vu, seraient dommageables pour le bon fonctionnement de la machine.

III.2.2. Types de refroidissement

Deux types de refroidissement sont alors envisageables : le refroidissement par air, où celui-ci est projeté par des ventilateurs sur équipement qu'on veut refroidir, et le refroidissement par eau (ou par un liquide réfrigérant), celle-ci faisant office d'intermédiaire en prélevant une partie de la chaleur et en la cédant à l'atmosphère à travers un échangeur de chaleur.

Le refroidissement par air présente l'avantage de ne pas nécessiter de pompe pour faire circuler le fluide. Ces pompes absorbent, en effet, une partie de la puissance disponible et représente un poids supplémentaire sur l'installation. [12]

Toutefois, le coefficient de conductivité de l'air est environ 25 fois plus faible que celui de l'eau. Ainsi, pour assurer un refroidissement équivalent, il est nécessaire d'augmenter considérablement la surface métallique en contact avec le fluide de refroidissement.

III.2.3. Système de refroidissement de la turbine à gaz

Le circuit de refroidissement a pour rôle de restituer à l'atmosphère une grande partie de la chaleur produite à l'intérieur des chambres de combustion d'une turbine à gaz. En effet, le bon fonctionnement de cette dernière n'est plus possible au-delà de certaines températures. La

température maximale de fonctionnement d'une machine est limitée par la résistance mécanique et par les variations dimensionnelles dues à la dilatation, pouvant être tolérées par les organes internes sans compromettre le fonctionnement.

III.2.3.1. Circuit de ventilation

Les capacités de ventilation ont été incorporées dans les compartiments des accessoires et de la turbine, chacun d'eux utilisant des panneaux latéraux et des toits isolés du point de vue thermique.

On emploie des amortisseurs fermant par gravité dans le circuit pour assurer automatiquement une fermeture étanche lorsque le système de protection contre l'incendie à CO₂ est activé (voir annexe A).

Les compartiments des accessoires et de la turbine sont pressurisés et refroidis par des ventilateurs (88BA-1, 2) installés dans la canalisation sous pression et refroidie par ventilation après le compartiment du filtre d'admission.

Le circuit de ventilation consiste en deux ventilateurs séparés actionnés par leurs propres moteurs, un ventilateur assurant l'air de ventilation pendant le fonctionnement normal de la turbine. L'autre fonctionne comme un ventilateur de réserve et démarrera quand, à cause d'un problème de ventilation, la température à l'intérieur du compartiment turbine accroît et atteint le point de réglage des transmetteurs de température (TT-BA-2A-Æ). Ces transmetteurs sont montés sur le compartiment turbine. [12]

L'air de ventilation sort des compartiments turbine et couplage par l'ouverture supérieure de chaque compartiment.

On a prévu deux types d'amortisseurs pour la sécurité du circuit de ventilation :

- Amortisseurs par gravité, positionnés dans la chambre des filtres, tenue ouverte par les ventilateurs du circuit de ventilation ;
- Amortisseurs manuels positionnés sur les conduits d'entrée/sortie du circuit de ventilation, ils sont fermés automatiquement par le système anti-incendie, par la pression du déchargement de CO₂.

III.2.3.2. Circuit de l'huile de graissage

La turbine à gaz est lubrifiée par un système à circulation forcée de l'huile en boucle fermée qui comprend un réservoir d'huile, pompes, échangeurs de chaleur (refroidisseurs d'huile), filtres, soupapes et divers dispositifs qui offrent du contrôle et de la protection au système. L'huile de graissage du système est circulée aux quatre paliers principaux de la turbine, aux accessoires de la turbine et aux équipements de charge menés. De plus, l'huile pour le circuit d'alimentation hydraulique, le circuit d'huile de commande et le système des moyens de démarrage est prise de cette source. [12]

Le circuit de graissage est conçu pour assurer une alimentation ample en lubrifiant filtré à température et pression appropriée pour le fonctionnement de la turbine et de ses équipements associés.

a) Description fonctionnelle

Le système est un circuit à circulation forcée à boucle fermée. L'huile de graissage est tirée du réservoir par les pompes et forcée sous pression par les échangeurs de chaleur, filtres d'huile et le collecteur de la colonne du palier, au palier. La pression, réglée à "24.5 PSI" pour la pression de la colonne du palier, est dégagée des pompes. Il y a des dispositifs de protection incorporés dans ces systèmes, ou nécessaire, pour la protection de l'équipement contre l'alimentation inférieure en lubrifiant, basse pression du lubrifiant et haute température du lubrifiant. Les dispositifs de protection font sonner une alarme ou bien peuvent arrêter l'unité s'il apparaît une de ces conditions. [12]

b) Réservoir et tuyauterie d'huile de graissage

Le réservoir d'huile de graissage est fabriqué comme partie intégrale de la base auxiliaire. On a installé dans le réservoir et on a monté sur son couvercle les pompes d'huile, les filtres d'huile et les divers dispositifs de contrôle et de protection. Pour l'accès à l'intérieur du réservoir on a pourvu un trou d'homme ayant un couvercle boulonné. Sur le couvercle du trou d'homme on a pourvu un raccord de remplissage du réservoir d'huile.

La plupart de la tuyauterie d'huile de graissage se compose de confectionnements soudés de tuyau en acier inoxydable sans couture. Des garnitures empêchent la fuite aux brides boulonnées de la tuyauterie. Lorsqu'il est possible, la tuyauterie d'alimentation huile est contenue dans le réservoir d'huile ou les colonnes de drainage.

Un tuyau connecté à une ouverture bride dans le canal de drainage près du côté amère de l'embase, assure un évent en atmosphère pour l'entier circuit d'huile de graissage.

Tout le lubrifiant pompé par la pompe d'huile principale ou auxiliaire vers la colonne d'huile de graissage, s'écoule par un réfrigérant à eau ou un réfrigérant à huile/air pour éliminer la chaleur en excès et ensuite par le filtre type cartouche qui assure un filtrage absolu de 25 micron. Le lubrifiant pompé par la pompe d'urgence fait by-passer le réfrigérant. [12]

1) Drainages

Les points de drainage du circuit d'huile de graissage sont indiqués sur le Diagramme schématique de la tuyauterie et la Représentation générale et notes de la connexion de l'acheteur, contenus par le Volume Plans de référence.

2) Visières d'écoulement

On a pourvu des visières pour l'écoulement dans les drainages des paliers et des couplages pour que la vérification visuelle de l'écoulement de l'huile soit possible. Cet écoulement doit être vérifié lorsque les pompes à huile de graissage sont mises en marche avant le démarrage des turbines.

c) Pompes à huile de graissage

On emploie trois pompes d'huile dans le circuit de l'huile de graissage ; la pompe principale actionnée par l'engrenage auxiliaire, la pompe auxiliaire actionnée par un moteur C.A. vertical et la pompe d'urgence actionnée par un moteur C.C. vertical. La pompe auxiliaire et la pompe d'urgence sont montées sur le couvercle du réservoir d'huile. Le rendement de chacune des pompes à vitesse nominale et les valeurs nominales du moteur sont inclus dans le Résumé des dispositifs dans ce manuel. Les informations fonctionnelles concernant les pompes sont incluses dans les paragraphes suivants. [12]

1) Pompe d'huile principale (actionnée par engrenage aux)

La pompe principale d'huile de graissage est une pompe à déplacement positif, localisée sur la base de l'engrenage des auxiliaires et actionnée par un arbre creux cannelé de l'engrenage de commande inférieur. Le rendement de cette pompe au circuit d'huile de graissage est limité par un clapet de non-retour VPR-1. Le réglage de pression du VPR-1 est donné par le Résumé des dispositifs. Des informations supplémentaires sur la pompe sont incluses dans les volumes sur les Equipements auxiliaires de la turbine à gaz.

2) Pompe d'huile auxiliaire (actionnée par moteur CA)

La pompe auxiliaire d'huile centrifuge assure la pression pendant le démarrage et l'arrêt de la turbine à gaz lorsque la pompe principale ne peut pas fournir de pression suffisante pour le fonctionnement en conditions de sécurité. [12]

La pompe d'huile de graissage est commandée par le transmetteur de pression de l'huile de graissage 96QA-1. Cet interrupteur ou transmetteur fera également signaler une alarme à part la fonction de démarrage. Les signaux de cet avertisseur feront la pompe d'huile de graissage fonctionner en dessous de la pression d'huile en comparaison avec le démarrage ou l'arrêt de la turbine à gaz. En ce moment la pompe principale, actionnée par l'engrenage auxiliaire, ne fournit pas de pression suffisante.

Pendant la séquence de démarrage de la turbine, la pompe se met en marche au signal de démarrage. Le circuit de commande est couplé aux contacts normalement fermés du transmetteur de pression 96QA-1.

La pompe fonctionnera jusqu'à ce qu'on atteigne la vitesse de régime de la turbine même si la colonne à huile de graissage est à la pression nominale et que les contacts de l'avertisseur de pression

se sont ouverts. Si la vitesse de régime est atteinte et la pression adéquate de l'huile de graissage n'est pas établie dans le circuit, la pompe continuera à fonctionner (par les contacts du relais de contrôle de la séquence complète).

Lorsque la turbine est en séquence d'arrêt et le transmetteur de pression 96QA-1 a temporisateur du système de commande signalera pour la pompe auxiliaire de se mettre en marche si la pression de la colonne d'huile tombe au point où le contact de l'avertisseur ou du transmetteur sont réglés pour se fermer. La pompe continuera fonctionner (si l'alimentation en C.A. est disponible) pendant la période de refroidissement, et pendant ce temps son fonctionnement est contredite par le temporisateur du système de commande. Cette séquence d'opérations est à trouver dans le mode d'emploi spécifique relatif à la commande mécanique de la turbine.

3) Pompe d'huile de secours (actionnée par moteur CC)

La pompe centrifuge d'huile de graissage de secours fonctionne afin de fournir de l'huile de graissage au collecteur de palier principal pendant un arrêt d'urgence dans le cas où la pompe auxiliaire a été forcé hors service ou elle est incapable de maintenir la pression adéquate de l'huile de graissage.

La pompe d'urgence s'utilise seulement pendant l'arrêt de la turbine puisque la dimension de la pompe et le moteur de commande sont incapables d'assurer d'huile pour le fonctionnement normal de la turbine

La pompe est démarrée automatiquement par l'action du manocontact 63QT-2A/B, lorsque la pression de l'huile dans la colonne du palier principal tombe en dessous du réglage du manocontact. Si les pompes principale ou auxiliaire reprennent leur fonctionnement, la pompe de secours sera arrêtée (automatiquement) par le manocontact 63QN-2, lorsque la pression de la colonne d'huile dépasse la valeur du réglage de l'avertisseur. Si la pompe auxiliaire fait défaut pendant la séquence d'arrêt à cause d'une panne C.A. ou toute autre cause, la pompe d'huile de secours sera mise en marche automatiquement par l'action du manocontact 63QT-2A/B de basse pression de l'huile, et continuera de fonctionner jusqu'à ce que l'arbre de haute pression entre en repos. La pompe d'urgence sera ensuite commandée par le temporisateur du système de commande et sera opère au travers une période de refroidissement. [12]

La pompe d'urgence peut être testé pour la mise en marche, séparément des manocontacts de commande pertinents, pendant que le circuit de l'huile de graissage fonctionne normalement sur la pompe principale ou auxiliaire.

4) Période de refroidissement

Sur les unités à commande automatique, les circuits de commande sont disposés de façon que la pompe auxiliaire C.A. d'huile fonctionne automatiquement après l'arrêt de la turbine pendant une

période de refroidissement de dix heures. Si l'alimentation C.A. n'est pas disponible après l'arrêt, la pompe d'huile C.C. de secours fonctionnera automatiquement, en cyclant pendant 30 secondes de marche et 3 minutes d'arrêt jusqu'à l'accumulation de 100 minutes de marche (durée totale du cycle de dix heures). [12]

d) Réfrigérant(s) a huile

L'huile de graissage doit être envoyée au collecteur d'huile de la turbine et aux machines actionnées à une température qui garantit la viscosité correcte de l'huile de graissage. A cette fin le circuit d'huile de graissage comprend un réfrigérant à eau/huile ou un réfrigérant à air/huile.

L'huile de graissage est envoyée au réfrigérant après le débit de la pompe et avant les filtres d'huile. Le réfrigérant à eau/huile peut avoir un corps ou deux corps disposés en parallèle et utilisant une soupape de transfert continu de l'écoulement. Cette caractéristique permet que l'un des réfrigérants soit mis hors service pour inspection ou entretien sans interrompre le flux d'huile vers les machines. Le réfrigérant à air/huile est un échangeur de chaleur à tubes plats pourvu de ventilateurs actionnés avec un moteur électrique.

1) Soupape de réglages température (VTR-1)

Une soupape de réglage température (VTR-1) fait contrôler l'écoulement de l'huile de graissage par l'unité de refroidissement séparée de l'embase. Cette soupape est installée dans la ligne d'alimentation vers l'unité de refroidissement. L'actionnement de la soupape est contrôlé par la température du collecteur d'huile de graissage pour maintenir la température de l'huile de graissage à une valeur prédéterminée.

Pendant la mise en marche de la turbine, cette soupape permet que toute l'huile by-pass le réfrigérant.

2) Séparateur de vapeurs d'huile

Les vapeurs produites de l'huile chauffée sont extrêmement dangereuses autant si elles sont émises dans l'atmosphère que si elles sont dirigées dans le circuit d'huile, parce qu'elles sont considérées très inflammables. Pour cette raison, on emploie un séparateur de vapeurs afin de condenser les particules volatiles d'huile qui, par l'action de la gravité, reviennent dans l'enveloppe de l'huile. [12]

Le système se compose en principal des éléments suivants :

- Moteur électrique ;
- Ventilateur centrifuge ;
- Indicateur de niveau ;
- Manomètre différentiel ;

III.2.3.3. Circuit de l'huile de lubrification des paliers

Le groupe de la turbine à gaz a quatre paliers principaux qui supportent les rotors du compresseur et de la turbine. Les paliers sont numérotés 1, 2, 3 et 4. Le palier No. 1 est localisé dans le corps d'entrée du compresseur ; N° 2 dans le corps de décharge du compresseur ; les paliers N° 3 et N° 4 se trouvent dans des carcasses séparées, boulonnées au tambour interne du cadre d'échappement. Le positionnement des paliers est indiqué sur le plan Arrangement de la turbine à gaz. Les paliers N° 1 et 2 soutiennent le rotor du compresseur/turbine de haute pression et les paliers N° 3 et 4 soutiennent le rotor de basse pression/charge de turbine. Les types de palier, utilisés dans des locations différentes de la turbine à gaz, sont mentionnés dans le tableau ci-dessous. Les bulletins d'utilisation, mentionnés dans le tableau, donnent des informations détaillées sur les paliers et sont inclus dans la section Publications relatives aux équipements à "Palier". [12]

Palier			Publication
N°	Sorte	Type	
01	Palier	Elliptique	GEI-41020C
	Butée (active)	Patin oscillant (six patins) Auto-égalisateur	GEI-41018B
	Butée (inactive)	Cordon conique	GEI-41019B
02	Palier	Elliptique	GEI-41020C
03	Palier	Patin oscillant (cinq patins)	GEK-28100
04	Palier	Patin oscillant (cinq patins)	GEK-28100
	Butée	Patin oscillant (huit patins) Auto-égalisateur	GEI-41018B
	Butée	Patin oscillant (quatre patins) Non-égalisateur	GEI-41018B

Tableau III.1 : types de palier de la turbine à gaz.

a) Lubrification des paliers

Tous les paliers de la turbine à gaz sont lubrifiés sous pression par huile de graissage fournie du collecteur d'huile de graissage. Le collecteur est à l'intérieur du réservoir d'huile de graissage qui est préfabriqué dans la base des accessoires. Il est connecté avec un second collecteur dans la base de la turbine. Ce second collecteur passe en aval à l'intérieur du canal de drainage de l'huile de graissage qui est réalisé le long du tirant du membre gauche de la poutre en I de la base de turbine. Ainsi, la tuyauterie d'alimentation en huile est complètement renfermée et le système est en effet à double canalisation. La tuyauterie dérivée d'alimentation en huile et de drainage fait connecter le collecteur et le canal de drainage à chaque carcasse de palier où se trouvent les composants du palier lisse et du palier de butée.

Les joints étanches à l'huile et les déflecteurs d'huile aident à diriger l'écoulement de l'huile de graissage à partir des paliers dans les drainages des paliers d'où le fait retourner au réservoir d'huile. Les joints étanches à l'huile sont des garnitures en labyrinthe installées dans les logements des paliers, hors-bord des ensembles de palier lisse ou de butée où l'on exige le contrôle de l'infiltration d'huile le long de l'arbre du rotor. Les joints étanches à l'huile sont assemblés dans les logements des paliers de façon à y être seulement un petit jeu entre les dents de la garniture et l'arbre du rotor. Les joints

étanches à l'huile sont conçus avec doubles rangés de dents avec un espace annulaire entre eux.

L'air d'étanchéité comprimé est alimenté dans cet espace annulaire pour retenir l'huile de graissage contre l'infiltration hors du logement du palier et la dispersion le long de l'arbre du rotor. Une partie de cet air d'étanchéité revient avec l'huile au réservoir d'huile de graissage étant ensuite déchargé dans l'atmosphère par l'évent du réservoir.

Toute l'huile de graissage pour paliers est filtrée et alimentée à une température et pression contrôlées. Dans la tuyauterie de drainage il y a installées des visières d'écoulement et des thermocouples pour chaque palier. Les visières d'écoulement assurent un contrôle visuel de l'écoulement de l'huile à travers les paliers. Les thermocouples donnent une indication de la température de l'huile sur l'indicateur de température du panneau de commande de la turbine. Le circuit de l'huile de graissage est indiqué sur le Diagramme schématique de la tuyauterie dans annexe **B**.

b) Circuit de l'huile lubrifiante

Le circuit de l'huile lubrifiante est conçu pour fournir une alimentation suffisante en huile de lubrification filtrée à la température appropriée et à la pression appropriée pour le fonctionnement de la turbine et de son équipement associé.

Les dispositifs de protection incorporés dans ces ensembles ou c'est nécessaire de protéger l'équipement contre une alimentation insuffisante en huile, contre la basse pression de l'huile et la haute température de l'huile lubrifiante. Les dispositifs de protection avertissent soit en faisant sonner une alarme, soit en arrêtant l'unité si n'importe quelle de ces conditions apparaît.

L'arrangement particulier du circuit, les dispositifs de protection et les réglages du circuit sont montrés sur le diagramme schématique de la tuyauterie pour la turbine à gaz spécifique. D'autres sections (voir annexe **B**) discutent le fonctionnement, l'entretien du circuit et les indications pour les pièces diverses d'équipement incluses dans le circuit.

c) Températures de fonctionnement

L'huile lubrifiante est exposée à une plage de température pendant qu'elle circule dans la turbine à gaz. Pour la circulation fiable de l'huile avant la mise en marche, la viscosité doit être de 800 SUS au moins. Si on convertit cette valeur en température, la température minimale de l'huile avant la mise en marche sera 50 °F, 70 °F ou 90 °F, respectivement, pour l'huile légère, moyenne ou lourde.

C'est pourquoi le rendement des paliers, des engrenages et des commandes hydrauliques seront similaires si n'importe quelle des trois huiles est utilisée, pourvu que la température de l'huile soit réglée pour maintenir la viscosité de fonctionnement désirée. La température normale du palier d'admission de l'huile est de 130 °F, toutefois, à cause des conditions ambiantes et/ou des

températures de l'eau, les conditions réelles de fonctionnement pourraient être différentes.

L'équipement de refroidissement pour le circuit de lubrification est conçu pour maintenir la température nominale de 130 °F (température du palier d'admission d'huile) quand il y'a de l'eau fraîche disponible pour le refroidissement. Toutefois, quand les circuits du radiateur y sont impliqués, le dimensionnement est tel que pour la température ambiante maximale enregistrée au site, la température du collecteur du palier pourrait être de 60 °F. Les paliers de la turbine à gaz sont conçus pour fonctionner de manière satisfaisante à cette température d'admission de l'huile. Avec les circuits du Radiateur, ce collecteur de palier nominal de 130 °F sera maintenu pendant un grand pourcentage du temps de fonctionnement. Dans des cas spéciaux d'autres températures de calcul du collecteur seront utilisées, comme dicte par les dispositifs de charge.

L'échauffement du palier lors du fonctionnement est discuté dans les sections appropriées (voir annexe B). Typiquement, l'échauffement de l'huile de l'admission à l'évacuation est de 25 °F à 50°F. Si l'engrenage réducteur est impliqué, cette augmentation de température pourrait être de 60 °F. Certaines turbines à gaz ont des paliers qui se trouvent dans un environnement d'air chaud pressurisé. Pour ces turbines, le logement de butée doit être étanche à l'aide des labyrinthes et le débit d'air auquel se trouvent le logement de butée et l'espace d'évacuation est environ à la pression atmosphérique. Cet environnement et l'air d'étanchement pourraient être à une température de 500°F à 750 °F. Une partie de l'huile lubrifiante sera mélangée avec une petite quantité d'air chaud et elle va laver des surfaces métalliques entre 500 °F et 750 °F.

La température de l'huile de lubrification dans le réservoir sera supérieure de 25 °F à 40 °F à la température du collecteur du palier et la température totale sera de 155 °F à 200 °F pendant le fonctionnement.

d) Matériaux anticorrosion utilisés pour l'expédition

Les procédés de fabrication fournissent de la protection contre la corrosion en nettoyant et en traitant toutes les surfaces métalliques en contact avec l'huile lubrifiante dans le circuit de lubrification.

Les parois intérieures du réservoir d'huile lubrifiante sont traitées à l'usine à l'aide d'une peinture résistante à l'huile. Les surfaces internes de toute la tuyauterie, des roulements et des dispositifs de commande hydraulique de l'huile lubrifiante et les surfaces d'autres composants en contact avec l'huile lubrifiante de la turbine sont enduits d'une huile lubrifiante antirouille à atmosphère intérieure qui est employée comme combinaison d'huile d'essai et d'expédition. L'huile et ses vapeurs qui restent sur les surfaces mouillées après que la turbine a fini la période d'essai à l'usine servent comme agent anticorrosif. Cette huile qui reste est en général compatible avec les huiles de la turbine, mais on laisse à la latitude de l'acheteur et du fournisseur d'huile de décider si le

résidu de cette huile d'essai doit être enlevé par un "rincage sur terrain". A l'installation il est supposé que la plupart de l'huile, qui reste, sera enlevée et l'intérieur du réservoir d'huile sera vérifié pour voir s'il est propre. [12]

Toutes les surfaces finies de l'extérieur de la machine des pièces et des assembles qui pourraient être exposés aux conditions de corrosion pendant le magasinage et l'expédition conditions sont revêtues d'huile antirouille. Ce matériau n'est pas compatible avec l'huile de la turbine et il doit être enlevé de toutes les surfaces.

III.2.3.4. Système de refroidissement et d'étanchéité à air

L'air est utilisé pour le refroidissement des diverses parties de la section turbine et pour la pressurisation des joints étanches à l'huile dans la turbine à gaz. Cet air est obtenu du compresseur à écoulement axial de la turbine à gaz et de l'air de l'ambient au champ de la turbine à gaz.

Les parties de la section turbine refroidies par air consistent en :

- 1) surfaces avant et arrière de la roue de turbine du premier et deuxième étage ;
- 2) l'ensemble tuyère et anneau de retenu du premier étage ;
- 3) carcasse du rotor turbine et ;
- 4) le cadre d'échappement et des éléments de support sous pression du corps de cylindre interne.

Les doublures de la chambre de combustion, coudes et raccords de réduction sont conçues pour l'utilisation de l'air de combustion (air comprimé) pour le refroidissement effectif de ces parties. En général, la description des passages d'air de refroidissement et d'étanchéité étant incorporés dans des diverses parties et sections de la turbine, est incluse dans une autre partie du présent manuel. [12]

Les circuits d'air de refroidissement et d'étanchéité sont indiqués sur le Diagramme schématique des tuyauteries. Ces circuits sont décrits en plus de détails dans les paragraphes suivants.

L'air, obtenu du compresseur à écoulement axial, consiste en :

- a) air d'extraction du 10^{ème} étage ;
- b) air de fuite de l'étanchement à air de haute pression du compresseur et c) air de décharge du compresseur.

1) Air d'extraction du 10^{ème} étage

L'air d'extraction du 10^{ème} étage s'utilise pour sceller les paliers N° 1, 3 et 4 contre la perte d'huile de graissage. Cet air est évacué des paliers au réservoir de l'huile de graissage par les tuyaux de drainage de l'huile des paliers. Cet air d'extraction s'utilise également pour refroidir l'espace de roue arrière de la roue de turbine du premier étage plus les espaces de roue avant et arrière de la roue de turbine du deuxième étage. De plus, ce même air d'extraction est canalisé par les collecteurs étant utilisé pour le refroidissement de l'enveloppe de la turbine, du cadre d'échappement et des éléments

de support sous pression du corps de cylindre interne

Avant que l'air d'étanchéité soit canalisé aux paliers N° 1, 3 et 4, il est d'abord passé par un séparateur centrifuge de saleté qui fait éliminer toute particule de poussière ou d'autre matière étrangère qui pourrait être nocive aux paliers. Le séparateur est nettoyé par un orifice de soufflage continu

2) Air de fuite du joint de haute pression du compresseur

Les déflecteurs d'huile du palier N° 2 sont scellés par l'air de fuite de l'étanchement de haute pression du compresseur qui entoure le logement des paliers dans l'enveloppe de décharge du compresseur et la cavité du cadre de la turbine. Cet air est également évacué du palier au réservoir d'huile de graissage de la turbine par le tuyau de drainage d'huile du palier.

L'air est également utilisé pour le refroidissement de l'espace de la roue avant de turbine du premier étage. De plus, cet air de fuite s'utilise pour le scellement de la voie de gaz lorsqu'il s'échappe au-delà des étanchements de la roue de turbine du premier étage dans le flux de gaz de combustion.

3) Système d'extraction d'air pour la protection du compresseur axial contre la pulsation au démarrage et à l'arrêt

Les compresseurs à écoulement axial sont sujets à la pulsation à presque toute vitesse lorsqu'ils sont opérés à un rapport de pression supérieur en comparaison à la non charge. Cet état peut apparaître en cas de haute charge ou à un haut taux de l'accélération de la turbine. Dans un compresseur, il résulte en de grandes fluctuations de la pression.

Pour prévenir la pulsation du compresseur lorsque l'unité est accélérée pendant le démarrage ou décélérée pendant l'arrêt, l'air est extrait du 10^{ème} étage du compresseur et déchargé au plénum d'échappement. Il y a quatre connexions d'extraction du 10^{ème} étage usinées dans la carcasse du compresseur. Deux des connexions sont dans la moitié supérieure de la carcasse du compresseur et les deux autres connexions sont dans la moitié inférieure.

L'air de décharge du compresseur est canalisé par un filtre poreux et une électrovanne de contrôle d'air, 20CB-1, au piston actuateur des soupapes de purge du compresseur. Pendant le démarrage et l'arrêt, lorsque la vitesse de la turbine est inférieure à 90%, l'électrovanne 20CB, fait évacuer l'air de décharge dans l'atmosphère, les soupapes de dégagement s'ouvrent et l'air du 10^{ème} étage est dégagé dans le plénum d'échappement. Lorsque la vitesse de la turbine est en dessus de 90%, un signal du système de commande fait actionner l'électrovanne 20CB-1.

L'air de décharge du compresseur est ensuite dirigé aux soupapes de dégagement qui se ferment et arrêtent l'air d'évacuer au plénum d'échappement. Les interrupteurs de fin de course 33CB-1 et 33CB-2, montés sur les soupapes de dégagement, donnent un signal à l'annonceur du panneau de

commande de la turbine pour indiquer la position des soupapes. Les interrupteurs sont inclus dans la circuiterie de la séquence de démarrage admissible du système de commande de la turbine. [12]

III.2.4. Système de refroidissement de la turbine à vapeur

III.2.4.1. Tour de refroidissement

D'une façon générale, tout procédé lié à une activité de type industriel, de conditionnement d'air ou de réfrigération, produit une certaine quantité d'énergie perdue sous forme de chaleur. Cette chaleur perdue devra être rejetée dans l'environnement et nécessite donc un refroidissement.

De manière générale, quel que soit le procédé, plus la température à laquelle peut s'effectuer ce rejet sera basse, meilleur sera le rendement du procédé. Selon les températures souhaitées pour obtenir le rendement optimal du processus, l'on peut distinguer quatre catégories de technologie de refroidissement :

- **l'eau**, avec refroidissement par passage unique; aujourd'hui, beaucoup de procédés, particulièrement dans les applications industrielles, utilisent toujours ces systèmes à «eau perdue» (interdit par l'arrêté du 2 février 98, article 14) entraînant pollution, nuisance pour l'environnement et gaspillage de ce si précieux élément qu'est l'eau. Il est donc primordial de prendre en compte d'autres systèmes ;
- **l'air évaporatif** : ce principe, appelé refroidissement évaporatif, est celui utilisé dans les tours de refroidissement. En réutilisant 95% de l'eau de refroidissement, il est le plus adapté pour le refroidissement de procédés nécessitant des températures comprises entre 25°C et 45°C ;
- **l'air sec**, utilisé dans tous les aérorefrigérants secs, est destiné au procédé ayant un rendement optimal avec des températures supérieures à 45°C. Dans les applications de conditionnement d'air, beaucoup de procédés utilisent aujourd'hui des condenseurs à air pour évacuer la chaleur générée. Ces systèmes entraînent à la fois des consommations électriques et des coûts d'installation très élevés ;
- **le refroidissement mécanique par groupes frigorifiques** qui sera utilisé pour des températures de refroidissement inférieures à 25°C et pour tout besoin en températures négatives. [01]

III.2.4.2. Le refroidissement évaporatif : principe et avantages

Nous nous efforçons tous de réduire le réchauffement de la planète et l'émission des gaz détruisant la couche d'ozone. La réduction de la production électrique, grâce à l'utilisation du refroidissement évaporatif, nous amène à un environnement plus sain. Le refroidissement évaporatif est basé sur un principe naturel simple. Dans une tour ouverte l'eau à refroidir est pulvérisée sur une surface de ruissellement alors que de l'air est soufflé ou aspiré au travers de cette surface de ruissellement. Une petite quantité d'eau est évaporée, provoquant ainsi le refroidissement de l'eau

restante. Cette eau froide tombe dans le bac de la tour, et la chaleur est extraite par l'air sortant de la tour. [01]

Les tours, ainsi que les condenseurs évaporatifs sont un moyen efficace et peu onéreux pour évacuer la chaleur inutilisable des systèmes industriels. Le refroidissement évaporatif combine une efficacité thermique élevée, des prix attractifs, une température basse du fluide avec une consommation réduite d'énergie et d'eau.

Des températures basses sont essentielles pour beaucoup de systèmes de refroidissement afin d'atteindre des rendements élevés. Ceux-ci consomment moins d'énergie et permettent de réduire les émissions de CO₂. C'est dans cette perspective que les systèmes de refroidissement évaporatif contribuent à préserver les ressources naturelles de l'environnement. Le refroidissement évaporatif utilise la température de bulbe humide de l'air ambiant, alors que les équipements de refroidissement à air sec dépendent de la température ambiante du bulbe sec. La température du bulbe humide est généralement de 8 à 12° inférieure à la température du bulbe sec et les tours de refroidissement ou condenseurs évaporatifs sont donc capables d'atteindre des températures de refroidissement ou de condensation au moins égales à la différence de température entre celle du bulbe sec et du bulbe humide.

III.2.4.3. Installation industrielle des tours à refroidissement

Dans l'exemple d'un groupe frigorifique pour une installation de réfrigération industrielle de 1050 kw, le tableau III.2 donne un détail des consommations électriques du système, pour différents cas de figure : condensation directe dans un condenseur évaporatif, condensation indirecte avec eau refroidie par tour de refroidissement ou condensation par air. Sachant que la puissance du compresseur est réduite approximativement de 3 % pour chaque degré de température de condensation inférieure, il est aisé de constater que le compresseur, dans le cas d'une condensation par eau, permet des économies de l'ordre de 30 à 35 % comparé à des systèmes à air sec. [01]

	Condenseur évaporatif	Condenser à eau+tour	Condenseur à air
Température de condensation °C	30°C	36°C	45°C
Compresseur kWe	205 kWe	236 kWe	324 kWe
Rejet chaleur kW	1255 kW	1286 kW	1374 kW
Ventilation/Pompe kWe	23 kWe	32 kWe	33 kWe
Puissance totale kWe	228 kWe	268 kWe	357 kWe

Tableau III.2 : Comparaison de différents procédés de refroidissements pour une installation industrielle

Dans cet exemple, le gain énergétique se chiffre donc à 129 kW / h électriques, soit sur base annuelle une économie de plusieurs centaines de MWh. Par ailleurs les équipements de refroidissement évaporatif sont plus compacts et moins bruyants que les solutions alternatives à air

sec tandis que leurs coûts de fonctionnement sont inférieurs pour les installations de tailles moyennes et importantes.

Tour ouverte 1050 kW
33°C/27°C par BH 21°C modèle TXV 217
Ventilation 11 kW (Coût approx 15 k€)
Tour fermée 1050 kW
33°C/27°C par BB 21°C modèle FXV-561
Ventilation 33 kW (Coût approx 42 k€)
Groupe frigorifique 1050 kW
Eau 20°C/15°C Air sec 32°C (à C.O.P.4)
Puissance électrique 350 kW (Coût 100 k€)

Tableau III.3 : Comparaison des puissances requises

On peut établir une comparaison, dans le cas d'un procédé industriel nécessitant par exemple un refroidissement de l'eau de 33 ° C à 27 ° C, pour une même puissance thermique de 1050 kW. Au vu des températures demandées, l'utilisation d'une solution sèche est bien entendu impossible, mais aujourd'hui certains se tournent parfois vers l'utilisation de groupes frigorifiques. [01]

Le tableau III.3 comparatif montre les puissances requises pour une tour ouverte, une tour fermée ou pour un groupe frigorifique. Le groupe consomme ainsi 350 kW contre 33 kW dans le cas d'une tour fermée ou 11 kW pour une tour ouverte, soit un facteur de 10 à 30 en faveur de la tour. Pour un procédé continu, le gain énergétique annuel offert par la tour s'élèvera donc à minimum 2500 MWh (pour une tour fermée).

Ces exemples démontrent sans ambiguïté les avantages du refroidissement évaporatif. Utilisés depuis plus d'un demi-siècle, ces systèmes consomment peu d'énergie et permettent d'économiser plus de 95 % de l'eau en circulation. Ils sont simples à utiliser et à entretenir. De plus, grâce à leur haute efficacité énergétique, ces systèmes requièrent, pour leur implantation, un encombrement minimum au sol. Ils sont silencieux en comparaison d'autres solutions de rejet de chaleur. La fabrication, la mise en œuvre et la destruction des refroidisseurs évaporatifs ont un impact quasi nul sur l'environnement.

Toutefois les événements récents ont rendu l'opinion publique et les utilisateurs très soucieux du risque du développement de la bactérie *Legionella* dans les systèmes de refroidissement évaporatif.

III.2.4.4. Types d'équipements de refroidissement

1) Tour de refroidissement ouverte

Dans une tour à circuit ouvert, l'eau provenant de la source de chaleur du procédé est distribuée directement sur la surface de ruissellement et entre en contact avec l'air soufflé au travers de la tour,

assurant ainsi le refroidissement par évaporation d'une petite partie de cette eau, grâce à l'échange direct obtenu entre l'eau et l'air (voir figure III.1). La tour ouverte est l'équipement évaporatif qui offre les plus grands avantages en matière de rendement, d'encombrement, de coût unitaire et de consommation énergétique, présentant également le poids d'installation le plus faible. [01]

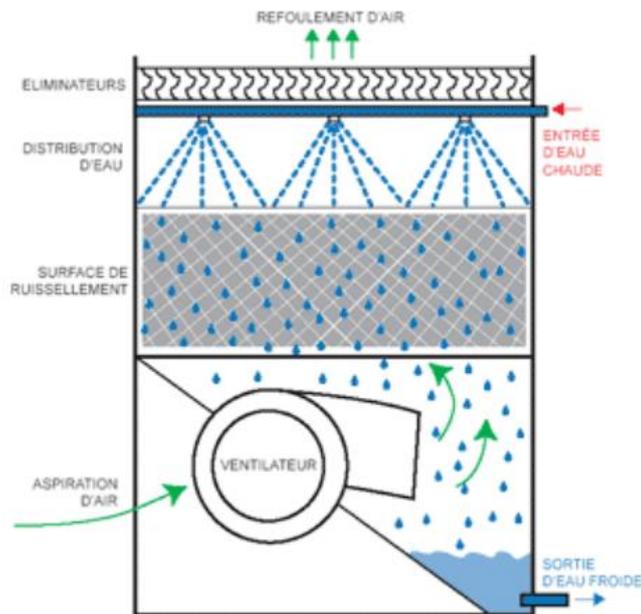


Figure III.1 : Tour ouverte.

Dans le cadre de la gestion du risque lié à la *Légionella* et du suivi de la qualité de l'eau, il faudra cependant tenir compte de la totalité du volume du circuit incluant la tour de refroidissement proprement dite et tout le réseau, les échangeurs, les bassins éventuels, et les pompes. Il faut donc gérer souvent des volumes importants et des matériaux constitutifs de natures différentes. Dans ces systèmes, les points chauds tels que l'échangeur de chaleur ou le condenseur sont des sites plus favorables au développement du tartre, de la corrosion ou de la prolifération microbienne. Au vu de leur taille et de leur volume, ces systèmes peuvent parfois être plus difficiles à nettoyer ou à désinfecter en cas d'encrassement ou de pollution.

2) Tour de refroidissement à circuit fermé

Dans une tour à circuit fermé, le fluide à refroidir circule dans un échangeur tubulaire étanche, lui-même directement arrosé. Le refroidissement est assuré comme dans une tour ouverte, par évaporation d'une partie de l'eau de pulvérisation (voir figure III.2). En matière de gestion du risque, la tour fermée avec échangeur arrosé offre donc de nombreux avantages. Ce principe permet ainsi de confiner l'eau de pulvérisation à la seule tour de refroidissement. Le circuit primaire est fermé et totalement confiné, sans entrer en contact avec l'air. L'eau de pulvérisation ne peut donc pas être contaminée par les bactéries qui se développent dans les bras morts des tuyauteries ou dans les autres équipements externes au refroidisseur évaporatif (ex. condenseur). [01]

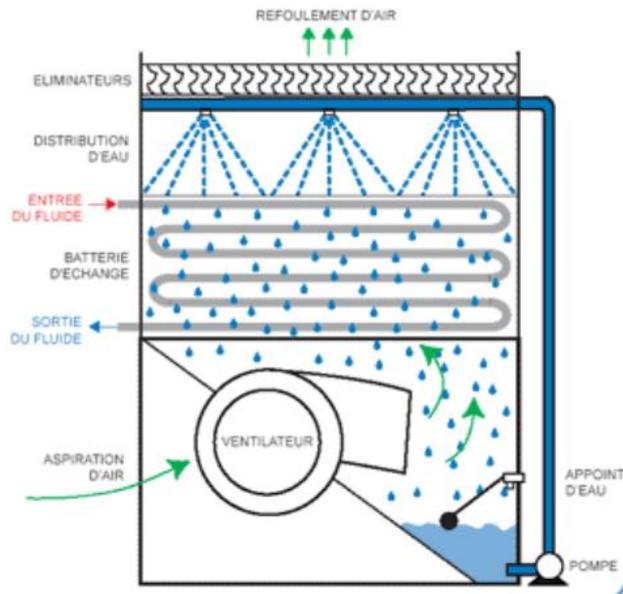


Figure III.2 : Tour à circuit fermé.

De plus, elle se trouve à une température inférieure à celle du procédé. Plus la température d'eau est basse, moins il y a de prolifération bactérienne. Seul le circuit de pulvérisation totalement confiné à la tour de refroidissement doit être traité et géré en termes de qualité d'eau.



Figure III.3 : Tour fermée.

Par ailleurs la conception de ces équipements avec tubes d'échangeurs à surface lisse, liée à une bonne accessibilité pour le nettoyage, évite les zones permettant l'accumulation ou l'encrassement typique dans les échangeurs tubulaires ou échangeurs à plaques, dans les surfaces d'échange de type parking ou nids d'abeille qui présentent des surfaces complexes favorables à l'encrassement et difficile à nettoyer par la suite. Avec de grands débits d'eau de pulvérisation et un débit de distribution homogène, les tubes et le bassin seront lavés en permanence, limitant ainsi la probabilité de formation de dépôt.

Par ailleurs, ces appareils nécessitant des débits d'air plus importants sont plus favorables à la réduction éventuelle de panache. L'association d'une tour de refroidissement de type ouvert avec un échangeur à plaques qui permet d'isoler le circuit d'utilisation du circuit pulvérisation réduit la gestion du risque de Legionella à un circuit plus confiné. Il faut toutefois se rendre compte que ceci ne supprime pas de surfaces complexes comme les échangeurs à plaques et les garnissages. Ces équipements sont plus favorables au risque d'entartrage ou à la formation de biofilm et restent difficiles à inspecter et nettoyer (voir figure **III.3**).

3) Condenseurs évaporatifs

Les condenseurs évaporatifs sont de construction équivalente à celle des tours de refroidissement à circuit fermé. En lieu et place d'une surface d'échange dans une tour de refroidissement conventionnelle, on trouve une batterie de condensation dans laquelle circule le frigorigène. Le refroidissement évaporatif est assuré en recyclant et en pulvérisant de l'eau sur cette batterie de condensation, pendant que de l'air ambiant circule au travers et à l'extérieur de cette batterie, ce qui entraîne l'évaporation d'une faible quantité d'eau de pulvérisation. La chaleur latente prélevée du frigorigène qui se condense est transmise à l'air en circulation. Le condenseur évaporatif, en condensant directement le fluide frigorigène, est la forme d'équipement évaporatif offrant le meilleur rendement (voir figure **III.4**).

Les avantages en matière de gestion du risque sont identiques à ceux offerts par une tour de refroidissement du type évaporatif. L'inconvénient majeur du condenseur évaporatif reste le volume du fluide frigorigène du système global, qui sera plus important et nécessite donc une gestion plus poussée du risque lié aux exigences de confinement de l'ammoniaque. La qualité de fabrication et d'installation en matière d'étanchéité du frigorigène, qui pour une large part incombe au fabricant de l'équipement ainsi qu'à l'installateur du système, est bien entendu primordiale. **[01]**

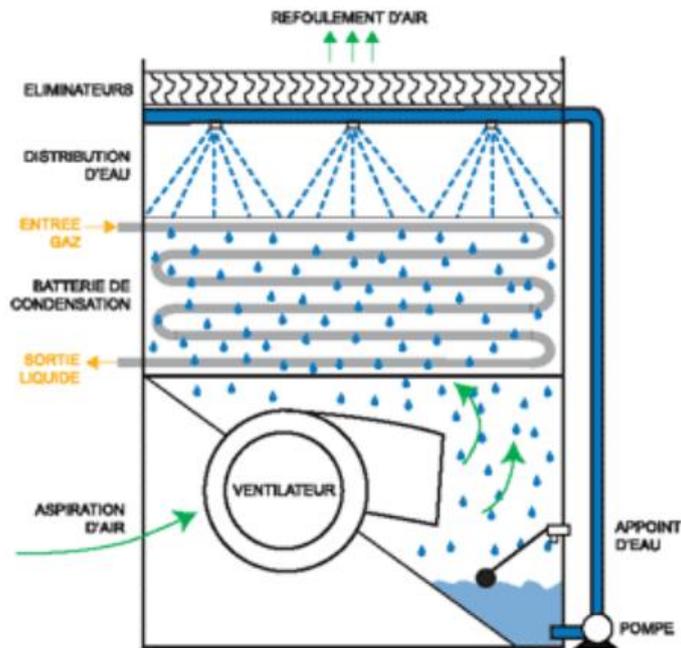


Figure III.4 : Condenseur évaporatifs.

Ces équipements sont aujourd'hui repris dans la rubrique des équipements sous pression, en accord avec la norme européenne DESP (Directive Equipement Sous Pression). Depuis mai 2002, il est obligatoire pour ces équipements d'être en conformité avec les nouvelles directives. Alors qu'en Angleterre, ces équipements font l'objet d'avantages fiscaux vu leur fort intérêt énergétique, en France, les réglementations spécifiques et exigences de confinement de l'ammoniaque favorisent parfois l'utilisation de solutions moins performantes.

4) Tour de refroidissement à circuit fermé hybride

Les systèmes de refroidissement hybrides conjuguent le meilleur des deux systèmes : le refroidissement évaporatif en été, alliant température basse et consommation d'énergie inférieure et le refroidissement sec dans les saisons plus fraîches. La combinaison de ces deux modes permet de réaliser de substantielles économies d'eau tout au long de l'année. L'utilisation de ce type de systèmes d'une manière contrôlée minimise grandement le risque de contamination bactériologique. (voir figure III.5). [01]

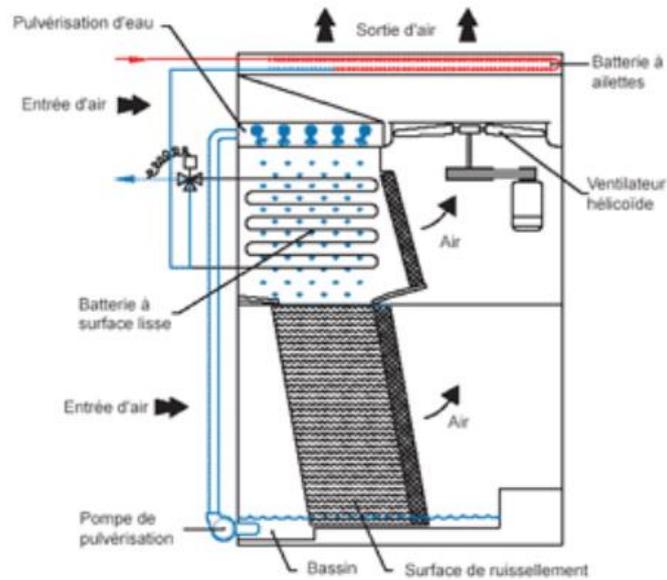


Figure III.5 : Schémas tour fermée hybride.

Les véritables systèmes hybrides fonctionnent à 80 % du temps en mode sec et apportent tous les avantages du fonctionnement en eau à basse température liés à une très grande réduction des risques. Grâce à l'utilisation d'une batterie placée au refoulement, l'appareil peut travailler selon trois modes distincts :



Figure III.6 : Tours fermées hybrides.

- Mode sec et humide combiné, dans les conditions de sélection nominales et d'ambiance les plus élevées ;
- Mode adiabatique, en intermédiaire, lorsque la température ambiante et/ou la charge seront plus faibles ;

- Mode sec uniquement, dans les conditions plus froides et de charges plus réduites. Dans ce dernier cas de figure, l'installation pourra être complètement vidangée et plus aucune gestion de l'eau n'est alors nécessaire. Un véritable appareil fermé hybride permet de plus une élimination visuelle du panache et des économies d'eau importantes pouvant s'élever à 80 % sur base annuelle (voir figure III.6).

III.2.4.5. Conception des installations de refroidissement

Les différents types de systèmes sont équipés d'éliminateurs de gouttelettes à haute efficacité, qui devront être maintenus propres et en bon état et il faudra veiller à leur positionnement correct. Il est important de noter que l'élimination de gouttelettes dans sa totalité reste impossible et ce quel que soit le type de séparateurs installés.

Dans la conception des tours les systèmes de distribution d'eau à basse pression seront privilégiés et il faudra veiller également au bon état de propreté de ces systèmes. Les bassins seront de type fermé avec possibilité d'accès aisé pour le nettoyage. Le choix des matériaux de construction privilégiera les surfaces lisses tels que l'acier galvanisé, les revêtements époxy ou l'acier inox. Panache : formation et réduction Concernant le panache et sa réduction éventuelle, il est important de bien distinguer le panache de l'entraînement vésiculaire. Le panache est en fait la re-condensation de la vapeur d'eau contenue dans l'air saturé au refoulement de la tour qui peut se retrouver en sur-saturation lors de son mélange avec l'air ambiant plus froid. Le panache sera donc généralement plus visible lors de conditions ambiantes plus froides ou plus humides. [01]

Les gouttelettes d'eau constituant ce panache visuel sont des gouttelettes d'eau totalement pures et elles ne contiennent aucune bactérie ou autres minéraux. Par contre, lors de sa sortie de l'appareil, l'air de refoulement va entraîner au travers des séparateurs de gouttelettes une faible quantité d'aérosol sous forme de gouttelettes (dans la limite de l'efficacité des séparateurs). Ces gouttelettes ont une composition identique à celle de l'eau de circulation et, en cas de présence de légionnelles, pourront donc contenir également des germes.

La réduction ou l'élimination de panache permet en réchauffant l'air de refoulement saturé en humidité, de l'éloigner de son point de saturation et éviter la condensation de la vapeur d'eau lors de son retour dans l'atmosphère. Cette opération est réalisée en installant une batterie pailletée au refoulement de l'appareil, laquelle réalise un pré-refroidissement du fluide.

La meilleure efficacité est obtenue en plaçant cette batterie sèche en série avec la batterie arrosée dans une application tour à circuit fermé. L'installation de batteries de réduction de panache sur une tour ouverte n'est pas recommandée car son efficacité est nettement plus faible et nécessite une modulation très importante du débit d'eau pulvérisé sur la surface d'échange, ce qui peut favoriser la formation de dépôt et de tartre dans les zones mal irriguées ainsi que l'entraînement de gouttelettes.

L'élimination de panache ne réduit en rien l'entraînement de gouttelettes potentiellement contaminées et ne présente donc aucun avantage dans la lutte anti-Legionella. Elle permet par contre d'éliminer la pollution visuelle que représente le panache. Conception des installations Il est évident que le refoulement des tours doit être éloigné des aspirations et ouvrants des bâtiments. Il faut éviter la présence de bras morts dans la tuyauterie et s'assurer de l'irrigation régulière de tout le circuit lors des fonctionnements alternés. Lors de tout arrêt prolongé, il est recommandé de vidanger complètement les bassins des tours.

III.2.4.6. Traitement d'eau préventif, tour de refroidissement

Une approche globale intégrée nécessite également la mise en place d'un programme de traitement d'eau préventif avec un suivi pointu. En matière de sécurité et d'hygiène les tours de refroidissement à circuit ouvert ou fermé et les condenseurs évaporatifs sont classés de la même façon. Les mêmes standards de qualité de suivi de la qualité de l'eau, de la propreté de l'installation et de la bonne maintenance doivent être appliqués quel que soit le type d'équipements en jeu. Le refroidissement évaporatif est obtenu par l'évaporation de l'eau de circulation. Cette eau s'évaporant, les solides dissous présents restent dans le système. La concentration de solides augmente rapidement et peut atteindre des proportions inacceptables. De plus, la tour agit comme un laveur d'air et les impuretés apportées par l'air ainsi que les matières organiques se retrouveront dans l'eau de circulation. [01]

S'ils ne sont pas contrôlés parfaitement, ces éléments peuvent engendrer des risques de corrosion, d'entartrage, de dépôt et de développement bactériologique. Ceci réduit l'efficacité du transfert de chaleur et accroît de façon significative les coûts de fonctionnement. A titre d'exemple, un dépôt de 1 mm de tartre sur un faisceau d'échange à tube lisse va réduire l'efficacité de l'appareil de l'ordre de 30 %, ce qui se traduit par une augmentation de la température de refroidissement ou de condensation de 6°C, soit une augmentation de la puissance électrique absorbée par le système (groupe froid ou compresseur) de l'ordre de 18%.

Cet exemple peut être extrapolé à une tour avec échangeur à plaques pour lequel la perte de rendement sera encore plus importante par le fait de coefficients d'échanges élevés. Le programme de traitement d'eau doit être choisi afin de prévenir la corrosion, la formation de tartre, l'encrassement et le développement bactériologique. Tous ces éléments sont de fait des facteurs aggravants dans le risque de développement de la bactérie Legionella. La conception d'un système de traitement d'eau approprié et d'un programme d'entretien et de services dépend du type de produits et de la qualité d'eau. De manière générale toutefois, il est primordial, dans la gestion de la qualité d'eau, de mettre en œuvre plusieurs traitements.

○ *Gestion du taux de concentration*

Il faut gérer de manière précise le taux de concentration de l'eau de circulation. Pour éviter une accumulation excessive d'impuretés dans l'eau en circulation, il faut veiller à purger une faible quantité d'eau, de façon à maintenir une concentration de l'eau de circulation par rapport à l'eau d'appoint à une valeur admissible. [01]

Le taux de concentration se calcule par la formule suivante :

$$C = (E + D) / D \quad (\text{III.1})$$

avec ;

C : taux de concentration

E : débit d'évaporation

D : débit de purge

Le débit d'évaporation est égal à 1,8 litres pour 4 180 kJ de refroidissement. La courbe de la figure III.7 montre l'évolution du débit de purge en fonction du taux de concentration.

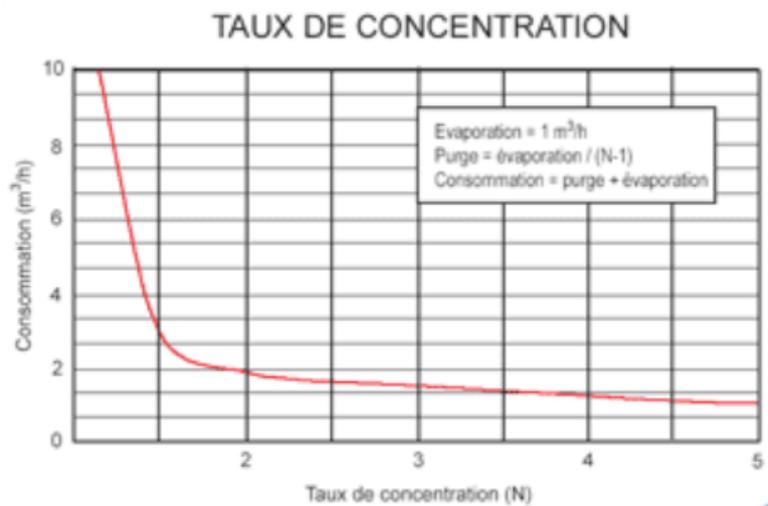


Figure III.7 : Taux de concentration.

Sur cette courbe le taux de concentration optimal est situé autour de la valeur 3. En dessous de ces valeurs, la surconsommation d'eau reste importante. Au-delà, par contre, le gain en consommation sera marginal alors que le risque de dérive, d'encrassement, de formation de tartre et de corrosion devient très important, vu la forte concentration en minéraux et bactéries. La gestion de la déconcentration est effectuée par la mise en place d'automatismes, sur la base de la mesure de la conductivité de l'eau ou par proportionnalité en asservissement à un compteur sur l'appoint d'eau.

III.2.4.7. Circuit principal du refroidissement de vapeur

C'est un échangeur dans lequel le fluide frigorigène gazeux, après compression, est condensé à température constante en libérant dans le médium (air ou eau) la chaleur récupérée à l'évaporateur

plus la chaleur de compression. Le condenseur se divise en trois parties délimitées par les paramètres de fonctionnement : [09]

- la zone de désurchauffe,
- la zone de condensation,
- la zone de sous refroidissement.

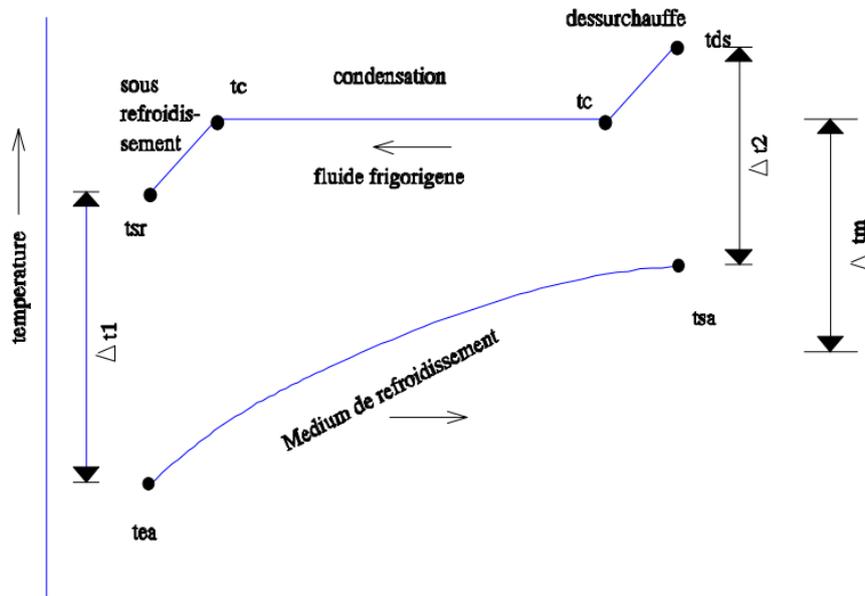


Figure III.8 : profil de température d'un condenseur.

L'absorption du flux calorifique dû à la désurchauffe, condensation, sous refroidissement ne peut être réalisée par le médium de condensation que :

- Par élévation de sa température (absorption de chaleur sensible),
- Par changement partiel d'état physique (chaleur latente de vaporisation).

D'où le classement suivant des condenseurs :

condenseurs	à chaleur sensible	à air	à circulation d'air naturelle à circulation d'air forcée
		à eau	à immersion à double tube et contre courant à calandres (multitubulaires horizontaux)
	à chaleur latente	atmosphériques	à calandres (multitubulaires verticaux à ruissellement simple à ruissellement et contre courant à évaporation forcée
			evapo-condenseurs

Figure III.9 : Classification des condenseurs.

a) Condenseur à air

On utilise l'air ambiant pour absorber la chaleur que le condenseur doit dissiper. L'air a une très faible chaleur massique : $C_{p_{air}} = 1005 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$ et le coefficient de conductivité thermique (K en $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$) est faible lorsque l'un ou les deux fluides sont des vapeurs. Ces deux caractéristiques font que : la surface d'échange du condenseur doit être importante, le volume d'air cyclé sur le condenseur doit être important, ceci implique des appareils encombrants. [09]

1) Condenseur à air à circulation naturelle

Ce type de condenseur équipant certaines armoires ménagères est constitué d'un serpentin recouvert de treillis de fil métallique soudé ou d'une feuille de tôle ajourée formant ailette. [09]

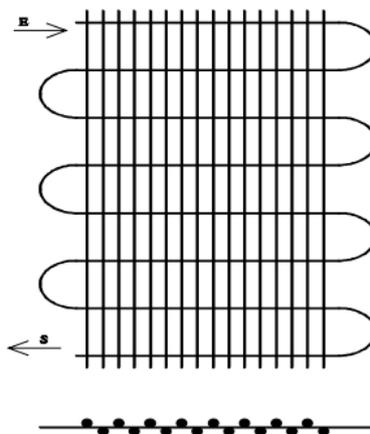


Figure III.10 : Condenseur à air à circulation naturelle.

2) Condenseur à air à circulation forcée (aérocondenseur)

Lorsque la surface du condenseur est trop importante, il est indispensable d'utiliser une ventilation. La constitution du condenseur est identique à celle de l'évaporateur, c'est un tube lisse

serti d'une multitude d'ailettes augmentant la surface d'échange. Le condenseur est ventilé par une hélice montée en bout d'arbre pour les groupes ouverts ou par un ou plusieurs moto ventilateurs sur les groupes hermétiques. [09]



Figure III.11 : Condenseur à air à circulation forcée.

b) Condenseur à eau

Il faut distinguer les condenseurs à eau perdue et les condenseurs à eau recyclée. Pour les condenseurs à eau perdue, l'eau chaude issue du refroidissement des vapeurs de fluide frigorigène est rejetée soit à l'égout (procédé très coûteux et ayant pratiquement disparu), soit dans une réserve d'eau considérée infinie (barrage, retenue d'eau, rivière, mer, fleuve...). Pour les condenseurs à eau recyclée, à savoir que l'eau chaude issue du refroidissement est refroidi pour être à nouveau utilisée, il est fait appel à des dispositifs appelés « Tours de refroidissement ». [09]

1) Systèmes de refroidissement des condenseurs à eau

Les condenseurs à eau recyclée font appel à des systèmes de refroidissement de l'eau chaude qui sort des condenseurs pour permettre sa réutilisation : ce sont les tours de refroidissement.

En marge des tours de refroidissement, il faut citer les cas particuliers des aérorefroidisseurs «dry-cooler» et des condenseurs évaporatifs. [09]

2) Les Aérorefroidisseurs

L'allure générale de ce type de refroidisseur est celui d'un condenseur à air à la différence que c'est de l'eau (eau glycolée en général) qui circule dans les tubes à la place du fluide frigorigène pour les condenseurs.

Un tel refroidisseur ne consomme pas d'eau et le circuit hydraulique reste propre. Cependant, le fait qu'il n'y ait pas d'évaporation d'eau ne permet pas d'avoir un refroidissement intense. Ce type de refroidisseur n'est pratiquement pas utilisé dans les pays chauds. [09]

III.3. Les Nanofluides

Les fluides tels que l'eau, l'huile ou l'éthylène-glycol sont fréquemment rencontrés dans les applications industrielles (système de refroidissement, micro-électronique, etc.), mais ne dispose que d'une conductivité thermique faible par rapport à celle des solides cristallins (deux à trois ordres de grandeurs de différence). L'idée est alors d'insérer, au sein du fluide, des particules de taille nanométrique pour espérer augmenter la conductivité thermique effective du mélange.

Le terme **nanofluide** a alors été introduit par **Choi (1995)** [08] et reste couramment utilisé pour caractériser ce type de suspension colloïdale. Bon nombre d'études expérimentales ont montré que ce type de solution pouvait présenter des caractéristiques thermodynamiques très différentes de celles pouvant être prédites par des modèles macroscopiques, généralement utilisés pour caractériser les composites dont la taille des particules est égale ou supérieure à l'échelle micrométrique.

III.3.1. Définition d'un nanofluide

Le nanofluide est une suspension de particules de taille nanométrique (nanoparticules) dispersées dans un liquide de base. On utilise comme liquide de base généralement : eau, éthylène-glycol ou huiles.

Les nanoparticules doivent être inférieure à < 100 nm de forme sphériques ou cylindriques. Ces particules peuvent être :

- Métalliques : Cu, Ag, Au, ...
- Oxydes : Al_2O_3 , CuO, SiO_2 , TiO_2 ...
- Nanotubes de carbone (CNT)). [20]

III.3.2. Préparation des nanofluides et méthodes de mesures

Une revue bibliographique de la littérature montre que les équipes scientifiques utilisent des nanofluides déjà préparés par des fabricants privés. Les différents types de nanofluides utilisés sont récapitulés dans le Tableau III.1 en fonction de la taille des nanoparticules, des concentrations utilisées et du pourcentage en surfactant s'il y en a. Même si les études publiées concernent les nanofluides disponibles sur le marché, leurs caractéristiques sont assez diversifiées, aussi bien sur la taille que sur la méthode de préparation. Il est à noter que toutes les nanoparticules présentées sont de formes sphériques sauf les nanotubes de carbones :

Auteurs	Fluide porteur	Nanoparticule	Taille	Fraction volumique	Surfactant
(Aladag et al., 2012)	Eau	CNT	L= 200 μ m et D= 9 nm	1%	1%
		Al_2O_3	D = 30 nm	1%	1%

(Asirvatham et al., 2009)	Eau	CuO	D = 40 nm	3%	
(Duangthamgsuk and Wongwises, 2009)	Eau	TiO ₂	D = 21 nm	0,2 à 2%	
(Ho et al., 2010)	Eau	Al ₂ O ₃	D = 33 nm	1 et 2%	
(Kole and Dey, 2011)	Huile d'engrenage	CuO	D = 40 nm	0,5 à 2,5%	Acide oléique
(Kulkarni et al., 2007a)	Eau Glycolée (40/60)	CuO	D = 29 nm	0 ; 1 ; 2 ; 4 ; 5 ; 6%	
(Kulkarni et al., 2007b)	Eau Glycolée (40/60)	Al ₂ O ₃	D = 20 ; 50 ; 100 nm	2 ; 4 ; 6%	
		SiO ₂	D = 20 ; 50 ; 100 nm	2 ; 4 ; 6%	
		CuO	D = 20 ; 50 ; 100 nm	2 ; 4 ; 6%	
(Kulkarni et al., 2009)	Eau Glycolée (40/60)	Al ₂ O ₃	D = 45 nm	2 ; 4 ; 6%	
		SiO ₂	D = 45 nm	2 ; 4 ; 6%	
		CuO	D = 45 nm	2 ; 4 ; 6%	

Tableau III.4 : Différents types de nanofluides utilisés.

III.3.3. Propriétés thermophysiques

Les propriétés thermophysiques (conductivité thermique, viscosité dynamique et cinématique, capacité thermique massique, etc.) des solutions sont profondément modifiées par l'ajout de nanoparticules et un grand nombre de paramètres peuvent avoir un effet non négligeable sur cette déviation (le matériau, la taille, le rapport d'aspect, la concentration des particules en suspension, la conductivité du fluide de base, la température du milieu, etc.). De nombreux groupes de recherche tentent de comprendre quels sont les mécanismes à l'origine de telles différences mais aucune phénoménologie n'a pu être encore formulée de manière concise et satisfaisante.

III.3.3.1. Conductivité thermique

De nombreux travaux, traitant de l'augmentation de conductivité thermique (k), peuvent être trouvés dans la littérature. A titre d'exemple, les résultats de Eastman et al. (2001) [10] montrent que k présente un gain de 40% par rapport à celui de l'éthylène glycol, lorsqu'on met en suspension des particules de cuivre (dont la taille est inférieure à 10 nm) à très faible concentration (0.3% en volume).

Dans le cas de solutions à base de particules de taille micrométrique ou supérieure, l'hypothèse de milieu continu est validée et le mécanisme de diffusion thermique permet, à partir de la loi de

Fourier, d'aboutir à des modèles qualifiés de macroscopiques. C'est le cas, par exemple, du modèle d'Hamilton-Crosser (Hamilton et al. (1962)) :

$$\frac{k}{k_f} = \frac{\tau + (\eta - 1) - (\eta - 1)(1 - \tau)\varphi}{\tau + (\eta - 1) + (1 - \tau)\varphi} \quad (\text{III.2})$$

où k_f est la conductivité du fluide de base $\tau = \frac{k_p}{k_f}$ avec k_p la conductivité des particules et φ

la fraction volumique des particules. Le rapport d'aspect est ici noté $\eta = \frac{\xi}{3}$ où ξ est la sphéricité, définie comme le rapport de la surface de la sphère de volume égal à celui de la particule sur la surface de cette dernière. Si ce modèle est tout à fait adapté aux composites dont la taille des particules est supérieure au micromètre, il n'est pas certain qu'il soit valide pour des particules de taille nanométrique.

III.3.4.2. Viscosité

La majeure partie des études qui ont recours à la viscosité des nanofluides, l'évalue par des modèles de type Stokes-Einstein ou Brinkman. Mais ce type de modèle n'est valable que pour des poudres métalliques, sans interactions inter-particules, de forme sphérique et pour des concentrations très faibles.

Le consensus actuel est que l'ajout de particules solides dans un liquide provoque une augmentation, plus ou moins importante, de la viscosité du mélange. Là encore, de nombreux facteurs peuvent être à l'origine des disparités constatées. Pour des nanoparticules identiques (nature, taille) et un même fluide de base, la qualité de la dispersion, la charge en particule et la température peuvent influencer considérablement sur la viscosité.

Bien qu'un comportement Newtonien soit constaté pour des fluides contenant de faibles concentrations de nanoparticules, les suspensions à base de nanotubes de carbone réagissent de manière très différentes. En effet, les travaux de Ding et al. (2006) [27] montrent que la viscosité présente une tendance à diminuer lorsque le taux de cisaillement augmente (caractère rhéofluidifiant). Les implications d'un tel comportement sont importantes pour le coefficient d'échange car, près des parois, la contrainte est plus importante conférant donc à la solution une viscosité apparente amoindrie (effet lubrifiant). [17]

III.3.4. Comportement en convection forcée

Les études visant à caractériser les nanofluides en convection forcée sont beaucoup moins nombreuses dans la littérature. La raison principale repose évidemment sur le fait que l'établissement du nombre de Nusselt, caractérisant les transferts de chaleur, requiert d'abord une mesure fiable de la conductivité thermique. Là encore, les modèles classiques (type Dittus-Boelter)

ne peuvent être utilisés et des disparités entre les résultats expérimentaux sont constatées.

Le coefficient de transfert de chaleur convectif h est défini de la manière suivante :

$$h(x) = q'' / (T_p(x) - T_{mf}(x)) \quad (\text{III.3})$$

Où q'' est la densité de flux de chaleur en paroi, $T_p(x)$ est la température en paroi et $T_{mf}(x)$ la température moyenne du fluide circulant (fonctions de l'abscisse x).

Le coefficient de transfert de chaleur convectif est généralement exprimé sous la forme du nombre de Nusselt (Nu) :

$$\text{Nu}(x) = \frac{h(x) D}{k} \quad (\text{III.4})$$

où D est une dimension caractéristique de l'écoulement. Généralement, le Nu est dépendant du nombre de Reynolds ($\text{Re} = u D / \nu$ où u est la vitesse caractéristique et ν la viscosité cinématique) et du nombre de Prandtl ($\text{Pr} = \alpha \cdot \nu$ où α est la diffusivité thermique).

L'étude de Pak et al. (1998) [21] s'intéresse au transfert de chaleur convectif d'une solution à base d'eau, chargée de particules d'oxydes de métaux (Al_2O_3 (13nm) et TiO_2 (27nm)). Les mesures sont effectuées dans une configuration de tube chauffé à flux constant en régime turbulent et les résultats les plus significatifs sont obtenus avec une fraction volumique de particules de 3%. avec Re identique, il s'avère alors que le coefficient de transfert de chaleur est augmenté de 75% par rapport à celui de l'eau pure. Cependant, à vitesse débitante identique (Re non identique), le même paramètre h devient inférieur de 12% à celui de l'eau pure. La conclusion immédiate est donc que la viscosité de la solution est nettement supérieure à celle de l'eau pure.

III.4. Conclusion

On a vu le système de refroidissement de la centrale hybride ainsi qu'une définition et description des nanofluides qu'on peut utiliser comme fluide frigorigène des installations de refroidissement juste en ajoutant des nanoparticules aux fluides déjà utiliser.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [01] **BALTICARE**, SAVOIR FAIRE : "Tour de refroidissement et maîtrise de la légionellose" ;
Septembre 2014.
- [02] **BELKHAMSA, S. ABD ESSELAM, S.**, "Contribution à l'étude et au calcul des cycles
thermodynamiques des turbines à gaz", mémoire d'ingénieur, Université Ouargla, 2008.
- [03] **BENDJEDIDI, S.**, "Pompe centrifuge", Rapport de stage, Université de Batna, 2012.
- [04] **BENAMOR, Y. REZIG, T.**, "Calcul énergétique d'une turbine à gaz à cycle combiné",
mémoire d'ingénieur (Université Mohamed Khider – Biskra), 2010.
- [05] **BENNARA, I.**, "Etude et calcul de vérification d'un turbo-alternateur" Mémoire d'ingénieur,
Université M'hamed Bouguara Boumerdes, 2009.
- [06] **BERRAH, F.**, « Centrale électrique hybride de HASSI R'MEL, SPP1 », Rapport de stage,
Université de Houari Boumèdiene (U.S.T.H.B), 2012.
- [07] **BOUCHTIL, I.**, "Contribution à l'étude d'une centrale solaire thermodynamique à capteur
cylindro-paraboliques dans une zone aride", mémoire master, Université hadj Lakhdar – Batna,
2012.
- [08] **Choi, S.**, "Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles In Developments and
Applications of Non-Newtonian Flows" (ed. DA. Siginer et HP. Wang) pp. 99-105, New York :
Am. Soc. Mech. Eng, 1995
- [09] **CFmnLog** "TECHNIQUE DU FROIDCOURS DE BASE" TECHNIQUE GENERALE
publication N° : YSH04054 Edition, juillet 2007.
- [10] **Eastman, J.A., Choi, S., Li, S., Yu, W., Thompson, L** Anomalously increased effective
thermal conductivities of ethylene glycol-based nanofluids containing copper nanoparticules
Applied Physic Letter 78-6 718-720, 2001
- [11] **GAHMOSSE, A.**, "étude d'une turbine à gaz pour la production d'électricité", mémoire
Département Génie mécanique, Ecole Nationale Polytechnique, 1984).
- [12] **GE Oil and Gaz Technical Training** "Turbine à gaz MS 5002 C LHE", Manuel de formation
pour la conduite et l'entretien affaire N.P. SONATRACH srga2localite : Algérie 2002.
- [13] **Georges Rodriguez-Guisantes** "Introduction à MATLAB.2008", Dépt. COMELEC Dernière
mise à jour : Janvier 2008

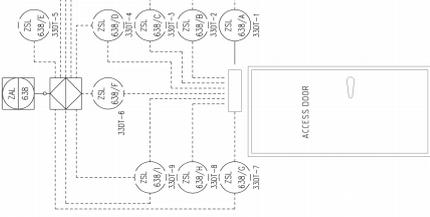
- [14] **HERZALLAH, A.**, "Étude thermodynamique Maintenance et Fiabilité d'une turbine à gaz MS 5002", mémoire d'ingénieur, Université de Boumerdes, 2006.
- [15] **Jean-Marie MONTEIL.**, "Centrale à cycle combiné", Ingénieur de l'école EDF-GDF, Ingénieur DPE-grade de Master, Ingénieur au service études et projets thermiques et nucléaires. 10 Octobre 2003.
- [16] **KHALDI, F.**, "Energy and exergy analysis of the first hybrid solar-gas power plant in Algeria", Proceedings of ECOS 2012, Cost, Optimization, Simulation and environmental impact of energy systems, PERUGIA, ITALY, JUNE 26-29, 2012.
- [17] **Mathieu Bouton**, " Evaluation de l'intérêt énergétique des nanofluides dans l'usage des machines frigorifiques", Master Mécanique, Energie, Produits et Procédés de l'université de Lorraine, Le : 04 septembre 2012.
- [18] **MEGHARBI, W.**, "Etude comparative de l'auto consommation de cycle turbine à gaz avec cogénération et turbine à vapeur pour l'unité GNL 6P du complexe GL1/K", mémoire, Ecole Nationale Polytechnique, 2013.
- [19] **Moens L., Blake D.**, "Mechanism of hydrogen formation in solar parabolic trough receivers. National Renewable Energy Laboratory"; 2008 Feb. Technical Report NREL/TP-510-42468. Available at<<http://www.osti.gov/bridge>> [accessed 12.4.2012].
- [20] **Olivier Doche, Jean-Antoine Gruss & Olivier Soriano** "Une nouvelle technologie pour les échangeurs thermiques : Le Nanofluide", CEA Grenoble LITEN GRETh-LETH 18 ème Congrès Français de Mécanique, Grenoble, 27-31 août 2007.
- [21] **Pak, B.C., Cho, Y.L.** Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles Experimental heat transfer 11 151-170. 1998.
- [22] **ROLF KEHLHOFER**, "Combined-cycle gas et steam turbine power plants", Pennwell publishing company, 1997.
- [23] **SHARIKET KAHRABA SIKKDA**, « Notions de base du cycle combine et vue d'ensemble de l'installation-Phase II », Révision: b, fichier: Overview. b. 2008.
- [24] **Stéphane FOHANNO, Guillaume POLIDORI, Catalin POPA** , " Nanofluides et transfert de chaleur par convection naturelle ; Intensification des transferts dans les échangeurs thermiques et multifonctionnels : Techniques, Outils d'analyse et Optimisation" ; Groupe de Recherche En Sciences Pour l'Ingénieur (GRESPI) Paris, 15 mars 2012.
- [25] **TEBIB, W. Slatni, Y.**, "Investigation des conditions optimales de soutirages dans les turbines à vapeur", Mémoire d'ingénieur, Centre Universitaire Tbessa, 2007.

- [26] **Therminol-VP1**. Technical Bulletin. Available at (<http://www.therminol.com>) [accessed 12.6.2011].
- [27] **Wen, D., Ding, Y.** Experimental investigation into convective heat transfer of nanofluids at the entrance region under laminar flow conditions *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47 5181-5188, 2004.

GENERAL NOTES

- 1 - No. 5 ACCESS COUPLER ON ACCESSORY COMPARTMENT
- 2 - No.2 ON TURBINE COMPARTMENT
- 3 - No.2 ON COUPLING COMPARTMENT

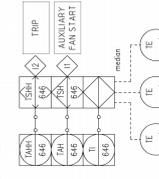
COMMON MOTOR



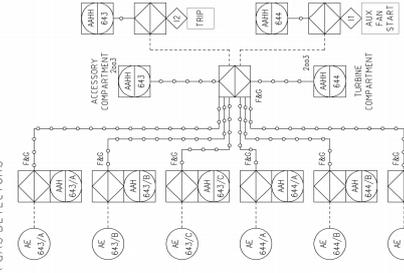
2 PRELOADED SPRING DAMPER ACTUATED BY FIRE FIGHTING DISCHARGE

CONTROL LOOPS

1 TYPICAL FOR TE



2 TYPICAL FOR GAS DETECTORS



1 REVISED WHERE IS INDICATED +-.

REV. ISSUE DESCRIPTION - DESCRIPTION

0 1

1 2

2 3

3 4

4 5

5 6

6 7

7 8

8 9

9 10

10 11

2551010001-000-000
2551010001-000-000
N SOM5081260/1

ITEM NO. 0414

LANG. A

FAVOLA B

SHEET 14

11

COMPRESSA
JOB

WORKSHEET
N°

0414

0414

0414

COMPRESSA
JOB

WORKSHEET
N°

0414</