

République Algérienne Démocratique et Populaire  
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique  
Université Mouloud Mammeri de Tizi-Ouzou  
Faculté de génie de la construction  
Département de génie mécanique



## Mémoire de fin d'études



EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLÔME  
MASTER ACADEMIQUE EN GENIE MECANIQUE  
OPTION: ENERGETIQUE  
THEME

*Etude de la transformation du groupe n°1  
de la centrale de Cap-Djenet en cycle combiné*



Réalisé par :

M<sup>elle</sup>. L. BOUSSOUAR  
Mr. S. NEDJIMI

Proposé par : M<sup>r</sup>. Y. LADDADA  
Suivi et dirigé par : M<sup>r</sup>. M. FERROUK

*Promotion 2015-2016*

# Remerciements

*Nous rendons avant tout grâce à **Dieu** tout puissant qui nous a aidé à surmonter les difficultés que nous avons rencontré tout au long de notre travail.*

*Nous adressons nos sincères remerciements à notre encadreur **Mr Y.LADDADA** pour nous avoir permis de réaliser notre mémoire et d'effectuer notre stage pratique au sein de la centrale électrique de Cap-Djenet et grâce à qui nous avons approfondi nos connaissances dans ce domaine.*

*Nous tenons à exprimer nos vives gratitudee et notre profonde reconnaissance à notre promoteur **Mr M.FERROUK** pour son aide, ses conseils et sa disponibilité permanente, nous faisant partager ainsi ses connaissances et son expérience.*

*Nos plus vifs remerciements vont à tous nos professeurs qui ont contribué à notre formation.*

*Nombreuses sont les personnes qui nous ont apporté leurs aides et leurs soutiens, nous tenons à leurs présenter nos remerciements les plus sincères.*

*Nous n'oublierons pas d'adresser nos remerciements à nos **parents** et nos **frères** et **sœurs** pour leur contribution, leur soutien et leur patience et à tous nos proches et amis qui nous ont toujours soutenu et encouragé au cours de la réalisation de ce travail.*

*Merci à tous et à toutes*

## *DEDICACE*

*Je dédie ce modeste travail à :*

*Mes parents qui ont consacré leur vie pour que la mienne  
soit meilleure et pour leurs aides et encouragements.*

*Mon frère et mes sœurs, et toute ma famille.*

*Tous mes amis, et toutes les personnes qui mon  
aidées de près ou de loin.*

*SALIM NEDJIM*

*Je dédie ce modeste travail à :*

 *Ma chère maman, c'est grâce à ses sacrifices et ses encouragements que je suis arrivée à parcourir ce cursus.*

 *Mon père allah irehmou.*

 *Toute ma famille.*

 *Ma belle famille.*

 *Mon mari Mohamed amine en particulier.*

 *Tous ceux qui me connaissent.*

*LILA BOUSSOUAR*

## Sommaire

Introduction générale .....	1
-----------------------------	---

### **CHAPITRE 1 PRESENTATION ET DESCRIPTION DE LA CENTRALE**

1.1. Présentation de la centrale .....	2
1.2. Données météorologiques .....	2
1.3. Caractéristiques techniques de la centrale .....	2
1.3.1. Combustibles .....	2
1.3.2. Évacuation de l'énergie .....	3
1.3.3. Eau de réfrigération principale (eau de mer) .....	3
1.3.4. Eau de réfrigération secondaire (deminéralisée) .....	3
1.3.5. Station de dessalement de l'eau de mer .....	3
1.3.6. Station de déminéralisation .....	4
1.3.7. Station d'électrochloration .....	4
1.3.8. Salles de commande centralisées .....	4
1.4. Les différents composants d'une tranche de production .....	4
1.4.1. Générateur de vapeur .....	4
1.4.1.1. Chambre de combustion .....	5
1.4.1.2. Ballon .....	5
1.4.1.3. Économiseur .....	5
1.4.1.4. Surchauffeurs et resurchauffeurs .....	5
1.4.1.5. Colonnes de descentes .....	6
1.4.1.6. Brûleurs .....	6
1.4.1.7. Ventilateurs de recyclage .....	6
1.4.1.8. Ventilateurs de soufflage .....	6
1.4.2. Turbine .....	7
1.4.2.1. Soutirages .....	7
1.4.3. Le poste d'eau .....	8
1.4.3.1. Condenseur .....	8
1.4.3.2. Pompes d'extraction .....	8
1.4.3.3. Pompes alimentaires .....	9
1.4.4. La bache alimentaire .....	9
1.4.5. Les réchauffeurs haute pression .....	9

1.4.6. Les Réchauffeurs basse pression .....	9
1.4.7. Alternateur .....	9
1.5. Principe de fonctionnement d'une tranche de production .....	9

## **CHAPITRE 2 LE RENDEMENT DU CYCLE ACTUEL**

2.1. Notion sur le rendement .....	12
2.2. Le premier principe de la thermodynamique .....	13
2.2.1. Les différentes stations du circuit thermique .....	14
2.2.2. Soutirages .....	15
2.3. Calcul des enthalpies aux différents points du cycle : .....	15
2.3.1. Calcul du rendement du cycle Pour une charge de 100% .....	15
2.3.1.1. Calcul des travaux .....	19
2.3.1.2. La puissance totale de la turbine (puissance indiquée) .....	23
2.3.1.3. La puissance disponible sur l'arbre de la turbine (puissance effective).....	23
2.3.1.4. La puissance aux bornes de l'alternateur .....	24
2.3.1.5. Calcul de la quantité de chaleur cédée à la vapeur dans la chaudière.....	24
2.3.1.6. Calcul du rendement du cycle .....	24
2.3.2. Calcul du rendement du cycle Pour une charge de 75% .....	25
2.3.2.1. Calcul des travaux .....	26
2.3.2.2. La puissance totale de la turbine (puissance indiquée) .....	29
2.3.2.3. La puissance disponible sur l'arbre de la turbine (puissance effective).....	29
2.3.2.4. La puissance aux bornes de l'alternateur .....	30
2.3.2.5. Calcul de la quantité de chaleur cédée à la vapeur dans la chaudière .....	30
2.3.2.6. Calcul du rendement du cycle .....	30

## **CHAPITRE 3 : GÉNÉRALITÉS SUR LES CYCLES COMBINÉS**

3.1. Introduction .....	31
3.2. Principe de fonctionnement du cycle combiné .....	31
3.3. Principaux éléments du cycle combiné .....	33
3.3.1. Turbine à gaz .....	33
3.3.1.1. Classification et modes d'utilisation des turbines à gaz.....	34
3.3.1.2. Derniers développements sur les TG et CC .....	39
3.3.2. Chaudières de récupération .....	40
3.3.2.1. Une chaudière horizontale .....	41

3.3.2.2. Une chaudière verticale .....	42
3.3.2.3. Type des chaudières de récupération selon le niveau de pression .....	44
3.3.3. Turbine à vapeur.....	49
3.3.3.1. Principe d'une turbine à vapeur .....	52
3.4. Configuration des centrales à cycles combinés.....	52
3.5. La solution de transformation choisie .....	54
3.5.1 Générateur de Vapeur à Récupération (GVR) .....	55

## **CHAPITRE 4 : ÉTUDE THERMODYNAMIQUE DE LA TURBINE À GAZ SIEMENS V94.3A**

4.1 Description de la turbine à gaz SIEMENS V94.3A.....	59
4.2 Description des différents composants de la turbine SIEMENS V94.3A.....	60
4.2.1. Le compresseur .....	60
4.2.2. Chambre de combustion.....	60
4.2.2.1. Les bruleurs de la chambre de combustion .....	61
4.2.3 La turbine .....	62
4.3 Le cycle thermodynamique de la turbine à gaz.....	63
4.3.1 Introduction .....	63
4.3.2. Cycle théorique de Brayton.....	64
4.3.3 Cycle réel de la turbine à gaz .....	64
4.4 Les paramètres de fonctionnement du cycle à gaz .....	69
4.5 Calcul thermodynamique du cycle gaz .....	70
4.5.1. Calcul des paramètres thermodynamiques du compresseur.....	70
4.5.2. La chambre de combustion .....	72
4.5.3. Calcul du travail développé par la turbine .....	74
4.5.4. Le rendement global de la turbine à gaz .....	75

## **CHAPITRES 5 : ETUDE DE LA TRANCHE TRANSFORMEE**

5.1. Objectifs de la transformation .....	76
5.2. Définition du rendement d'une installation combinée .....	76
5.3. Calcul thermodynamique du cycle transformé.....	79
5.3.1. Calcul du travail et de la puissance de la turbine à vapeur .....	79
5.3.2. Le travail et la puissance des pompes .....	80
5.3.3. La puissance aux bornes de l'alternateur .....	81

5.3.4. Le rendement du cycle vapeur .....	81
5.3.5. Le rendement du cycle combiné.....	82
5.4. Comparaison entre le cycle vapeur et le cycle combine .....	83
5.5. Comparaison sur le gain du cout de gaz .....	84
5.6. Influence de la température ambiante sur les performances de la TG et de CC .....	85
Conclusion générale .....	90

## Nomenclature

<b>Symbole</b>	<b>signification</b>	<b>Unité</b>
$\eta$	rendement de l'alternateur	/
$P_u$	La puissance utile	<b>W</b>
$p_c$	Puissance du compresseur	<b>W</b>
$P$	Puissance aux bornes de l'alternateur	<b>MW</b>
$W$	Travail massique spécifique	<b>kJ/kg</b>
$H$	Enthalpie massique	<b>kJ/kg</b>
$PCI$	Pouvoir calorifique inferieure	<b>kJ/kg</b>
$Q_{cc}$	Chaleur spécifique fournie par la chambre de combustion	<b>KJ/kg</b>
$Q_{ch}$	Chaleur spécifique fournie par la chaudière	<b>KJ/kg</b>
$P$	pression	<b>bars</b>
$T$	température	<b>°C</b>
$M$	La masse molaire	<b>Kg/mol</b>
$S1,S2,S3,S4,S5,S6$	Débits des soutirages	<b>Kg/s</b>
$Q_m$	débit de la vapeur sortante de la chaudière.	<b>Kg/s</b>
$Q_r$	débit des fuites récupérées	<b>Kg/s</b>
$\dot{m}_a$	Débit massique de l'air	<b>Kg/s</b>
$\dot{m}_c$	Débit du combustible	<b>Kg/s</b>
$\dot{m}_g$	Débit du mélange (air+combustible)	<b>Kg/s</b>
$Cp_a$	Chaleur spécifique de l'air	<b>J/kg.K</b>
$Cp_g$	Chaleur spécifique du mélange (air+ combustible)	<b>J/kg.K</b>
$\gamma_a$	Coefficient isentropique de l'air	/
$\gamma_g$	Coefficient isentropique du mélange (air+combustible)	/
$R$	Puissance pour une année	<b>KWh</b>
$J$	Nombre de jour	/
$H$	Nombre d'heur	/
$t$	Le taux d'utilisation de la puissance maximale	/
$C$	Le cout du gaz	<b>DA/KWh</b>

## Abréviations

abréviation	définition
TV	Turbine à vapeur
TG	Turbine à gaz
CC	Cycle combiné
GVR	Générateur de vapeur à récupération
Econ	Économiseur
Avap	Évaporateur
Surch	Surchauffeur
Resur	Resurchauffeur
cond	condenseur
PE	Pompe d'extraction
PA	Pompe alimentaire
J	Jour
c	Cout du gaz
N	Condition normales
HP	Haute pression
MP	Moyenne pression
BP	Basse pression
SH-HP	Surchauffeur haute pression
SH-MP	Surchauffeur moyenne pression
SH-BP	Surchauffeur basse pression
RH	Resurchauffeur
EVP-HP	Évaporateur haute pression
EVP-MP	Évaporateur moyenne pression
EVP-BP	Évaporateur basse pression
ECO-HP	Économiseur haute pression
ECO-MP	Économiseur moyenne pression
ECO-BP	Économiseur basse pression

## LISTE DES FIGURES

Figure 1.1 : schéma synoptique d'une tranche thermique .....	11
Figure 2.1 : paramètres du circuit eau-vapeur (100% de charge et six soutirages).....	17
Figure 2.2 : diagramme T-S du cycle eau-vapeur avec six soutirages.....	18
Figure 3.1 : Schéma général d'un cycle combiné .....	32
Figure 3.2 : Diagramme T-S cycle combiné TG avec un cycle TV à un niveau de pression ....	32
Figure3.3 : Fonctionnement d'un cycle de Brayton .....	33
Figure3.4 : Turbine à gaz de type aérodérivatif .....	35
Figure 3.5 : Turbine de type heavy-duty .....	35
Figure 3.6 : variation du rendement et de la puissance spécifique en fonction du taux de compression.....	36
Figure 3.7 : rendement d'une turbine à gaz en fonction de la température d'entrée des gaz à la turbine.....	37
Figure 3.8 : Principe de combustion séquentielle .....	38
Figure 3.9 : Schéma de fonctionnement d'un GVR.....	41
Figure 3.10 : Chaudière horizontale.....	42
Figure 3.11 : Chaudière verticale .....	42
Figure 3.12: Chaudière à circulation naturelle .....	43
Figure 3.13 : chaudière à circulation forcée .....	43
Figure 3.14: profil de température dans une chaudière de récupération à un niveau de pression.....	45
Figure 3.15 : profil de température dans une chaudière de récupération à deux niveaux de pression.....	45
Figure 3.16 : Chaudière à deux niveaux de pression en cascade .....	46
Figure 3.17 : Chaudière à deux niveaux de pression en parallèle .....	47
Figure 3.18 : Chaudière à trois niveaux de pression .....	48
Figure 3.19 : profil de température dans une chaudière de récupération à trois niveaux de pression avec resurchauffe .....	49
Figure 3.20: Turbine à vapeur 54309 ALSTHOM.....	51
Figure 3.21: Fonctionnement d'un cycle de Rankine .....	52
Figure 3.22 : schéma d'un cycle combiné avec un seul arbre (single shaft).....	53
Figure 3.23 : schéma d'un cycle combiné à arbre multiple (multiple shaft).....	53
Figure 3.24 : schéma détaillé du GVR à trois niveaux de pression avec resurchauffe .....	56
Figure 4.1 : Enveloppe et le corps de la turbine SIEMENS V 94.3A.....	59
Figure 4.2 : Compresseur (17) étages de la turbine V 94. 3A.....	60

Figure 4.3: une vue extérieure et intérieure d'une chambre de combustion.....	61
Figure 4.4 : brûleur hybride pour marche fuel ou gaz.....	62
Figure 4.5: Les 4 étages de la turbine et l'aubage.....	63
Figure 4.6 : La représentation du cycle de Joule-Brayton avec des irréversibilités dans le diagramme P-V et T-S.....	64
Figure 4.7 : cycle réel de la turbine à gaz dans le diagramme (T-S).....	64
Figure 4.8 : représentation de la notion du travail d'un compresseur.....	65
Figure 4.9: Représentation de la notion de travail d'une turbine.....	68
Figure 5.2 paramètres du circuit de la centrale de cap-djenet transformé en cycle combiné....	77
Figure 5.1 diagramme T-S du cycle vapeur de cycle combiné .....	78

### **Liste des tableaux**

Tableau 3.1 : caractéristiques principales des TG disponibles sur le marché.....	40
Tableau 3.2 : performance du cycle combiné pour les différents niveaux de pression.....	44
Tableau 3.3 : paramètres de fonctionnement de GVR .....	57
Tableau 3.4 : paramètres géométriques du GVR .....	58
Tableau 4.1 : paramètres de fonctionnement de la TG avec les conditions ISO.....	69
Tableau 4.2 : constituants et caractéristiques chimiques de combustible .....	70
Tableau 5.1 : Paramètres thermodynamiques des différentes points du cycle à partir des données réel du site pour une température ambiante de 0 °C .....	86
Tableau 5.2 : Paramètres thermodynamiques des différentes points du cycle à partir des données réel du site pour une température ambiante de 19 °C .....	87
Tableau 5.3 : Paramètres thermodynamiques des différentes points du cycle à partir des données réel du site pour une température ambiante de 45 °C .....	87
Tableau 5.4 : Tableau comparatif des débits, puissances et rendement pour les températures de 0 °C, 15°C, 19°C et 45 °C .....	88

# Introduction générale

## **Introduction générale**

Cette étude porte sur la faisabilité de la transformation du groupe n°1 du cycle actuel de la centrale thermique de Cap-djenet en cycle combiné.

On entend par cycle combiné, le remplacement de la chaudière actuelle par un générateur de vapeur à récupération de l'énergie des gaz d'échappement de la turbine à gaz, à installer près du groupe.

Des transformations au niveau de la turbine à vapeur sont également à apporter, car les différents soutirages seront supprimés, les pompes alimentaires seront aussi remplacées par d'autres.

Avant d'entamer l'étude de la transformation, une étude détaillée du cycle actuel a été faite. Les résultats de calcul obtenus sont donnés dans le chapitre 2.

Le chapitre 3 passe en revue les différents cycles combiné et leurs caractéristiques, utilisés dans le cas de la production de l'énergie électrique et de la cogénération. La solution choisie pour la transformation a été donnée à la fin du chapitre.

Le chapitre 4 est consacré à la présentation et à l'étude thermodynamique de la turbine à gaz choisie.

Le chapitre 5 traite de l'étude de la transformation du cycle actuel. On y trouve l'étude la turbine à vapeur et l'étude du cycle combiné complet.

Une comparaison des performances de l'actuel cycle et du cycle combiné envisagé a été présentée à la fin du chapitre.

Le chapitre 5 est suivi d'une conclusion générale.

**CHAPITRE 1**  
**PRESENTATION ET DESCRIPTION**  
**DE LA CENTRALE**

### 1.1. Présentation de la centrale :

La centrale thermo-électrique de CAP-DJINET est située en bord de mer, à l'est d'Alger, près de la ville de RAS-DJINET, dans la wilaya de BOUMERDES.

La centrale est constituée de quatre unités semblables à vapeur de type conventionnel alimentée au gaz naturel, chaque unité délivre une puissance de 176 MW à la sortie de l'alternateur dont 168 MW sont destinés pour alimenter le réseau du centre du pays, et 8 MW pour faire fonctionner les auxiliaires de l'unité. Elle s'étend sur une superficie de 54 hectares.

Le choix du site s'est fait sur la base des critères suivants :

- Proximité des consommateurs importants.
- Conditions du sous-sol favorables ne nécessitant pas de fondations profondes.

### 1.2. Données météorologiques [1] :

Le site de la centrale est caractérisé par un degré d'humidité élevé tant en été qu'en hiver.

Les conditions moyennes de l'environnement utilisées pour le calcul du projet sont les suivantes :

- température maximale 45°C.
- température minimale 0°C.
- température moyenne du projet 19°C.
- humidité de l'air 55% - 80%.
- moyenne de pluies 750 mm.
- précipitation maximale en 24 heures 115 mm.

### 1.3. Caractéristiques techniques de la centrale :

#### 1.3.1. Combustibles :

La centrale utilise deux combustibles :

- Le gaz naturel comme combustible principale, acheminé par gazoduc de Hassi R'mel avec un débit de 160 000 Nm<sup>3</sup>/h pour assurer la pleine charge des 4 groupes.
- Le fuel léger, utilisé en cas de secours L'approvisionnement est assuré par la société NAFTAL est stocké dans deux réservoirs de 10 000 m<sup>3</sup> chacun.

La consommation du gaz pour chaque groupe est :

- En marche au gaz :  $Q = 40\,000 \text{ Nm}^3/\text{h}$ .
- En marche au fuel :  $P = 42 \text{ m}^3/\text{h}$ .

### 1.3.2. Évacuation de l'énergie :

L'énergie électrique produite par chaque tranche est évacuée par l'intermédiaire de lignes 225 KV sur le poste haute tension Boudouaou.

### 1.3.3. Eau de réfrigération principale (eau de mer) :

Pour condenser la vapeur, il faut la refroidir et abaisser sa pression. Ces deux opérations s'effectuent dans le condenseur. Le refroidissement est assuré par l'eau froide (eau de mer) circulant dans un circuit indépendant du circuit eau-vapeur.

La prise d'eau de réfrigération se situe en mer à 900m de la station de pompage et de filtration. L'eau arrive par trois (03) conduites d'amenée d'eau de mer, en béton de diamètre intérieure / extérieure (2,70m / 3,00m).

#### — Constitution de la station de pompage :

- Une grille à grappin, pour éliminer les gros déchets.
- Un tambour filtrant, à mailles fines, pour éliminer les petits déchets.
- Deux (02) pompes de circulation d'eau de mer de 12 000 m<sup>3</sup>/h chacune, qui refoulent l'eau de mer jusqu'au condenseur.

Après la traversée du condenseur, l'eau de réfrigération est rejetée vers le canal de rejet qui aboutit à la mer.

### 1.3.4. Eau de réfrigération secondaire (déméralisée) :

C'est l'eau déminéralisée stockée dans une bache de 5m<sup>3</sup> circulant en circuit fermé.

Elle sert au refroidissement de certains organes tel que (huile de graissage pompe alimentaire, huile de graissage turbine, huile de graissage compresseur d'air, huile de graissage réchauffeur rotatif, etc....

### 1.3.5. Station de dessalement de l'eau de mer :

La centrale a quatre unités de dessalement produisant 500m<sup>3</sup>/j chacune, assurent la production en eau dessalée, stockée dans deux (02) bâches (2 x 2700 m<sup>3</sup>).

Trois produits chimiques sont injectés pour le traitement de l'eau qui sont les suivants :

- Le belgard EVN : Inhibiteur d'incrustation utilisé pour éviter l'entartrage.
- La belite (M33) : Produit anti-mousse utilisé pour éviter la formation de la mousse au niveau des évaporateurs.
- Le bissulfite de sodium (NA<sub>2</sub>SO<sub>3</sub>), produit permettant l'élimination du chlore dans l'eau pour diminuer la conductivité.

Pour une production de 20m<sup>3</sup> d'eau dessalée, on consomme 240m<sup>3</sup> d'eau de mer.

### **1.3.6. Station de déminéralisation :**

Deux chaînes de déminéralisation de 40 m<sup>3</sup>/h chacune, parachèvent le traitement de l'eau de mer avant son utilisation dans le cycle eau-vapeur. Le stockage d'eau déminéralisée se fait dans deux (02) réservoirs de 1500m<sup>3</sup> chacun.

### **1.3.7. Station d'électrochloration :**

La chloration de l'eau de mer permet de préserver les équipements traversés par l'eau de mer contre tout encrassement pouvant être causé

Par les micro-organismes marins. Elle se fait par injection d'hypochlorite de sodium.

L'installation est prévue pour produire 2x150kg/h de chlore avec deux unités.

En condition de chloration continue, 104000m<sup>3</sup>/h d'eau de circulation sont continuellement chlorés.

### **1.3.8. Salles de commande centralisées :**

Il existe deux salles de commande, chacune assure le contrôle et la commande de deux tranches.

## **1.4. Les différents composants d'une tranche de production :**

Les différents éléments qui composent une tranche de production sont :

- 1.4.1 Générateur de vapeur (chaudière).
- 1.4.2 Turbine.
- 1.4.3 le poste d'eau
- 1.4.4 Bâche alimentaire.
- 1.4.5 Réchauffeur haute pression.
- 1.4.6 Réchauffeur basse pression.
- 1.4.7 Alternateur

### **1.4.1. Générateur de vapeur :**

Le générateur de vapeur (chaudière) a pour rôle de transformer l'eau en vapeur à haute pression pour alimenter la turbine à vapeur.

Les générateurs de vapeur sont de type à circulation naturelle. L'eau qui arrive par gravité vers les tubes écrans, sera vaporisée sous l'effet de la combustion, et la vapeur produite sera acheminée vers la partie supérieure du ballon chaudière par différence de densité avec l'eau.

#### **Caractéristiques :**

- Capacité de vaporisation maximale : 523 t/h.
- Pression de service : 160 bar.
- Température de la vapeur : 540°C.

Le générateur de vapeur est Constitué des éléments suivants :

**1.4.1.1. Chambre de combustion :**

C'est dans cette chambre que l'on brûle le mélange «air/combustible» en libérant certaine quantité de chaleur. Elle est formée par des tubes écrans (faisceaux vaporisateurs).

**1.4.1.2. Ballon :**

Il sert à stocker la vapeur dans la chaudière. La moitié supérieure reçoit de la vapeur venant des tubes écrans et la moitié inférieure reçoit de l'eau venant de l'économiseur. L'eau et la vapeur sont séparées au moyen d'un séparateur cyclone.

**Paramètre :**

-Timbre : 172 bar.

-Pression de service : 160 bar.

-Volume d'eau : 26,9 m<sup>3</sup>.

**1.4.1.3. Économiseur :**

Il a deux rôles :

- le premier est de réduire la perte de chaleur par la cheminée.
- le second est d'introduire dans le générateur de l'eau à haute température de sorte que le passage de cette eau à l'état vapeur exige alors un rapport de chaleur moindre. L'échange de chaleur se fait par convection.

**Paramètre:**

- Timbre : 172 bar.
- Pression de service : 164,3 bar à l'entrée.
- Pression d'essai : 258 bar.
- Volume d'eau : 10,5 m<sup>3</sup>.
- Surface de chauffe : 2080 m<sup>2</sup>.

**1.4.1.4. Surchauffeurs et resurchauffeurs :**

Les surchauffeurs au nombre de trois (primaire, secondaire et tertiaire), permettent grâce à la récupération de la chaleur sensible des fumées provenant du foyer, d'élever la température de la vapeur au delà du point de saturation pour atteindre la température de 540°C et ce afin d'éliminer l'humidité contenu dans cette vapeur pour améliorer le rendement de la turbine.

Ils sont montés en lignes séparées, parallèles sur le parcours des gaz de combustion.

**Paramètre [1] :**

- Surchauffeur primaire :
  - Surface de chauffe : 1565 m<sup>2</sup>.
  - Timbre : 172 bar.
  - Pression de service : 160 bar.
- Surchauffeur secondaire :
  - Surface de chauffe : 581 m<sup>2</sup>.
  - Timbre : 172 bar.

- Surchauffeur final :
  - Surface de chauffe : 538 m<sup>2</sup>.
  - Timbre : 172 bar.
  - Pression de service : 145,7 bar.

Deux resurchauffeurs sont prévus pour recevoir la vapeur, partiellement détendue dans le corps haute pression de la turbine, afin d'élever à nouveau sa température. Elle est ensuite acheminée vers la turbine moyenne et basse pression.

**Paramètre [1] :**

- Resurchauffeur primaire :
  - Surface de chauffe : 1832 m<sup>2</sup>.
  - Timbre : 48 bar.
  - Pression de service : 39 bar.
  - Volume d'eau : 18,96 m<sup>3</sup>.
- Resurchauffeur secondaire :
  - surface de chauffe : 329 m<sup>2</sup>.
  - timbre : 48 bar.
  - pression de service : 37 bar.
  - volume d'eau : 10,11 m<sup>3</sup>.

**1.4.1.5. Colonnes de descentes :**

Les quatre colonnes de descente sont raccordées à la partie inférieure du ballon et conduisant l'eau tombant grâce à son propre poids jusqu'à partie inférieure de l'écran vaporisateur.

**Paramètre :**

- surface de chauffe : 1180 m<sup>2</sup>.
- Timbre : 172 bar.
- Pression de service : 160 bar.
- Volume d'eau : 37,01 m<sup>3</sup>.

**1.4.1.6. Brûleurs :**

Le générateur de vapeur est équipé de huit brûleurs fonctionnant au gaz naturel ou au fuel. Ils sont disposés sur quatre étages de la face avant de la chaudière.

**1.4.1.7. Ventilateurs de recyclage :**

Les deux ventilateurs ont pour rôle de recycler en fonction de la charge, les fumées issues de la combustion afin de régler la température à la sortie du resurchauffeur.

**1.4.1.8. Ventilateurs de soufflage :**

Ce sont deux ventilateurs qui fournissent l'air nécessaire pour une bonne combustion. Afin de régler la température à la sortie du resurchauffeur.

**1.4.2. Turbine:**

La turbine transforme l'énergie thermique contenue dans la vapeur provenant de la chaudière en un mouvement de rotation de l'arbre. Le travail mécanique obtenu sert à entraîner l'alternateur.

**Description :**

- Turbine à 03 corps : corps HP, corps MP et le corps BP.
- Nombre de soutirages de vapeur 06 : alimentant 03 réchauffeurs BP, la bache alimentaire et 02 réchauffeurs HP.

**Caractéristiques [1] :**

- Longueur : 16,12 m.
- Largeur : 13m.
- Poids :  $500 \cdot 10^3$  kg.
- Puissance aux bornes de l'alternateur : 176 MW.
- Pression : 138,2bar.
- Température vapeur : 535 °C.
- Vitesse de rotation : 3000 Tr/mn.

	Débit vapeur	Pression vapeur	Température vapeur
Admission au corps HP	523,2 t/h	138,2bar	535°C
Admission au corps MP	567,9 t/h	35,9bar	535°C
Admission au corps BP	406,5 t/h	5,53bar	282,2°C
Échappement vers condenseur	353,7 t/h	0,05bar	32,9°C

**1.4.2.1. Soutirages :**

Les soutirages de vapeur consistent à extraire de la vapeur à un étage intermédiaire de la turbine, cette vapeur déjà utilisée dans la conversion de son travail en énergie. On dirige cette vapeur soutirée dans un réchauffeur d'eau condensée afin d'utiliser la chaleur latente de cette vapeur au lieu de la perdre.

**But des soutirages :**

- Réaliser des économies très importantes sur le combustible.
- Influencer favorablement sur le rendement du cycle.
- Diminuer la masse de la vapeur au condenseur.

**Fonctionnement des soutirages :**

Ont pour rôle de réchauffer l'eau d'extraction et d'alimentation à travers les différents réchauffeurs, dont le 2, 3, 4 et 5 sont dotés de clapets anti-retour et vannes motorisées à fermeture rapide.

Ces vannes ont pour fonction d'isoler les tuyauteries de soutirage en cas de baisse de charge au-dessous d'un certain seuil ou de fermeture rapide de la turbine pour éviter les remontées de vapeur dans la turbine.

Les paramètres des différents soutirages sont les suivants [1] :

Soutirage	corps	Débit vapeur [kg/s]	Pression [bar]	Température [°C]
S1	BP	2,405	0,1665	56,2
S2	BP	6,460	0,6695	88,2
S3	BP	5,987	1,8615	173,2
S4	MP	7,336	5,5287	282,2
S5	MP	10,012	16,508	423,7
S6	HP	13,674	40,0	367,2

### 1.4.3. Le poste d'eau:

Le poste d'eau est l'ensemble des équipements qui préchauffe l'eau et le transfère du condenseur jusqu'à la chaudière en passant par la bêche alimentaire qui joue aussi le rôle de dégazeur.

Le poste d'eau contient les éléments suivants :

#### 1.4.3.1 Condenseur :

C'est un échangeur de chaleur par surface, il est placé directement sous le corps basse pression de la turbine ses principales fonctions sont :

- Assurer la condensation de la vapeur évacuée du corps BP de la turbine par la circulation de l'eau de mer de refroidissement (débit de  $2 \times 12000 \text{ m}^3/\text{h}$ ), dans les 14850 tubes en titane contenu dans le condenseur.
- Augmenter la chute d'enthalpie de la vapeur détendue dans la turbine.
- Recevoir les condensats de réchauffeur BP.

#### Caractéristiques techniques du condenseur [1] :

- Surface d'échange calculée à partir du diamètre extérieur :  $10101 \text{ m}^2$ .
- Diamètre extérieur des tubes : 19,0 mm.
- Épaisseur de la paroi des tubes : 0,7mm.
- Vitesse de l'eau dans les tubes à l'échauffement nominal : 1,8m/s.
- Vitesse max admissible de l'eau dans des tubes : 2,5m/s.

#### 1.4.3.2. Pompes d'extraction :

Il existe deux pompes d'extraction (une en service et l'autre en stand by). Elles assurent le transfert de l'eau du puit du condenseur jusqu'à la bêche alimentaire en passant par les trois (03) réchauffeurs BP (le débit nominale d'une pompe d'extraction est de  $414 \text{ m}^3/\text{h}$ ).

### 1.4.3.3. Pompes alimentaires :

Il existe trois pompes d'alimentation (deux en services et une en réserve). Elles servent à alimenter la chaudière à partir de la bache alimentaire (le débit nominale des pompes est  $2 \times 261,6 \text{ m}^3/\text{h}$ ).

### 1.4.4. La bache alimentaire :

C'est un réservoir cylindrique qui reçoit de l'eau en provenance de la pompe d'extraction. Il reçoit également de la vapeur en provenance du soutirage S4 du corps MP de la turbine .Il joue donc simultanément le rôle d'un réchauffeur et conditionne la pression a l'aspiration de la pompe alimentaire.

### 1.4.5. Les réchauffeurs haute pression :

Ce sont deux échangeurs de chaleur, leur rôle est d'augmenter la température de l'eau lors de son transfert vers la chaudière, ils sont Alimentés par les soutirages S5 du corps MP et S6 du corps HP de la turbine.

### 1.4.6. Les Réchauffeurs basse pression :

Ce sont trois échangeurs de chaleur par surface. Leur rôle est de réchauffer le condensat lors de son transfert dans la bache alimentaire, ils sont alimenter par les soutirages S1, S2, S3 du corps BP de la turbine.

### 1.4.7. Alternateur :

Il transforme l'énergie mécanique de la turbine en énergie électrique. Il est refroidi par l'hydrogène sous pression de 03 bars en circuit fermé. L'hydrogène étant lui-même refroidi à l'eau d'extraction.

### Caractéristiques :

- Tension nominale : 15,5 KV.
- Puissance nominale : 220 MVA.
- Puissance active : 176 MW.

### 1.5. Principe de fonctionnement d'une tranche de production :

La production d'électricité n'est qu'une résultante de différentes transformations successives de l'énergie chimique contenue dans le gaz naturel provenant des puits de Hassi R'mel. Cette énergie sera transformée en énergie thermique après la combustion. La chaleur engendrée par cette combustion va être cédée à l'eau qui circule dans les tubes vaporisateurs (écrans). Cette chaleur (énergie calorifique) sera véhiculée par l'eau et la vapeur jusqu'à la turbine où elle se transformera en énergie mécanique.

Le rotor de l'alternateur va donc être entraîné par ce mouvement de rotation engendré par la turbine cela produira une énergie électrique à la sortie des trois phases de l'alternateur. La tension de sortie aux bornes de l'alternateur est de 15,5 KV et l'ampérage peut atteindre 8000A par phase.

La vapeur ayant traversée la turbine corps HP, MP, BP se retrouve en fin de parcours dans le condenseur situé en dessous du corps BP; cette vapeur va se répandre sur 14850 tubes en titane disposés transversalement dans le condenseur à l'intérieur desquels circule l'eau de mer qui va servir de source froide pour la condensation de la vapeur (voir figure 1). L'eau de refroidissement est refoulée vers le canal de rejet pour retourner à nouveau vers la mer.

Le condensat ainsi formé est récupéré dans le puits du condenseur d'où aspirent les deux pompes d'extraction. La pompe en service va refouler ce condensat dans le circuit basse pression et acheminera l'eau jusqu'à la bêche alimentaire où elle subira un dégazage physique. Lors de son passage dans le circuit d'eau d'extraction, l'eau va être graduellement réchauffée en passant à travers le réfrigérant alternatif, le condenseur des buées, les éjecteurs de vapeur ainsi que le poste de réchauffage basse pression composé des réchauffeurs BP1, BP2, BP3. Cette eau atteindra alors une température d'environ 110°C.

Ensuite elle sera admise à la bêche alimentaire à travers le dégazeur pour y subir un dégazage et un autre réchauffage par mélange. L'eau dégazée et réchauffée à environ 140 C° dans la bêche alimentaire va être reprise par les pompes alimentaires pour alimenter la chaudière en passant à travers les réchauffeurs HP5, HP6 qui élèveront sa température à 240°C avant son admission dans la chaudière.

L'eau d'alimentation passera à travers la soupape alimentaire (vanne de réglage niveau ballon chaudière) pour entrer dans la chaudière au niveau de l'économiseur qui va encore l'élever en température à environ 300°C avant son entrée dans le ballon chaudière. L'eau d'alimentation parvenue au ballon va occuper la partie inférieure et son niveau sera réglé à 50%. Cette eau va ensuite descendre par les colonnes d'alimentation pour rejoindre le collecteur inférieur qui alimentera les tubes vaporisateurs qui sont directement exposés aux flammes des 8 brûleurs. La vapeur produite dans ces tubes va s'élever vers le collecteur supérieur par différence de densité entre l'eau et la vapeur. Cette chaudière est dite chaudière à circulation naturelle. La vapeur saturée sortira du collecteur supérieur des tubes écrans-vaporisateurs pour être acheminé vers la partie supérieure du ballon chaudière. Ce dernier servira donc de réserve d'eau et de vapeur saturé pour l'alimentation des turbines en vapeur surchauffée HP. La pression de la vapeur réglée dans le ballon sera de 160 bars. Cette vapeur humide (contenant des gouttelettes d'eau) devra être sécher avant son admission dans la turbine corps HP. Elle sortira donc du ballon et passera à travers les surchauffeurs 1, 2 et 3 pour être séchée et deviendra alors vapeur sèche. Cette vapeur sortira de la chaudière avec une pression 160 bars et une température de 540 C°. Elle se dirigera alors vers la turbine corps HP où elle subira une détente pour en ressortir sous forme de vapeur moyenne pression et de température avoisinant celle de la vapeur saturée. Pour cette raison elle sera réintroduite dans la chaudière pour passer à travers les resurchauffeurs 1 et 2.

La vapeur resurchauffée ressortira de la chaudière avec une pression moyenne variant entre 20 et 30 bars et une température de 540 C°. Cette vapeur resurchauffée se dirigera alors vers le corps MP de la turbine où elle subira une autre détente pour en ressortir avec une basse pression et une basse température et aller directement vers le corps BP de la turbine où elle sera soumise à sa dernière détente avant de se retrouver dans le condenseur du groupe.

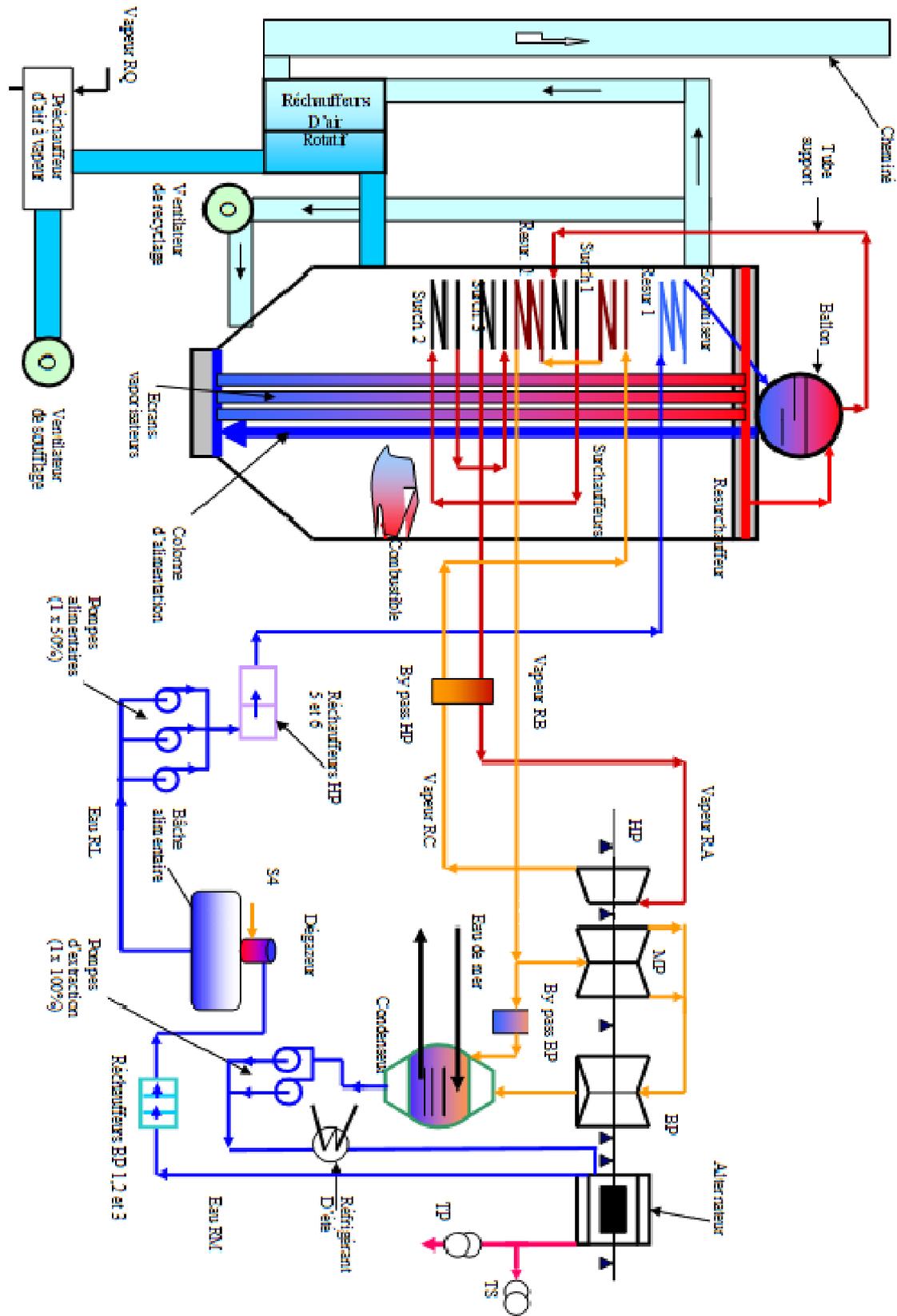


Figure 1.1 : schéma synoptique d'une tranche thermique

# **CHAPITRE 2**

## **RENDEMENT DU CYCLE ACTUEL**

### 2.1. Notion sur le rendement:

Le rendement du cycle est le rapport de l'énergie mécanique utile pour entrainer l'alternateur sur l'énergie calorifique produite dans la chaudière, il est défini par [3]:

$$\eta_{\text{cycle}} = \frac{W}{Q_{\text{ch}}} \quad (2-1)$$

Tel que :

$W = W_t - W_p$  travail mécanique résulte de la différence entre le travail fourni par la turbine et le travail consommé par les pompes.

$W_t$  : travail de la turbine.

$W_p$ : travail de la pompe

$Q_{\text{ch}}$  : quantité de chaleur fournie par la chaudière.

Par ailleurs,

$$W_p = W_{pa} + W_{pe} \quad (2-2)$$

$W_{pa}$  : le travail de la pompe alimentaire.

$W_{pe}$  : le travail de la pompe d'extraction.

A partir de l'équation (2-1) et (2-2) le rendement s'écrit :

$$\eta_{\text{cycle}} = \frac{W_t - [W_{pa} + W_{pe}]}{Q_{\text{ch}}} \quad (2-3)$$

En considérant les pertes dans la turbine et dans les pompes, l'équation (2-3) devient :

$$\eta_{\text{cycle}} = \frac{W_t \times \eta_t - [(W_{pa}/\eta_{pa}) + (W_{pe}/\eta_{pe})]}{Q_{\text{ch}} / \eta_{\text{ch}}} \quad (2-4)$$

D'après les données du constructeur :

$\eta_t$  : rendement mécanique de la turbine=0,98

$\eta_{pe}$  : rendement de la pompe d'extraction=0,770

$\eta_{pa}$  : rendement de la pompe d'alimentation=0,775

$\eta_{\text{ch}}$  : rendement de la chaudière=0,858

$\eta_{\text{al}}$  : rendement de l'alternateur=0,99

## 2.2. Le premier principe de la thermodynamique :

Dans cette étude les calculs sont faits pour 1kg de fluide sortant de la chaudière.

$$Q+W = \Delta E_p + \Delta E_c + \Delta h \quad (2-5)$$

$$Q+W = \Delta E_p + \Delta H \quad (2-6)$$

Avec :  $\Delta H = \Delta h + \Delta E_c$

Tel que :

$\Delta h$  : la variation de l'enthalpie.

$\Delta E_c$  : la variation de l'énergie cinétique.

$\Delta E_p$  : la variation de l'énergie potentielle.

$\Delta H$  : la variation de l'enthalpie totale.

- On considère que les transformations sont adiabatiques dans la turbine et les pompes :

$$Q=0$$

- Sachant qu'il n'y a pas de production de travail dans la chaudière :

$$W=0$$

- On néglige la variation de l'énergie potentielle :

$$\Delta E_p \rightarrow 0$$

Avec ces hypothèses l'expression du premier principe devient :

$$\text{➤ Pour la chaudière : } Q = |\Delta H| \quad (2-7)$$

$$\text{➤ Pour la turbine et les pompes : } W = \Delta H \quad (2-8)$$

**2.2.1. Les différentes stations du circuit thermique :**

Dans ce cycle à étudié, le fluide subit les différents transformations suivantes :

1 → 2 : La vapeur subit des pertes de charges dans les conduites.

2 → 3 : La vapeur se détend dans la turbine corps haute pression HP.

3 → 4 : La resurchauffe est une partie de vapeur soutirée (soutirage S6).

4 → 6 : La vapeur se détend dans le corps MP avec deux soutirages S4 et S5.

6 → 10 : La vapeur rentre dans le corps BP avec trois soutirages S1, S2 et S3.

10 → 11 : La vapeur est condensée dans le condenseur.

11 → 12 : L'eau est pompée par une pompe d'extraction.

12 → 13 : L'eau d'extraction passe par le réfrigérant d'alternateur pour refroidir l'hydrogène.

13 → 15 : l'eau d'extraction refroidis les buées de vapeur et la vapeur des éjecteurs de services.

15 → 16 : refroidissement des condensats auxiliaires du corps BP rassemblés dans le refroidisseur de purge.

16 → 19: réchauffement de l'eau d'extraction dans les réchauffeurs BP1, BP2 et BP3.

19 → 20 : la bêche alimentaire reçoit de l'eau d'extraction traverse certain réchauffeur et de la vapeur soutirée S4.

10 → 21 : alimentation de la chaudière par les pompes alimentaire.

21 → 23 : réchauffement de l'eau d'alimentation dans les réchauffeurs HP5 et HP6.

23 → 1 : passage de l'eau de l'état liquide à l'état vapeur dans la chaudière.

**2.2.2. Soutirages :**

**Soutirage S6 et S5 :** la vapeur soutirée en traversant les réchauffeurs HP6 et HP5 respectivement subit trois transformation « désurchauffe, condensation, refroidissement».

**Soutirage S4 et S3 :** la vapeur soutirée en traversant la bêche alimentaire et le réchauffeur BP3 respectivement elle sera désurchauffée et condensée.

**Soutirage S2 et S1 :** la vapeur soutirée en traversant les réchauffeurs BP2 et BP1 elle sera désurchauffée et condensée.

Ce procédé permet :

- De réaliser des économies importantes de combustible.
- De diminuer la masse de vapeur au condenseur.
- De diminuer la dimension de la turbine.

Le débit de vapeur soutirée est égal à 30% du débit de vapeur totale.

**2.3. Calcul des enthalpies aux différents points du cycle :****2.3.1. Calcul du rendement du cycle Pour une charge de 100% :**

A la sortie de la chaudière, le point1 a pour paramètres :  
P=145,6 bars T=540 °C la table de vapeur d'eau donne :

P bars	140	150
H kJ/kg	3434,20	3423,220

Une interpolation linéaire nous donnera la valeur de l'enthalpie à P= 145,6 bars

$$H_1 = 3434,20 + \frac{3434,20 - 3423,220}{150 - 140} (145,6 - 140) = 3428,051 \text{ kJ/Kg}$$

Toutes les valeurs d'enthalpie présentées sur le tableau suivant seront calculées de la même manière que ci-dessus.

	Point	T (°C)	Titre (x)	P (bars)	H (kJ/kg)
Sortie de la chaudière	1	540		145,6	3428,051
Entrée du corps HP	2	535		138,20	3422,68
Sortie du corps HP	3	357,2		40	3109,21
Entrée du corps MP	4	535		35,9	3527,1
Soutirage S5	5	423,7		16,508	3305,58
Sortie du corps MP, entrée du corps BP, soutirage S4	6	282,2		5,5287	3024,03
Soutirage S3	7	173,2		1,8615	2817,41
Soutirage S2	8		0,9974	0,6695	2651,57
Soutirage Avant S1	9		0,9416	0,1665	2463,87
Soutirage arrière S1	9'	56,2		0,1665	235,1
Sortie du corps BP	10		0,9188	0,0500	2364,8
Aspiration de la PE	11	32,9		0,0500	137,8
Refoulement de la PE	12	33,0		16,08	139,9
Entrée du condenseur des buées	13	37,6		8,8620	158,3
Entrée de l'éjecteur de vapeur	14	38,2		8,8620	160,8
Entrée du refroidisseur de purge	15	38,8		8,8620	163,2
Entrée du réchauffeur BP1	16	40,3		8,3716	169,3
Entrée du réchauffeur BP2	17	52,1		7,8813	218,7
Entrée du réchauffeur BP3	18	84,5		7,3910	354,2
Entrée de la bêche alimentaire	19	113,4		6,9006	476,193
Aspiration de la PA	20	151		4,9393	638,1
Refoulement de la PA, entrée du réchauffeur HP5	21	154,3		177,00	661,2
Entrée du réchauffeur HP6	22	200,4		176,02	861,1
Entrée de la chaudière	23	246,3		176,04	1069,1

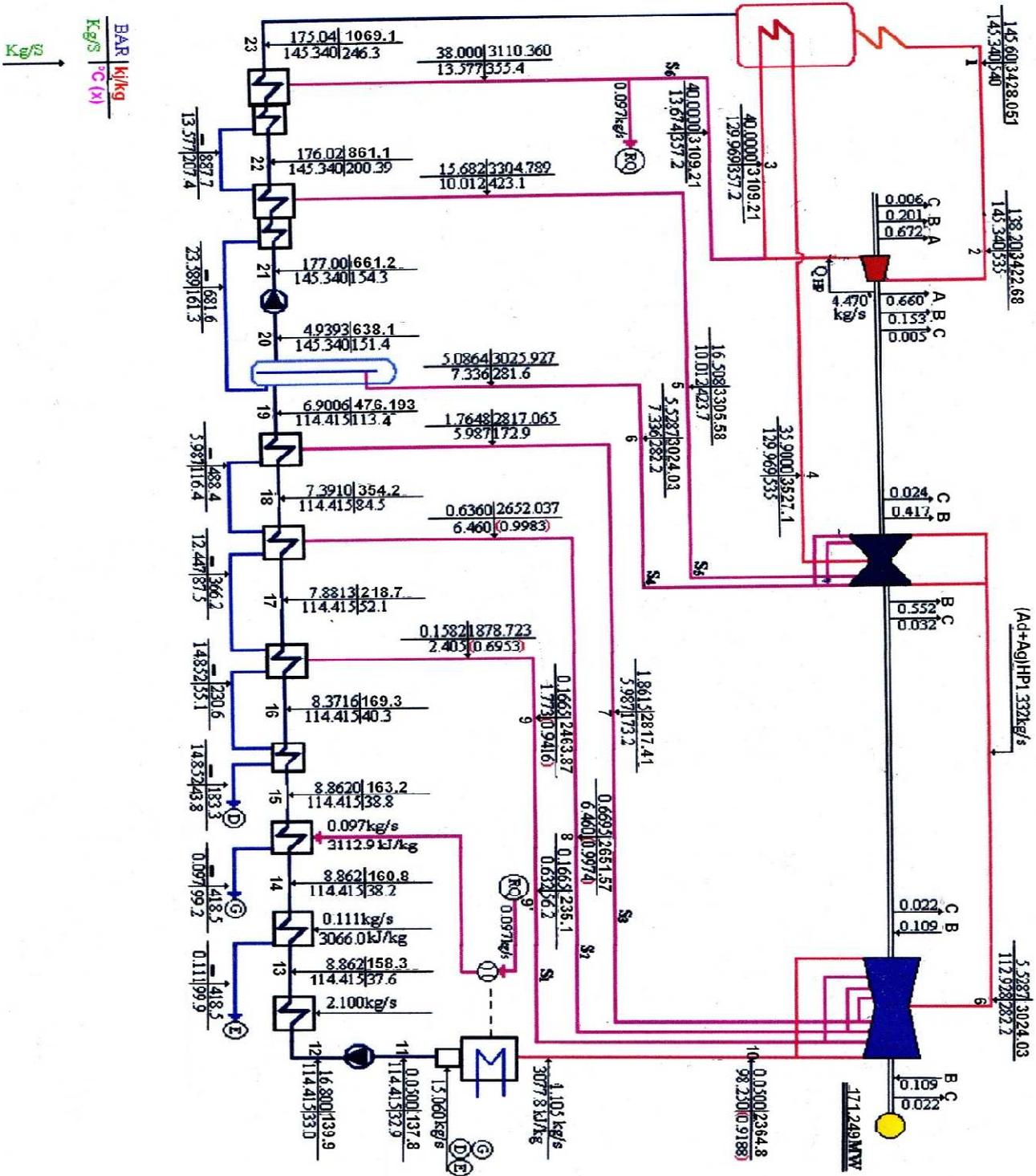


Figure 2.1 : paramètres du circuit eau-vapeur (100% de charge et six soutirages)

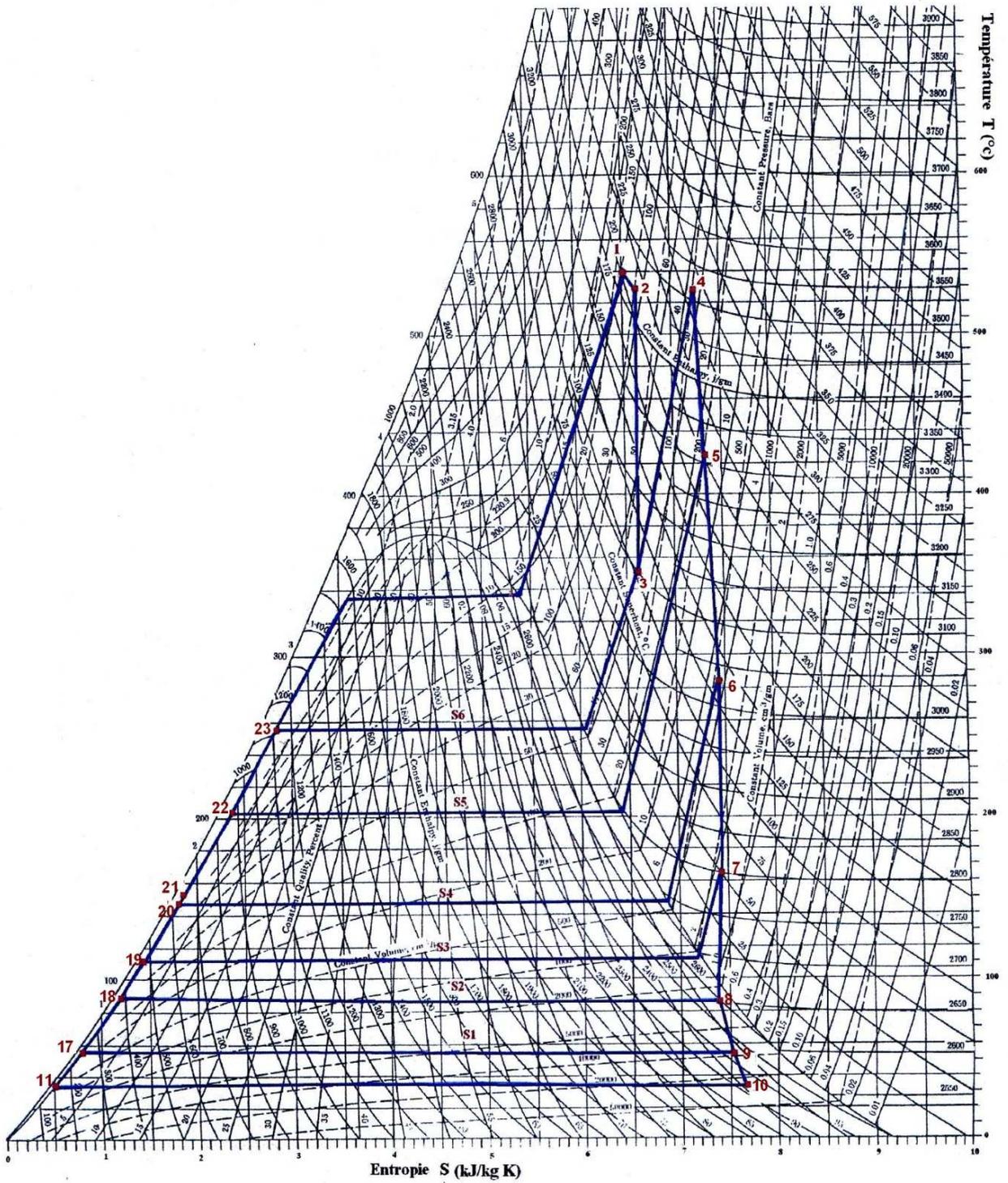


Figure 2.2 : diagramme T-S du cycle eau-vapeur avec six soutirages

**Les débits des soutirages:**

S1: 2,405 kg/s

S2: 6,460 kg/s

S3: 5,987 kg/s

S4: 7,336 kg/s

S5: 10,012 kg/s

S6: 13,674 kg/s

**Les débits des fuites:**

Corps HP		Corps MP		Corps BP	
Coté droit du corps HP (Kg/s)	Coté gauche du corps HP (kg/s)	Coté droit du corps MP (Kg/s)	Coté gauche du corps MP (kg/s)	Coté droit du corps BP (Kg/s)	Coté gauche du corps BP (kg/s)
A <sub>d</sub> HP=0,660	A <sub>g</sub> HP=0,672	B <sub>d</sub> MP=0,552	B <sub>g</sub> MP=0,417	B <sub>d</sub> BP=0,109	B <sub>g</sub> BP=0,109
B <sub>d</sub> HP=0,153	B <sub>g</sub> HP=0,201	C <sub>d</sub> MP=0,032	C <sub>g</sub> MP=0,024	C <sub>g</sub> BP=0,022	C <sub>g</sub> BP=0,022
C <sub>d</sub> HP=0,005	C <sub>g</sub> HP=0,006				
QHP=4,470					

**NB :**

d: droit

g : gauche

**2.3.1.1. Calcul des travaux :**

D'après l'équation du premier principe (2-7) et en tenant compte des débits de fuites, de soutirage et des débits récupérés, le travail par unité de masse de vapeur de la chaudière, sera exprimée par :

$$W = \sum (H_i - H_n) \left[ \frac{Q_m + Q_r - (Q_f + S)}{Q_m} \right] \quad (2-9)$$

Tel que :

 $Q_m$  : débit de la vapeur sortante de la chaudière. $Q_r$  : débit des fuites récupérées. $Q_f$  : débit des fuites.

S : débit des soutirages.

i : l'entrée du corps (HP, MP, BP).

n : sortie du corps (HP, MP, BP)

— **Calcul du travail de la turbine :**

Le travail de la turbine est la somme des travaux des ses trois corps :

$$W_T = W_{tHP} + W_{tMP} + W_{tBP} \quad (2-10)$$

Tel que :

$W_T$  : travail total de la turbine.

$W_{tHP}$  : travail du corps HP.

$W_{tMP}$  : travail du corps MP.

$W_{tBP}$  : travail du corps BP.

**Corps HP :**

On a dans le corps HP :

$$i=2, n=3, Q_r=0, Q_f=(Q_{HP}+A+B+C)_{dHP}, S=0$$

À partir de l'équation (2-9) on aura:

$$W_{tHP} = (H_2 - H_3) \left[ \frac{Q_m - (Q_{HP} + A + B + C)d_{HP}}{Q_m} \right]$$

Application numérique:

$$W_{tHP} = (3422,68 - 3109,21) \left[ \frac{145,34 - (4,470 + 0,660 + 0,153 + 0,005)}{145,34} \right]$$

$$W_{tHP} = 302,065 \text{ kJ/kg}$$

**Corps MP :**

On a dans le corps MP :

$$i=4, n=6, Q_f=Q_{HP}, Q_f=(Q+A+B+C)_{dHP}+(A+B+C)_{gHP}.$$

$$4 \rightarrow 5 \quad S_6$$

$$5 \rightarrow 6 \quad S_5+S_6$$

Donc:

$$W_{iMP} = (H_4 - H_5) \left[ \frac{Q_m - ((A+B+C)d_{HP} + (A+B+C)g_{HP} + S_6)}{Q_m} \right] \\ + (H_5 - H_6) \left[ \frac{Q_m - ((A+B+C)d_{HP} + (A+B+C)g_{HP} + S_6 + S_5)}{Q_m} \right]$$

AN:

$$W_{iMP} = (3527,1 - 3305,58) \left[ \frac{145,34 - (0,660 + 0,153 + 0,005 + 0,672 + 0,201 + 0,006 + 13,674)}{145,34} \right] \\ + (3305,58 - 3024,03) \left[ \frac{145,34 - (0,660 + 0,153 + 0,005 + 0,672 + 0,201 + 0,006 + 13,674 + 10,012)}{145,34} \right]$$

$$W_{iMP} = 430,47 \text{ kJ/kg}$$

**Corps BP:**

$$i=6, n=10, Q_f=Q_{HP}, Q_f=(Q+A+B+C)_{dHP}+(A+B+C)_{gHP}+(B+C)_{dMP}+(B+C)_{gMP}$$

$$i=6 \rightarrow 7 \quad S=S_4+S_5+S_6$$

$$7 \rightarrow 8 \quad S=S_3+ S_4+S_5+S_6$$

$$8 \rightarrow 9 \quad S=S_2+ S_3+ S_4+S_5+S_6$$

$$9 \rightarrow 10 \quad S=S_1+ S_2+ S_3+ S_4+S_5+S_6$$

Donc:

$$W_{tBP} = \sum (H_6 - H_{10}) \left[ \frac{Q_m + Q_r - (Q_f + S)}{Q_m} \right]$$

$$W_{tMP} = (H_6 - H_7) \left[ \frac{Q_m - ((B+C)dHP + (B+C)gHP + (B+C)dMP + (B+C)gMP + S_4 + S_5 + S_6)}{Q_m} \right]$$

$$+ (H_7 - H_8) \left[ \frac{Q_m - ((B+C)dHP + (B+C)gHP + (B+C)dMP + (B+C)gMP + S_3 + S_4 + S_5 + S_6)}{Q_m} \right]$$

$$+ (H_8 - H_9) \left[ \frac{Q_m - ((B+C)dHP + (B+C)gHP + (B+C)dMP + (B+C)gMP + S_2 + S_3 + S_4 + S_5 + S_6)}{Q_m} \right]$$

$$+ (H_9 - H_{10}) \left[ \frac{Q_m - ((B+C)dHP + (B+C)gHP + (B+C)dMP + (B+C)gMP + S_1 + S_2 + S_3 + S_4 + S_5 + S_6)}{Q_m} \right]$$

AN :

$$W_{tMP} = (3024,03 - 2817,41) \left[ \frac{145,34 - (0,153 + 0,005 + 0,201 + 0,006 + 0,552 + 0,032 + 0,417 + 0,024 + 7,336 + 10,012 + 13,674)}{145,34} \right]$$

$$+ (2817,41 - 2651,57) \left[ \frac{145,34 - (0,153 + 0,005 + 0,201 + 0,006 + 0,552 + 0,032 + 0,417 + 0,024 + 7,336 + 10,012 + 13,674 + 5,987)}{145,34} \right]$$

$$+ (2651,57 - 2463,87) \left[ \frac{145,34 - (0,153 + 0,005 + 0,201 + 0,006 + 0,552 + 0,032 + 0,417 + 0,024 + 7,336 + 10,012 + 13,674 + 5,987 + 6,46)}{145,34} \right]$$

$$+ (2463,87 - 2364,8) \left[ \frac{145,34 - (0,153 + 0,005 + 0,201 + 0,006 + 0,552 + 0,032 + 0,417 + 0,024 + 7,336 + 10,012 + 13,674 + 5,987 + 6,46 + 2,405)}{145,34} \right]$$

$$W_{tBP} = 481,924 \text{ kJ/kg}$$

**Travail total de la turbine:**

$$W_T = W_{tHP} + W_{tMP} + W_{tBP}$$

AN :

$$W_T = 302,065 + 430,47 + 481,924$$

$$W_T = 1214,459 \text{ kJ/kg}$$

— **Travail des pompes:**

$$W = \Delta H \left[ \frac{Q_m + Q_r - (Q_f + S)}{Q_m} \right] \quad (2-9)$$

**Pompe d'extraction:**

$Q_r = RQ$  avec  $RQ$ : debit de vapeur auxiliaire

$Q_f = 0$ ,  $S = S4 + S5 + S6$

$$W_{pe} = (H_{12} - H_{11}) \left[ \frac{Q_m + RQ - (S4 + S5 + S6)}{Q_m} \right]$$

AN:

$$W_{pe} = (139,9 - 137,8) \left[ \frac{145,34 + 0,097 - (7,336 + 10,012 + 13,674)}{145,34} \right]$$

$$W_{pe} = 1,651 \text{ kJ/kg}$$

**Pompe alimentaire:**

$Q_r = 0$ ,  $Q_f = 0$ ,  $S = 0$

$W_{pa} = (H_{21} - H_{20})$

AN:

$W_{pa} = 661,2 - 638,1$

$$W_{pa} = 23,1 \text{ kJ/kg}$$

**2.3.1.2. La puissance totale de la turbine (puissance indiquée):**

$$P_i = W_T \times Q_m$$

AN :

$$P_i = 1214,459 \times 145,34 = 176509,4710 \text{ KW}$$

**2.3.1.3. La puissance disponible sur l'arbre de la turbine (puissance effective) :**

$$P_e = P_i \times \eta_m$$

AN :

$$P_e = 176509,4710 \times 0,98 = 172979,281 \text{ KW}$$

**2.3.1.4. La puissance aux bornes de l'alternateur:**

$$P = P_e \times \eta_{al}$$

AN:

$$P = 175815,126 \times 0,99 = 171249,488 \text{ KW}$$

$P = 171,249 \text{ MW}$
--------------------------

**2.3.1.5. Calcul de la quantité de chaleur cédée à la vapeur dans la chaudière :**

$$Q_{ch} = (H_1 - H_{23}) + (H_4 - H_3) \left[ \frac{Q_m - ((A + B + C)d_{HP} + (A + B + C)g_{HP} + S_6)}{Q_m} \right]$$

AN:

$$Q_{ch} = (3428,051 - 1069,1) + (3530,1 - 3111,21) \left[ \frac{145,34 - (0,66 + 0,153 + 0,005 + 0,672 + 0,201 + 0,006 + 13,674)}{145,34} \right]$$

$$Q_{ch} = 2733,059 \text{ kJ/kg}$$

**2.3.1.6. Calcul du rendement du cycle:**

$$\eta_{cycle} = \frac{W_t \times \eta_t - [(W_{pa}/\eta_{pa}) + (W_{pe}/\eta_{pe})]}{Q_{ch}/\eta_{ch}}$$

AN :

$$\eta_{cycle} = \frac{1234,369 \times 0,98 - [(23,1/0,775) + (1,651/0,770)]}{2733,059/0,858}$$

$\eta_{cycle} = 36,97\%$
--------------------------

**2.3.2. Calcul du rendement du cycle Pour une charge de 75% :**

	Point	T (°C)	Titre (x)	P (bars)	H (kJ/kg)
Sortie de la chaudière	1	540		152,50	3420,4
Entrée du corps HP	2	535		148,68	3410,93
Sortie du corps HP	3	326,8		29,130	3062,92
Entrée du corps MP	4	635		25,247	3767,98
Soutirage S5	5	425		12,118	3314,75
Sortie du corps MP, entrée du corps BP, soutirage S4	6	284,1		4,0812	3034,23
Soutirage S3	7	175		1,3786	2823,89
Soutirage S2	8	87,1		0,4956	2656,89
Soutirage avant S1	9		0,9491	0,1241	2470,23
Soutirage arrière S1	9'	50,1		0,1241	209,76
Sortie du corps BP	10		0,9233	0,0417	2368,55
Aspiration de la PE	11	29,7		0,0417	124,48
Refoulement de la PE	12	29,9		19,249	127,067
Entrée du condenseur des buées	13	34,7		6,6917	145,977
Entrée de l'éjecteur de vapeur	14	35,6		6,6917	149,737
Entrée du refroidisseur de purge	15	36,3		6,6917	152,661
Entrée du réchauffeur BP1	16	37,4		6,4261	157,203
Entrée du réchauffeur BP2	17	47,5		5,1606	199,326
Entrée du réchauffeur BP3	18	78,1		5,8951	327,473
Entrée de la bêche alimentaire	19	105,6		5,6296	443,133
Aspiration de la PA	20	140,5		3,6683	591,307
Refoulement de la PA, entrée du réchauffeur HP5	21	143,6		170,96	615,399
Entrée du réchauffeur HP6	22	188,8		170,47	809,734
Entrée de la chaudière	23	230,4		169,96	996,339

**Les débits des soutirages :**

S1: 1,301 kg/s

S2: 4,433 kg/s

S3: 4,104 kg/s

S4: 4,886 kg/s

S5: 6,949 kg/s

S6: 8,783 kg/s

**Les débits des fuites:**

Coté droit du corps HP (Kg/s)	Coté gauche du corps HP (kg/s)	Coté droit du corps MP (Kg/s)	Coté gauche du corps MP (kg/s)	Coté droit du corps BP (Kg/s)	Coté gauche du corps BP (kg/s)
A <sub>d HP</sub> =0,490	A <sub>g HP</sub> =0,499	B <sub>d MP</sub> =0,391	B <sub>g MP</sub> =0,295	B <sub>d BP</sub> =0,110	B <sub>g BP</sub> =0,110
B <sub>d HP</sub> =0,112	B <sub>g HP</sub> =0,147	C <sub>d MP</sub> =0,032	C <sub>g MP</sub> =0,024	C <sub>g BP</sub> =0,022	C <sub>g BP</sub> =0,022
C <sub>d HP</sub> =0,005	C <sub>g HP</sub> =0,006				
Q <sub>HP</sub> =3,199					

**2.3.2.1. Calcul des travaux :**

On utilisant l'équation (2-9) :

$$W = \sum (H_i - H_n) \left[ \frac{Q_m + Q_r - (Q_f + S)}{Q_m} \right]$$

— **Calcul du travail de la turbine :**

**Corps HP :**

On a dans le corps HP :

$$i=2, n=3, Q_i=0, Q_f=(Q+A+B+C)_{dHP}, S=0$$

Donc on aura:

$$W_{iHP} = (H_2 - H_3) \left[ \frac{Q_m - (Q_{HP} + A + B + C)d_{HP}}{Q_m} \right]$$

AN:

$$W_{iHP} = (3410,93 - 3062,92) \left[ \frac{104,717 - (3,199 + 0,490 + 0,112 + 0,005)}{104,717} \right]$$

$$W_{iHP} = 335,361 \text{ kJ/kg}$$

**Corps MP :**

On a dans le corps MP :

$$i=4, n=6, Q_i=Q_{HP}, Q_f=(Q+A+B+C)_{dHP}+(A+B+C)_{gHP}.$$

$$4 \rightarrow 5 \quad S_6$$

$$5 \rightarrow 6 \quad S_5+S_6$$

Donc:

$$W_{iMP} = (H_4 - H_5) \left[ \frac{Q_m + Q_{HP} - ((Q_{HP} + A + B + C)_{dHP} + (A + B + C)_{gHP} + S_6)}{Q_m} \right]$$

$$+ (H_5 - H_6) \left[ \frac{Q_m + Q_{HP} - ((Q_{HP} + A + B + C)_{dHP} + (A + B + C)_{gHP} + S_6 + S_5)}{Q_m} \right]$$

AN:

$$W_{iMP} = (3767,98 - 3314,75) \left[ \frac{104,717 + 3,199 - (3,199 + 0,607 + 0,652 + 8,783)}{104,717} \right]$$

$$+ (3314,75 - 3034,23) \left[ \frac{104,717 + 3,199 - (3,199 + 0,607 + 0,652 + 8,783 + 6,949)}{104,717} \right]$$

$$W_{iMP} = 409,766 \text{ kJ/kg}$$

**Corps BP:**

$$i=6, n=10, Q_i=Q_{HP}, Q_f=(Q+A+B+C)_{dHP}+(A+B+C)_{gHP}+(B+C)_{dMP}+(B+C)_{gMP}$$

$$I= 6 \rightarrow 7 \quad S=S_4+S_5+S_6$$

$$7 \rightarrow 8 \quad S=S_3+ S_4+S_5+S_6$$

$$8 \rightarrow 9 \quad S=S_2+ S_3+ S_4+S_5+S_6$$

$$9 \rightarrow 10 \quad S=S_1+ S_2+ S_3+ S_4+S_5+S_6$$

Donc:

$$\begin{aligned}
 W_{iBP} = & (H_6 - H_7) \left[ \frac{Q_m - ((B+C)d_{HP} + (B+C)g_{HP} + (B+C)d_{MP} + (B+C)g_{MP} + S_4 + S_5 + S_6)}{Q_m} \right] \\
 & + (H_7 - H_8) \left[ \frac{Q_m - ((B+C)d_{HP} + (B+C)g_{HP} + (B+C)d_{MP} + (B+C)g_{MP} + S_3 + S_4 + S_5 + S_6)}{Q_m} \right] \\
 & + (H_8 - H_9) \left[ \frac{Q_m - ((B+C)d_{HP} + (B+C)g_{HP} + (B+C)d_{MP} + (B+C)g_{MP} + S_2 + S_3 + S_4 + S_5 + S_6)}{Q_m} \right] \\
 & + (H_9 - H_{10}) \left[ \frac{Q_m - ((B+C)d_{HP} + (B+C)g_{HP} + (B+C)d_{MP} + (B+C)g_{MP} + S_1 + S_2 + S_3 + S_4 + S_5 + S_6)}{Q_m} \right]
 \end{aligned}$$

AN:

$$\begin{aligned}
 W_{iBP} = & (3034,23 - 2823,89) \left[ \frac{104,717 - (0,117 + 0,153 + 0,423 + 0,319 + 4,886 + 6,949 + 8,783)}{104,717} \right] \\
 & + (2823,89 - 2656,89) \left[ \frac{104,717 - (0,117 + 0,153 + 0,423 + 0,319 + 4,886 + 6,949 + 8,783 + 4,104)}{104,717} \right] \\
 & + (2656,89 - 2470,23) \left[ \frac{104,717 - (0,117 + 0,153 + 0,423 + 0,319 + 4,886 + 6,949 + 8,783 + 4,104 + 4,433)}{104,717} \right] \\
 & + (2470,23 - 2368,55) \left[ \frac{104,717 - (0,117 + 0,153 + 0,423 + 0,319 + 4,886 + 6,949 + 8,783 + 4,104 + 4,433 + 1,301)}{104,717} \right]
 \end{aligned}$$

$$W_{iBP} = 508,673 \text{ kJ/kg}$$

**Travail total de la turbine:**

$$W_T = W_{tHP} + W_{tMP} + W_{tbp}$$

AN :

$$W_T = 335,361 + 409,766 + 508,673$$

$$W_T = 1253,8 \text{ kJ/kg}$$

— **Travail des pompes:**

**Pompe d'extraction:**

$Q_r = RQ$  avec  $RQ$ : debit de vapeur auxiliaire

$Q_f = 0$ ,  $S = S_4 + S_5 + S_6$

$$W_{pe} = (H_{12} - H_{11}) \left[ \frac{Q_m + RQ - (S_4 + S_5 + S_6)}{Q_m} \right]$$

AN:

$$W_{pe} = (127,067 - 124,48) \left[ \frac{104,717 + 0,097 - (4,886 + 6,949 + 8,783)}{104,717} \right]$$

$$W_{pe} = 2,080 \text{ kJ/kg}$$

**Pompe alimentaire:**

$Q_r = 0$ ,  $Q_f = 0$ ,  $S = 0$

$$W_{pa} = (H_{21} - H_{20})$$

AN:

$$W_{pa} = 615,399 - 591,307$$

$$W_{pa} = 24,092 \text{ kJ/kg}$$

**2.3.2.2. La puissance totale de la turbine (puissance indiquée):**

$$P_i = W_T \times Q_m$$

AN :

$$P_i = 1253,8 \times 104,717 = 131294,1746 \text{ KW}$$

**2.3.2.3. La puissance disponible sur l'arbre de la turbine (puissance effective) :**

$$P_e = P_i \times \eta_m$$

AN :

$$P_e = 131294,1746 \times 0,98 = 128668,2911 \text{ KW}$$

**2.3.2.4. La puissance aux bornes de l'alternateur:**

$$P = P_e \times \eta_{al}$$

AN:

$$P = 128668,2911 \times 0,99 = 127381,6081 \text{ KW}$$

**2.3.2.5. Calcul de la quantité de chaleur cédée à la vapeur dans la chaudière :**

$$Q_{ch} = (H_1 - H_{23}) + (H_4 - H_3) \left[ \frac{Q_m - ((A + B + C)d_{HP} + (A + B + C)g_{HP} + S6)}{Q_m} \right]$$

AN:

$$Q_{ch} = (3420,4 - 996,339) + (3767,98 - 3062,92) \left[ \frac{104,717 - (0,490 + 0,112 + 0,005 + 0,499 + 0,147 + 0,006 + 8,783)}{104,717} \right]$$

$$Q_{ch} = 2829,049 \text{ kJ/kg}$$

**2.3.2.6. Calcul du rendement du cycle:**

$$\eta_{cycle} = \frac{W_t \times \eta_t - [(W_{pa}/\eta_{pa}) + (W_{pe}/\eta_{pe})]}{Q_{ch} / \eta_{ch}}$$

AN :

$$\eta_{cycle} = \frac{1253,8 \times 0,98 - [(24,092 / 0,775) + (2,080 / 0,770)]}{2829,049 / 0,858}$$

$\eta_{cycle} = 35,24\%$
--------------------------

**CHAPITRE 3**  
**GÉNÉRALITÉS SUR**  
**LES CYCLES COMBINÉS**

### 3.1. Introduction :

Actuellement, plus de la moitié des besoins mondiaux en énergie électrique sont couverts par des centrales thermiques à combustion fossile. Ces dernières doivent répondre à des enjeux économiques et environnementaux de plus en plus élevés et s'adapter aux nouveaux modes de fonctionnement des systèmes de production d'énergies.

Toutes ces conditions sont remplies par les installations à cycle combiné. Elles utilisent une technologie qui permet d'obtenir un rendement nettement supérieur à celui des centrales classiques à combustion fossile, et d'assurer ainsi une diminution considérable des émissions polluantes ( $\text{CO}_2$  et les émissions primaires telles que les  $\text{SO}_2$ ,  $\text{NO}_x$  et  $\text{CO}$ ).

Les premières réalisations des centrales électriques à cycle combiné datent des années 1950 (la première centrale à cycle combiné était construite par ABB (*ALSTOM POWER*) en 1956), mais ce n'est que vers 1975 que cette technique a commencé son essor en parallèle avec l'évolution des turbines à gaz [4].

Leur développement a été accéléré par des facteurs conjoncturels (relatif à la situation du moment), comme la libéralisation du marché de l'énergie et le développement du combustible gaz naturel, associés aux qualités des centrales à cycle combiné : investissement et coûts d'exploitation réduits, haut rendement, bonne disponibilité, grande souplesse de fonctionnement, délais de réalisation courts et impact réduit sur l'environnement.

Ces centrales sont aujourd'hui appelées à jouer un rôle majeur dans la constitution du parc mondial des centrales de production d'énergie.

### 3.2. Principe de fonctionnement du cycle combiné :

Comme son nom l'indique, l'installation à cycle combiné réalise la combinaison de deux cycles thermodynamiques, elle associe le fonctionnement d'une turbine à combustion (cycle de Joule ou Brayton pour les anglo-saxons) (figure 3.3) à celui d'une chaudière de récupération et d'une turbine à vapeur (cycle de Hirn ou Rankine). Leur principe consiste à utiliser l'énergie contenue dans les gaz d'échappement chauds de la turbine à gaz comme source calorifique à la chaudière de récupération située en aval agissant comme un générateur de vapeur pour la turbine à vapeur, ce qui permet d'améliorer le rendement dans le cycle thermodynamique par rapport aux turbines à gaz en circuit ouvert ou aux centrales thermiques à vapeur conventionnelles comme illustré dans la figure suivante :

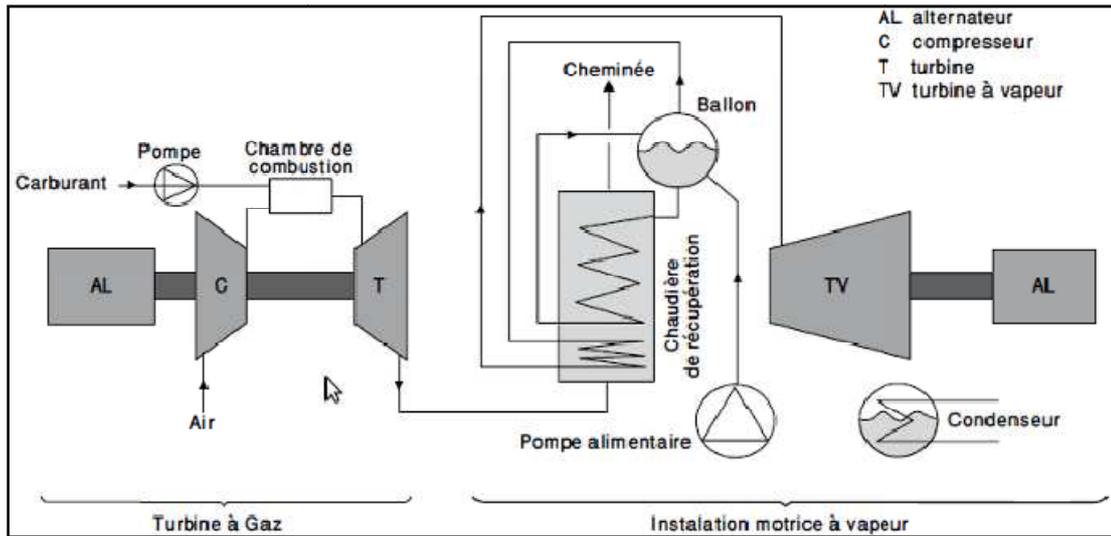


Figure 3.1 : Schéma général d'un cycle combiné [5]

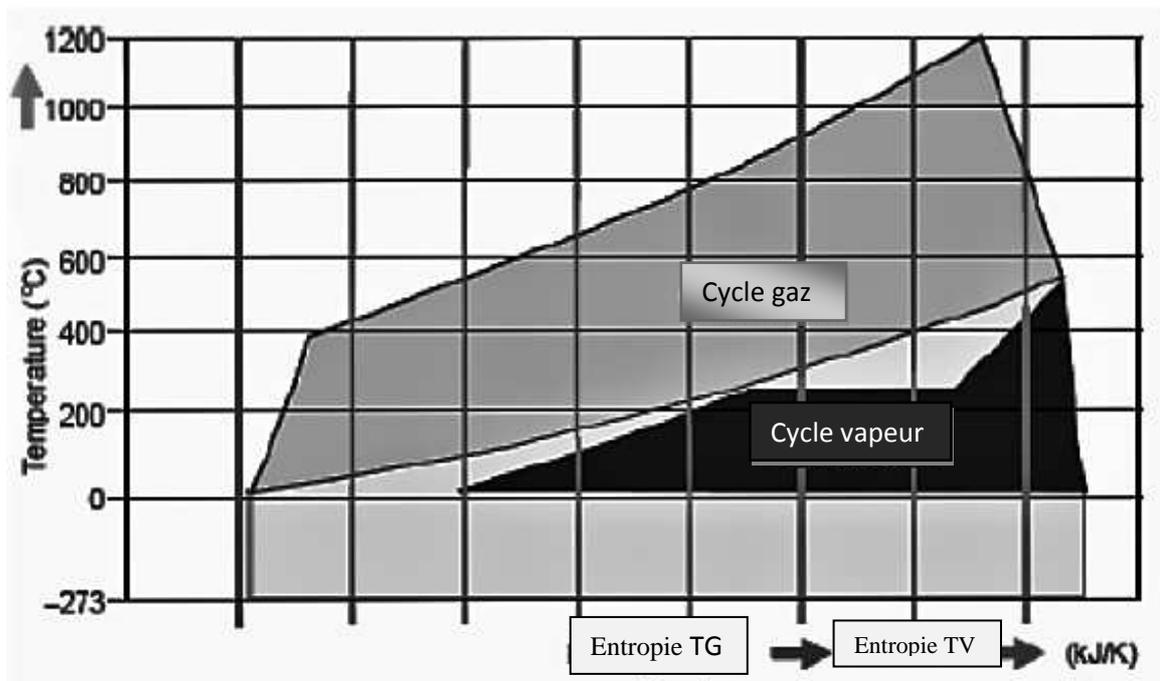


Figure 3.2 : Diagramme T-S cycle combiné TG avec un cycle TV à un niveau de pression [4]

L'idée qui a conduit à l'innovation des centrales à cycle combiné était d'observer que les gaz d'échappement à la sortie de la turbine à gaz étaient encore suffisamment chaud, plus de 550°C et la température maximale d'une installation à vapeur est de 560°C (Figure 3.2), il apparaît comme possible de remplacer la combustion qui a lieu habituellement dans le générateur de vapeur, par un transfert thermique entre les gaz d'échappement de la turbine à gaz et l'eau de l'installation à vapeur pour son échauffement, sa vaporisation, et sa surchauffe. La chaleur issue de la combustion du gaz est donc utilisée au maximum afin d'augmenter le

rendement jusqu'à plus de 60% rapportés au pouvoir calorifique inférieur de combustible (PCI). Le cycle eau-vapeur qui récupère cette chaleur peut avoir différentes applications [6]:

- Production d'électricité uniquement.
- Production de la vapeur pour un réseau de chauffage urbain ou à des fins industrielles.
- Production conjointe de vapeur et d'électricité (la cogénération) ce type de centrale à un rendement très important, jusqu'à 90%.

### 3.3. Principaux éléments du cycle combiné :

Les centrales à cycles combinés présentent une large gamme d'options design et de configuration en ce qui concerne le nombre d'unités, le type de chaudière, le type de turbine à vapeur, etc... La structure de base d'une centrale électrique à cycle combiné contient les composants principaux suivants :

#### 3.3.1. Turbine à gaz :

Une turbine à gaz (aussi appelée turbine à combustion) est un moteur thermique produisant de l'énergie mécanique à partir de l'énergie chimique contenue dans un hydrocarbure. La turbine à gaz est un système constitué de plusieurs composants, à savoir : le compresseur, la chambre de combustion, la turbine de détente et le sous système auxiliaire (figure 3.4 et 5). L'air ambiant est aspiré puis comprimé jusqu'à 10 à 30 bar par le compresseur entraîné par la turbine, puis se dirige vers la chambre de combustion afin de servir d'air comburant pour brûler un combustible gazeux ou éventuellement liquide (distillé léger), où l'énergie chimique de ce carburant convertie en énergie thermique produisant des gaz à haute température d'environ 1300°C. Ces gaz sont alors mis en vitesse dans un étage d'aubes directrices fixes puis détendus dans les divers étages de la turbine de détente où leur énergie cinétique est transférée aux aubes mobiles fixées sur le rotor. Le couple moteur, ainsi produit sur le rotor turbine, sert à l'entraînement du compresseur d'air d'une part et à celui de l'alternateur d'autre part. L'ensemble de ces processus est connu sous le nom du cycle de Brayton. La figure 3.3 résume le fonctionnement du cycle du Brayton avec un diagramme Pression/Volume et un diagramme Température/Entropie :

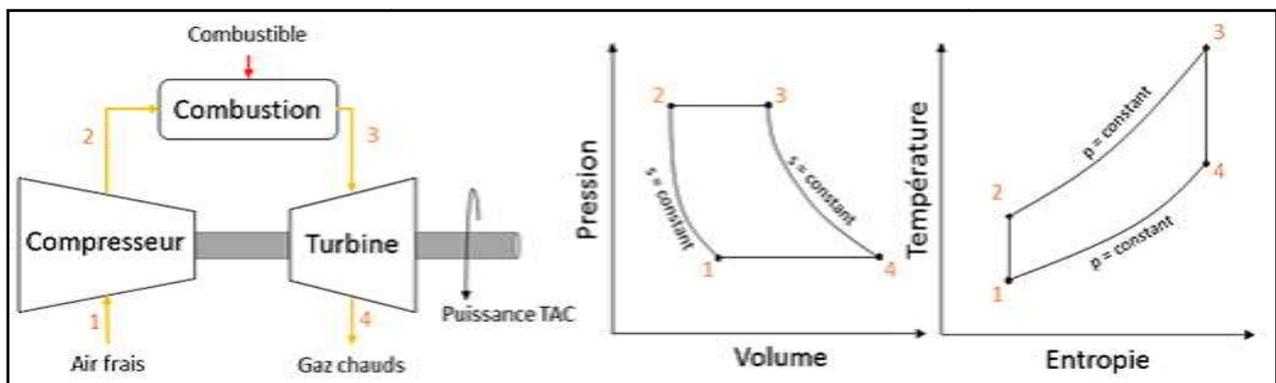


Figure 3.3 : Fonctionnement d'un cycle de Brayton [15]

- Un compresseur monte, en pression et en température, l'air de combustion (1 à 2).
- Le combustible gaz s'enflamme au contact de cet air chaud dans une chambre à combustion (2 à 3).
- Les gaz d'échappement traversent une turbine et subissent une détente (3 à 4). La pression diminue et la turbine se met à tourner, entraînant un alternateur qui génère de l'électricité.

### 3.3.1.1. Classification et modes d'utilisation des turbines à gaz :

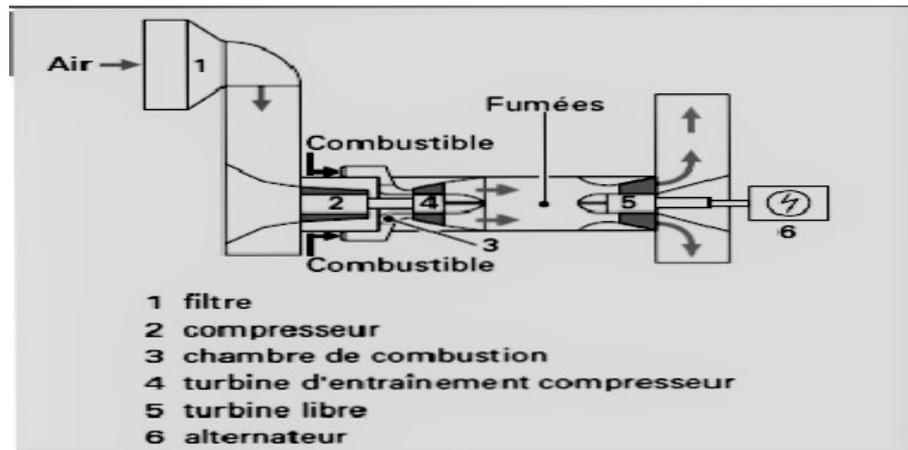
Les turbine à gaz ont fait l'objet des progrès très importants, issus des perfectionnements sur les matériaux qui ont permis d'augmenter le taux de compression, et la température de combustion, synonymes de gains de performances. La configuration des turbines à gaz a évolué avec le développement des turboréacteurs d'avion qui ont une technologie fort semblable, deux technologies en ont découlé dans l'industrie, les machines de type aéronautique sont plutôt de type aérodérivatives, alors que les plus puissantes, utilisées pour des applications terrestres, sont du type *heavy-duty*.

#### — Les turbines à combustion aérodérivatives:

Ces machines sont dérivées des techniques aéronautiques. Les chambres de combustion sont intégrées à un ensemble appelé générateur de gaz. Celui-ci est un organe très voisin d'un réacteur d'avion qui, au lieu de délivrer une poussée à travers une tuyère, détend ses gaz brûlés à travers une turbine entraînant un alternateur. Le générateur de gaz peut être simplement un moteur d'avion légèrement modifié. Ces machines sont composées de deux turbines en série.

- une turbine haute pression qui assure l'entraînement du compresseur
- Une turbine dite « libre » ou « turbine de puissance », non reliée mécaniquement à la turbine haute pression, et qui entraîne l'alternateur (ou un récepteur à vitesse variable).

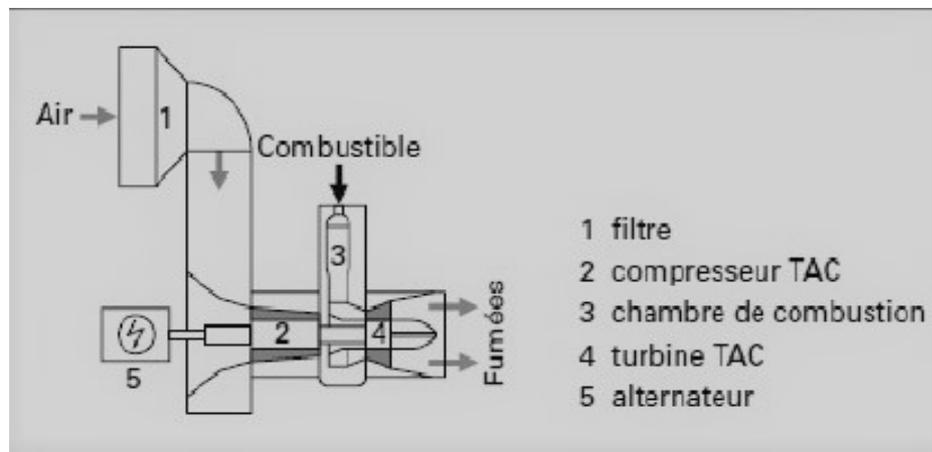
Ces machines à deux arbres découplés sont légères et compactes (facteurs essentiels pour les aéronefs) et plus complexes. Elles fonctionnent à des taux de compression d'air élevés (30 ou plus) et des températures d'entrée rotor également élevées (1425°C et plus) grâce à la mise en jeu de technologies de pointe (aubes à cristaux orientés voire aubes monocristallines, revêtements anticorrosion et barrières thermiques céramiques, méthodes de refroidissement sophistiquées et techniques d'usinage de précision associées, etc...). Il en résulte des performances élevées (jusqu'à 42 % de rendement en cycle ouvert) mais aussi le besoin d'une logistique de maintenance très développée. Leur puissance unitaire va jusqu'à 50 MW environ. Leur fort taux de compression entraîne une température d'échappement relativement basse, ce qui rend ces machines plus aptes à être utilisées dans des schémas de cogénération d'électricité et de vapeur, que dans des configurations de cycles combinés.



*Figure 3.4 : Turbine à gaz de type aérodérivé [7]*

— les turbines à combustion de type " terrestre " heavy-duty :

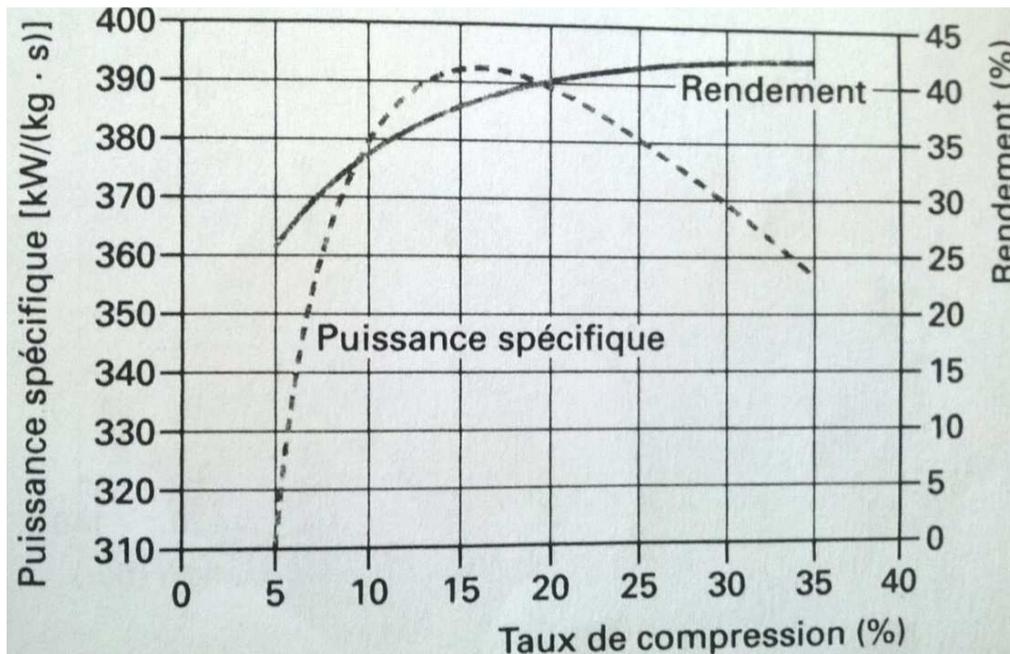
Ne comportant qu'une seule ligne d'arbre, sont utilisées pour applications terrestres où le poids ne constitue pas un handicap. Actuellement, elles représentent la grosse majorité des turbines à gaz employées pour des installations de cycle combiné. On trouve deux modèles de ce type de turbines sur le marché. Les modèles 50 Hz (3000 tr/mn) et 60 Hz (3600 tr/mn) dont les puissances unitaires varient entre quelques centaines de kW à plus de 300 MW, le modèle 50 Hz étant environ 1,44 fois plus puissant que le modèle 60 Hz. Un réducteur de vitesse permet de faire tourner l'alternateur à la fréquence du réseau.



*Figure 3.5 : Turbine de type heavy-duty [7]*

La conception d'une TAG passe par le choix de deux paramètres essentiels qui sont le taux de compression du compresseur d'air et la température totale d'entrée des gaz chauds au rotor de la turbine de détente. Ces deux paramètres fixent pratiquement les performances de la machine fonctionnant en cycle simple, à savoir d'une part la puissance spécifique produite par la turbine (le nombre de kW utiles produits ramené au kg/s d'air comprimé) et d'autre part le rendement.

Le choix du taux de compression résulte d'un compromis entre d'une part la puissance spécifique et d'autre part le rendement. Pour une température totale d'entrée rotor donnée, la puissance spécifique maximale s'obtient pour un taux de compression compris entre 12 et 16 et croît avec la température d'entrée rotor, celui du rendement maximum s'obtient pour un taux de compression de 30 ou plus. Cependant, l'augmentation du taux de compression s'accompagne par une augmentation du rendement de la machine, mais cette augmentation engendre une dégradation de la puissance spécifique produite par la turbine comme le montre la figure 3.6. Cette décroissance de la puissance spécifique produite s'explique par le fait, que l'augmentation du taux de compression s'accompagne par une augmentation de la consommation spécifique du compresseur.



**Figure 3.6 : variation du rendement et de la puissance spécifique en fonction du taux de compression [8]**

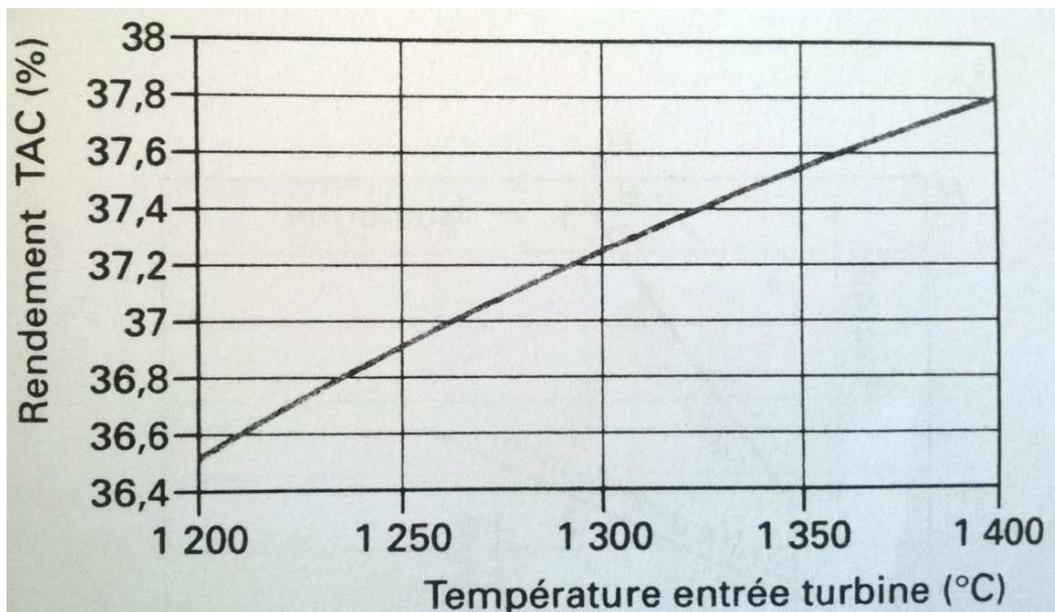
Pour les turbines aéronautiques, un compromis est à trouver entre ces deux valeurs, une valeur élevée de la puissance spécifique conduisant à une plus grande compacité et donc à un poids plus faible, tandis qu'un rendement élevé assure une plus grande autonomie de marche. Ces machines fonctionnent en général à de forts taux de compression (25 ou plus selon la taille) et à des températures d'entrée rotor également élevées (1425°C ou plus).

Les turbines à gaz " terrestres " sont davantage conçues pour fonctionner assez proches de l'optimum du travail spécifique, ce qui traduit une priorité accordée au coût spécifique d'investissement au moment de leur conception et à la possibilité d'obtenir des tailles unitaires importantes, le poids ne constituant en général pas une contrainte majeure. Ces turbines fonctionnent en général avec des taux de compression de 15 à 20 pour des machines ne comportant pas de combustion séquentielle et de 30 pour ces dernières. Leur température de fonctionnement est moins élevée que celle des turbines aéronautiques, ce qui autorise des

fréquences de maintenance plus faibles. Cependant, la tendance générale est à la croissance des températures de fonctionnement.

Toutes choses égales par ailleurs et sauf à recourir à la combustion séquentielle, un taux de compression plus élevé a pour conséquence une température d'échappement plus basse et une diminution de la puissance de la turbine, ce qui réduit le rendement du cycle eau-vapeur du cycle combiné.

Comme indiqué précédemment, le second paramètre important est la température des gaz chauds issus de la combustion à l'entrée du rotor de la turbine. L'élévation de cette température augmente à la fois la puissance de la TAG et le rendement du cycle combiné comme le montre la figure 3.7.



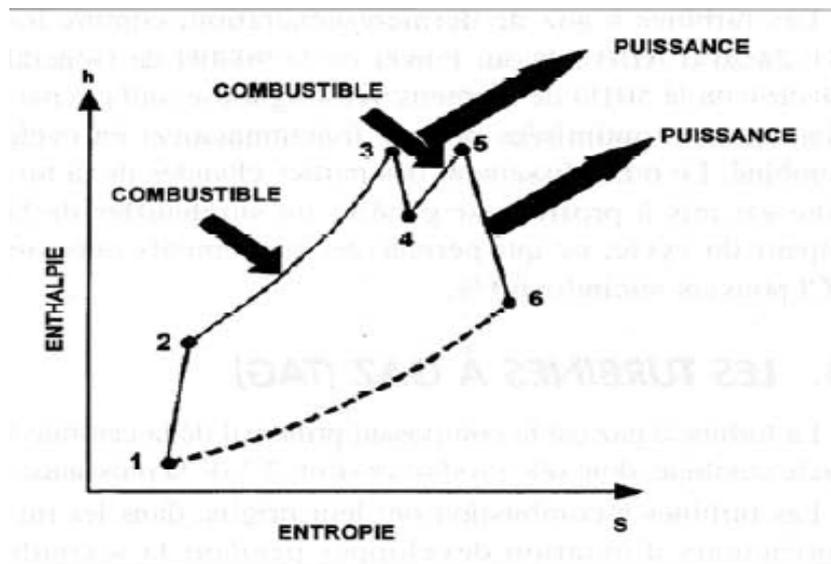
*Figure 3.7 : rendement d'une turbine à gaz en fonction de la température d'entrée des gaz à la turbine [8]*

Les principaux efforts des constructeurs se sont donc orientés vers ce paramètre, qui a gagné plus de 500°C au cours des trente dernières années, et dépasse aujourd'hui 1300 °C pour les turbines "terrestres ". Cela n'a été possible que grâce aux progrès considérables réalisés autant au niveau des aubages directeurs fixes et des aubes mobiles de turbine qu'au niveau des systèmes de combustion. Les progrès ont porté à la fois sur les outils de conception et de calcul (modèles 3D d'aérodynamique, de résistance des matériaux, de transferts de chaleur, techniques sophistiquées de refroidissement, etc...), et sur les méthodes de fabrication et d'usinage (aubes à cristaux orientés ou même monocristallines, barrières thermiques céramiques par dépôt solide par torche à plasma sous vide, usinages de précision ou laser, etc...).

Cependant, l'augmentation de la température de flamme accroît la production d'oxydes d'azote ( $\text{NO}_x$ ), d'où les efforts concomitants dans le développement de brûleurs bas- $\text{NO}_x$ , permettant de garantir des rejets en général inférieurs à 25 ppm vd (parties par million en

volume et sur fumées sèches) à 15 % d'O<sub>2</sub>. De plus, afin d'assurer la meilleure homogénéité possible au niveau des premières directrices et aubes mobiles, les systèmes de combustion " annulaires " ou " multi-chambre " ont progressivement remplacé les anciens systèmes à silos.

En alternative à cette course aux températures toujours plus élevées, des modèles de TG à combustion séquentielle ont été développés, la GT24 (60 Hz) et la GT26 (50 Hz) développées par ABB Alstom Power. Une première combustion a lieu en sortie du compresseur, et une seconde après la détente dans le premier étage turbine. Les fumées sont alors détendues dans 4 étages turbine supplémentaires. Cette technique permet d'atteindre de très bons rendements avec une température entrée rotor turbine limitée (figure 3.8).



*Figure 3.8 : Principe de combustion séquentielle [4]*

Elle introduit en outre un degré supplémentaire de réglage pour maximiser le rendement global en cycle combiné, et ce, même à charge réduite. Ce faisant, la combustion séquentielle offre un potentiel d'amélioration du rendement net en cycle combiné au-delà de 60 % sur PCI. Le fonctionnement à haute température (sensiblement supérieure à la température de fluage des matériaux utilisés) exige une réfrigération intense des premières directrices et aubes turbine. Cette réfrigération était jusqu'à présent réalisée par de l'air soutiré au compresseur. Cette technique présente une grande autonomie et sécurité de fonctionnement, mais dégrade le rendement.

De nouveaux développements ont permis d'introduire une réfrigération des aubes turbine à gaz par de la vapeur extraite du cycle eau-vapeur. Cette vapeur qui se surchauffe dans les aubes turbine à gaz en les refroidissant est ensuite retournée à la turbine à vapeur pour y être détendue. Ainsi, General Electric a construit le premier exemplaire de la 9000H, basée sur ce principe. Cette machine alimentée en gaz naturel est installée au Royaume-Uni dans un cycle combiné dont le rendement net est de 60 % sur PCI. Il en est de même pour le

constructeur japonais Mitsubishi Heavy Industries, dont la première machine 701G est déjà en fonctionnement [4].

### 3.3.1.2. Derniers développements sur les TG et CC [9] :

Aujourd'hui les nouvelles générations de TG ont atteint un rendement de 38-39 % avec une capacité de 185 - 240 MW pour 60 Hz et 265 – 310 MW pour 50 Hz de fréquence. Les turbines à gaz aérodérivatives ont pu dépasser 40 % de rendement avec une puissance de 40 – 50 MW, leur température maximale du cycle est d'environ 1430°C – 1500°C.

Le rendement des cycles combinés construit autour de ces turbines à gaz a pu atteindre 60%. Cet essor est une conséquence d'une forte concurrence qui a donné une poussée à la recherche et au développement dans le domaine des turbines à gaz à haute température, ceci a aussi incité les ingénieurs à utiliser largement les exploits scientifiques et techniques réalisés par l'industrie de construction des turbines à gaz d'avion.

Les derniers développements et réalisations des principaux constructeurs se résument comme suit :

- General Electric (GE) (USA), le plus grand constructeur de turbines à gaz a présenté deux nouvelles séries « G et H » pour des capacités de 240 – 280 MW avec une température maximale du cycle équivalente à 1430°C. Chaque série contient deux types de turbines à gaz, 7001 et 9001, pour 60 et 50 Hz, respectivement. Le refroidissement des aubages se fait par l'air ; ainsi elles peuvent fonctionner indépendamment du cycle vapeur. Concernant la série « H », les deux premiers étages sont refroidis par la vapeur d'eau extraite du cycle vapeur. Cette série ne peut être utilisée qu'en cycle combiné. Les cycles combinés construits autour de la MS 9001 ont une capacité de 480 MW et un rendement pas moins de 60 %.

Westinghouse (USA) a développé avec la participation de Mitsubishi (Japon), Fiat Avio (Italie) et Rolls – Royce une nouvelle famille de turbines à gaz « W 50 1G », pour une capacité de 230 MW et une fréquence de 60 Hz. La chambre de combustion est refroidie à l'aide de la vapeur d'eau. Une température record a été atteinte à savoir 1500°C à l'entrée de la turbine, le rendement est de 38,5 %. Un autre type pour les fréquences de 50 Hz « W70 1G » est développé dont sa capacité dépasse les 300 MW. Mitsubishi a mis en opération en 1997 à Takasago (Japon) un cycle combiné dont la température des gaz sortant de la chambre de combustion de la turbine à gaz « MHI M50 1G » est équivalente à ceux sortant de la « W 50 1G » (1500° C) et le refroidissement de la chambre de combustion est fait de manière similaire à la « W 50 1G » ; le rendement de l'installation a atteint les 58% avec une puissance de 330 MW et un taux de compression de 20 .

- La compagnie européenne ABB a développé la « GT 24 » et la « GT 26 » ayant les puissances de 185 et 265 MW et des fréquences de 60 et 50 Hz respectivement. Leurs taux de compression sont relativement élevés, à savoir 30. La température des gaz à l'entrée de la turbine est faible comparativement aux températures obtenues par les constructeurs cités avant, à savoir 1260°C. Cependant ABB a réussi à adapter une

deuxième chambre de combustion, ce qui a permis d'obtenir une température des gaz d'échappement relativement élevée et qui a conduit à l'amélioration des performances du cycle vapeur et par suite du cycle combiné complet. Ceci a permis à la « GT 24/26 » de concurrencer les turbines à gaz de même capacité et à plus haute température. En 1997 ABB a installé un cycle combiné comportant une « GT 26 » ayant un rendement supérieur à 58 % et une puissance de 365 MW.

Le tableau [3.1] suivant présente les caractéristiques des marques des TG les plus disponibles et répondus sur le marché :

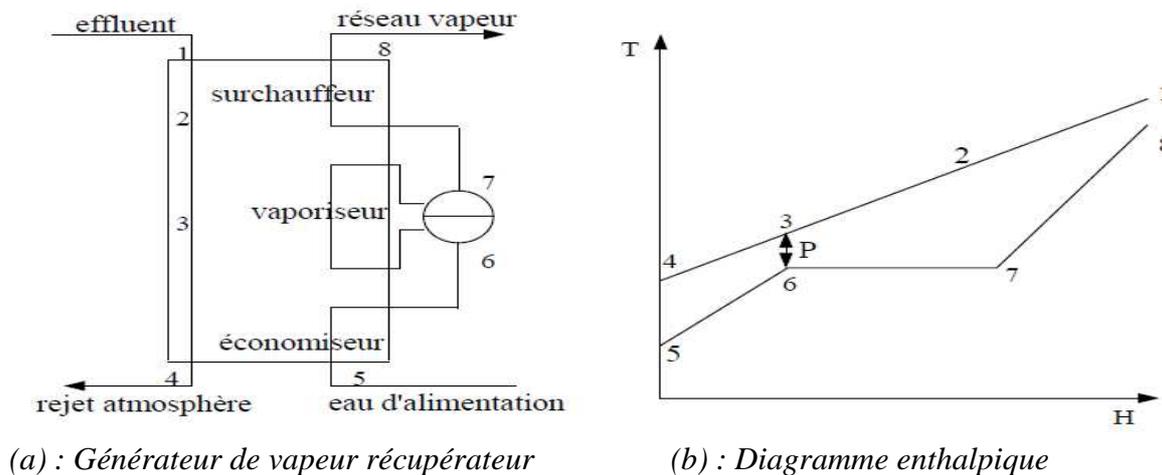
<b>Constructeur</b>	<b>Générale Electrique</b>		<b>Siemens</b>	<b>Mitsubishi</b>	<b>Alstom</b>
<b>Modèle</b>	<b>MS9001 FA</b>	<b>MS9001 FB</b>	<b>V94.3A</b>	<b>M701F</b>	<b>GT26</b>
Puissance en condition ISO	254MW	267MW	263MW	266MW	281MW
Rapport de compression	17	17	17	17	30
Tension de génération	19KV	19 KV	19 KV	19 KV	20 KV
Puissance demandé pour le démarrage	Environ 6MW	Environ 6MW	Environ 6MW	Environ 6MW	Environ 6MW
Pression demandé pour le gaz combustible	Environ 36bar	Environ 36bar	Environ 36bar	Environ 36bar	Environ 49bar
Débit d'air à l'admission	830kg/s	870kg/s	640kg/s	867kg/s	915kg/s
Température de détente	700°C	665°C	590°C	620°C	680°C

**Tableau 3.1 : caractéristiques principales des TG disponibles sur le marché [1]**

### 3.3.2. Chaudières de récupération :

La chaudière de récupération, appelée aussi générateur de vapeur à récupération (GVR) d'une centrale à cycle combiné est un échangeur de chaleur à contre courant, elle représente l'interface entre la turbine à gaz et le cycle eau/vapeur. Dans cette chaudière, les gaz d'échappement de la turbine à gaz sont refroidis jusqu'au point de rosée et la chaleur récupérée est utilisée pour production de la vapeur énergétique, dont la détente dans des turbines permet d'entraîner des alternateurs connectés à un transformateur pour la production d'électricité.

La chaudière de récupération est constituée de trois échangeurs montés en série : l'économiseur : qui a pour fonction l'augmentation de la température de l'eau d'alimentation jusqu'à la température de vaporisation à la pression correspondante (5 à 6), l'évaporateur dans lequel l'eau à l'état liquide saturée est vaporisée (6 à 7) et en fin le surchauffeur (7 à 8) où la vapeur d'eau qui sort de l'évaporateur à la température de saturation est surchauffée jusqu'à atteindre une température limite au-dessus de laquelle la bonne tenue des matériaux de la chaudière est affectée et le surchauffeur. Ces échangeurs sont placés perpendiculairement dans un carneau de fumée. La figure 3.8 ci-dessous montre le schéma de fonctionnement et le diagramme enthalpique d'un GVR :



(a) : Générateur de vapeur récupérateur

(b) : Diagramme enthalpique

**Figure 3.9 : Schéma de fonctionnement d'un GVR**

L'amélioration des performances des cycles combinés est certes liée aux progrès technologiques des turbines à combustion et des turbines à vapeur, mais aussi aux développements des chaudières de récupération (augmentation de l'énergie récupérée dans les gaz d'échappement des turbines à combustion, positionnement des échangeurs de chaleur plus complexe, résistance des matériaux...).

La puissance d'une TG et donc d'un cycle combiné varie en fonction de la température de l'air ambiant : une augmentation de cette dernière conduit à une perte de puissance. Cela représente un inconvénient dans les pays où la pointe de consommation se situe dans les périodes les plus chaudes. Pour compenser ce phénomène, une solution consiste à installer une postcombustion à l'entrée de la chaudière de récupération en profitant de l'excès d'air des gaz d'échappement utilisés alors comme air comburant (il reste 10 à 15%). Ce dispositif représente un investissement limité et permet de compenser la perte de puissance, au prix d'une légère diminution du rendement. Cette postcombustion permet aussi de faire la pointe de puissance, ou bien d'augmenter la production de vapeur dans le cas d'une cogénération.

En principe, les chaudières de récupération ne sont pas le lieu d'une combustion, mais dans certains cas une rampe de postcombustion peut être ajoutée afin de renforcer les performances du cycle eau-vapeur lorsque la turbine à combustion voit ses performances se dégrader au cours des années. Les chaudières de récupération sont un assemblage d'échangeurs dont le nombre et l'arrangement dépendent de la puissance à transmettre. Il existe plusieurs manières pour classer les chaudières de récupération. Le premier classement dépend de l'arrangement des échangeurs, nous avons : chaudière de récupération horizontale et verticale.

### 3.3.2.1. Une chaudière horizontale (figure 3.10) :

- Echangeur de chaleur vertical.
- Circulation naturel de la vapeur d'eau.
- Structure relativement légère. Maintenance facile.
- Température non homogènes dans la section.
- Problème de dilatation thermique.

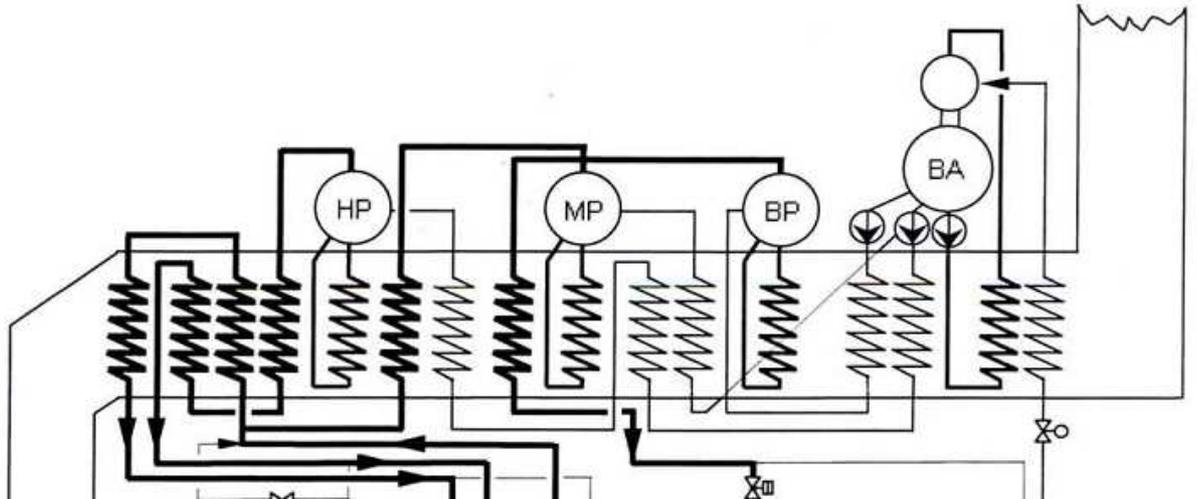


Figure 3.10 : Chaudière horizontale [10]

### 3.3.2.2. Une chaudière verticale (figure 3.11) :

- Echangeur de chaleur horizontal.
- Circulation naturelle et/ou forcée de la vapeur d'eau.
- Températures homogènes dans la section.
- Meilleur efficacité.
- Surface au sol réduite.
- Structure lourde.

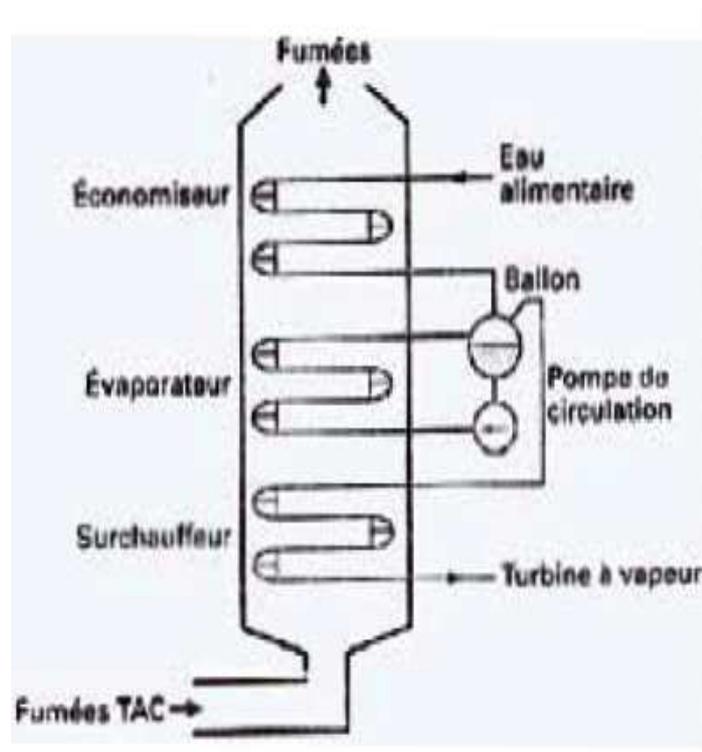
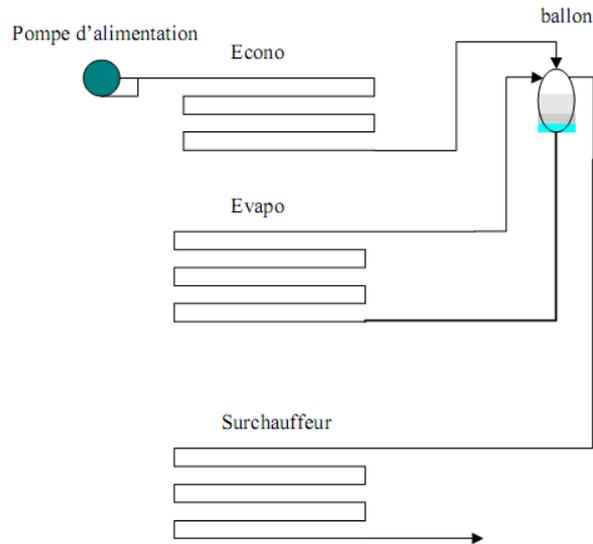


Figure 3.11 : Chaudière verticale [7]

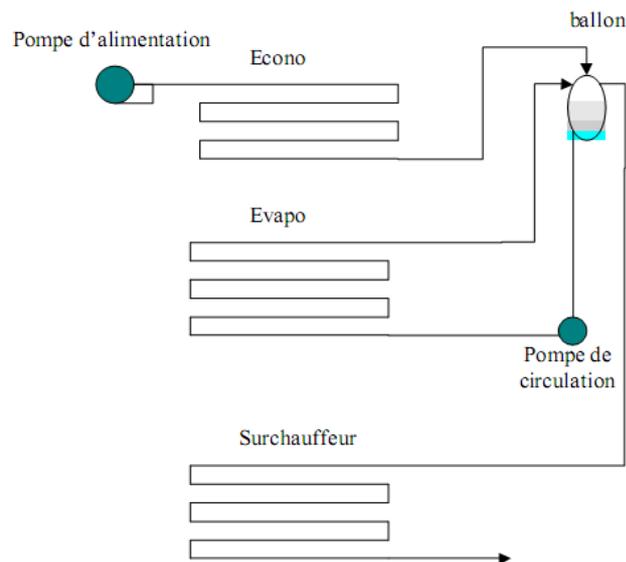
Aussi la circulation du fluide joue un rôle pour classer les chaudières de récupération. On parle alors de circulation naturelle lorsque cette dernière est assurée par la différence de densité entre l'eau qui descend du ballon et le mélange eau-vapeur qui remonte vers ce même ballon (principe du thermosiphon) (figure 3.12).

Les chaudières à circulation naturelle n'ayant pas de pompe de circulation à l'évaporateur, présentent l'avantage d'une faible consommation électrique et de coûts de maintenance limités.



**Figure 3.12: Chaudière à circulation naturelle [11]**

Mais quand la pression de la vapeur est comprise entre 100 et 180 bar, le tirage naturel dans les tubes de l'évaporateur devient insuffisant. Une pompe de circulation est alors introduite dans la boucle de vaporisation pour vaincre les pertes de charge de mélange eau-vapeur et l'aider à se déplacer. C'est ce qu'on appelle chaudière à circulation forcée (figure 3.13).



**Figure 3.13 : chaudière à circulation forcée [11]**

Le troisième classement se fait en fonction du nombre de niveau de pression, on parle de chaudière à un niveau de pression (1P) si elle comporte un économiseur, un évaporateur associé à un ballon et un surchauffeur (dans ce type de cycle, la température des fumées rejetées à l'atmosphère reste élevée (150 à 180°C) et de chaudière à deux niveaux de pression (2P) s'il y a deux séries d'échangeurs. L'un à haute pression (HP) (il récupère la chaleur à haute température) et l'autre à basse pression (BP) (il récupère la chaleur à basse température). On peut trouver aussi des chaudières à trois niveaux de pression (3P), mais la complexité de l'installation sera accrue.

Le choix du nombre de niveaux de pression est une conséquence directe de la turbine à combustion qui a été retenue en amont. Le nombre des niveaux de pression est relativement aisé à deviner sur une installation ; il suffit de compter le nombre de ballons dont dispose la chaudière. Les flux massiques et thermiques des fumées guident cette option.

Le rendement du cycle combiné augmente avec la complexité du cycle eau-vapeur. Le passage d'un cycle à 2 niveaux de pressions à un cycle à 3 niveaux pressions avec resurchauffe permet de gagner une augmentation du rendement et de la puissance [tableau 3.2], mais l'investissement est plus élevé. Le choix du cycle se fait donc par un calcul technico-économique tenant compte de ces paramètres ainsi que du coût du combustible, du prix de vente de l'électricité, de la durée de fonctionnement annuel de la centrale, etc...

Type de chaudière de récupération	Entrée turbine à vapeur		Puissance brute [MW]	Rendement [%]
	Pression [bar]	Temp.[°C]		
Cycle à un niveau de pression	65	540	329,9	51,9
Cycle à deux niveaux de pression	100/4,6	540/190	340,0	53,4
Cycle à deux niveaux de pression avec resurchauffe	110 28/4,6	540 540/265	343,8	54,0
Cycle à trois niveaux de pression avec resurchauffe	110 28/4,6	540 540/265	347,2	54,5

**Tableau 3.2 : performance du cycle combiné pour les différents niveaux de pression [10]**

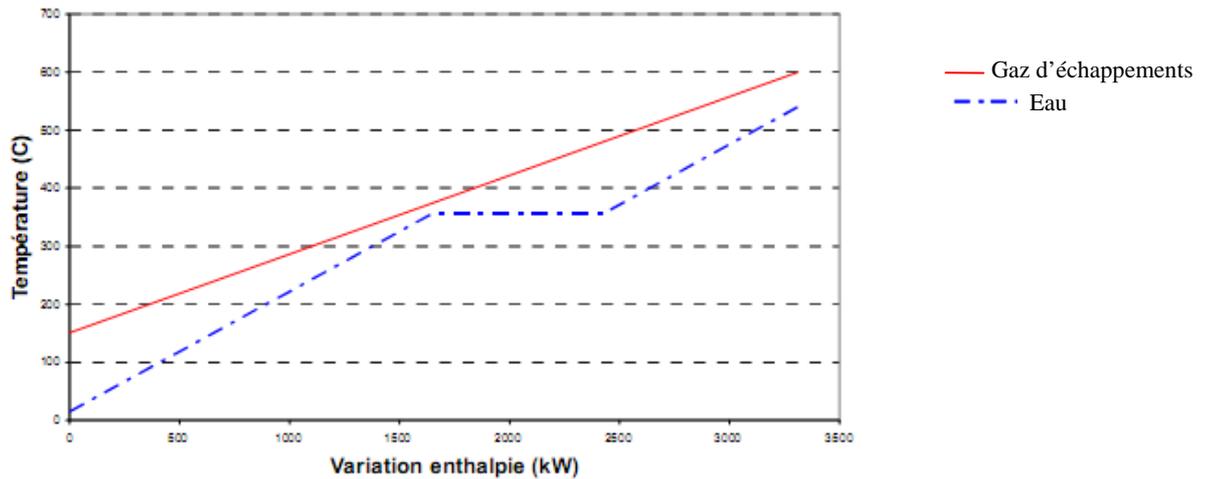
### 3.3.2.3. Type des chaudières de récupération selon le niveau de pression :

#### — Chaudière à un niveau de pression :

Dans une chaudière de récupération (horizontale ou verticale), les gaz d'échappement d'une turbine à combustion rencontrent successivement (figures 3.10 et 11) :

- **un surchauffeur**: la vapeur provenant du ballon à l'état saturé est surchauffée.
- **un évaporateur** : l'eau provenant de l'économiseur (à l'état liquide sous-saturé) passe à l'état saturer. Le mélange diphasique est admis dans le ballon où se fait la séparation liquide/vapeur provenant de l'évaporateur. La partie liquide circule à nouveau dans l'évaporateur naturellement (thermosiphon) ou de manière forcée (pompe de circulation) jusqu'à la vaporisation.
- **un économiseur** : l'eau en provenance d'une bache ou du circuit d'extraction est réchauffée jusqu'à une température voisine de son point de saturation, mais en restant à l'état liquide.

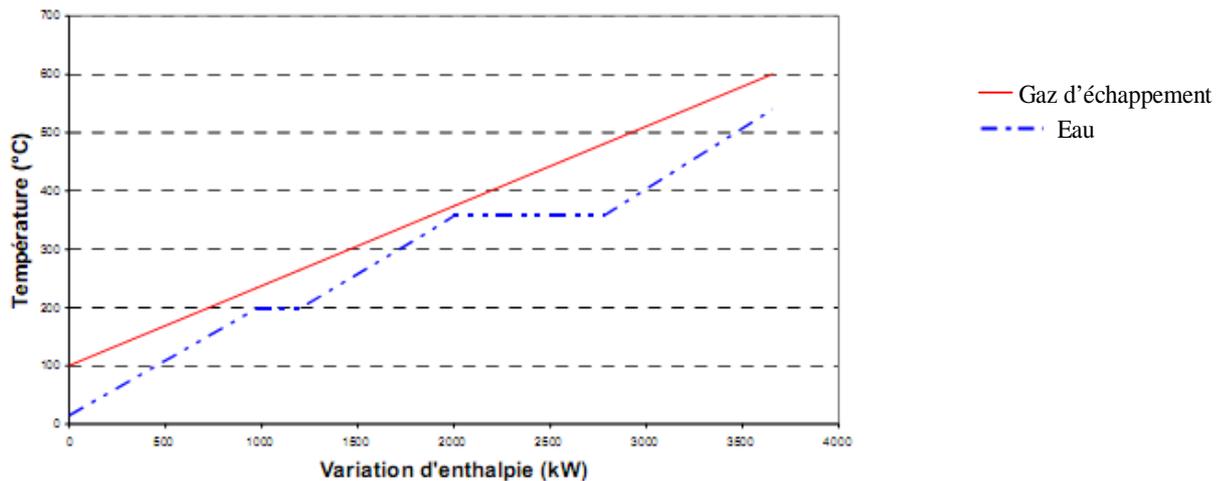
Le cycle à un niveau de pression est le plus simple des cycles eau-vapeur dans les chaudières de récupération des centrales à cycle combiné. Dans ce type de cycle, la température des fumées rejetées à l'atmosphère au niveau de la cheminée reste élevée, de l'ordre de 150 à 180°C (figure 3.14). Les avantages des cycles à simple pression sont leur grande simplicité et leur coût minimal. Cependant, pour augmenter les rendements des cycles combinés en épuisant davantage les gaz d'échappement des turbines à combustion, la plupart des installations utilisent des chaudières à multiples niveaux de pression.



*Figure 3.14: profil de température dans une chaudière de récupération à un niveau de pression [11]*

— Chaudière à deux niveaux de pression :

Des améliorations de rendement sont possibles en adoptant un cycle eau-vapeur à deux niveaux de pression. Les deux niveaux de pression étant en fait la juxtaposition de deux séries d'échangeurs. Un niveau de pression HP récupère la chaleur à haute température alors qu'un niveau BP récupère la chaleur à basse température. Comparée au niveau simple pression, la température des fumées à la cheminée diminue de 50 °C environ comme le montre la figure 3.15.

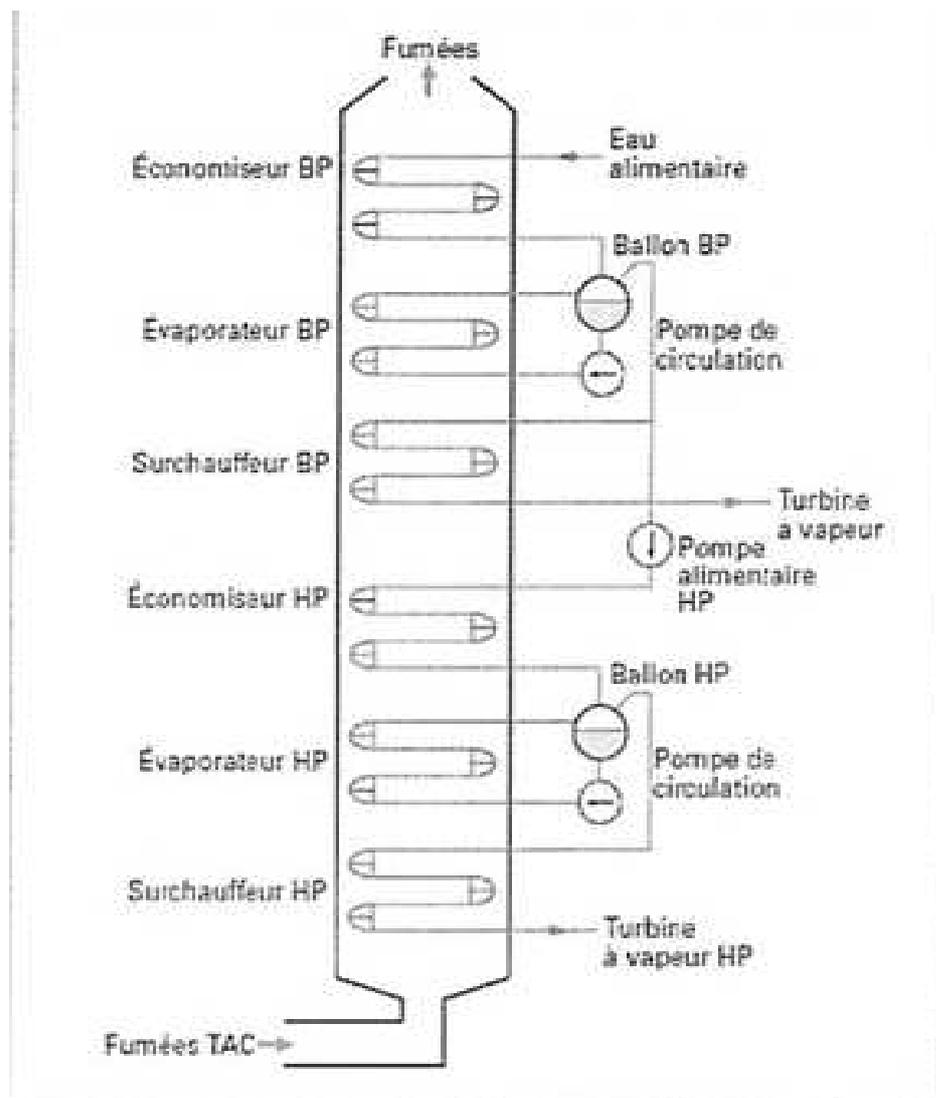


*Figure 3.15 : profil de température dans une chaudière de récupération à deux niveaux de pression [11]*

Deux types d'arrangement existent sur le marché [7]:

**- Arrangement en cascade ou série :**

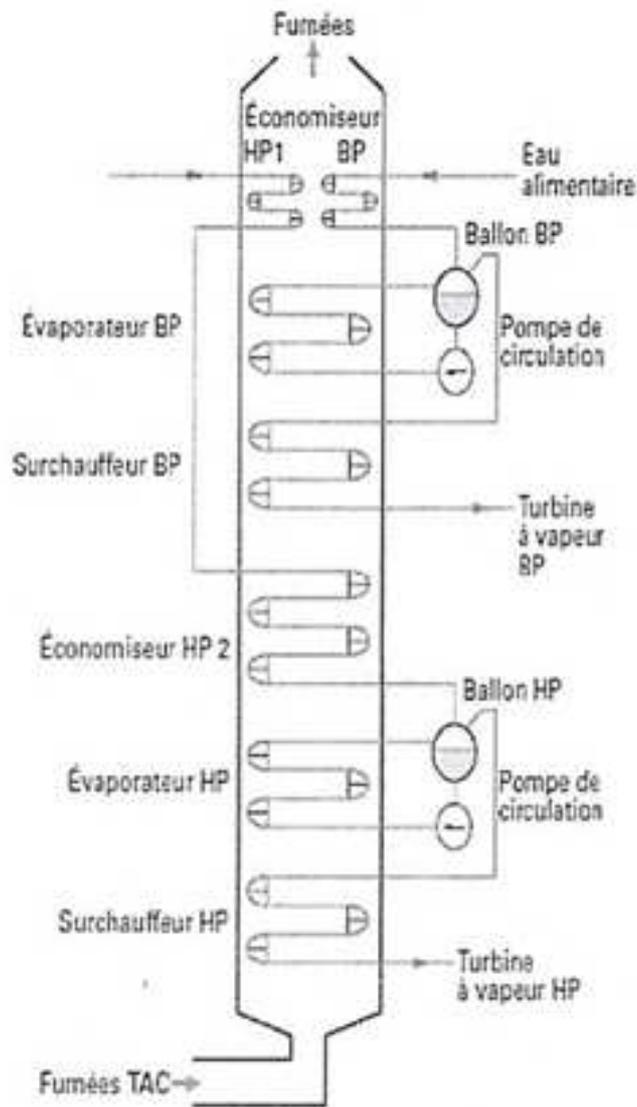
Dans l'arrangement de la figure 3.16, le ballon séparateur BP fait la liaison entre les deux niveaux de pression. Ainsi, la température d'entrée dans l'économiseur HP est égale à la température de saturation de l'eau dans le ballon BP. L'arrangement en cascade est moins utilisé en raison des risques de corrosion du circuit HP par la présence de fortes concentrations en sels dans le ballon BP. En effet, la coexistence de l'eau et de la vapeur conduit à un partage des espèces chimiques de l'eau dans le ballon, qui peut provoquer une accumulation de boues malgré la purge continue en fonctionnement normal. Les circuits HP et BP n'étant pas séparés, les risques de pollution peuvent se répercuter d'un circuit vers l'autre.



*Figure 3.16 : Chaudière à deux niveaux de pression en cascade [7]*

- Arrangement en parallèle :

Dans l'arrangement de la figure.3.17, l'économiseur HP est fractionné en deux parties. La première partie est placée en parallèle de l'économiseur BP. L'arrangement en parallèle évite la propagation de problèmes corrosifs dans l'économiseur HP lié au circuit BP. Néanmoins, l'optimisation et la conception d'une chaudière en parallèle sont plus compliquées.



*Figure 3.17 : Chaudière à deux niveaux de pression en parallèle [7]*

— **Chaudière à trois niveaux de pression (3P) :**

Pour les chaudières à trois niveaux de pression, il devient de plus en plus difficile de diminuer la température des fumées à la sortie de la chaudière. Ainsi, le gain de rendement par rapport à 2P.

Cependant, la complexité de l'installation est accrue, aussi bien dans la chaudière, qui est équipée d'un circuit MP supplémentaire, que dans la turbine à vapeur, qui nécessite un collecteur pour la vapeur MP.

Un schéma classique de chaudière à trois niveaux de pression est donné par la figure 3.18.

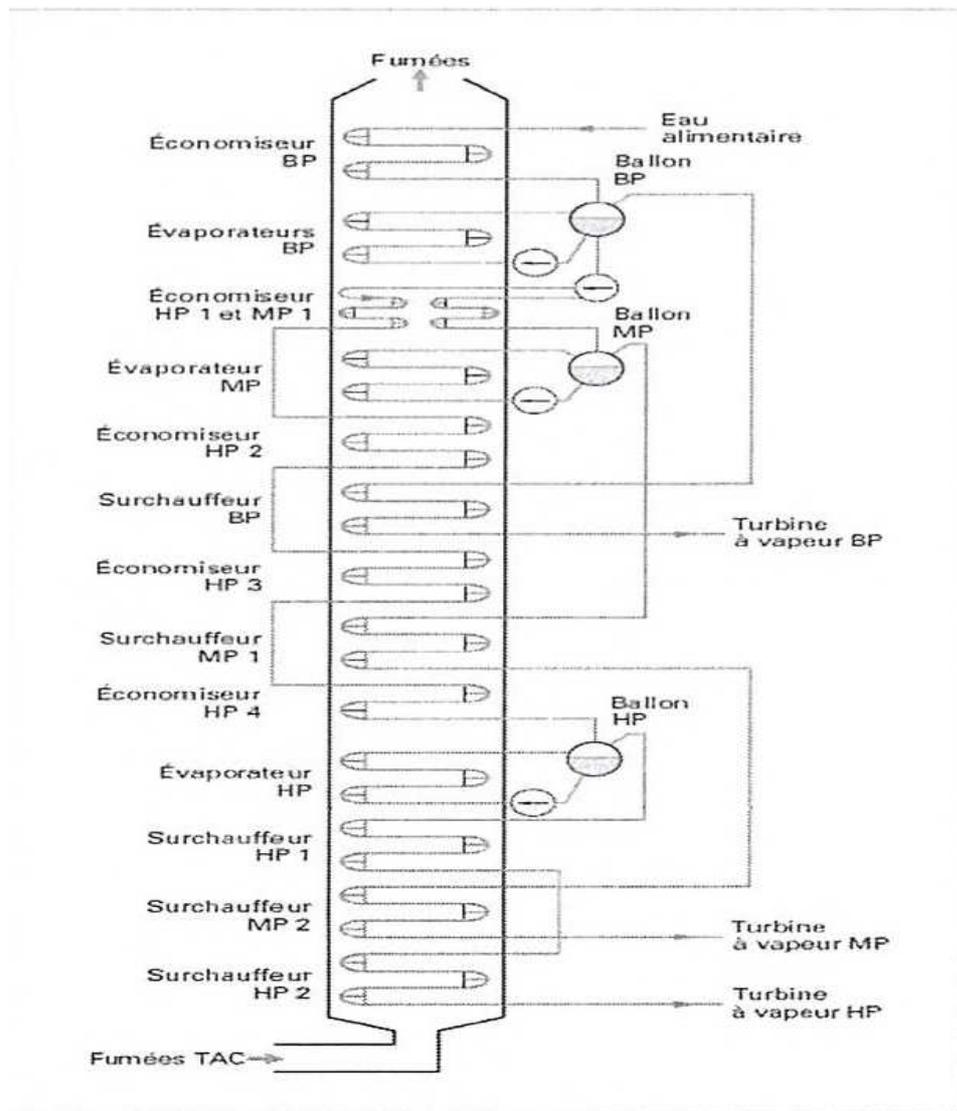


Figure 3.18 : Chaudière à trois niveaux de pression [7]

— **Chaudière avec resurchauffe:**

Dans la chaudière de récupération à deux ou trois niveau de pression, il est possible de bénéficier des avantages de la resurchauffe à la sortie du circuit HP, dans la mesure où les circuits BP ou MP épuisent correctement les fumées en bout de chaudière.

Trois niveaux de pression avec resurchauffe permettent d'augmenter le rendement d'un cycle combiné à un cycle à deux niveaux de pression avec resurchauffe (voir tableau [3.2]) qui est comparable avec un trois niveaux de pression simple.

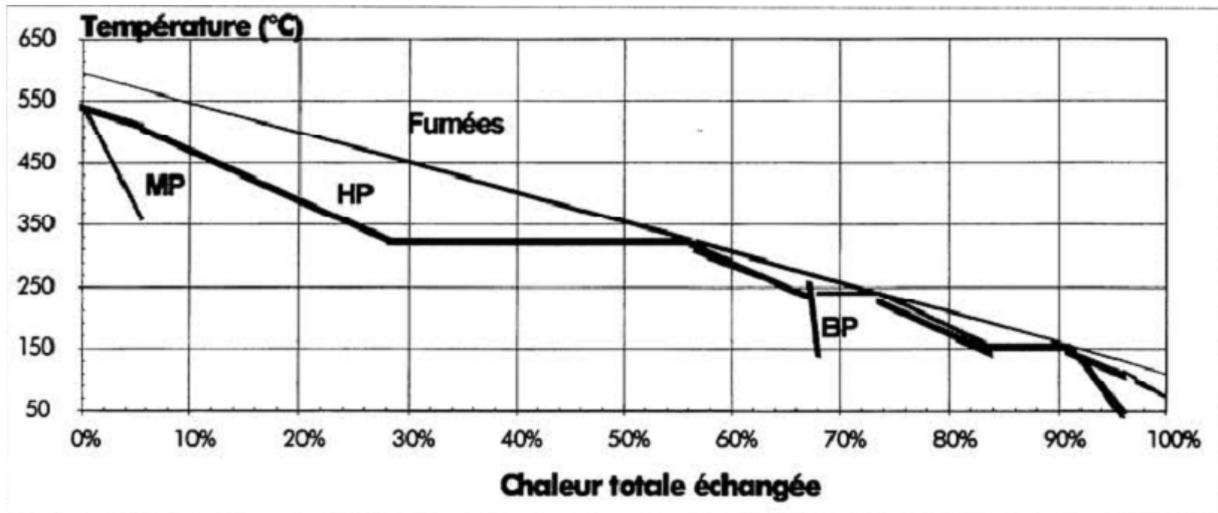


Figure 3.19 : profil de température dans une chaudière de récupération à trois niveaux de pression avec resurchauffe [4]

#### — Chaudière avec postcombustion :

La postcombustion a lieu en entrée de la chaudière de récupération grâce à une rampe de brûleurs. Le combustible injecté est du gaz naturel. La postcombustion permet d'obtenir une augmentation très sensible de la température des fumées et leur apporter une énergie non négligeable, ce qui permet d'augmenter la qualité de vapeur produite dans le GVR et donc gagner de la puissance sur le cycle eau-vapeur.

#### 3.3.3. Turbine à vapeur :

La turbine à vapeur est le fruit du travail de nombreux chercheurs à la fin du XIX siècle, parmi eux on peut mentionner le britannique Charles Algeron Parson et le suédois Carl Gustaf Patrik de Laval. Son rôle est de transformer l'énergie thermique contenue dans la vapeur provenant de la chaudière en un mouvement de rotation de l'arbre. L'élément de base d'une turbine est une roue ou un rotor à ailettes, à hélice, à lames, à aubes ou à augets disposées sur sa circonférence, de façon que le fluide en mouvement exerce une force tangentielle qui fait tourner la roue et lui confère de l'énergie. Cette énergie mécanique est ensuite transmise par un arbre qui fait tourner un moteur, un compresseur, un générateur ou une hélice.

Les turbines modernes sont toutes à éléments multiples. L'ensemble des aubages fixes d'un même étage montés sur un disque s'appelle directrice. Les directrices assemblées entre elles forment la partie fixe appelée «stator». Dans les espaces ménagés entre les directrices se

déplacent les aubages mobiles. Les aubages mobile d'un même étage sont montés sur un disque, l'ensemble est appelé «roue». Les roues sont montées sur un ou plusieurs arbres. Un arbre équipé de ses roues s'appelle «rotor» [16].

Les turbines à vapeur employées dans les installations de cycle combiné ne sont pas différentes de celles qui équipent les autres installations de production d'énergie. Elles sont adaptées au niveau de puissance requis pour l'installation, mais leur technologie reste identique. Pour une puissance totale installée donnée, les turbines à vapeur d'un cycle combiné sont d'une taille modeste comparées aux turbines des grandes centrales conventionnelles et à fortiori des centrales nucléaires dont le rendement est faible. Ceci tient au fait que seul un tiers environ de la puissance du cycle combiné est produit par la turbine à vapeur. Toutefois, l'absence de soutirages vapeur pour le réchauffage de l'eau alimentaire entraîne un débit de vapeur plus important dans les parties basse-pression et finalement un débit plus important à condenser. Ces parties basse-pression des turbines à vapeur de cycles combinés sont parfois réalisées en combinant des corps à haute et moyenne pression ainsi que des corps à basse pression standards des centrales conventionnelles, ce qui permet de réduire les coûts.

Pour maximiser le rendement global, la turbine à vapeur d'un cycle combiné fonctionne normalement en pression glissante, les organes d'admission demeurant ouverts à 100% et la pression réglée en fonction de la charge. Le condenseur est classique, si ce n'est que pour une puissance de turbine vapeur donnée, sa taille est relativement plus importante que pour une turbine vapeur conventionnelle en raison de l'absence des soutirages vapeur mentionnée ci-dessus.

La bâche alimentaire est souvent combinée avec le ballon basse pression de la chaudière, sur lequel est placé le dégazeur. Les pompes alimentaires sont à vitesse fixe, compte tenu de leur taille modeste et de la faible variation de la charge de la boucle eau-vapeur par rapport à celle du cycle combiné. Un système de contournement vapeur de la turbine à vapeur d'une capacité de 100% donne au cycle combiné la souplesse de fonctionnement caractéristique des turbines à gaz : démarrages et variations de charge rapides, fonctionnement en îlotage, etc... .

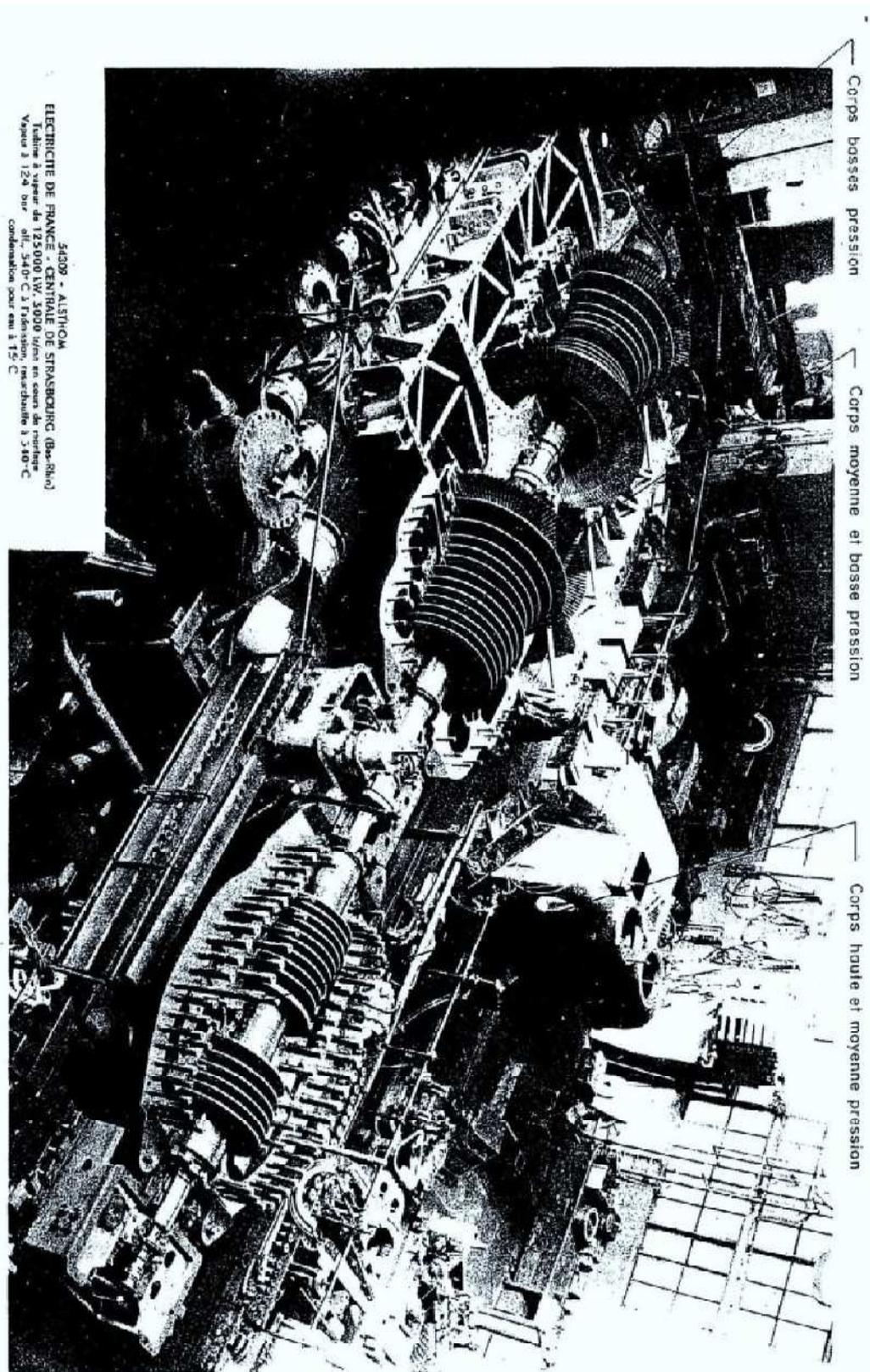


Figure 3.20: Turbine à vapeur 54309 ALSTHOM [16]

### 3.3.3.1.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. La figure 3.21 résume le fonctionnement de cycle de Rankine avec un diagramme Pression/Volume et un diagramme Température/Entropie :

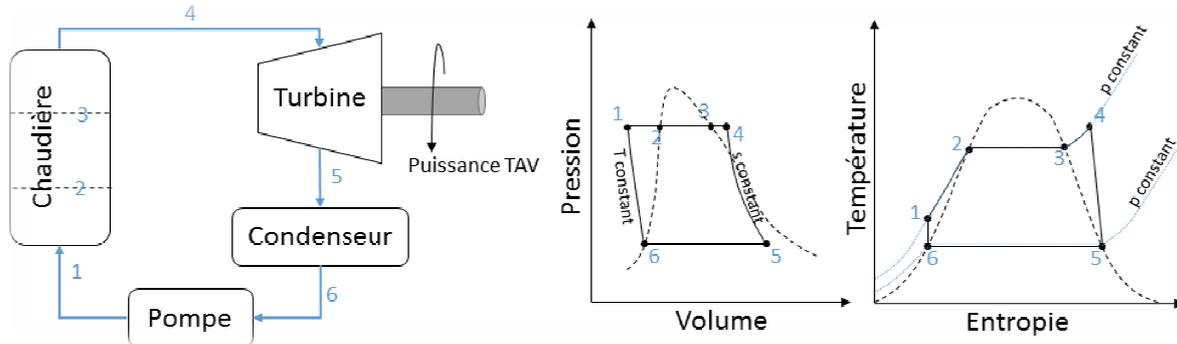


Figure 3.21: Fonctionnement d'un cycle de Rankine [15]

- Dans la chaudière, par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur où un fluide chaud circule, l'eau du circuit est transformée en vapeur (1 à 4). La chaudière se découpe en trois parties. La première correspond à un économiseur, qui procède au chauffage de l'eau liquide (1 à 2). La deuxième correspond à l'évaporateur qui transforme l'eau liquide en eau vapeur à température constante (2 à 3). La dernière partie correspond au surchauffeur qui procède au chauffage de la vapeur (3 à 4).
- Cette vapeur traverse une turbine et subit une détente pour convertir l'énergie thermique en énergie mécanique (4 à 5). La turbine se met à tourner, entraînant un alternateur qui génère de l'électricité.
- La vapeur est envoyée vers un condenseur où circule de l'eau froide. L'échange de chaleur
- entre l'eau froide et la vapeur provoque la condensation de cette dernière (5 à 6).
- Cette eau est de nouveau envoyée vers la chaudière après être passée dans une pompe (6 à 1).

### 3.4. Configuration des centrales à cycles combinés :

Les configurations les plus courantes associent [4] :

- une TG, une chaudière de récupération et une turbine à vapeur –de type 1. 1. 1 (Figure 3.22).
- deux TG, deux chaudières de récupération et une turbine à vapeur de type 2.2.1, (Figure 3.23).
- trois TG, trois chaudières de récupération et une turbine à vapeur –de type 3.3. 1.

Ces configurations permettent, à partir d'une gamme limitée de modèles de TG, de couvrir une vaste gamme de paliers de puissance.

L'association de 2 ou 3 TG avec une seule turbine à vapeur permet une réduction du coût d'investissement et une légère amélioration du rendement en pleine charge par rapport à

2 ou 3 configurations de type 1.1.1. Cependant, la configuration de type 1.1.1 permet un échelonnement plus progressif dans le temps de l'investissement et une adéquation plus étroite à l'évolution de la demande.

Il existe une autre différenciation qui concerne la notion de « single shaft » ou « multiple shaft ».

La configuration de type 1.1.1 (Figure 3.22) est souvent proposée, par les grands constructeurs, en une ligne d'arbre unique (single shaft) qui permet un encombrement plus réduit ainsi qu'une légère économie globale. Dans ce cas, la turbine à gaz et la turbine à vapeur entraînent un seul alternateur. Deux dispositions sont possibles selon que l'alternateur se trouve positionné entre les deux machines d'entraînement ou au contraire en bout d'arbre, chacune d'elles offrant des avantages et inconvénients.

Dans le cas d'arbre multiple (multiple shaft), chaque turbine dispose de son propre alternateur.

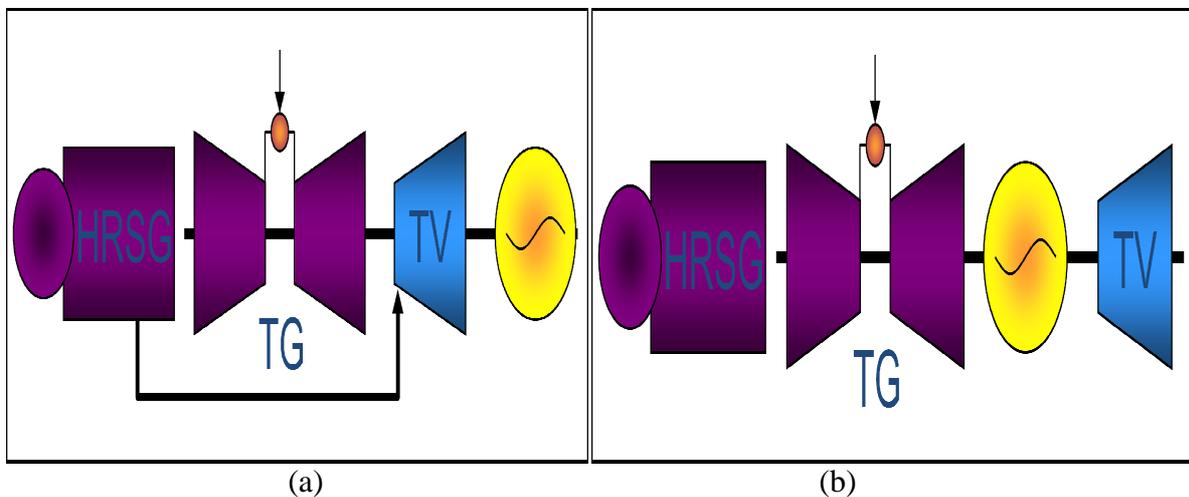


Figure 3.22 : schéma d'un cycle combiné avec un seul arbre (single shaft)

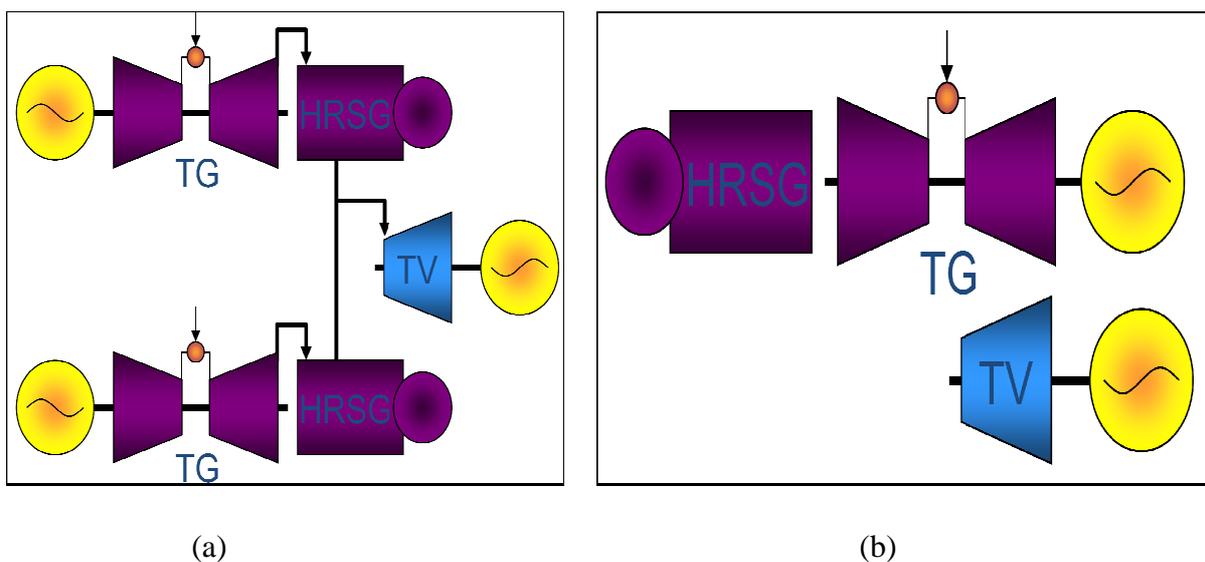


Figure 3.23 : schéma d'un cycle combiné à arbre multiple (multiple shaft)

Dans notre cas le type du cycle combiné qu'on doit réaliser, s'appelle le "repowering". Il consiste à remodeler complètement une centrale conventionnelle existante dont on remplace la chaudière existante par une turbine à gaz et une chaudière de récupération. Cette dernière doit alors être conçue de manière à fournir de la vapeur aux caractéristiques de la turbine à vapeur existante. Le "repowering" permet de multiplier par trois la puissance initialement installée et d'augmenter le rendement, mais en restant toutefois quelques points en-dessous du rendement d'un cycle combiné neuf [4].

La turbine à vapeur de la centrale de Cap-Djenet n'est pas conçue préalablement pour fonctionner en cycle combiné, pour que celle-ci garde ces mêmes paramètres de fonctionnement, le GVR installé doit fournir de la vapeur à trois niveaux de pression avec resurchauffe et récupérer le maximum d'enthalpie des gaz d'échappement de la TG. A fin d'atteindre cet objectif la TG choisi doit avoir les caractéristiques suivantes :

- Une température de sortie des gaz d'échappement doit être supérieure à 540°C.
- Le débit des gaz d'échappement doit être important pour remplacer les huit bruleurs de la chaudière existante.

### **3.5. La solution de transformation choisie :**

Dans ce projet, la solution adoptée pour la transformation du groupe N°1 de la centrale de Cap-Djenet en cycle combiné consiste à remplacer la chaudière existante par une turbine à gaz de type Siemens V94.3A qui présente les caractéristiques données eu tableau 3.1 et un GVR horizontal à trois niveaux de pression avec resurchauffe, qui sera installé en aval de la TG afin de réaliser un cycle combiné de 383 MW environ.

Il est prévu, dans ce but, d'effectuer les interventions décrites ci-dessous :

- Installation d'une turbine à gaz, alimentée au gaz naturel, fournissant une puissance utile brute d'environ 265 MW.
- Installation d'un générateur de vapeur à récupération (GVR) horizontal, qui sera installé en aval de la turbine à gaz, à trois niveaux de pression, avec une resurchauffe de la vapeur après l'expansion dans la section de turbine a haute pression.
- Adaptation de la turbine à vapeur existante afin qu'elle puisse recevoir la vapeur à trois niveaux de pression généré par le nouveau GVR. Cette adaptation prévoit en particulier la fermeture de toutes les lignes de soutirage de la vapeur et le blocage de deux vannes de soupapes.
- Exclusion de la chaudière existante et de tous les circuits de régénération de l'eau alimentaire (préchauffeurs, bêche alimentaire et dégazeur) et réalisation de nouvelle conduite pour le branchement du nouveau GVR sur la turbine à vapeur et le condenseur existants.

### 3.5.1. Générateur de Vapeur à Récupération (GVR) :

Le GVR est à flux de gaz horizontal, à trois (3) niveaux de pression avec resurchauffe. Chaque niveau de pression est équipé d'un évaporateur à circulation naturelle et d'un ballon. Le ballon à basse pression a une capacité suffisante pour alimenter les circuits de moyenne et de haute pression pendant 5 minutes.

En traversant le GVR, les gaz en sortie de la turbine traversent, dans l'ordre, les bancs de tubes suivants :

- surchauffeur de haute pression (SH-HP) et resurchauffeur (RH), en parallèle
- évaporateur de haute pression (EVA-HP)
- surchauffeur de moyenne pression (SH-MP)
- surchauffeur de basse pression (SH-BP)
- deuxième économiseur de haute pression (ECO2-HP)
- évaporateur de moyenne pression (EVA-MP)
- économiseur de moyenne pression (ECO-MP) et premier économiseur de haute pression (ECO1-HP)
- évaporateur de basse pression (EVA-BP)
- économiseur de basse pression (ECO-BP)

Les tubes de chaque banc sont à ailette avec un diamètre allant de 25 à 50 mm environ. Le pas des ailettes hélicoïdales est supérieur à 5 mm.

Les paramètres géométriques sont estimés comme suit [1] :

Longueur (entre le diffuseur de la TG et l'axe de la cheminée)	38m.
Largeur	22m
Hauteur	39m

Les circuits à haute et à moyenne pression seront conçus pour un fonctionnement à pression variable environ 50 et 100% de la pression nominale de fonctionnement.

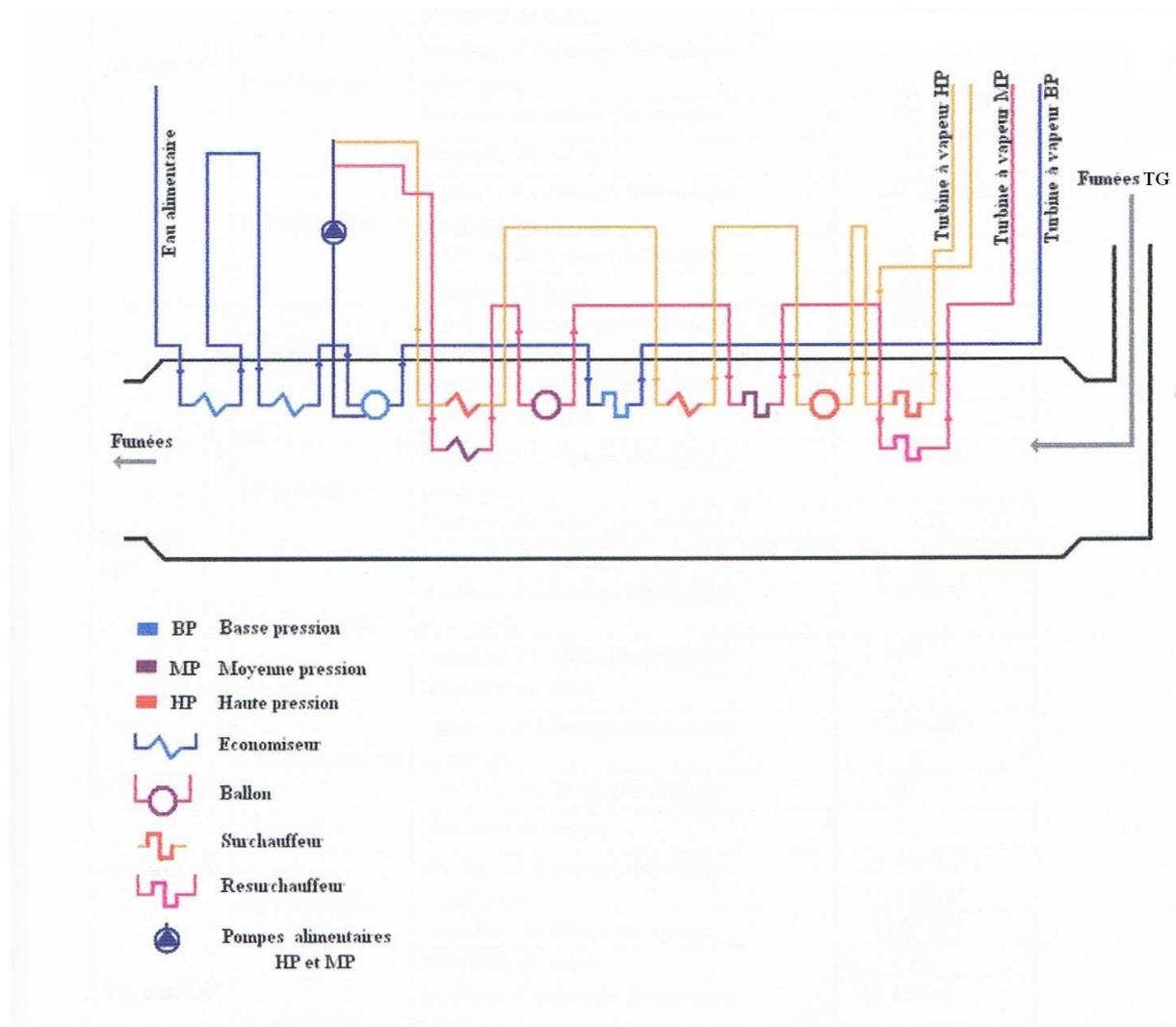


Figure 3.24 Schéma détaillé du GVR à trois niveaux de pression avec resurchauffe

Les tableaux suivants reportent les principales caractéristiques techniques et fonctionnelles de chacun des bancs [1].

<b>Paramètres fonctionnelles</b>			
Section de haute pression	Vapeur à la sortie	Pression	104,8bar
		Température	543,0°C
		Débit	77,21kg/s
	Différence de température de pincement « pinch point »		10,1°C
Section de moyenne pression	Vapeur à la sortie	Pression	25,6bar
		Température	541°C
		Débit	86,24kg/s
	Différence de température de pincement « pinch point »		10,8°C
Section de basse pression	Vapeur à la sortie	Pression	5,197bar
		Température	271°C
		Débit	10,55kg/s
	Différence de température de pincement « pinch point »		8,8°C
Débit d'eau alimentaire			100,8kg/s
Côté gaz	Température à l'entrée		590°C
	Température à la cheminée		96,2°C
	Débit du gaz		655,2kg/s

**Tableau 3.3 : paramètres de fonctionnement de GVR**

<b>Paramètres géométriques</b>			
Section de HP	Économiseur	Surface d'échange thermique (côté gaz)	21076m <sup>2</sup> /24541m <sup>2</sup>
		Nombre de conduites par rangée	104/121
		Nombre de conduites	9/8
	Évaporateur	Surface d'échange thermique (côté gaz)	40298m <sup>2</sup>
		Nombre de conduites par rangée	121
		Nombre de conduites	13
	Surchauffeur	Surface d'échange thermique (côté gaz)	22328m <sup>2</sup>
		Nombre de conduites par rangée	60
		Nombre de conduites	10
Section de MP	Économiseur	Surface d'échange thermique (côté gaz)	3163m <sup>2</sup>
		Nombre de conduites par rangée	16
		Nombre de conduites	8
	Évaporateur	Surface d'échange thermique (côté gaz)	21487m <sup>2</sup>
		Nombre de conduites par rangée	121
		Nombre de conduites	7
	Surchauffeur	Surface d'échange thermique (côté gaz)	4898m <sup>2</sup>
		Nombre de conduites par rangée	100
		Nombre de conduites	2
	Resurchauffeur	Surface d'échange thermique (côté gaz)	17544m <sup>2</sup>
		Nombre de conduites par rangée	40
		Nombre de conduites	12
Section de BP	Économiseur	Surface d'échange thermique (côté gaz)	21017m <sup>2</sup> /15199m <sup>2</sup>
		Nombre de conduites par rangée	121/121
		Nombre de conduites	7/6
	Évaporateur	Surface d'échange thermique (côté gaz)	25156m <sup>2</sup>
		Nombre de conduites par rangée	121
		Nombre de conduites	9
	Surchauffeur	Surface d'échange thermique (côté gaz)	2655m <sup>2</sup>
		Nombre de conduites par rangée	100
		Nombre de conduites	2

**Tableau 3.4 : paramètres géométriques du GVR**

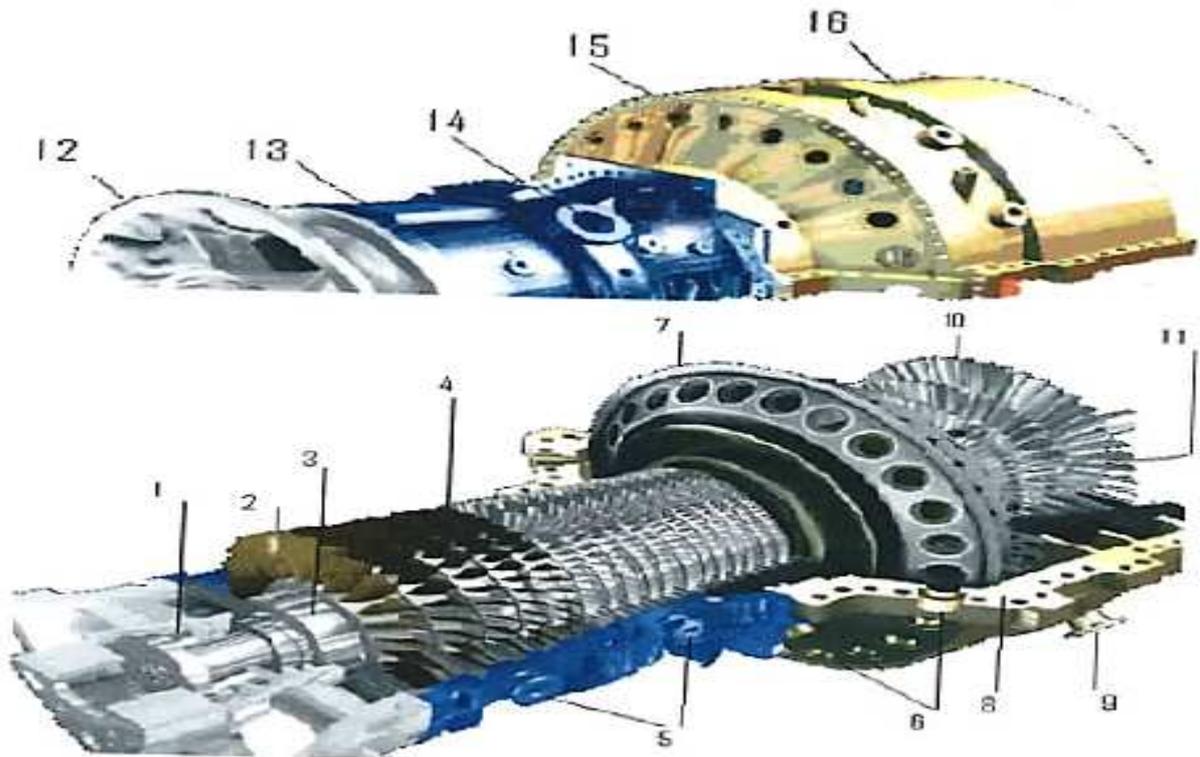
Le générateur de vapeur est équipé de sa propre cheminée qui possède les caractéristiques suivantes [1] :

- tuyau en structure de soutien métallique en acier.
- Hauteur de 60 m.
- Diamètre interne d'environ 6.5m.

**CHAPITRE 4**  
**ETUDE THERMODYNAMIQUE**  
**DE LA TURBINE À GAZ**

#### 4.1. Description de la turbine à gaz SIEMENS V94.3A :

La turbine à gaz «siemens V94.3A» est une turbine de type industriel «heavy duty » à un seul arbre (un seul rotor) avec une capacité d'environ 265 MW. Elle est apte à faire fonctionner des générateurs dans des centrales à la charge de base et à la pleine charge, ainsi qu'à des applications de commande mécanique. On peut utiliser cette turbine dans des cycles combinés, elle peut fonctionner avec des combustibles liquides, tels que les huiles combustibles légères, ou les combustibles gazeux ayant des valeurs spécifiques différentes, comme le gaz naturel ou le gaz de haut fourneau. La figure 4.1 suivante présente la turbine à gaz V94.3A et ses principaux composants [12] :



**Figure 4.1 : Enveloppe et le corps de la turbine SIEMENS V 94.3A**

- |   |   |
|---|---|
| 1- Palier combiné porteur et de butée,    | 9- Entrée d'air compressé à la turbine, |
| 2- Revêtement de 5 étages de compresseur, | 10- Rotor Turbine 4 étage,              |
| 3- Rotor,                                 | 11- Palier porteur,                     |
| 4- Rotor compresseur 17 étages,           | 12- Gaine d'aspiration (diffuseur),     |
| 5- Canal d'air de soutirage,              | 13- Enveloppe de compresseur,           |
| 6- Ensemble de brûleurs,                  | 14- Soutirage d'entée pompape,          |
| 7- Chambre de combustion,                 | 15-Enveloppe de chambre de combustion,  |
| 8- Enveloppe,                             | 16- Porte aube stationnaire de turbine. |

## 4.2. Description des différents composants de la turbine SIEMENS V94.3A :

### 4.2.1. Le compresseur :

Le compresseur a comme mission principale l'alimentation en air sous pression de la chambre de combustion de la turbine à gaz pour son mélange avec le combustible.

Le compresseur utilisé dans la turbine SIEMENS V94.3A est de type axial à 17 étages. Il aspire l'air à la pression atmosphérique et le refoule à une pression d'environ 17 bars selon le régime de fonctionnement et les besoins requis, ce qui donne un taux de compression de 17 et un débit d'air d'environ 640 kg/s.

Chaque étage de compression est formé par un couple d'aubages ;

- Un aubage rotorique, disposé en couronne sur l'arbre.
- Un aubage statorique, sur la face interne de l'enveloppe extérieure.

Le compresseur dispose en amont de son entrée un dispositif de filtration de l'air, constitué d'un pré-filtre et de trois filtres, qui permettent tous de retenir la plupart des résidus et particules en suspension dans l'air. La propreté de l'air admis dans le compresseur est d'une importance primordiale pour sa longévité et la bonne marche du groupe.

De l'air destiné au refroidissement de la turbine est également soutiré au niveau de plusieurs étages du compresseur.



*Figure 4.2 : Compresseur (17) étages de la turbine V 94. 3A*

### 4.2.2. chambre de combustion :

Il existe deux types de chambres de combustion : les chambres tubulaires qui ne sont plus utilisées actuellement, et les chambres annulaires plus légères et plus simples.

La turbine à gaz SIEMENS V94.3A est dotée d'une chambre de combustion de type annulaire équipée de vingt-quatre brûleurs hybrides répartis régulièrement sur son périmètre, afin d'assurer une zone de température homogène; tous les brûleurs sont constitués de

plusieurs injecteurs. Ces brûleurs permettent de réduire les émissions de NO par un procédé sec tout en maintenant les émissions de CO à un niveau minimal.

Le carburant est amené à la chambre de combustion sous très forte pression par des pompes, il est alors vaporisé par les injecteurs. Les gouttelettes ainsi formées doivent être les plus fines possible afin de pouvoir réduire la longueur de la chambre de combustion.



*Figure 4.3: une vue extérieure et intérieure d'une chambre de combustion*

#### **4.2.2.1. Les brûleurs de la chambre de combustion :**

Les brûleurs hybrides fonctionnent à double combustible (gaz naturel et liquide, fuel). Ces brûleurs ont pour but de :

- permettre le réglage des débits air, gaz, pour obtenir de meilleures conditions de combustion telle que les conditions stœchiométriques.
- donner à la flamme des dimensions appropriées à celle de l'enceinte où doit s'effectuer la combustion.
- réaliser le mélange de l'air et du gaz.

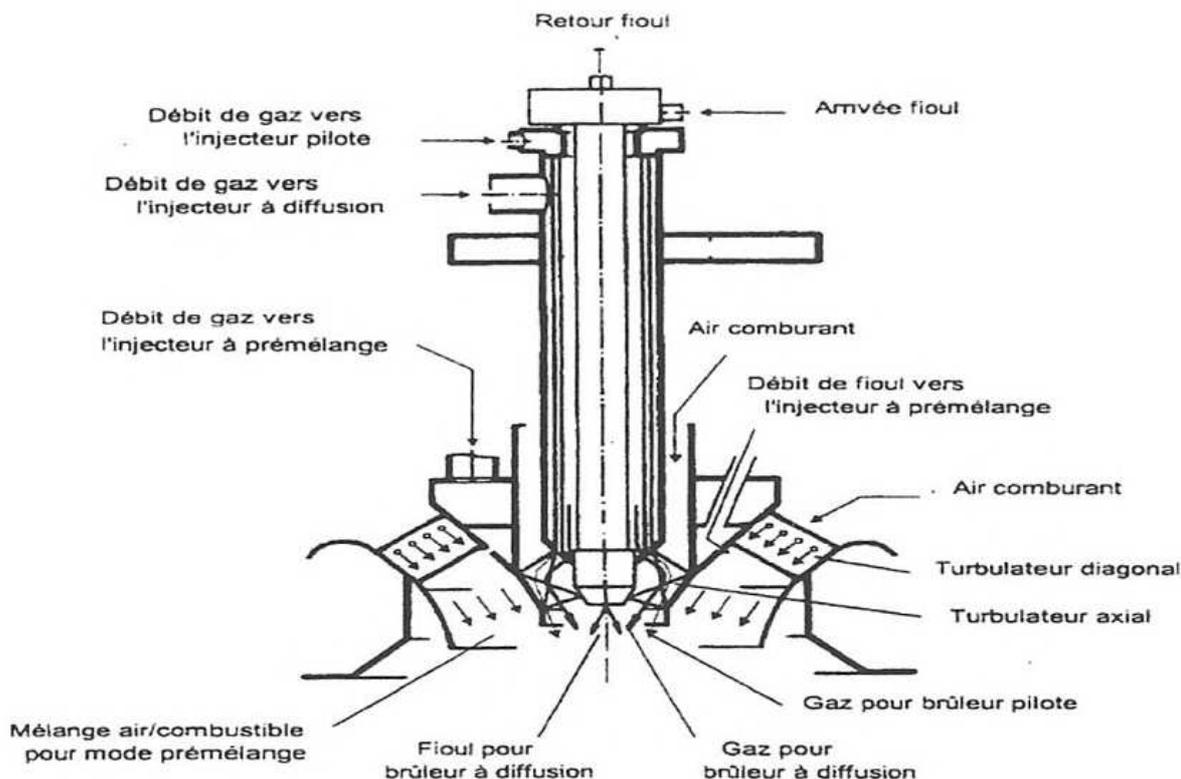


Figure 4.4 : brûleur hybride pour marche fuel ou gaz

#### 4.2.3. La turbine :

La turbine de détente est constituée de 4 étages au travers lesquels se détendent les gaz chauds issus de la chambre de combustion. Comme pour le compresseur, chaque étage de la turbine est constitué d'une paire de couronnes d'aubes ; l'une statorique et l'autre rotorique, à la différence qu'ici, ce ne sont pas les aubes rotoriques qui refoulent les gaz circulant, mais plutôt le passage de ceux-ci, en se détendant au travers de chaque étage qui amorcent le mouvement du rotor, permettant la conversion de l'énergie de pression des gaz brûlés, en énergie cinétique sur le rotor. Les aubes ont un recouvrement qui les protège contre la corrosion, l'oxydation et la déformation.

Les gaz entrent aux travers des aubes avec une température très importante  $1300^{\circ}\text{C}$  et sortent de la turbine avec une température de  $590^{\circ}\text{C}$  et à une pression d'environ 1 bar, le débit des gaz d'échappement est d'environ  $655\text{ kg/s}$ .

En raison de la forte exposition de la turbine de détente et de ses organes aux hautes températures, son refroidissement est d'une importance capitale pour garantir la fiabilité et le fonctionnement optimale de la turbine. Son principe de fonctionnement se base sur des soutirages d'air aux étages appropriés du compresseur, évitant ainsi de faire appel à un système de refroidissement externe.

Les différents étages d'aubes de la turbine nécessitent chacun de l'air de refroidissement à une pression déterminée, c'est pourquoi il est procédé à des soutirages à différents étages du compresseur. Ainsi chaque étage de la turbine est refroidit comme suit :

- Etage 1 : air soutiré de l'échappement du compresseur.

- Etage 2 : air soutiré du 15<sup>ème</sup> étage du compresseur pour les aubes fixes, et en aval du 14<sup>ème</sup> étage pour les aubes mobiles.
- Etage 3 : air soutiré du 10<sup>ème</sup> étage du compresseur pour les aubes fixes, et en aval du 14<sup>ème</sup> étage pour les aubes mobiles.
- Etage 4 : air soutiré du 5<sup>ème</sup> étage pour les aubes fixes, et du 14<sup>ème</sup> étage pour les aubes mobiles.



*Figure 4.5: Les 4 étages de la turbine et l'aubage*

### 4.3. Le cycle thermodynamique de la turbine à gaz :

#### 4.3.1. Introduction :

Le cycle de fonctionnement d'une turbine à gaz peut être divisé en trois phases. La première phase est la compression de l'air puisé dans l'atmosphère, la seconde correspond à l'apport de chaleur dans la chambre de combustion. Cet apport énergétique se fait par une combustion d'un mélange constitué de l'air comprimé et d'un combustible qui peut être du gaz naturel, du fuel lourd. La troisième phase est constituée par la détente dans la turbine du gaz brûlé. Le cycle thermodynamique qui représente bien le fonctionnement des turbines à gaz est le cycle de Brayton.

Le but de cette étude est de déterminer les paramètres et les performances de la turbine à gaz SIEMENS V94.3A, et une estimation de l'énergie perdue à l'échappement est en se basant sur les données du constructeur et les conditions standards du site.

### 4.3.2. Cycle théorique de Brayton :

Le cycle théorique de Brayton [13], encore appelé cycle de Joule, est le cycle de base des installations comportant des turbines à gaz.

Le cycle théorique de Joule étudié comprend deux processus adiabatiques et deux processus isobares, selon la suite des transformations (figure 4.6):

- compression adiabatique dans le turbocompresseur, de l'état 1 à l'état 2s.
- réchauffement isobare dans la chambre de combustion, de l'état 2s à l'état 3.
- détente adiabatique dans la turbine, de l'état 3 à l'état 4s.
- refroidissement isobare dans l'atmosphère de l'état 4s à l'état 1.

Les hypothèses, pour obtenir ce cycle, sont que les chaleurs spécifiques du fluide sont indépendantes de la température et qu'il n'y a pas de pertes. D'autre part, la compression et la détente sont supposées adiabatiques.

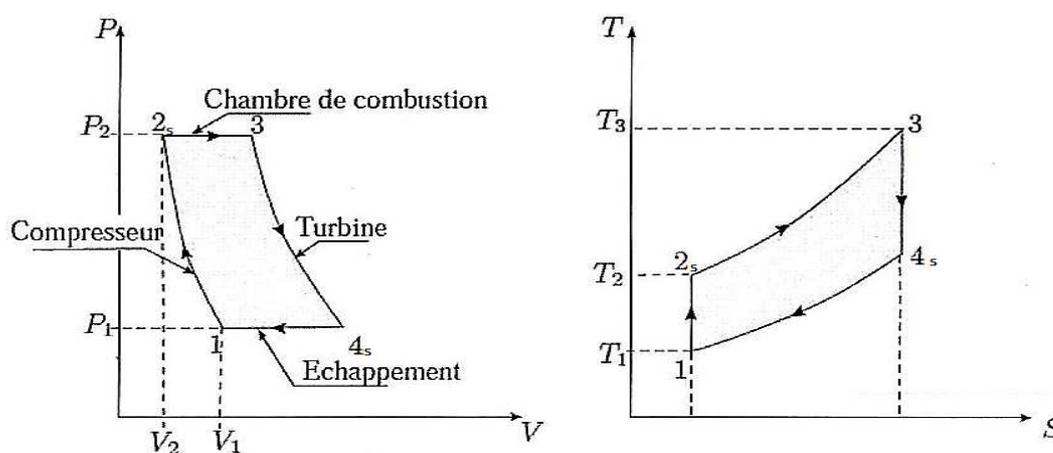


Figure 4.6 : La représentation du cycle de Joule-Brayton avec des irréversibilités dans le diagramme P-V et T-S

### 4.3.3. Cycle réel de la turbine à gaz :

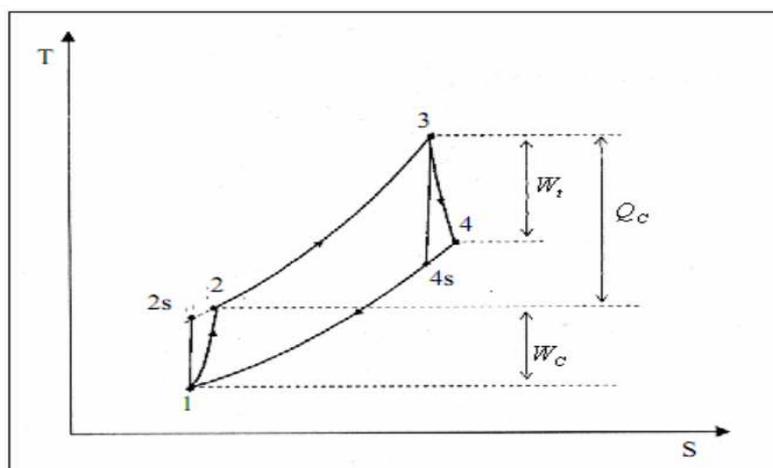


Figure 4.7 : cycle réel de la turbine à gaz dans le diagramme (T-S)

L'étude du cycle thermodynamique décrit réellement dans une turbine à gaz devrait, tenir compte de toutes les imperfections des différentes parties de cette machine. Cependant, dans le cycle réel il y a une certaine légère perte de pression dans le système de combustion.

Nous considérons le cycle ouvert irréversible de Brayton composé de trois transformations:

- Une compression adiabatique, de rendement isentropique de compression  $\eta_{Cis}$ : en raison du 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  $T_2 > T_{2is}$ .

L'air est assimilé à un gaz parfait de propriété  $C_{p_a}$  et  $\gamma_a$ . Le débit d'air entrant dans la machine est noté  $\dot{m}_a$ .

- Un apport de chaleur (ou combustion) avec pertes de charge caractérisées par l'écart entre la pression de sortie du compresseur et celle d'entrée dans la turbine.

Le débit de combustible brûlé dans la combustion est notée  $\dot{m}_c$ . En fin de combustion, l'air et les résidus de combustion sont assimilés à un gaz parfait, de propriété  $C_{p_g}$  et  $\gamma_g$ .

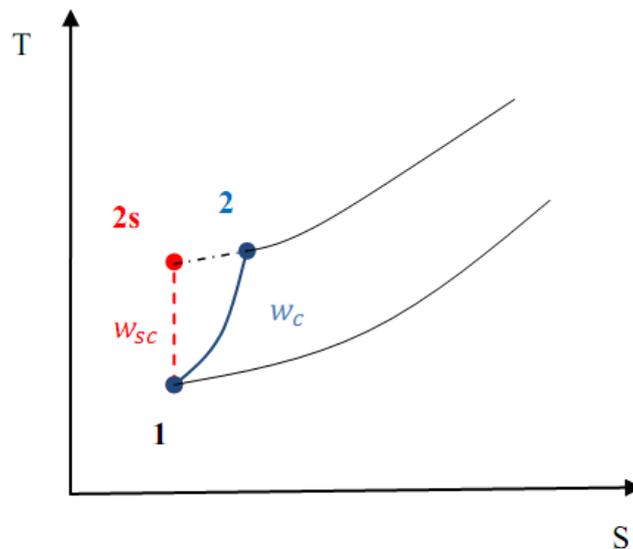
- une détente adiabatique, de rendement isentropique de compression  $\eta_{dis}$ : a cause des frottements, la transformation de la détente ne s'effectue pas suivant un arc d'isentrope, mais suivant un arc tel que  $T_4 > T_{4s}$ . [13]

Avec :

$\gamma$ : rapport de la chaleur spécifique.

$C_p$ : la chaleur massique du gaz à pression constante.

— **Etude de la compression (1-2) :**



*Figure 4.8 : représentation de la notion du travail d'un compresseur.*

Le bilan énergétique entre l'entrée et la sortie du compresseur, nous donne :

$$W_c + Q = \Delta H + \Delta E_c + \Delta E_p \quad (4.1)$$

$W_c$  : le travail absorbé par le compresseur.

$Q$  : la chaleur fournie au système.

$\Delta H$  : enthalpie totale spécifique.

$\Delta E_c$  : variation de l'énergie cinétique.

$\Delta E_p$  : variation de l'énergie potentielle.

— Le processus de compression peut être considéré comme adiabatique, donc  $Q$  peut être négligé.

— On considère encore que la différence de la hauteur est négligeable ; donc  $\Delta E_p$  est nul.

— Puisque l'étude se fait sur un compresseur axial, la différence entre la vitesse d'entrée et la vitesse de la sortie est négligeable,  $\Delta E_c$  peut aussi être négligée.

En tenant compte de toutes ces hypothèses, le travail réel spécifique (par unité de masse) du compresseur est donné par:

$$W_c = H_2 - H_1 \quad (4.2)$$

L'air est assimilé à un gaz parfait, l'équation (4.2) peut s'écrire :

$$W_c = \overline{C_{pa}}(T_2 - T_1) \quad (4.3)$$

Avec  $T_1$  et  $T_2$ , respectivement les températures à l'entrée et la sortie du compresseur.

Et  $\overline{C_{pa}}$  : la moyenne arithmétique des chaleurs massiques  $C_{pa}(T_1)$  et  $C_{pa}(T_2)$  de l'air, elle est obtenue par les relations suivantes [13]:

$$\overline{C_{pa}} = \frac{C_{pa}(T_1) + C_{pa}(T_2)}{2} \quad (4.4)$$

Dans le domaine des températures intéressant les turbines à gaz (200 à 2 000 K), on peut utiliser la formulation suivante [14] :

$$C_{pa} = 53,442 \theta^4 - 29,355 \theta^3 - 89,592 \theta^2 + 155,139 \theta + 1\,163,102 \quad (4.5)$$

$$\theta = \frac{T - 1125}{875} \quad \text{en [K]} \quad (4.6)$$

Dans le cas d'une compression isentropique, le travail spécifique requis par la compression s'écrit :

$$W_{cis} = \overline{C}_{pa} \times (T_{2is} - T_1) \quad (4.7)$$

Le rapport des températures est lié au rapport des pressions par la relation suivante :

$$\frac{T_{2is}}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (4.8)$$

Avec  $\tau = \frac{P_2}{P_1}$  est le taux de compression, qui représente le rapport entre la pression de sortie et celle d'entrée du compresseur.

Le rendement isentropique du compresseur est défini comme étant le rapport entre le travail isentropique et le travail réel du compresseur, il est donné par la relation :

$$\eta_{cis} = \frac{H_{2is} - H_1}{H_2 - H_1} = \frac{T_{2is} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (4.9)$$

A partir de l'équation (4.3), la puissance requise par le compresseur, est calculée en utilisant l'équation suivante :

$$P_c = \dot{m} a \times W_c \quad (4.10)$$

#### — Etude de la transformation dans la chambre de combustion (2-3) :

Dans la chambre de combustion, la réaction chimique entre l'air et le carburant est appelée la combustion, cette réaction entraîne une augmentation de la température à une pression constante. Cette étude est basée sur les hypothèses suivantes :

- La combustion est considérée comme instantanée.
- Pas de production de travail.
- L'énergie cinétique et potentielle est négligée dans l'équilibre d'énergie.

Le bilan énergétique est donné comme suit :

$$Q_{cc} = H_3 - H_2 \quad (4.11)$$

Avec  $H_2$  et  $H_3$ , respectivement les enthalpies spécifiques à l'entrée et la sortie de la chambre de combustion.

La quantité de chaleur fournie au fluide peut s'écrire :

$$Q_{cc} = (m_a + m_c) C_{pg} T_3 - m_a C_{pa} T_2 \quad (4.12)$$

En divisant cette équation par  $m_a$  on aura :

$$Q_{cc} = \overline{C}_{p_g} (1 + f) T_3 - C_{pa} T_2$$

Avec :  $f = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a}$  : Rapport des débits dans une chambre de combustion.

De l'équation (4.12), La puissance dégagée par la combustion a pour expression :

$$P_{cc} = \overline{C}_{p_g} (\dot{m}_a + \dot{m}_c) T_3 - C_{pa} \dot{m}_a T_2 \quad (4.13)$$

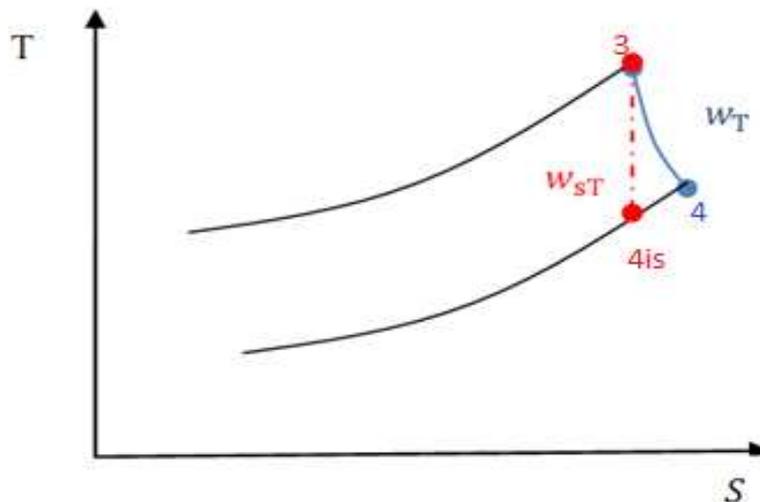
Le rendement de combustion est défini comme étant le rapport de la puissance réelle sur la puissance calorifique fournie par le combustible, noté  $\eta_{cc}$ , son expression donné par :

$$\eta_{cc} = \frac{P_{cc}}{\dot{m}_c \times PCI} \quad (4.14)$$

Les pertes de charge en cours de combustion :

$$\frac{\Delta P_{23}}{P_2} = \frac{P_2 - P_3}{P_2} \quad (4.15)$$

— Etude de la détente (3-4) :



**Figure 4.9: Représentation de la notion de travail d'une turbine.**

En raisonnant de la même manière que pour le compresseur (détente adiabatique, avec un gaz parfait), le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$W_t + Q = \Delta H + \Delta E_c + \Delta E_p \quad (4.16)$$

$W_t$  : le travail de détente.

$Q$  : la chaleur fournie au système.

$\Delta H$  : enthalpie totale spécifique.

$\Delta E_c$  : variation de l'énergie cinétique.

$\Delta E_p$  : variation de l'énergie potentielle.

L'évolution étant adiabatique ( $Q=0$ ), le terme de l'énergie cinétique  $\Delta E_c$  ainsi que l'énergie potentielle  $\Delta E_p$  peuvent être négligés.

$$W_t = H_3 - H_4 \quad (4.17)$$

$H_3$  et  $H_4$ , respectivement les enthalpies spécifiques à l'entrée et la sortie de la turbine.  
Par conséquent on peut écrire l'équation en fonction des températures d'entrée et de sortie, le travail spécifique réel de détente par unité de masse peut s'écrire :

$$W_t = (1 + f) \overline{C_{pg}} (T_3 - T_4) \quad (4.18)$$

Dans le cas d'une détente isentropique le travail spécifique fourni par la détente est :

$$W_{tis} = (1 + f) \overline{C_{pg}} (T_3 - T_{4is}) \quad (4.19)$$

Le rapport des températures est lié au rapport des pressions par la relation suivante :

$$\frac{T_{4is}}{T_3} = \left( \frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}} \quad (4.20)$$

Le rendement isentropique de détente s'écrit :

$$\eta_{tis} = \frac{H_3 - H_4}{H_3 - H_{4is}} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4is}} \quad (4.21)$$

La puissance développée par la turbine :

$$P_t = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) W_t \quad (4.22)$$

#### 4.4. Les paramètres de fonctionnement du cycle à gaz :

Les paramètres de fonctionnement sont donnés par le constructeur et ils sont représentés sur le tableau [4.1] suivant [2] :

point	Température (°C)	Pression (bar)	Le débit (kg/s)
1	15	1.01	640.6
2	419	17.2	640.6
3	1315	16.68	655.18
4	590	1.04	655.18

**Tableau 4.1 : paramètres de fonctionnement de la TG avec les conditions ISO**

- Débit d'air à l'entrée du compresseur  $\dot{m}_a = 640,6$  kg/s.
- Débit du combustible  $\dot{m}_c = 14,58$  kg/s.
- Débit du mélange (air combustible)  $\dot{m}_g = 655,18$  kg/s.
- Le pouvoir calorifique inférieur PCI = 47048,216 kJ/kg.
- Rendement mécanique du compresseur  $\eta_c = 0,99$ .
- Rendement mécanique de la turbine de détente  $\eta_t = 0,97$ .
- Rendement de l'alternateur  $\eta_a = 0,99$
- Rapport des chaleurs spécifiques du mélange (air + combustible)  $\gamma_g = 1,33$

— Les constituants et caractéristiques chimiques du gaz de Hassi Rmel sont donnés par le tableau [4.2] suivant [2] :

CONSTITUANTS		Pourcentage Moléculaire %
Hélium	He	0,19
Azote	N <sub>2</sub>	5,85
Dioxyde de carbone	CO <sub>2</sub>	0,21
Méthane	CH <sub>4</sub>	83,5
Ethane	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	6,9
Propane	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	2,10
Isobutane	iC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,35
Butane	nC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,53
Isopentane	iC <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,11
Pentane	nC <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,12
Hexane	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	0,14

*Tableau 4.2 : constituants et caractéristiques chimiques de combustible*

#### 4.5. Calcul thermodynamique du cycle gaz :

##### 4.5.1. Calcul des paramètres thermodynamiques du compresseur :

Paramètres d'entrée et sortie du compresseur

point	Température (°C)	Pression (bar)	Le débit (kg/s)
1	15	1.01	640.6
2	419	17.2	640.6

Chaleur spécifique de l'air :

- Pour calculer  $C_{p_a}$  à 15°C :

Et d'après les équations (4.5 et 4.6)

$$\theta = \frac{288.15 - 1125}{875} = -0,9564$$

$$C_{p_a} = 53,442 (-0,9564)^4 - 29,355 (-0,9564)^3 - 89,592 (-0,9564)^2 + 155,139 (-0,9564) + 1\,163,102 = 1003,17 \text{ j/kg.k}$$

$$C_{p_a}(15) = 1003,17 \text{ j/kg.k}$$

De la même manière on calcul  $C_{p_a}$  à  $419^\circ\text{C}$

$$\theta = \frac{692,15 - 1125}{875} = -0,4946$$

$$C_{p_a} = 53,442 (-0,4946)^4 - 29,355 (-0,4946)^3 - 89,592 (-0,4946)^2 + 155,139 (-0,4946) + 1\,163,102 = 1073,186524 \text{ j/kg.k}$$

$$C_{p_a}(419) = 1071,2033 \text{ j/kg.k}$$

En utilisant l'équation (4.4), on déduit alors la chaleur spécifique moyenne de l'air :

$$\overline{C_{p_a}} = \frac{C_{p_a}(15^\circ) + C_{p_a}(419)}{2} = \frac{1003,15 + 1071,2033}{2}$$

$$\overline{C_{p_a}} = 1037,1766 \text{ j/kg.k}$$

Travail réel du compresseur  $W_c$  (eq.4.3)

$$W_c = \overline{C_{p_a}}(T_2 - T_1)$$

$$W_c = 1037,1766(692,15 - 288,15)$$

$$W_c = 419019,3464 \text{ j/kg}$$

Cas d'une compression isentropique :

Calcul du rapport des chaleurs spécifiques de l'air  $\overline{\gamma_a}$

$$\overline{\gamma_a} = \frac{\overline{C_{p_a}}}{\overline{C_{p_a}} - r_a}$$

$$\text{Avec : } r_a = \frac{R}{M_a}$$

Sachant que :

La constante universelle des gaz parfaits  $R = 8,314 \text{ j/mole.k}$

Et la masse molaire de l'air est donné par :  $M_a = 29 \text{ g/mole}$

Donc :

$$r = \frac{8,314}{29 \times 10^{-3}} = 286,689 \text{ j / kg.k}$$

$$\bar{\gamma} = \frac{1037.1766}{1037.1766 - 286,689} = 1,381$$

La température isentropique à la sortie du compresseur  $T_{2is}$  (eq.4.8) :

$$T_{2is} = 288,15 \left( \frac{17,2}{1,01} \right)^{\frac{1,381-1}{1,381}}$$

$$T_{2is} = 629,91 \text{ k}$$

Rendement isentropique du compresseur  $\eta_{cis}$  (eq.4.9) :

$$\eta_{cis} = \frac{T_{2is} - T_1}{T_2 - T_1} = \frac{629,91 - 288,15}{692,15 - 288,15}$$

$$\eta_{cis} = 0,8459 = 84,59\%$$

Le travail isentropique du compresseur :

$$W_{cis} = \eta_{cis} \times W_c$$

$$W_{cis} = 354448.4651 \text{ j / kg.k}$$

La puissance du compresseur (eq.4.10) :

$$P_c = 640,6 \times 419019,3464$$

$$P_c = 268423,7933 \text{ kw}$$

#### 4.5.2. La chambre de combustion:

Paramètres nécessaires au calcul de la chambre de combustion:

point	Température (°C)	Pression (bar)	Le débit (kg/s)
2	419	17.2	640.6
3	1315	16.68	655.18

Chaleur spécifique du mélange air et combustible

$$\overline{Cp_g} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \bar{r} \text{ et } \bar{r} = \frac{R}{M_g}$$

Calcul de la masse molaire du mélange air combustible :

$$M_g = M_a + f \times M_c$$

Rapport du mélange air-combustible:

$$f = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a} = \frac{14.58}{640.6} = 2.276 \cdot 10^{-2}$$

D'après les données du tableau III.2

$$M_c = \frac{1}{100} \left[ \begin{array}{l} 0,19(He) + 5,85(N_2) + 0,21(CO_2) + 83,5(CH_4) + 6,9(C_2H_6) + 2,10(C_3H_8) \\ + 0,35(iC_4H_{10}) + 0,53(nC_4H_{10}) + 0,11(iC_5H_{12}) + 0,12(nC_5H_{12}) \\ + 0,14(C_6H_{14}) \end{array} \right]$$

$$M_c = \frac{1}{100} \left[ \begin{array}{l} 0,19(4) + 5,85(28) + 0,21(44) + 83,5(16) + 6,9(30) + 2,10(44) \\ + 0,35(58) + 0,53(58) + 0,11(72) + 0,12(72) + 0,14(86) \end{array} \right]$$

La masse molaire du combustible

$$M_c = 18.88 \text{ g/mole}$$

la masse molaire de l'air est :  $M_a = 29 \text{ g/mole}$

$$M_g = 29 + 2.276 \times 10^{-2} \times 18,88$$

$$M_g = 29,43 \text{ g/mole}$$

$$\bar{r} = \frac{R}{M_g} = \frac{8,314}{29,43 \times 10^{-3}}$$

$$\bar{r} = 282,5 \text{ j / kg.k}$$

Finalemment :

$$\overline{Cp_g} = \frac{1,33}{1,33 - 1} 282,5$$

$$\overline{C_{pg}} = 1138,56 \text{ j / kg}$$

La quantité de chaleur spécifique fournie au fluide (eq.4.12) :

$$Q_{cc} = 1138,56(1,02276)1588,15 - 1071,2033 \times 692,15$$

$$Q_{cc} = 1110067,831 \text{ j / kg}$$

La puissance dégagée par la combustion (eq.4.13) :

$$P_{cc} = 736700,678 \text{ kw}$$

Les pertes de charge en cours de combustion :

$$\frac{\Delta P_{23}}{P_2} = \frac{17,2 - 16,68}{17,2} = 0,03$$

#### 4.5.3. Calcul du travail développé par la turbine :

Paramètres d'entrées et de sorties de la turbine

point	Température (°C)	Pression (bar)	Le débit (kg/s)
3	1315	16,68	655,18
4	590	1,04	655,18

Le travail réel de détente par unité de masse (eq.4.18) :

$$W_t = (1,02276)1138,56(1315 - 590)$$

$$W_t = 844243,378 \text{ j / kg}$$

Cas d'une détente isentropique :

La température isentropique à la sortie de la turbine (eq.4.21):

$$T_{4is} = 1588,15 \left( \frac{1,04}{16,68} \right)^{\frac{1,33-1}{1,33}}$$

$$T_{4is} = 797,72 \text{ k}$$

Le travail spécifique de détente isentropique (eq.4.19):

$$W_{tis} = (1,02276)1138,56(1588,15 - 797,72)$$

$$W_{tis} = 919432,87 \text{ j / kg}$$

Le rendement isentropique de détente :

$$\eta_{tis} = \frac{W_t}{W_{tis}} = \frac{844243,378}{919432,87} = 0,9182$$

$$\eta_{tis} = 91,82\%$$

La puissance de la turbine (eq.4.22)

$$P_t = 655,18 \times 844,2433786$$

$$P_t = 553131,3768 \text{ kw}$$

La puissance utile développée par la turbine :

$$P_u = P_t \times \eta_t - P_c / \eta_c$$

$$P_u = 553131,3768 \times 0,97 - 268423,7933 / 0,99$$

$$P_u = 265402,2907 \text{ kw}$$

La consommation spécifique :

$$C_s = \frac{3600 \times \dot{m}_c}{P_u}$$

$$C_s = \frac{3600 \times 14,58}{265,4022907}$$

$$C_s = 197,76 \text{ kg} / \text{Mwh}$$

**4.5.4 Rendement globale de la turbine à gaz :**

$$\eta_{tg} = \frac{P_t \times \eta_t - P_c / \eta_c}{\dot{m}_c \times PCI}$$

$$\eta_{tg} = \frac{553131,3768 \times 0,97 - 268423,7933 / 0,99}{685963}$$

$\eta_{tg} = 38,69\%$
-----------------------

Les valeurs des paramètres thermodynamiques des différents points du cycle sont données dans le tableau suivant :

Point	T (°C)	P (bar)	H (kj/kg)	$\dot{m}$ (kg/s)
1	15	1,01	298,862	640,6
2	419	17,2	718,881	640,6
3	1315	16,68	1808,204	655,18
4	590	1,04	982,758	655,15

**CHAPITRE 5**  
**ETUDE DE LA TRANCHE**  
**TRANSFORMÉE**

### 5.1. Rendement d'une installation combinée :

Le rendement d'une centrale à cycle combiné est le rapport des puissances produites par les deux cycles (gaz et vapeur) sur la puissance fournie par la chambre de combustion ; il est défini comme suit [10] :

$$\eta_{\text{cycle combiné}} = (P_{\text{cycle gaz}} + P_{\text{nette cycle vapeur}}) / P_{\text{fournie par le combustible}}$$

Tel que :

$P_{\text{cycle gaz}}$  : la puissance produite par le cycle gaz.

$P_{\text{nette cycle vapeur}}$  : la puissance nette produite par le cycle vapeur.

$P_{\text{fournie par le combustible}}$  : la puissance thermique dépensée, c'est-à-dire fournie par le combustible.

### 5.2. Différentes transformation du cycle combiné (figure 5.1) :

#### — Cycle à gaz :

- 1 → 2 : l'air est comprimé dans le compresseur.
- 2 → 3 : combustion du mélange dans la chambre de combustion.
- 3 → 4 : détente des gaz dans la turbine de détente.

#### — Cycle vapeur (figure 5.2):

- 1' → 2' : la vapeur se détend dans le corps HP.
- 3' → 4' : la vapeur se détend dans le corps MP.
- 4' → 5 : la vapeur se détend dans le corps BP.
- 5 → 6 : la vapeur se condense dans le condenseur.
- 6 → 7 : l'eau est pompée dans la pompe d'extraction.
- 7 → 8 : le condensat entre dans la bache alimentaire.
- 9 → 10 et 11 : l'eau extraite du ballon BP entre dans la pompe HP et MP.

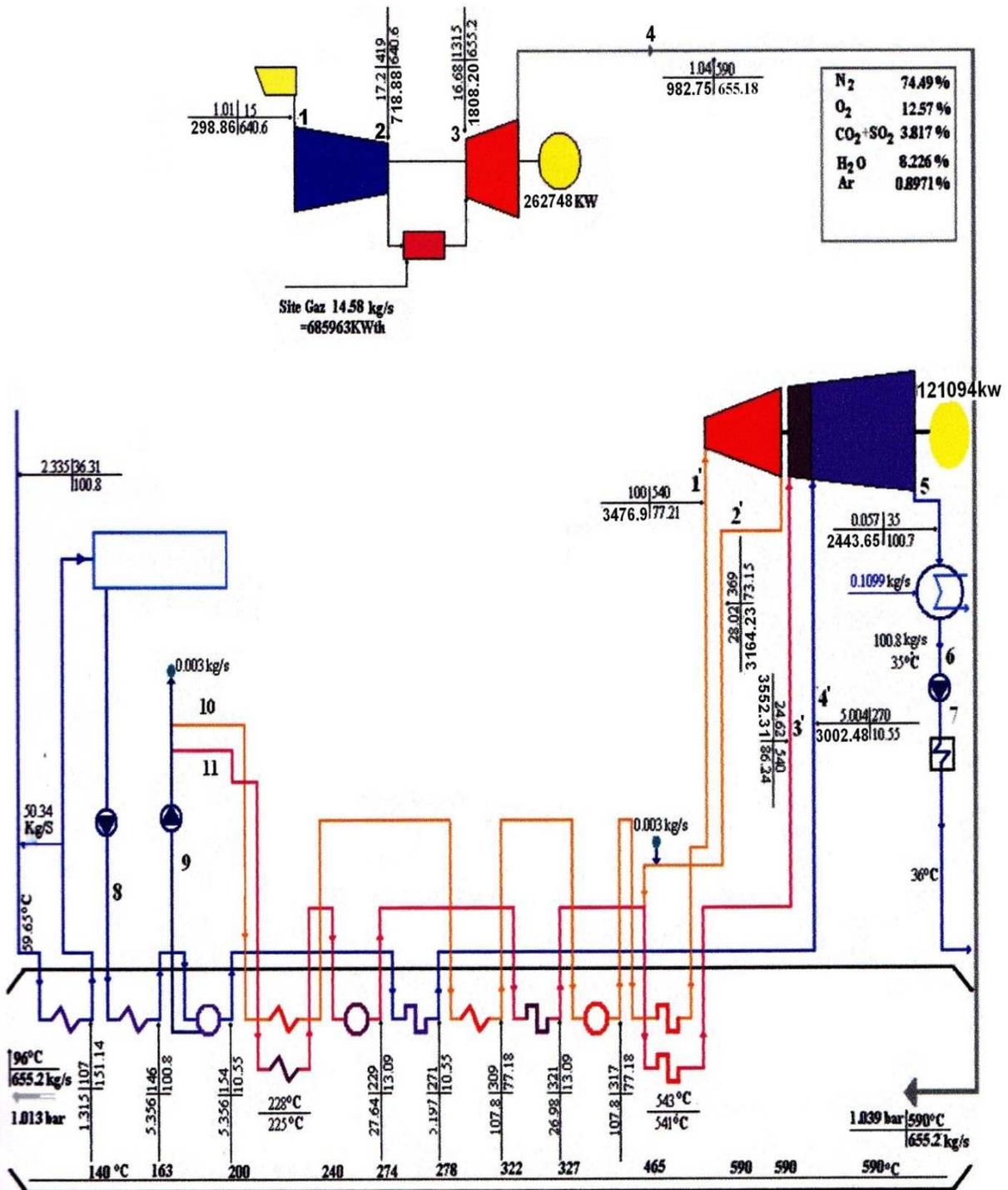


Figure 5.1 : paramètres du circuit de la centrale de Cap-Djenet transformé en cycle combiné

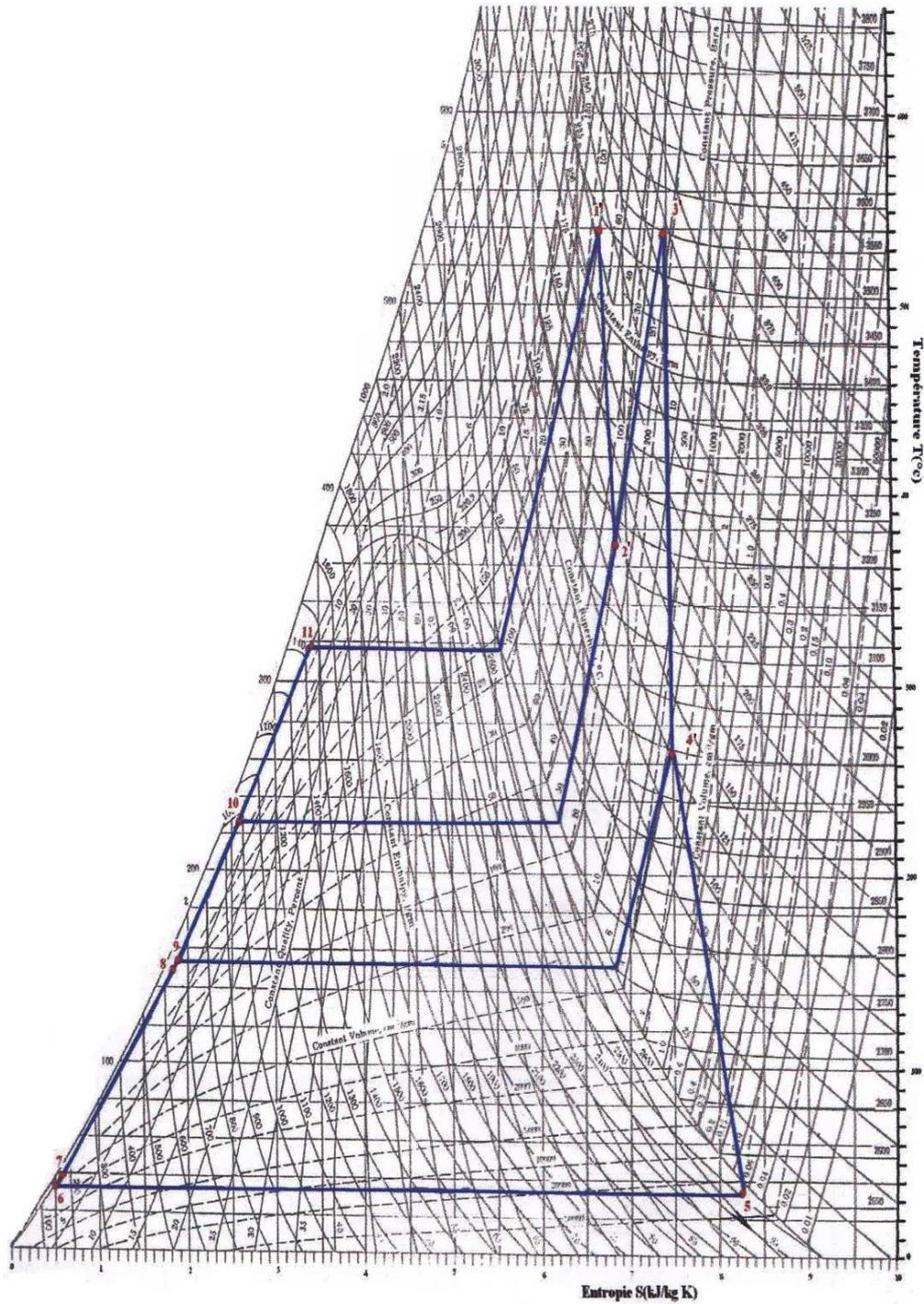


Figure 5.2 : diagramme T-S du cycle vapeur de cycle combiné

**5.3. Calcule thermodynamique du cycle transformé :****5.3.1. Calcul du travail et de la puissance de la turbine à vapeur :**

Le travail et la puissance de la turbine à vapeur sont donnés par les relations suivantes [10] :

$$W_T = W_{tHP} + W_{tMP} + W_{tBP} \quad (5-1)$$

$$P_T = P_{tHP} + P_{tMP} + P_{tBP} \quad (5-2)$$

**Corps HP :**

$$W_{tHP} = (H_1 - H_2)$$

$$W_{tHP} = 3476,9 - 3164,232$$

$$W_{tHP} = 312,668 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{tHP} = W_{tHP} \times Q_{tHP}$$

$$P_{tHP} = 312,668 \times 77,21$$

$$P_{tHP} = 24141,096 \text{ kw}$$

**Corps MP :**

$$W_{tMP} = (H_3 - H_4)$$

$$W_{tMP} = 3552,311 - 3002,487$$

$$W_{tMP} = 549,824 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{tMP} = W_{tMP} \times Q_{tMP}$$

$$P_{tMP} = 549,824 \times 86,24$$

$$P_{tMP} = 47416,821 \text{ kw}$$

**Corps BP :**

$$W_{tBP} = (H_4 - H_5)$$

$$W_{tBP} = 3002,487 - 2443,65$$

$$W_{tBP} = 558,647 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{tBP} = W_{tBP} \times Q_{tBP}$$

$$P_{tBP} = 558,647 \times 100,7$$

$$P_{tBP} = 56255,7529 \text{ kw}$$

On appliquant la relation (5-2) on aura:

$$P_T = 24141,096 + 47416,821 + 56255,7529$$

$$P_T = 124813,6699 \text{ kw}$$

### 5.3.2. Le travail et la puissance des pompes :

— Pompe d'extraction :

$$W_{pe} = g \times Z$$

Avec :

$$\text{La gravité } g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$\text{La hauteur d'évolution [1] } Z = 180 \text{ m}$$

Donc :

$$W_{pe} = 180 \times 9,81$$

$$W_{pe} = 1765,8 \text{ J/kg}$$

$$W_{pe} = 1,7658 \text{ KJ/kg}$$

Et :

$$P_{pe} = W_{pe} \times Q_{mpe}$$

$$P_{pe} = 1,7658 \times 100,8$$

$$P_{pe} = 177,99 \text{ kw}$$

— **Les pompes alimentaires :**

Les pompes suivantes sont prévues pour l'alimentation du cycle thermique [1]:

Pompes	Point d'aspiration	Puissance nominale	Nombre*capacité
Pompes alimentaire à MP	Ballon à BP	2*140 kw	2*100%
Pompes alimentaire à HP	Ballon à BP	2*1770 kw	2*100%

$$P_{pa} = P_{paHP} + P_{paMP}$$

AN :

$$P_{pa} = 140 + 1770$$

$$P_{pa} = 1910 \text{ kw}$$

**La puissance disponible sur l'arbre de la turbine (puissance effective) :**

$$P_e = P_i \times \eta_m$$

AN :

$$P_e = 124813,6699 \times 0,98 = 122317,396 \text{ KW}$$

**5.3.3. La puissance aux bornes de l'alternateur:**

$$P = P_e \times \eta_{al}$$

AN:

$$P = 122317,396 \times 0,99 = 121094,222 \text{ KW}$$

**5.3.4. Le rendement du cycle vapeur :**

$$\eta_{cv} = \frac{P_T \times \eta_T - [(P_{pe}/\eta_{pe}) + P_{pa}]}{\dot{m}_c \times PCI}$$

$$\eta_{cv} = \frac{124813,6699 \times 0,98 - [(122317,396/0,77) + 1910]}{685963}$$

$\eta_{cv} = 17,51\%$
-----------------------

**5.3.5. Le rendement du cycle combiné :**

$$\eta_{cc} = \frac{P_T \times \eta_T - [(P_{pe}/\eta_{pe}) + P_{pa}] + P_u}{\dot{m}_c \times PCI}$$

$$\eta_{cc} = \frac{124813,669 \text{ 9} \times 0,98 - [(177,99/0,77) + 1910] + 265402,2907}{685963}$$

$\eta_{cc} = 56,2\%$
----------------------

#### 5.4. Comparaison entre le cycle actuel et le cycle combine :

Comparaison des paramètres thermodynamique :

Paramètres principaux de fonctionnement		Cycle actuel	Cycle combiné	unité
Installations globales	Puissance électrique brute	171,249	383	MW
	Puissance électrique nette	163,249	379,17	MW
	Puissance fournie par le combustible	462,82	685,963	MW

Cycle vapeur					
Turbine à vapeur			Cycle actuel	Cycle combiné	unité
			puissance	171,249	121,094
Corps HP	entrée	Débit	145,34	77,21	Kg/s
		Pression	138,2	100	Bar
		température	535	540	<sup>0</sup> C
	sortie	Débit	129,969	73,15	Kg/s
		Pression	40	28,02	Bar
		température	357,2	369	<sup>0</sup> C
Corps MP	entrée	Débit	129,969	86,24	Kg/s
		Pression	35,9	24,62	Bar
		température	535	540	<sup>0</sup> C
	sortie	Débit	112,928	86,24	Kg/s
		Pression	5,5287	5,004	Bar
		température	282,2	270	<sup>0</sup> C
Corps BP	entrée	Débit	112,928	10,55	Kg/s
		Pression	5,5287	5,004	Bar
		température	282,2	270	<sup>0</sup> C
	sortie	Débit	98,25	100,7	Kg/s
		Pression	0,05	0,057	Bar
		température	32,9	35	<sup>0</sup> C

### 5.5. Comparaison sur le gain du cout de gaz :

Pour la même production de 171MW étalée dans le temps par année

$$R = P \times j \times h \times t$$

- La puissance électrique aux bornes de l'alternateur  $P=171$
- Le nombre de jour par année  $j=365$
- Nombre d'heur par jour  $h=24$  heures
- Le taux d'utilisation de la puissance maximale  $t$
- Le facteur d'utilisation moyen prévu est de 7500h/an [1]
- Le cout de gaz naturel :  $c=0,1042$  DA/th
- le pouvoir calorifique inférieur  $PCI=43801,89$

Calcul du taux d'utilisation de la puissance maximale :

Le nombre de mégawatts produits pour 7500h :

$$171 \times 7500 = 1282500 \text{ MWh}$$

Le nombre de mégawatts produits pour un an :

$$171 \times 365 \times 24 = 1497960 \text{ MWh}$$

$$t = \frac{1282500}{1497960} = 0,85$$

$$R = 171 \times 10^3 \times 365 \times 24 \times 0,85 = 1273,266 \times 10^6 \text{ kwh}$$

$$1m^3_{\text{gaz}} = 9,89 \text{ th (Thermie)}$$

Donc :

$$\text{Le cout du gaz est : } c = 1,031 \text{ DA/Nm}^3$$

L'incident sur le cout de production est de [1] :

$$C = c \times \frac{1}{PCI} \times \frac{1}{\eta} \times 3600 = 0,237 \frac{\text{DA}}{\text{kwh}}$$

Pour le cycle actuel :

$$C_{cv} = 1,031 \times \frac{1}{43801,89} \times \frac{1}{0,36} \times 3600 = 0,237 \frac{\text{DA}}{\text{kwh}}$$

Pour le cycle combiné :

$$C_{cc} = 1,031 \times \frac{1}{43801,89} \times \frac{1}{0,56} \times 3600 = 0,151 \frac{DA}{kwh}$$

Le gain du gaz

$$\text{Gain} = C_{cv} - C_{cc}$$

$$\text{Gain} = 0,0856 \frac{DA}{kwh}$$

Pour la même production de 171MWh

$$\text{Gain} = 0,0856 \times 1273,266 \times 10^6$$

$$\text{Gain} = 109100548 \text{ DA}$$

### 5.6. Influence de la température ambiante sur les performances de la TG et de CC :

L'emploi des turbines à gaz est très répandu dans l'industrie des hydrocarbures et de la production d'énergie électrique. Malgré leurs nombreux avantages, leur haute sensibilité à l'influence de la température de l'air ambiant qui varie considérablement entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver, fait que le rendement et la puissance de ces machines se trouvent affectés.

Les caractéristiques des turbines à gaz Gaz SIEMENS V94.3A (taux de compression, débit, puissance, etc.), sont données dans les conditions ISO. Dans cette partie, nous allons étudier l'influence de la température ambiante sur le fonctionnement de la turbine ainsi que le cycle combiné.

Les résultats que nous allons présenter ci-dessous sont obtenus pour une valeur constante de la température sortie chambre de combustion ( $T_3$ ), qui représente la contrainte thermique la plus intense (Limite métallurgique), en gardant le même taux de compression.

En utilisant les résultats du chapitre 4 et les données du constructeur, les caractéristiques de fonctionnement seront comme suit :

- La température d'entrée turbine  $T_3 = 1315 \text{ °C}$ .
- Le taux de compression  $\tau_c = 17,297$ .
- Le taux de détente  $\tau_d = 0,0623$ .
- Les pertes de charge dans chambre de la combustion  $\Delta P = 0,03$ .

- Le pouvoir calorifique inférieur PCI=47048,216 kJ/kg.
- Rendement isentropique du compresseur  $\eta_{cis} = 0,8459$ .
- Rendement isentropique de la turbine de détente  $\eta_{tis} = 0,9182$ .
- Rendement mécanique du compresseur  $\eta_c = 0,99$ .
- Rendement mécanique de la turbine de détente  $\eta_t = 0,97$ .
- Rendement de l'alternateur  $\eta_a = 0,99$ .
- Coefficient isentropique du mélange (air + combustible)  $\gamma_g = 1,33$ .
- Rapport du mélange air-combustible  $f = 2.276.10^{-2}$

**Pour la température ambiante  $T_1=0^\circ\text{C}$  :**

Les valeurs des paramètres thermodynamiques notamment pression, température et les débits massiques, obtenus après calcul, au niveau de chaque point du cycle sont donnés dans le tableau suivant :

La masse volumique de l'air  $\rho_a = 1,290 \text{ kg/m}^3$ .

Débit du combustible  $\dot{m}_c = 15,416 \text{ kg/s}$ .

point	Température ( $^\circ\text{C}$ )	Pression (bar)	Le débit (kg/s)
1	0	1,011	677,35
2	394,27	17,48	677,35
3	1315	16,96	692,76
4	590	1,056	692,76

**Tableau 5.1 : Paramètres thermodynamiques des différentes points du cycle à partir des données réel du site pour une température ambiante de  $0^\circ\text{C}$**

La puissance fournie par la turbine  $P_t = 584863 \text{ kw}$ .

La puissance consommée par le compresseur  $P_c = 272566 \text{ kw}$ .

La puissance utile  $P_u = 291997 \text{ kw}$

La consommation spécifique  $C_s = 190,03 \text{ kg/Mwh}$

Le rendement de la TG  $\eta_{tg} = 0,4025$

**Pour la température ambiante  $T_1=19^\circ\text{C}$  :**

Les valeurs des paramètres thermodynamiques notamment pression, température et les débits massiques, obtenus après calcul, au niveau de chaque point du cycle sont donnés dans le tableau suivant volumique de l'air  $\rho_a=1,202 \text{ kg/m}^3$ .

Débit du combustible  $\dot{m}_c = 14,36 \text{ kg/s}$ .

point	Température ( $^\circ\text{C}$ )	Pression (bar)	Le débit (kg/s)
1	19	1,007	631,14
2	440,69	17,41	631,14
3	1315	16,89	645,51
4	590	1,052	645,51

**Tableau 5.2 : Paramètres thermodynamiques des différentes points du cycle à partir des données réel du site pour une température ambiante de  $19^\circ\text{C}$**

La puissance fournie par la turbine  $P_t=544959\text{kw}$ .

La puissance consommée par le compresseur  $P_c=271637\text{kw}$ .

La puissance utile  $P_u=254229\text{kw}$

La consommation spécifique  $C_s=200 \text{ kg/Mwh}$

Le rendement de la TG  $\eta_{tg}=0,3769$

**Pour la température ambiante  $T_1=45^\circ\text{C}$  :**

Les valeurs des paramètres thermodynamiques notamment pression, température et les débits massiques, obtenus après calcul, au niveau de chaque point du cycle sont donnés dans le tableau suivant :

La masse volumique de l'air  $\rho_a=1,086 \text{ kg/m}^3$ .

Débit du combustible  $\dot{m}_c = 12,97 \text{ kg/s}$ .

point	Température ( $^\circ\text{C}$ )	Pression (bar)	Le débit (kg/s)
1	45	0,997	631,14
2	504,22	17,25	631,14
3	1315	16,73	645,51
4	590	1,042	645,51

**Tableau 5.3 : Paramètres thermodynamiques des différentes points du cycle à partir des données réel du site pour une température ambiante de  $45^\circ\text{C}$**

La puissance fournie par la turbine  $P_t=492362 \text{ kw}$ .

La puissance consommée par le compresseur  $P_c=267263 \text{ kw}$ .

La puissance utile  $P_u=207628 \text{ kw}$

La consommation spécifique  $C_s=224 \text{ kg/MWh}$

Le rendement de la TG  $\eta_{tg}=0,3402$

Les résultats obtenus pour les deux températures de 0 °C, 15°C, 19°C et 45 °C sont regroupés sur le tableau 5.4

Résultat Données	$\dot{m}_a$ [kg/s]	$\dot{m}_c$ [kg/s]	$P_t$ [MW]	$P_c$ [MW]	$P_u$ [MW]	$C_s$ [kg/MWh]	$\eta_{tg}$ [%]
$T_1=0^\circ\text{C}$ $P_1=1,01$ bar	677,35	15,41	584863	272566	291997	190,03	40,25
$T_1=15^\circ\text{C}$ $P_1=1,04$ bar	640,8	14,58	553,131	268,423	256,402	197,67	38,69
$T_1=19^\circ\text{C}$ $P_1=1,00$ bar	61,14	12,97	544959	271637	254229	200,64	37,69
$T_1=45^\circ\text{C}$ $P_1=0,99$ bar	570,23	12,97	492,362	267,263	207,62	224,88	34,02

**Tableau 5.4 : Tableau comparatif des débits, puissances et rendement pour les températures de 0 °C, 15°C, 19°C et 45 °C**

La comparaison entre ces différents résultats, correspondant aux quatre valeurs de la température, montre clairement l'influence de la température ambiante sur les performances de la turbine à gaz, comme mentionné précédemment. Une comparaison entre les résultats obtenus pour les conditions opératoires ISO et les conditions opératoires réelles du site en été où la pointe de consommation se situ dans cette période, donc pour une température de 15 °C et une température ambiante de 45 °C. Il est évident, à travers les résultats contenus dans Le tableau 5.4, que l'écart entre les valeurs des principales performances de la turbine à gaz, obtenues pour des conditions ISO et celles relatives aux conditions réelles de 45°C, est très important. Nous allons, à titre indicatif, quantifier cet écart pour trois grandeurs caractéristiques à savoir : la puissance utile, le rendement global et la consommation spécifique, on a à cet effet :

$$\frac{\Delta P_u}{P_u} = \frac{207,263 - 256,402}{207,62} \times 100 = -23,66\%$$

$$\frac{\Delta \eta_{tg}}{\eta_{tg}} = \frac{34,02 - 38,69}{34,02} \times 100 = -13,72\%$$

$$\frac{\Delta C_s}{C_s} = \frac{224,88 - 197,67}{224,88} \times 100 = 12,09\%$$

On constate à travers ces valeurs une diminution de 24 % de la puissance utile et de 14 % du rendement de la TG et enfin une augmentation de 12% de la consommation spécifique, en passant des conditions théoriques du constructeur aux conditions opératoires réelles. Ces écarts nous renseignent clairement sur les dispositions techniques dont il faut tenir compte lors de l'établissement des cahiers des charges afin de répondre au mieux aux différentes requêtes.

La turbine à gaz est conçue pour fonctionner dans des conditions thermodynamiques de température et pression précisées par les standards ISO. Malheureusement ces conditions ne sont pas toujours obtenues car elles varient d'un jour à l'autre, d'une région à une autre, et d'un climat à un autre (climat humide, aride, sec, chaud, etc...). Les performances d'une turbine à gaz sont inversement proportionnelles à la température ambiante puisque plus la température ambiante diminue plus la masse d'air admise dans le compresseur augmente ce qui influe directement sur ces performances ainsi sur le cycle combiné.

Plusieurs techniques sont développées afin de conditionner les installations des turbines à gaz sur site. Parmi ces techniques, on trouve le refroidissement par évaporation d'eau (injection de brouillard ou par ruissellement) et le refroidissement par utilisation d'un groupe frigorifique (à compression ou à absorption).

conclusion générale

## Conclusion

Pour mener à lieu notre étude sur la transformation du cycle actuel du groupe n°1 en cycle combiné, il a fallu en premier lieu décortiquer le cycle actuel en calculant toutes les grandeurs intervenant dans le calcul thermodynamique du rendement du cycle.

Ce travail a été fait pour deux charges distinctes : 75 et 100%. Les principaux résultats obtenus sont résumés dans le tableau ci-après :

	100%	75%
$P_{HP}$	43902 KW	35118KW
$P_{MP}$	62564 KW	42909 KW
$P_{BP}$	70042 KW	53266KW
La puissance totale de la turbine	176MW	131MW
$P_{Pe}$	189 KW	175KW
$P_{Pa}$	3357 KW	2523KW
La puissance totale des pompes	3546KW	2698KW
La puissance fournie par la chaudière	462 MW	363 MW
Débit	145,34 kg/s	104,717 kg/s
Puissance électrique	171 MW	127 MW
Rendement	36,97%	35,24%

Une recherche bibliographique non exhaustive a été menée sur le cycle combiné. De la, une solution a été proposée. Le circuit modifié sera composé de :

- une turbine à gaz de type siemens V94.3A, d'une puissance utile brute d'environ 265MW.
- un GVR horizontal à trois niveaux de pression avec resurchauffe.
- Une turbine à vapeur avec fermeture des lignes de soutirages.

L'étude thermodynamique détaillé du cycle combiné a fait ressortir les points essentiels donnés par le tableau récapitulatif suivant :

<b>Paramètres principaux de fonctionnement</b>		<b>Cycle actuel</b>	<b>Cycle combiné</b>	<b>unité</b>
<b>Installations globales</b>	Puissance électrique brute	171	383	MW
	Puissance électrique nette	163	379	MW
	Puissance fournie par le combustible	462	686	MW
	Rendement	36,97	56,2	%
	Le cout de production	0,237	0,151	DA/kwh

La transformation du cycle actuel en cycle combiné améliore le rendement du cycle. Le gain apporté par cette transformation sur le rendement est de 52% et Le cout du KWh produit a baissé de 57%.

## Bibliographie

- [1] **CESI**, document de la centrale, étude techno-économique de transformation des centrales thermiques du parc existant en cycle combiné. 2005
- [2] **KWU**, document de la centrale service de formation professionnelle, introduction générale, nom d'enregistrement 5501.
- [3] **Ferrouk.M et Akrou. M**, calcul du rendement du cycle de la centrale de Cap-Djenet en régime normal et en régime perturbé pour une charge de 100%. Juin 1991
- [4] **Charles Kemper**, ABB ALSTOM POWER, les centrales électriques à cycle combiné. Décembre 1999
- [5] **CDER**, L'introduction du cycle combiné dans le parc de production d'électricité. Avril 2011
- [6] **Anton Rohrer**, La production combinée de chaleur et d'électricité – comparaison des différents types de centrales. Revue ABB Mars 1996
- [7] **Jean-Marie MONTEIL**, technique de l'ingénieur, centrale à cycle combiné, composition potentiels, BE 8906. Octobre 2003
- [8] **Jean-Marie MONTEIL**, technique de l'ingénieur, centrale à cycle combiné, théorie, performances, modularité, BE 8905. Octobre 2003
- [9] **Favorskii O. N., Polishchuk V. L., Livshits I. M., Dlugosel'skii V. I**, World Experience with Development of Combined-Cycle and Gas Turbine Technologies and Prospects for Employing Them in the Thermal Power. Engineering of Russia 2007
- [10] **Victor-Eduard CENUA**, Contribution à l'amélioration du couplage thermodynamique entre l'installation de la turbine à gaz et l'installation de la turbine à vapeur dans les centrales électriques à cycles combinés gaz/vapeur, thèse. Octobre 2004
- [11] **Professeur G. Heyen**, Simulation et Aide au Dimensionnement des Chaudières de Récupération/thèse. Avril 2005
- [12] **SONELGAZ** manuel de formation tome 2 la turbine à gaz siemens V93.A4. Février 2001
- [13] **B.KODJA** problème de thermodynamique et de gazodynamique. 1971
- [14] **Max GIRAUD et Joël SILET**, technique de l'ingénieur, Turbines à gaz aéronautiques et terrestres, B 4410. Octobre 1992
- [15] **Jessica Leo**, modélisation et conduite optimale d'un cycle combiné hybride avec source solaire et stockage, Novembre 2015
- [16] **SONELGAZ**, notice technique sur les centrales thermiques, les turbines à vapeur.