République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Yahia Farés de Médéa

Faculté de Technologie

Département de Génie Mécanique



MEMOIRE DE FIN D'ETUDES EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME DE MASTER EN GENIE MECANIQUE

OPTION : ENERGETIQUE ET THERMIQUE DES SYSTEMES

Thème :

Analyse exergétique du cycle combiné GAZ/VAPEUR de la centrale électrique SKH de HADJRET ENNOUS, TIPAZA

Présenté par: M. Mohamed Amine OUNNAR **Dirigé par: Pr. Mohamed ANNOUN**

Promotion 2016-2017

Résumé :

Le but de ce travail consiste à faire une étude exergetique de la centrale thermique de la société « SHARIKET KAHRABA DE HADJRET ENNOUS » située à la Wilaya de TIPAZA ; cette centrale fonctionne selon un cycle combiné gaz/vapeur. Ce cycle permet de récupérer une grande puissance calorifique issue de la turbine à gaz et la transformer en travail utile dans un cycle vapeur.

A travers cette étude, nous avons démontré l'utilité du cycle vapeur qui consiste à produire de l'énergie électrique à partir des calories qui se trouvent dans les gaz brulés issus de la turbine à gaz.

L'analyse exergétique fut appliquée sur l'ensemble des organes qui constituent la centrale en question.

Mots Clés : Thermodynamique, Exergie, Turbine à GAZ, Turbine à Vapeur, cycle combiné.

Abstract:

The aim of this work is to carry out an exergetic study of the thermal power station of the company "SHARIKET KAHRABA DE HADJRET ENNOUS" located in the Wilaya of TIPAZA; This plant operates in a combined gas / steam cycle. This cycle makes it possible to recover a large calorific power coming from the gas turbine and to transform it into useful work in a steam cycle.

Through this study, we have demonstrated the utility of the vapor cycle, which consists in producing electric energy from the calories in the burned gases from the gas turbine.

The exergy analysis was applied to all the organs that constitute the plant in question.

Key Words: Thermodynamics, Exergy, GAS Turbine, Steam Turbine, Combined Cycle.

ملخّص:

الهدف من هذا العمل هو القيام بدراسة اكزرجيتيكية لمحطة توليد الكهرباء (شركة كهرباء حجرة النّوس) الواقعة بولاية تيبازة و التي تعمل وفق دورة مزدوجة غاز/بخار. هذه الاخيرة تمكّن من استرجاع كمية هائلة من السعرات الحرارية المتواجدة في غازات الطرح الواردة من البكرة الغازية و تحويلها الى طاقة كهربائية من خلال الدورة البخارية.

من خلال هده الدراسة بينا اهمية الدورة المزدوجة غاز/بخار كما تم تطبيق التحليل الاكزرجيتيكي على كل العناصر المركبة لمحطة التّوليد المعنية.

الكلمات المفتاحيّة: الترموديناميك,اكزرجي,البكرة الغازية,البكرة البخارية,الدورة المزدوجة.

Remerciements

Ce travail a été réalisé au sein de la centrale thermique SKH (SHARIKET KAHRABA DE HADJRET ENNOUS) et pour ce, j'exprime ma plus grande gratitude à monsieur le directeur central de la société, de m'avoir autorisé à accéder à la société.

Mon vif remerciement à **Mr. Mohamed MAHDIDE**, ingénieur à la SKH qui nous a facilité la tache d'obtenir un stage pratique au sein de la société ainsi que tous ses collègues ingénieurs des deux divisions (maintenance et exploitation), qui m'ont accueilli à bras ouverts et qui se sont montrés très serviables et m'ont créé un agréable environnement de travail.

Aussi ma grande considération et mes vives reconnaissances à mon encadreur **Mohamed ANNOUN,** Professeur à l'université de Médéa qui a toujours été présent et impliqué durant toute la période de réalisation de ce travail et qui par la confiance qu'il met en ses élèves ainsi que de par sa modestie, gagne non pas des élèves, mais des amis.

Je tiens aussi à remercier **H.HOUASSINE,** Maitre de Conférences à l'université de Médéa, qui m'a vivement recommandés pour l'accès à la société SKH et d'avoir accepté de présider ce jury.

Un grand merci aux membres du jury, monsieur **M.ZIRARI** ainsi que **M.KEZRANE**, Maitres de Conférences à l'université de Médéa qui nous ont fait l'honneur d'examiner ce travail, espérons qu'ils trouvent l'expression de mes profonds respects.

Je remercie mes chers parents, qui n'ont épargné ni temps ni argent ni énergie pour que je sois là où j'en suis aujourd'hui, je leur dit merci.

Sans oublier bien sûr mon oncle **Ferhat** et son épouse **Marie-France** qui m'ont hébergé et accompagné durant toute la durée du stage.

A tous ces intervenants, je présente mes remerciements, mon respect et ma gratitude.

Résumé
Remerciements

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclature

INTRODUCTION GENERALE 1

CHAPITRE I : GENERALITES SUR LES CENTRALES ELECTRIQUES THERMIQUES ET LE CYCLE COMBINE

I.1Introduction 2

I.2 Les types de centrales électriques thermiques 3

I.2.1 Les centrales nucléaires 3

I.2.2 Les centrales géothermiques 4

I.2.3 Les centrales à flamme 5

I.3 Le cycle combiné 10

I.3.1 Définition 10

I.3.2 Les principaux organes qui composent une centrale à cycle combiné 10

I.3.2.1 La Turbine à gaz 10

I.3.2.2 Le récupérateur de chaleur des gaz de combustion 16

I.3.2.3 La turbine à vapeur 16

I.3.2.4 Le condenseur 20

I.3.2.5 L'alternateur 20

I.3.2.6 Les auxiliaires 20

I.3.3 Intérêt du cycle combiné 21

CHAPITRE II : PRESENTATION DU LIEU DE STAGE

II.1 Introduction 22

II.2 Situation géographique 22

II.3 Fiche de présentation de la centrale SKH 23

II.3.1 Principaux contrats 23

II.3.2 Données techniques de la Centrale 24

II.4 Composantes de la centrale 24

II.5 Technologie de l'installation 27

II.5.1 Les turbines à gaz 27

II.5.2 La turbine à vapeur 30
II.5.3 Le condenseur 32
II.5.4 L'alternateur 33
II.5.5 La chaudière de récupération (HRSG) 34
II.6 Schéma simplifié de l'installation avec explication des circuits vapeur des trois niveaux de pression BP, MP, HP 36
II.6.1 Le circuit basse pression (BP) 37
II.6.2 Le circuit moyenne pression (MP) 37
II.6.3 Le circuit Haute Pression (HP) 37
II.6.4 Rôle de chaque organe du HRSG 38
II.6.5 Explication du déroulement du procédé vapeur 39
CHAPITRE III : BILAN ENERGETIQUE ET EXERGETIQUE DE L'INSTALLATION TG/TV
III.1 Introduction 40
III.2 Présentation du progiciel « THERMOPTIM » 40
III.3 Etude énergétique 40
III.3.1 Partie turbine à gaz 41
III.3.1.1 Données de la problématique 43
III.3.1.2 Evaluation du rendement thermodynamique de la turbine à gaz 46
III.3.2 Partie turbine à vapeur 49
III.3.2.1 Données de la problématique 51
III.3.2.2 Evaluation du rendement thermique de la turbine à vapeur 58
III.3.3 Calcul du rendement thermique global de l'installation (TG+TV) 69
III.3.4 Evaluation de l'efficacité thermique du HRSG 69
III.4 Etude Exergétique 71
III.4.1 Définition de l'Exergie 71
III.4.2 Evaluation du rendement Exergétique de la turbine à gaz 71
III.4.3 Evaluation du rendement exergétique au niveau de la turbine à vapeur 75
III.4.4 Evaluation du rendement Exergétique de l'installation GAZ/VAPEUR 82
III.5 Conclusion 86
CONCLUSION GENERALE 87
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES 88

LISTE DES FIGURES

Figure I.1 : Schéma explicatif simplifié sur le fonctionnement de la centrale nucléaire 3
Figure I.2 : Schéma de fonctionnement d'une centrale géothermique 4
Figure I.3 : Schéma simplifié d'une centrale à vapeur 5
Figure I.4 : Représentation du cycle simple d'une turbine à gaz 6
Figure I.5 : Schéma d'une centrale à cycle combiné 7
Figure I.6 : Schéma d'une centrale à cycle de cogénération 8
Figure I.7 : Moteur Diesel utilisé pour la génération d'électricité 9
Figure I.8 : Schéma d'une turbine à gaz de type aeroderivative 11
Figure I.9 : Photo d'une Turbine à gaz heavy-duty model GE-9FB 12
Figure I.10 : Cycle idéal versus le cycle réel de BRAYTON 15
Figure I.11 : Installation d'une turbine à gaz à cycle ouvert 15
Figure I.12 : Cycle de RANKINE 17
Figure I.13 : Installation d'une turbine à vapeur fonctionnant selon le cycle de RANKINE 17
Figure I.14 : Cycle de HIRN 18
Figure I.15 : Installation du cycle de HIRN 18
Figure I.16 : Cycle à resurchauffe 19
Figure I.17 : Installation du Cycle à resurchauffe 19

Figure II.1 : Situation géographique de la centrale électrique SKH 22
Figure II.2 : Aubes de la turbine de détente 28
Figure II.3 : Rotor du compresseur 29
Figure II.4 : Aubes du rotor du compresseur 29
Figure II.5 : Aubes du stator du sixième étage 29
Figure II.6 : Turbine heavy-duty de marque GE-9FB avec compresseur à 18 étages 30
Figure II.7 : Corps basse pression de la turbine à vapeur 32
Figure II.8 : Le condenseur 33

Figure II.9 : L'alternateur 34

Figure II.10 : HRSG 35

Figure II.11 : Schéma simplifié de l'installation SKH 36

Figure III.1 : Cycle thermodynamique de la turbine à gaz 42

Figure III.2 : Cycle thermodynamique de la turbine à vapeur 50

Figure III.3 : Schéma simplifié du HRSG 69

Figure III.4 : Diagramme T-Q du HRSG 70

Figure III.5 : Ecran de contrôle de la tranche étudiée 83

LISTE DES TABLEAUX

Tableau III.1 : Données d'entrée et de sortie du compresseur 43
Tableau III.2 : Données d'entrée et de sortie de la chambre de combustion 45
Tableau III.3 : Données d'entrée et de sortie de la turbine de détente 46
Tableau III.4 : Données d'entrée et de sortie de chaque organe de la TV 51
Tableau III.5 : Données d'entrée et de sortie du HRSG 58
Tableau III.6 : Données thermodynamiques de l'air atmosphérique 58
Tableau III.7 : Tableau récapitulatif des résultats obtenus pour la turbine à gaz 84
Tableau III.8 : Tableau récapitulatif des résultats obtenus pour la turbine à vapeur 85

Symboles	Signification	Unité
Lettres Grecques :		
$\Delta\dot{E}_{Ex}$	Puissance exergétique	[MW]
$\dot{Q}_c$	Quantité de chaleur	[MW]
ΔE_{Ex}	Travail exergétique	[KJ/KG]
η_{Ex}	Rendement exergétique	[%]
$\dot{\omega}$	Puissance	[MW]
η	Rendement	[%]
ω	Travail	[KJ/Kg]
Abréviations/indices :		
$\dot{m}$	Débit massique	[Kg/s]
BP	Basse Pression	/
CC	chambre de combustion	/
DSC	Désurchauffeur	/
ECO	Economiseur	/
EVAP	Evaporateur	/
fm	Fluide moteur	/
h	Enthalpie	[KJ/Kg]
HP	Haute Pression	/
HRSG	Récupérateur de chaleur	/
MP	Moyenne Pression	/
N°	Numéro	/
P-BP	Pompe basse pression	/
P-HP	Pompe haute pression	/

NOMENCLATURE

P-MP	Pompe moyenne pression	/
RH	Résurchauffeur	/
s	Entropie	[KJ/Kg.°K]
S	isentropique	/
SH	Surchauffeur	/
T	Température	[°C]
T-BP	Turbine basse pression	/
TG	Turbine à gaz	/
T-HP	Turbine haute pression	/
T-MP	Turbine moyenne pression	/
TV	Turbine à vapeur	/

INTRODUCTION GENERALE

Depuis leur création, les turbines à gaz et les turbines à vapeur ont connu d'énormes modifications et améliorations techniques jusqu'à ce jour, ceci montre à quel point ces machines ont révolutionné le monde avec une simple idée d'action-réaction , utilisées dans le domaine aéronautique et dans l'industrie notamment électrique, elles ont su imposer leur subsistance par la fiabilité et la mobilité ainsi que l'utilité dont elles font preuve depuis plus d'un siècle, et même si l'on parle d'énergie nucléaire il faut savoir qu'on a toujours besoin d'un coursier pour transmettre cette énergie et ce n'est autre qu'une turbine. C'est pourquoi nous devons encore et toujours rechercher des moyens innovants afin de concevoir de nouveaux systèmes et de pousser ceux déjà existants jusqu'à leur limite et qui en science, le mot limite n'a pas de place car l'ingénierie n'a pas de bornes.

En Algérie et jusqu'au jour d'aujourd'hui nous utilisons des turbines à gaz parfois seuls ou combinées à des turbines à vapeur que ce soit par la récupération de la chaleur issue de la turbine à gaz ou bien par l'implantation de centrales hybrides fonctionnant à l'énergie solaire ; ceci pour produire l'énergie électrique dont le pays a besoin, mais étant donnée que la croissance démographique ne s'arrête jamais de croitre ,et qui augmente de façon régulière d'année en année, ainsi que le boom industriel et commercial que connait le pays, l'état algérien a entrepris la mesure de construire de nouvelles centrales thermiques et hybrides sur tout le territoire national, cependant en plus de créer des centrales supplémentaires il faut penser à améliorer le fonctionnement de ces dernières afin qu'on puisse tirer un profit maximum de ce qu'on dépense comme argent et énergie dans le domaine électrique.

Mais pour améliorer une machine il faut d'abord analyser son comportement, pour ce, nous avons opté pour une étude exergétique de la centrale thermique à cycle combiné de HADJRET ENNOUS dénommée « SKH : SHARIKET KAHRABA DE HADJRET ENNOUS » située à la Wilaya de TIPAZA et où le stage pratique fut réalisé.

Le but de notre étude est de détecter les composantes au sein desquelles il y a une perte d'énergie afin de le signaler à l'entreprise concernée.

Dans une première partie nous traiterons des types de centrales thermiques et de leur principe de fonctionnement puis nous enchainerons dans une deuxième partie avec la présentation du lieu de stage ainsi que de la technologie qu'abrite la centrale en question et pour finir nous allons employer les données prélevées de la centrale SKH pour effectuer le calcul énergétique et exergétique en s'appuyant sur les données que fournit le progiciel THERMOPTIM, ce qui permettra d'arriver à nos buts ; ainsi, des propositions seront préconisées.

CHAPITRE Ⅰ :

GENERALITES SUR LES CENTRALES ELECTRIQUES THERMIQUES ET LE CYCLE COMBINE

I.1 Introduction

Pour définir une centrale électrique d'une façon simple et claire nous allons dire que cette dernière est un site industriel réservé à la production d'électricité en grande puissance. Les centrales électriques ont pour mission principale l'alimentation en électricité des consommateurs éloignés de la centrale via un réseau de distribution électrique, que ces derniers soient des particuliers ou des industriels.

La production d'électricité se fait en convertissant une énergie primaire, qu'elle soit mécanique telle que l'énergie éolienne, hydraulique, etc... ou bien chimique tels que les combustibles fossiles (pétroles, gaz, gasoil), soit nucléaire, soit solaire.

Nous trouvons aujourd'hui divers types de centrales électriques adaptées chacune à des conditions environnementales et/ou climatiques exigeant une technologie plus ou moins avancée selon les besoins déterminés par les exploitants du domaine électrique .

Parmi le large choix de centrales que la technologie et l'avancée scientifique nous offrent aujourd'hui, et hormis les centrales utilisant des énergies dites « renouvelables » (centrales éoliennes, solaires et hydrauliques), nous allons citer les centrales thermiques qui nous intéressent dans le traitement du sujet de ce mémoire.

I.2 Les types de centrales électriques thermiques

I.2.1 Les centrales nucléaires

Ce type de centrale fonctionne aussi selon des cycles thermodynamiques dans leur réacteur nucléaire, seulement dans ce cas l'énergie thermique est fournie suite à la fission de l'uranium et du plutonium.

La chaleur dégagée de la réaction nucléaire est transférée par le biais d'un circuit de refroidissement du réacteur vers un générateur de vapeur ou bien une chaudière qui produira la vapeur nécessaire à entrainer une turbine à vapeur qui elle-même entrainera un générateur électrique.

Cependant l'inconvénient le plus contestable de ces centrales est qu'elles engendrent des déchets radioactifs qui doivent être confinés.

La Figure I.1 montre un schéma explicatif simplifié sur le fonctionnement de la centrale nucléaire.

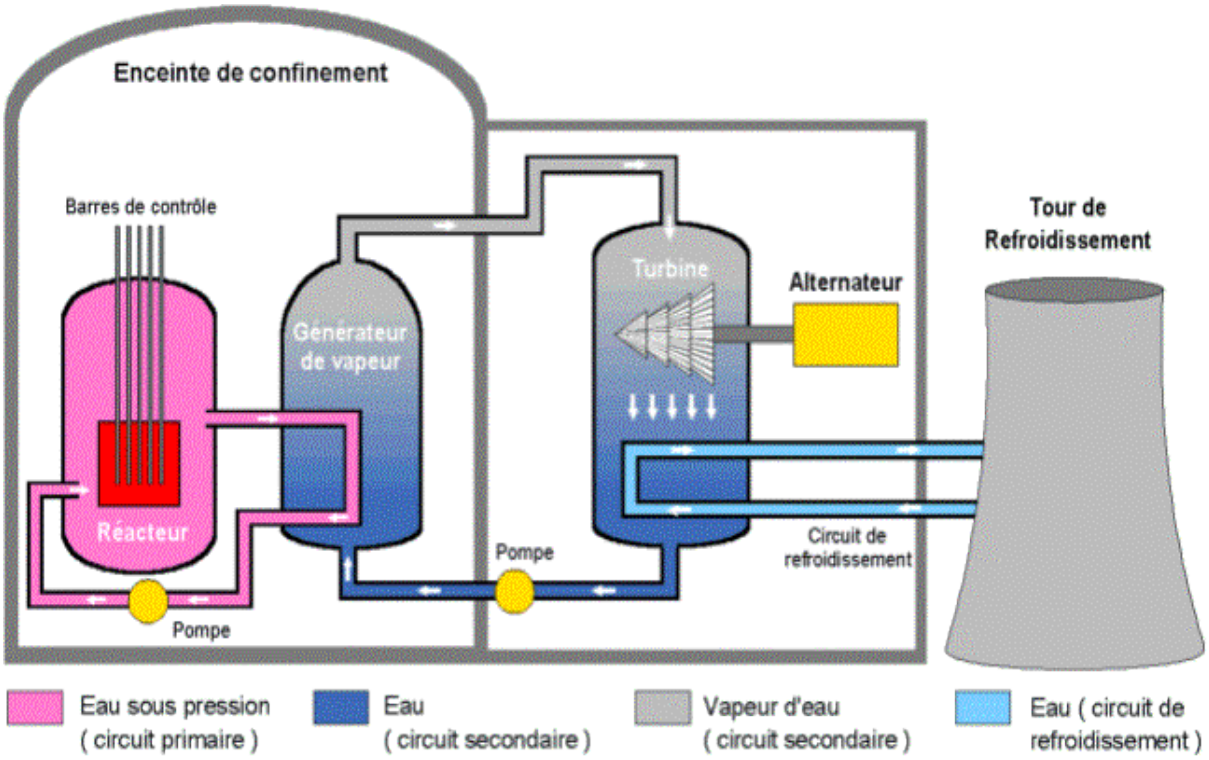


Figure I.1 : Schéma explicatif simplifié sur le fonctionnement de la centrale nucléaire [8]

I.2.2 Les centrales géothermiques

L'énergie thermique utilisée pour faire fonctionner ce type de centrale est issue de la croute terrestre posée sur les roches en fusion et pour ce, on creuse un trou dans la croute terrestre et on y envoie un fluide caloporteur à l'aide d'un tuyau puis on récupère ce fluide chauffé qui remonte par un deuxième tuyau et qui servira à faire tourner une turbine qui elle-même entraînera un alternateur.

Cependant les inconvénients de ce type de centrale sont :

- La profondeur du forage qui est parfois conséquente ;
- Le magma peut toujours faire éruption.

La Figure I.2 illustre de manière simplifiée le mode de fonctionnement de ce type de centrale.

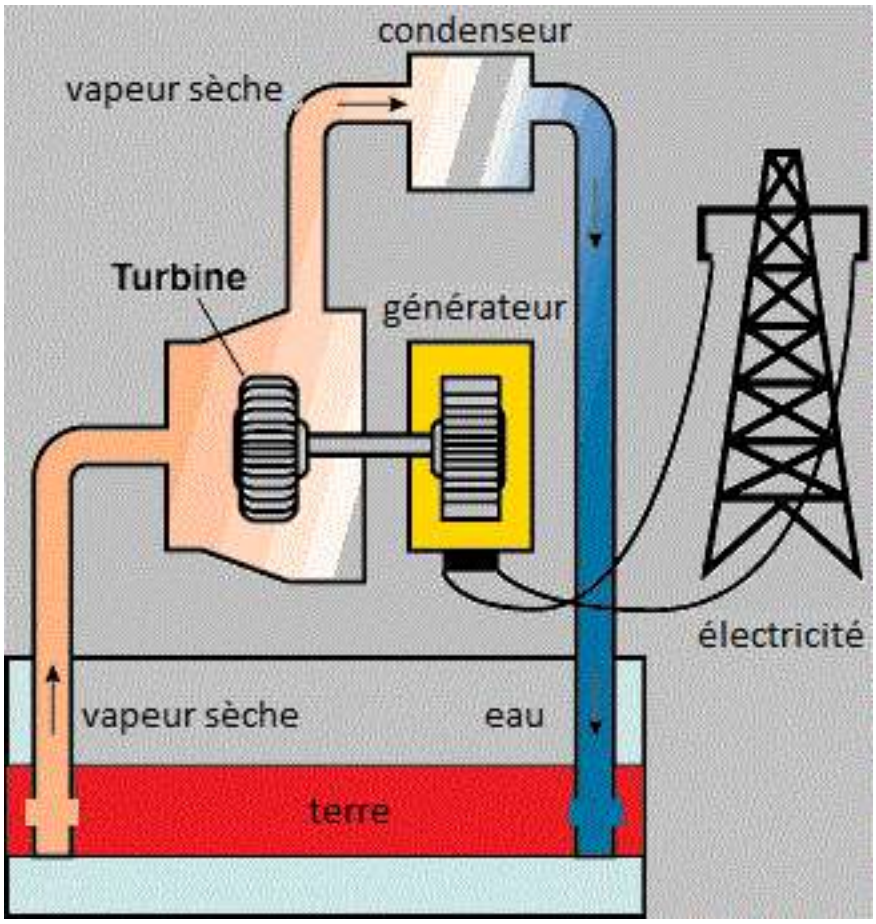


Figure I.2 : Schéma de fonctionnement d'une centrale géothermique [9]

I.2.3 Les centrales à flamme

a) Les centrales conventionnelles à vapeur

Ce type de centrale requiert une chaudière, une turbine à vapeur et un alternateur ; la chaudière, dans laquelle un combustible fossile (gaz, fioul, charbon…etc.) est brulé afin de fournir la quantité de chaleur nécessaire à la génération de la vapeur surchauffée qui alimente la turbine à vapeur ; cette dernière convertira l'énergie thermique et cinétique contenue dans la vapeur en énergie mécanique qui entrainera un alternateur ; tout ce processus thermodynamique est appelé « CYCLE DE RANKINE ».

La Figure I.3 montre un schéma explicatif simplifié de ce type de centrale.

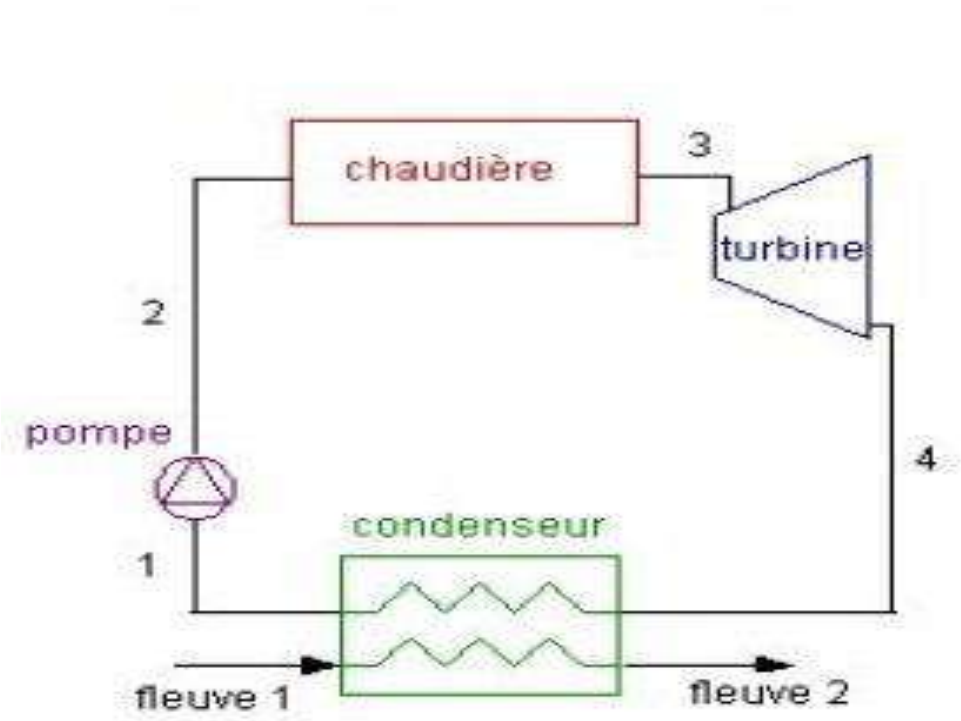


Figure I.3 : Schéma simplifié d'une centrale à vapeur [10]

b) Les centrales à turbine à combustion

Ces dernières fonctionnent selon un cycle thermodynamique simple « cycle de joule (Brayton) » c'est pourquoi on les appelle « à simple cycle », le principe de fonctionnement de ces centrales consiste en l'utilisation d'une turbine à gaz qui convertira l'énergie calorifique contenue dans un combustible fossile, généralement il s'agit de gaz naturel ou de gasoil, en énergie mécanique qui entrainera un alternateur.

Cependant, le rendement de ce type de centrale reste bas même en utilisant les dernières avancées technologiques en matière de turbines à gaz mais aussi parce-que le compresseur à lui seul consomme généralement plus du un tiers du travail que produit la turbine.

La Figure I.4 représente le cycle simple d'une centrale à gaz naturel.

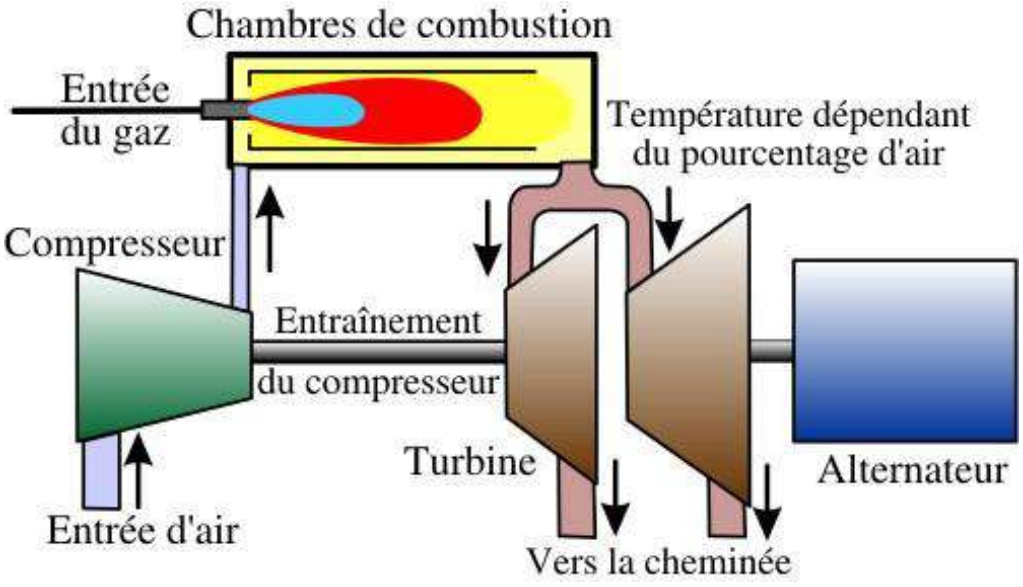


Figure I.4 : Représentation du cycle simple d'une turbine à gaz [11]

c) Les centrales à cycle combiné

Dans laquelle la turbine à combustion fonctionne de la même manière que dans une centrale à simple cycle cependant on récupère la chaleur dégagée par la turbine à gaz contenue dans les gaz d'échappement dont la température est très élevée pour la réutiliser dans un deuxième cycle thermodynamique « cycle de Rankine » pendant lequel on produit de la vapeur surchauffée via un récupérateur de chaleur , cette vapeur surchauffée est acheminée et subira une détente dans une turbine à vapeur qui elle aussi entraine un générateur électrique et du coup le rendement de ce type de centrale s'en trouvera augmenté grâce à cette adjonction.

La Figure I.5 montre clairement le mode de fonctionnement de ces centrales.

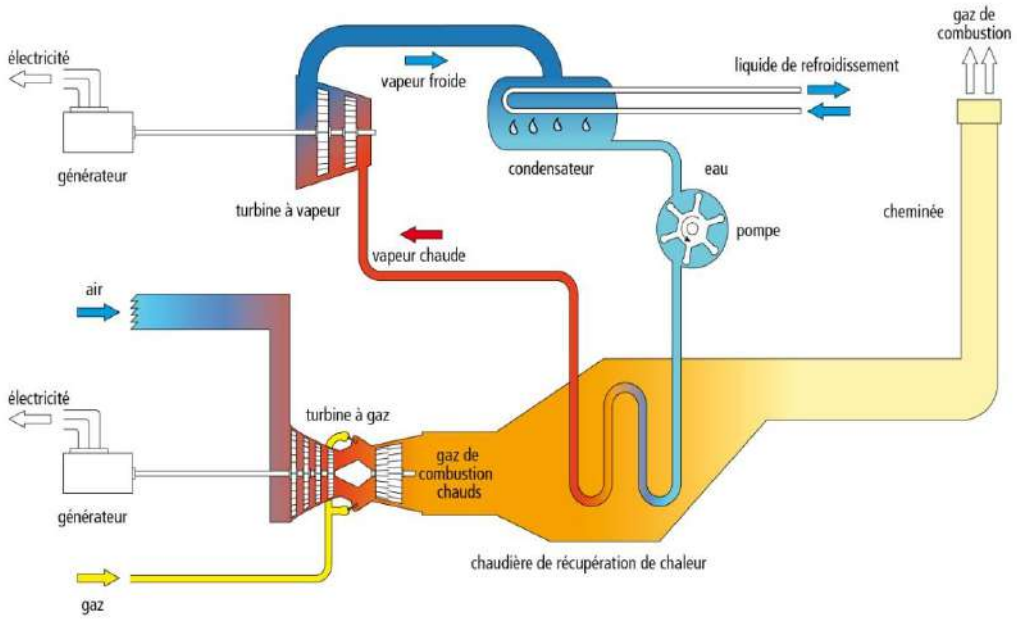


Figure I.5 : Schéma d'une centrale à cycle combiné [12]

d) Les centrales à cycle de cogénération

Ce type de centrale fonctionne exactement de la même manière que pour une centrale conventionnelle à vapeur , seule différence , c'est qu'on récupère la chaleur dégagée dans la vapeur après sa détente dans la turbine à vapeur et on l'achemine vers des procédés industriels nécessitant une source de chaleur ou bien on utilise cette chaleur pour le confort personnel des individus tel que pour l'eau de douche du personnel , ou dans le chauffage de district. Cette configuration n'augmente en rien le rendement énergétique de l'installation mais elle est une valorisation thermique de la chaleur issue du procédé conventionnel du cycle vapeur.

La Figure I.6 explique de manière simplifiée ce qu'est un cycle à cogénération.

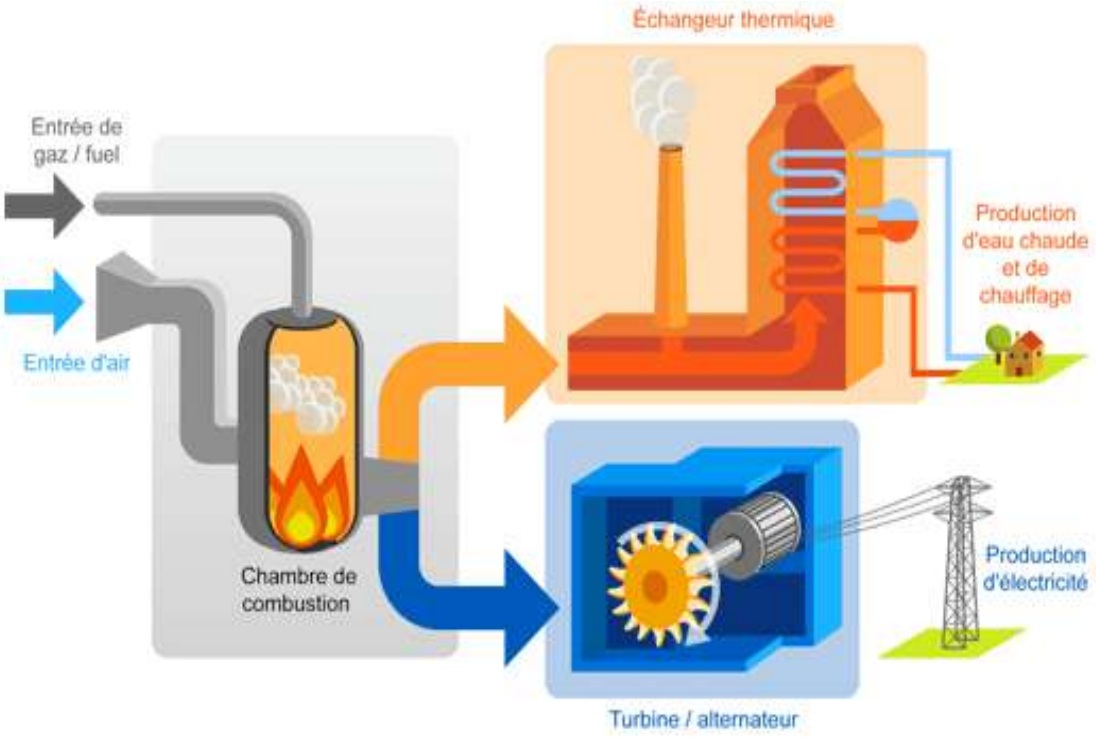


Figure I.6 : Schéma d'une centrale à cycle de cogénération [13]

e) Les centrales à moteur Diesel ou à gaz

Utilisant un moteur à explosion similaire à celui d'une voiture et qui entraine un générateur d'électricité.

La Figure I.7 représente un moteur diesel utilisé pour la génération d'électricité.



Figure I.7 : Moteur Diesel utilisé pour la génération d'électricité [14]

Parmi tous les types de centrales que nous avons cité, celle qui nous intéresse est celle qui fonctionne selon le cycle combiné ; qu'est ce qu'un cycle combiné, quels sont les principales composantes dont on doit disposer pour le réaliser et pourquoi devons nous le mettre en œuvre !?

La réponse à nos questions se trouve dans la partie suivante.

I.3 Le cycle combiné

I.3.1 Définition

Comme expliqué précédemment, le cycle combiné est la combinaison de deux processus thermodynamiques :

- Le premier consiste à produire de l'énergie électrique à partir d'un moteur thermique qui est la turbine à gaz ;
- Le deuxième, à récupérer l'énergie thermique contenue dans les gaz d'échappement de la turbine afin de produire de la vapeur d'eau via une chaudière de récupération de chaleur puis cette vapeur surchauffée alimentera une turbine à vapeur.

I.3.2 Les principaux organes qui composent une centrale à cycle combiné

- La turbine à gaz (gaz/gasoil).
- Le récupérateur de chaleur des gaz d'échappement de la turbine à gaz.
- La turbine à vapeur.
- Le condenseur.
- L'alternateur.
- Les auxiliaires.

Maintenant faisons connaissance avec chacun de ces éléments.

I.3.2.1 La Turbine à gaz

a) Définition

La turbine à gaz dont l'appellation exacte est la turbine à combustion du fait qu'elle peut toujours utiliser différents combustibles allant du gaz au fioul léger ou lourd jusqu'au gasoil ou du kérosène, est une machine thermique tournante qui appartient à la famille des moteurs à combustion interne et sa mission principale est de fournir un travail mécanique en convertissant l'énergie thermique et cinétique contenues dans un fluide moteur généralement de l'air atmosphérique , les deux énergies issues de la combustion d'un mélange inflammable d'hydrocarbure et d'air comme comburant.

Il existe aussi le turboréacteur qui est une turbine à combustion (utilisé dans le domaine aéronautique) dont la conception diffère de celle de la turbine à gaz classique. Le turboréacteur fonctionne selon le principe de réaction pour propulser certains types d'avions.

b) Les types de turbine à gaz

- **Les turbines aeroderivative dites d'aéronefs**

Ces turbines sont conçues pour propulser les avions sur la base du principe de réaction, c'est-à-dire en modifiant la conception de la turbine à combustion classique en acheminant les gaz d'échappement dans une tuyère qui les éjectera à grande vitesse dans l'atmosphère, ce qui crée la propulsion des avions.

Ce type de turbines est conçu en considérant leur consommation en combustible car elles doivent en consommer le moins possible du fait qu'elles sont montées sur les avions et par conséquent le poids et la taille ainsi que la puissance développée doivent répondre aux exigences d'utilisation.

Cependant, les turbines d'aéronefs peuvent être modifiées et adaptées pour une utilisation au sol, mais la puissance développée restera minime. C'est pourquoi on les utilise généralement dans des opérations de cogénération.

La Figure I.8 illustre le schéma d'une turbine aeroderivative de type « jet ».

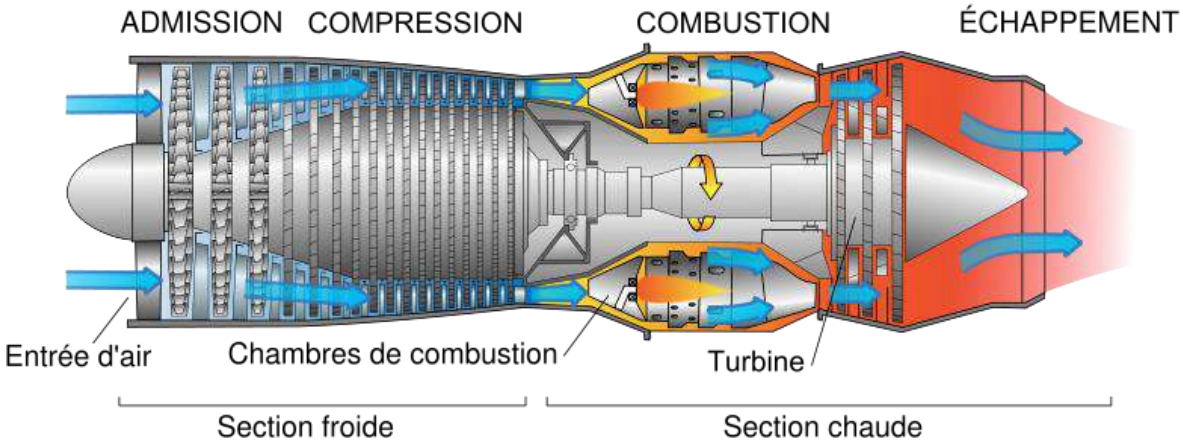


Figure I.8 : Schéma d'une turbine à gaz de type aeroderivative [15]

- **Les turbines au sol appelées « heavy-duty »**

Ce sont des turbines lourdes conçues pour des raisons industrielles telles que la production d'électricité où la turbine entraine un générateur et le pompage (eau, pétrole, etc...) où la turbine entraine des pompes de grandes puissances.

Ces turbines sont conçues pour générer une grande quantité de travail utile allant de quelques dizaines à des centaines de Mégawatts.

La Figure I.9 montre une turbine heavy duty , model GE-9FB.

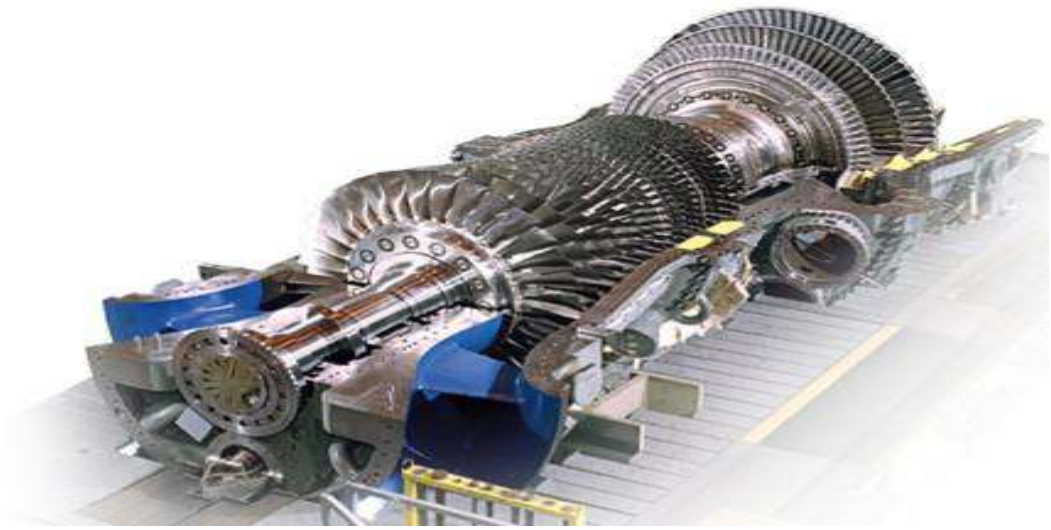


Figure I.9 : Photo d'une Turbine à gaz heavy-duty model GE-9FB [7]

c) Les principales composantes de la turbine à combustion

- **Le compresseur**

Généralement axial, dont la mission est de comprimer l'air d'admission de la chambre de combustion en élevant sa pression mais aussi sa température afin qu'il atteigne la chambre de combustion à la bonne quantité et à la bonne température, mais aussi à alimenter divers circuits de refroidissement de la turbine à combustion en air. Il se compose de plusieurs étages, chaque étage comprend un stator et un rotor dont les pales ou les aubes sont fixés sur l'arbre de transmission de la turbine; le stator qui guide les particules d'air et le rotor qui comprime et donne de la vitesse à ces particules. Ses taux de compression varient selon le modèle de la turbine à combustion.

- **La chambre de combustion**

C'est une composante mécanique dans laquelle on brûle du combustible afin d'élever la température du fluide moteur. La chambre de combustion doit répondre à certaines exigences mécaniques, thermiques et de résistance du matériau comme :

- Assurer une combustion complète du combustible afin qu'il n'y ait pas de gaz imbrulés tels que des dépôts de carbone, de l'oxyde d'azote ou du soufre, ce qui risque de nuire à l'aubage de la turbine et provoquer un phénomène d'érosion des aubes.
- Accélérer l'évacuation des gaz brulés afin de minimiser les pertes de charges.
- Assurer un équilibre des zones chaudes en fin de combustion.
- Avoir une longue durée de vie malgré les conditions thermiques et mécaniques auxquelles elle est soumise.

- **La turbine à gaz**

C'est le corps dans lequel les gaz chauds en sortie de la chambre de combustion se détendent, composé d'un ou de plusieurs étages où les gaz d'échappement passent à travers, chaque étage est composé de stator et de rotor comme pour le compresseur ; les aubes du rotor de la turbine sont fixés sur l'arbre de transmission principal et les gaz qui les traversent provoquent sa rotation et ainsi, l'énergie cinétique des gaz de combustion est transformée en énergie rotative, soit un travail mécanique qu'on pourra utiliser pour entrainer diverses charges accouplées à la turbine à combustion.

d) Principe de fonctionnement de la turbine à combustion

- L'air atmosphérique en grande quantité est aspiré et comprimé par le biais du compresseur et acheminé dans la chambre de combustion où il est mélangé avec le combustible.
- La bougie de la chambre de combustion donne une étincelle qui provoque l'explosion du mélange inflammable ce qui produit une grande quantité de chaleur contenue dans les gaz de combustion qui sont expulsés à grande vitesse de la chambre de combustion.
- Les gaz à haute vitesse et températures issus de la combustion se dirigent vers la turbine de détente où leur énergie cinétique est transformée en travail mécanique du fait que ces gaz percutent les aubes de la turbine et les mettent en rotation ce qui fait tourner l'arbre de transmission principal.

e) Cycle thermodynamique de la turbine à combustion « cycle de BRAYTON »

Le cycle de BRAYTON qui comprend deux isobares et deux isentropes (adiabatiques ; réversibles) ; est le cycle avec lequel une turbine à gaz fonctionne, et il est présenté en deux types distincts selon s'il est ouvert ou fermé sur l'atmosphère. Le cycle est parcouru par un débit d'air aspiré de l'atmosphère, celui-ci est comprimé au moyen d'un compresseur. L'air comprimé est ensuite chauffé dans la chambre de combustion pour être détendu dans la turbine qui entraîne le compresseur et l'alternateur. Compresseur, turbine et alternateur sont donc sur un même arbre. Dans un cycle idéal, la compression et la détente sont supposées isentropiques et la combustion est supposée isobare.

Cependant la différence entre le cycle réel de BRAYTON le cycle idéal de celui-ci sont :

- Irréversibilité dans le compresseur et la turbine : à cause des pertes par frottement , les températures réelles en sortie du compresseur et de la turbine s'en trouvent augmentées par rapport au cycle idéal ; par ailleurs , dans la chambre de combustion il ne faut pas négliger les pertes de charge , ce qui se traduit par une perte de pression en sortie de la chambre de combustion , tout cela sans oublier la perte de pression qu'inflige la présence de filtres à l'entrée du compresseur et d'un déflecteur à sa sortie.
  L'écart entre le cycle idéal et le cycle réel peut être quantifié par les rendements isentropiques de compression et de détente.
- Débits variables : ceci en ce qui concerne le débit du combustible injecté dans la chambre de combustion mais aussi le débit d'air à l'entrée du compresseur et qui parcourt le cycle réel car une grande partie de cette quantité d'air est utilisée pour le refroidissement du dispositif.
- Chaleurs massiques non constantes : car au lieu de considérer les valeurs de Cp et Cv constants comme pour le cas du cycle idéal, ceux-ci varient en fonction de la composition chimique des gaz et de la température.
- Pertes mécaniques : dues aux pertes des accouplements et aux frottements.

Les deux Figures I.10 et I.11 représentent respectivement la différence entre le cycle idéal et le cycle réel de BRAYTON ainsi que l'installation correspondante au cycle thermodynamique en question.

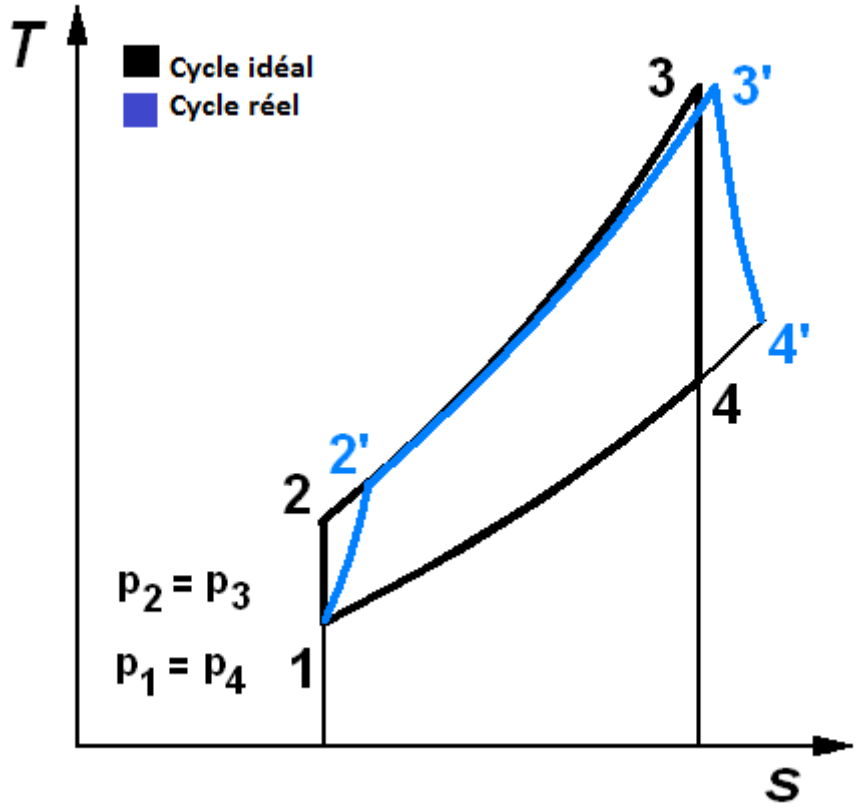


Figure I.10 : Cycle idéal versus le cycle réel de BRAYTON

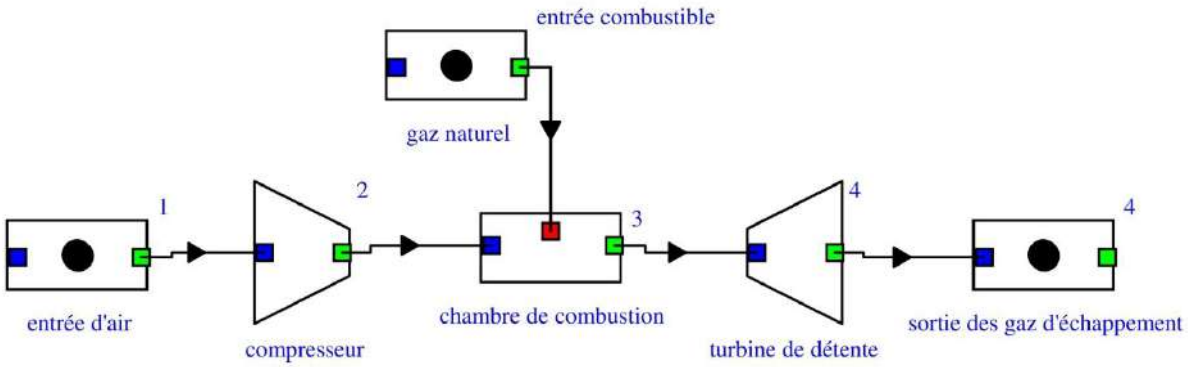


Figure I.11 : Installation d'une turbine à gaz à cycle ouvert (via THERMOPTIM)

I.3.2.2 Le récupérateur de chaleur des gaz de combustion

Le récupérateur de chaleur (HRSG ; qui veut dire HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR) consiste en un ensemble d'échangeurs de chaleur tubulaires dont le transfert de chaleur avec le fluide caloporteur se fait par convection, où les gaz chauds d'échappement de la turbine à gaz, réchauffent l'eau et la vapeur qui circulent par l'intérieur des tubes. Les chaudières de récupération de chaleur peuvent être de types et de configurations diverses. Le type le plus répandu est celui à trois niveaux de pression (haute pression, moyenne pression, basse pression) avec surchauffeurs et réchauffeurs intermédiaires.

I.3.2.3 La turbine à vapeur

a) Définition

La Turbine à Vapeur a comme mission la transformation de l'énergie thermique de la vapeur en énergie mécanique de rotation.

Celle-ci dispose de couronnes de lames fixes et mobiles et il existe trois niveaux de pression : HP, MP et BP ; généralement les deux niveaux MP et BP constituent un même et unique corps.

b) Cycle thermodynamique selon lequel la turbine à vapeur fonctionne « cycle de RANKINE »

Le cycle de RANKINE est un cycle endoréversible, c'est-à-dire que les seules irréversibilités proviennent des échanges de chaleur avec l'extérieur. Tandis que pour les transformations fermées, elles sont considérées comme étant réversibles.

Le cycle est composé des quatre transformations suivantes :

- 1→2 : Compression adiabatique et réversible (isentropique).
- 2→3 : Vaporisation isobare et irréversible.
- 3→4 : Détente adiabatique et réversible (isentropique).
- 4→1 : condensation isobare et irréversible.

L'évaporation isobare du fluide peut être divisée en deux étapes successives : chauffe du liquide de façon isobare uniquement puis évaporation isobare et isotherme.

Les Figures I.12 et I.13 représentent respectivement le cycle de RANKINE ainsi que l'installation correspondante au cycle.

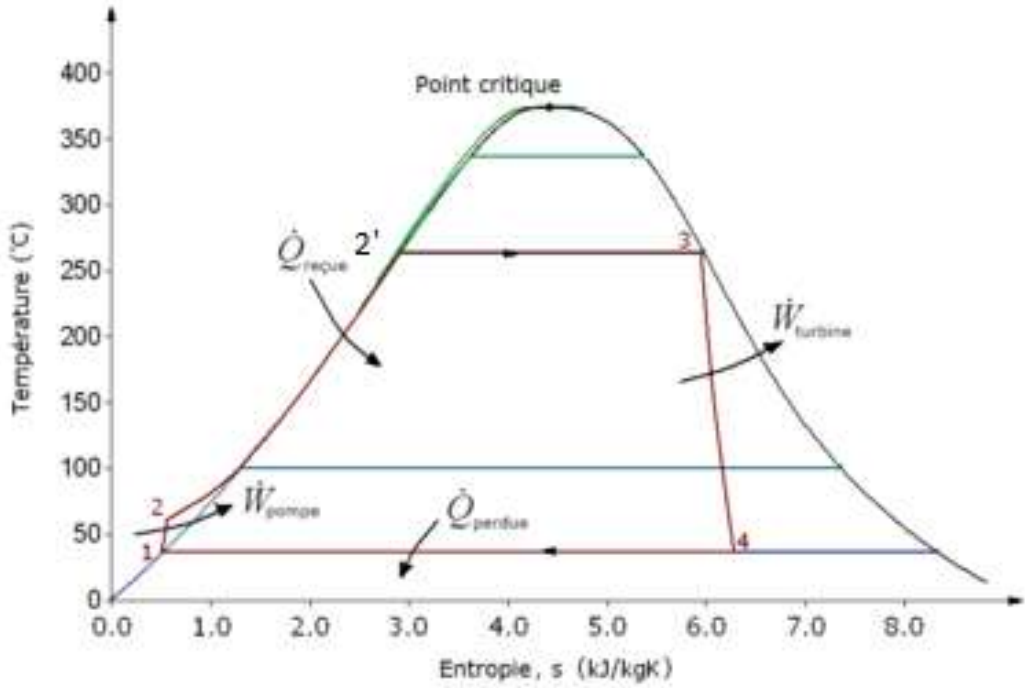


Figure I.12 : Cycle de RANKINE

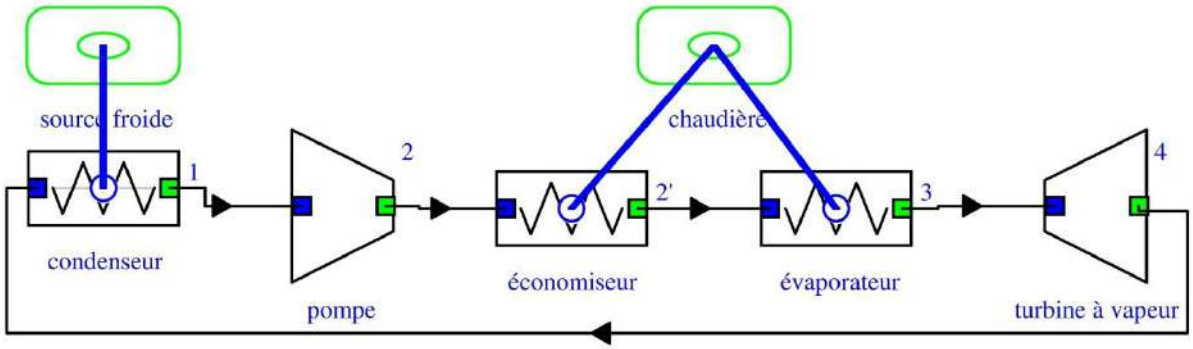


Figure I.13 : Installation d'une turbine à vapeur fonctionnant selon le cycle de RANKINE (via THERMOPTIM)

Mais il est à noter que dans le cas des centrales thermiques de production d'électricité le cycle utilisé est le cycle de HIRN qui est en fait, un cycle de RANKINE comprenant une addition qui est une surchauffe en fin d'évaporation, ce qui en plus de fournir un gain d'efficacité et une plus grande quantité de travail, il améliore le titre de la vapeur en diminuant l'humidité de cette dernière qui est nuisible pour les aubes de la turbine à vapeur et qui provoque leur corrosion.

Les Figures I.14 et I.15 représentent respectivement le cycle de HIRN ainsi que l'installation qui lui correspond.

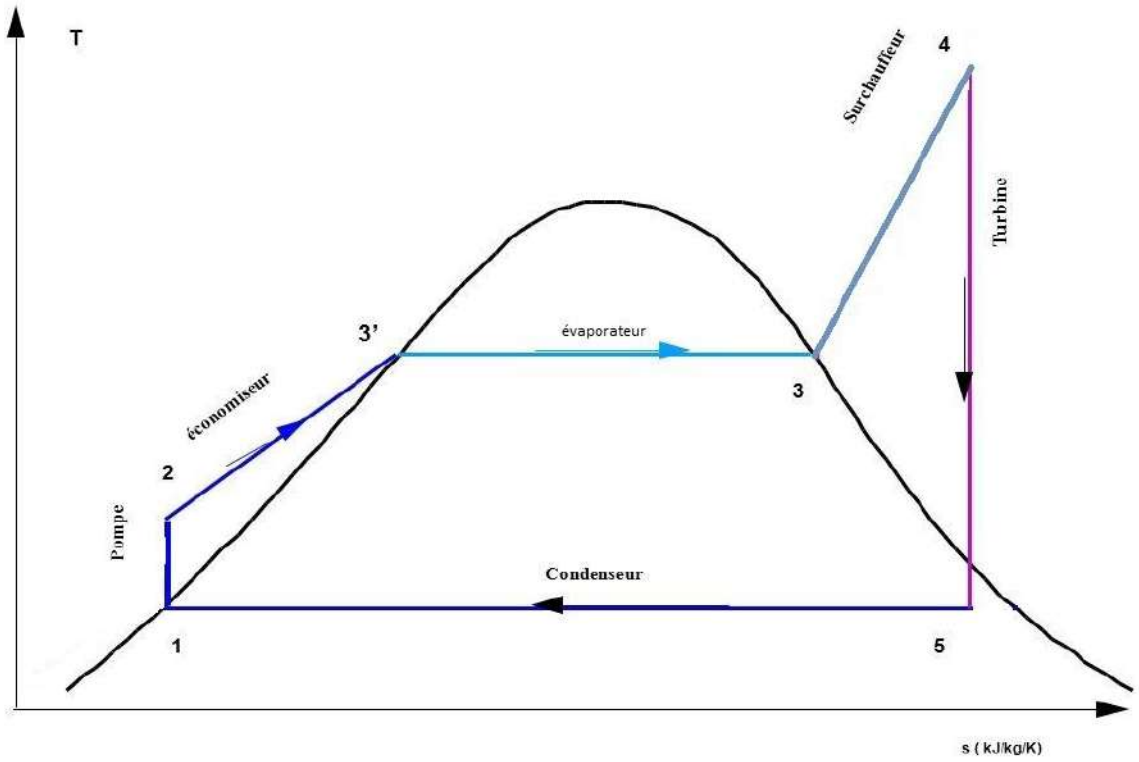


Figure I.14 : Cycle de HIRN

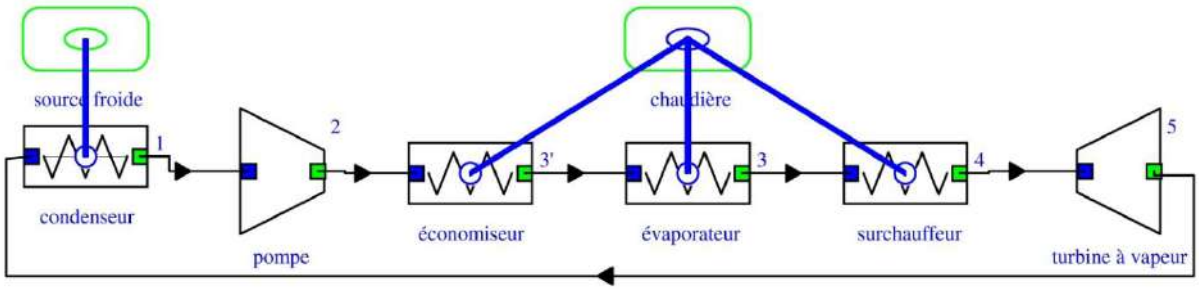


Figure I.15 : Installation du cycle de HIRN (via THERMOPTIM)

Seulement il y a une deuxième chose à noter , c'est que dans les installations réelles et complexes des centrales thermiques à cycle combiné ; on utilise un autre type de cycle thermodynamique issu des deux premiers dont nous avons parlé (cycle de RANKINE et cycle de HIRN) , celui-ci n'est autre que le cycle à resurchauffe ; c'est-à-dire que comme la turbine à vapeur possède plusieurs niveaux de pression (basse pression , moyenne pression , haute pression) , on récupère la vapeur issue de la détente effectuée dans le corps haute pression

pour la mélanger avec la vapeur qui provient de l'évaporateur de la moyenne pression afin de lui infliger une resurchauffe et idem en ce qui concerne la détente au sein du corps moyenne pression où la vapeur qui ressort de ce corps se mélange à la vapeur issue de l'évaporateur basse pression , sauf pour le corps basse pression qui se trouve en fin de chaine et dont la vapeur qui se détend en son sein se dirige vers le condenseur où elle reprend un état liquide saturé.

Les Figures I.16 et I.17 illustrent respectivement le cycle à resurchauffe ainsi que l'installation de celui-ci.

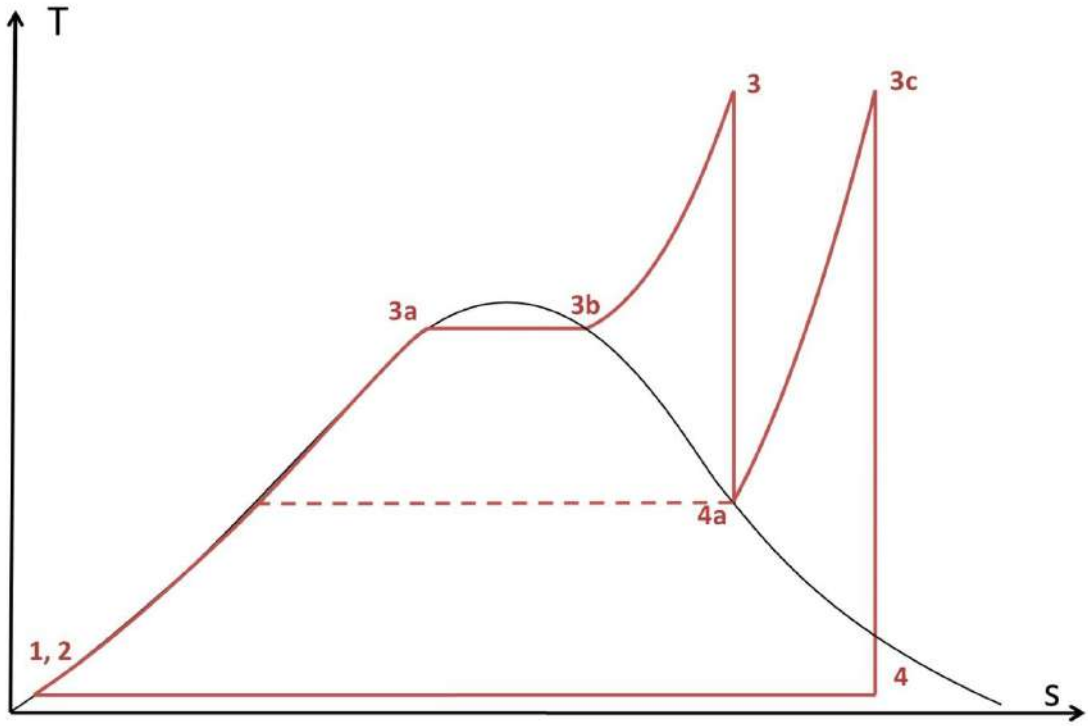


Figure I.16 : Cycle à resurchauffe

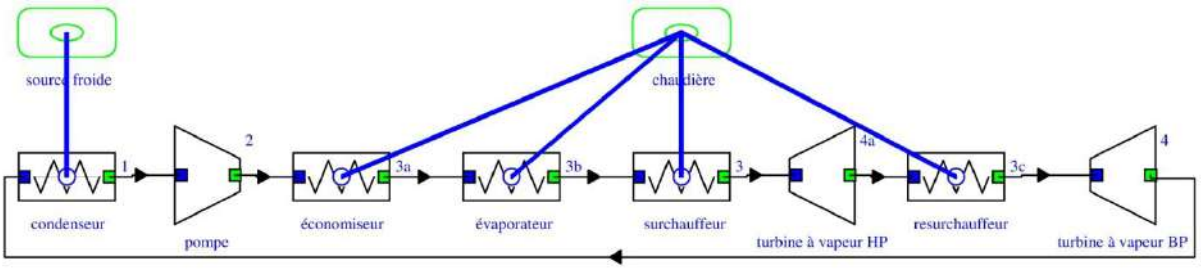


Figure I.17 : Installation du Cycle à resurchauffe (via THERMOPTIM)

I.3.2.4 Le condenseur

a) Définition

Le condenseur a comme mission principale:

- la condensation de la vapeur déchargée par la turbine à vapeur et fournir une chambre de stockage pour l'eau condensée (puits chauds ou puits du condenseur).
- Dégazage de l'eau (soustraction des gaz dissous).

b) Les types de condenseurs

Le corps du condenseur peut être de forme circulaire ou rectangulaire. Il peut être corps unique, de double corps ou corps triple en fonction de la turbine et les dimensions de la base. Le nombre de passe ou circule l'eau de refroidissement peut être un, deux, trois ou quatre, dépendant de la conception habituelle du fabricant ou du cycle utilisé (combiné ou pas).

Le corps du condenseur peut être à une seule pression, double pression ou triple pression, dépendant de la conception habituelle pour les cycles combinés. Le reste de possibilités dépend le type et la taille de la turbine à vapeur mais aussi de la décharge de la vapeur de la turbine qui peut être axiale, latérale ou verticale, suivant le type de la turbine.

I.3.2.5 L'alternateur

C'est un générateur électrique qui transforme l'énergie mécanique reçue par la turbine à combustion en énergie électrique selon le principe de l'induction magnétique.

I.3.2.6 Les auxiliaires

Se sont toutes les pompes, les chaudières auxiliaires ainsi que les refroidisseurs, compresseurs d'air…. etc. Utilisées pour le fonctionnement de la centrale thermique.

I.3.3 Intérêt du cycle combiné

Nous savons tous en tant qu'énergéticiens, que le combustible qu'utilise une turbine à combustion est une énergie payante ; malheureusement quand on l'utilise dans un cycle simple le rendement se situe toujours entre 35% et 38% ceci est dû au fait que la majeure partie de l'énergie calorifique du combustible brûlé est perdue sous forme de chaleur dans les gaz d'échappement mais aussi par pertes de chaleur avec le milieu extérieur au sein même la turbine et de la chambre de combustion et pour remédier à ce phénomène de gaspillage d'énergie nous combinons une turbine à vapeur à une turbine à gaz et grâce à cette adjonction ; on récupère la chaleur présente déjà dans les gaz d'échappement pour produire de la vapeur surchauffée qu'utilise la turbine à vapeur et ça fera que la vapeur produite ne coûtera que peu si l'on compte l'énergie que consomment les pompes et les auxiliaires de l'installation et on profitera au maximum de l'énergie calorifique que fournit le combustible en brûlant ; du coup le rendement s'en trouvera augmenté et dépasse facilement les 58%.

CHAPITRE II :

PRESENTATION DU LIEU DE STAGE

II.1 Introduction

Le stage pratique fut réalisé au sein de la centrale électrique SKH de HADJRET ENNOUS située dans la wilaya de Tipaza, fonctionnant selon un cycle combiné gaz/vapeur ; adéquate à nos besoins afin qu'on puisse réaliser une analyse exergétique sur son cycle combiné.

II.2 Situation géographique

La centrale électrique SKH de HADJRET ENNOUS se situe sur la RN N°11 de la Wilaya de Tipaza, s'étendant sur une superficie totale de 35 hectares et dont les coordonnées longitudinales et latitudinales sont :

Latitude : 36°34'33 N

Longitude : 2°04'46 E

La Figure II.1 prise de Google Earth, montre la situation géographique de la centrale électrique SKH.



Figure II.1 : Situation géographique de la centrale électrique SKH

II.3 Fiche de présentation de la centrale SKH

- Dénomination de la Société de Projet : Shariket Kahraba HADJRET ENNOUS Spa (SKH).
- Date de création : 02 juillet 2006.
- Capital social : 22 000 000 000 DZD.
- Coût de l'Investissement : Estimé à 67 milliards DZD.
- Financement : 30% Fonds propres / 70% Financement bancaire.

II.3.1 Principaux contrats

- Contrat EPC : L'ingénierie, l'approvisionnement ainsi que la construction et la mise en service de la centrale ont été confiés à « SNC LAVALIN CONSTRUCTORS INTERNATIONAL ».
  - Date de signature du contrat EPC : 15 juillet 2006.
  - Délai global de réalisation : 34 Mois.
  - Dates De mise en Service :
  - Tranche N°01 :02 Mai 2009.
  - Tranche N°02 :11 Juin 2009.
  - Tranche N°03 :15 Juin 2009.

- Contrat O&M : Contrat d'Exploitation et de Maintenance confié à : « SNC LAVALIN Constructeur International INC »
  - Durée du contrat : 20 Ans

- Contrat ECA : Contrat de conversion de gaz naturel en électricité avec un Acheteur composé de :
  - Sonelgaz distribution d'Alger « SDA »,
  - Sonelgaz distribution du Centre « SDC »,
  - Sonelgaz distribution de l'Est « SDE »,
  - Sonelgaz distribution de l'Ouest « SDO ».
    Avec :Sonelgaz distribution d'Alger « SDA » comme chef de file.
  - Durée du contrat : 30 Ans

II.3.2 Données techniques de la Centrale

- Puissance installée : 3 x 409 MW soit 1227 MW.
- Type : Cycle Combiné mono-arbre.
- Combustible principal : Gaz Naturel.
- Combustible de secours : Gasoil.
- Energie Produite annuellement : 9900 GWh.
- Rendement : 58%.
- Consommation Spécifique : 6404 kJ/kWh (PCI : 45200kJ/kg).
- Consommation de Gaz : Environ 200.000 m^3/h.

Remarque : toutes les informations citées précédemment proviennent du site web de la société SKH [16] et par conséquent ; les informations techniques ne sont que des informations à titre indicatif ; les valeurs données ne peuvent être prise en considération lors de notre étude.

II.4 Composantes de la centrale

Le site de production se compose de 3 tranches identiques comportant principalement chacune :

- Un filter house : qui sont une sorte de cage gigantesque comportant des filtres anti oiseaux ainsi que des filtres à air coniques qui servent à filtrer l'air d'admission du compresseur mais aussi les tubes dans lesquels circule de l'eau refroidie via les chillers, de cette manière l'air admis dans le compresseur est refroidie via ce système de refroidissement utilisant le principe de convection avec les tubes d'eau froide.
- Une turbine à combustion.
- Un alternateur.
- Un récupérateur de chaleur appelé HRSG qui signifie « HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR ».
- Les ballons récupérateurs (basse pression, moyenne pression, haute pression) de la turbine à vapeur ainsi que leurs soupapes de sécurité en cas où la pression excède les limites fixées.
- Une turbine à vapeur.
- Un condenseur.
- Un transformateur électrique.
- toute la panoplie de pompes à eau et de vide du condenseur.
- Les pompes de graissage des turbines (graissage des paliers, coussinet, butée) et l'huile de soulèvement de l'arbre.
- Les pompes de l'huile de commande des vannes hydrauliques.

- Deux skid DLN (DLN signifie : Dry Low NOx) contenant des vannes de détente un pour l'injection de gaz comme combustible en le comprimant et le deuxième pour atomiser le gasoil grâce à de l'air comprimé pour seule raison que le point d'éclair du gasoil est élevé mais en l'atomisant (devient sous forme de jet ou de spray) le point d'éclair devient bas et le gasoil finit par s'enflammer rapidement dans la chambre de combustion.
- Un analyseur des gaz d'échappement (gaz de fumée).
- Une cheminée.
- Un poste gaz de tranche servant à chauffer le gaz par le biais d'un échangeur via un piquage depuis le ballon moyenne pression qui est aux environs de 210 degrés Celsius (210°C).
- Un ventilateur poste gaz de tranche
- Trois chaudières auxiliaires se trouvant à la deuxième tranche de production uniquement ; dont le rôle est de garantir :
  - Le préchauffage du gaz.
  - Le barbotage du condenseur (de la vapeur est injectée dans le condenseur afin d'extraire les bulles d'air).
  - Refroidissement du corps basse pression (BP) de la turbine à vapeur au démarrage.

Seulement ; comme on vient de le mentionner, la deuxième tranche abrite les trois chaudières auxiliaires, soit une chaudière auxiliaire pour chaque tranche de production mais aussi le centre névralgique de la centrale qui est la salle et les bureaux de commande principaux appelés DCS pour « DIRECT CONTROL SYSTEM ».

Le reste des composantes de la centrale se situe en dehors de ces tranches de production et on cite :

- Bâtiment administratif et maintenance.
- Arrivée de gaz principal depuis s'alimentant de l'installation de Sonelgaz principal se trouvant à l'extérieur de la centrale, le gaz arrive à une pression de 50 bar.
- Le poste gaz qui assure la détente et le préchauffage du gaz grâce à un échangeur de chaleur alimenté depuis les chaudières auxiliaires, à la détente le gaz est à 36 bar de pression.
- Deux tonneaux de gasoil non traité.
- Un tonneau de gasoil traité (enlèvement de l'eau et des impuretés qui remontent à la surface du combustible via les centrifugeuses).
- Un skid pour deux centrifugeuses de gasoil.
- Un skid de recirculation pour le pompage du gasoil traité vers le skid DLN de gasoil des turbines à combustion.
- Deux tonneaux d'eau de mer traitée (dessalée et traitée chimiquement) pour l'alimentation en eau de service et anti-incendie.

- Un skid incendie comportant une pompe électrique de 225 KW plus deux pompes supplémentaires appelées « jowky pomps » assurant le maintient de la pression dans le circuit en cas de pertes de charge importantes.
- Une pompe diesel.
- Neufs (09) groupes diesel en cas de blackout.
- Les compresseurs d'air au nombre de trois (03) qui assurent l'alimentation en air de service et d'instrumentation, les propriétés de cet air font que l'air est déshumidifié à une pression de 8 bar dans tout le réseau.
- Trois chillers, soit un pour chaque tranche de production : nous allons les définir comme une grande unité de refroidissement fonctionnant selon le cycle frigorifique habituel avec du gaz R134a comme réfrigérant, l'installation se compose d'une grande citerne de réfrigérant, d'un compresseur, un condenseur avec un échangeur de chaleur convectant avec l'eau de mer, une vanne de détente, un évaporateur.
  Le condenseur de l'installation du chiller est refroidi avec de l'eau de mer qui circule dans des tubes en plexi glass évitant toute détérioration que l'eau de mer peut causer à la tuyauterie.

  Les chillers possèdent une petite boucle et une grande boucle de circulation d'eau, la petite concerne l'eau de mer qui est pompé et servant à refroidir le condenseur des chillers ; la grande boucle qui signifie que l'eau refroidie via les chillers est envoyée aux échangeurs de chaleur du filter house dans le but de refroidir l'air entrant aux compresseurs des turbines à combustion.

- Une citerne de réfrigérant de type gaz R134a comprimé servant à ajuster le niveau du réfrigérant des chillers.
- Deux tonneaux d'eau déminée (déminéralisée).
- Une station de pompage d'eau de mer comprenant six (06) pompes de circulation qui pompent de l'eau aux condenseurs pour leur refroidissement et sept (07) pompes de refroidissement des auxiliaires pour les échangeurs de tranches et les échangeurs de chillers ; un pourcentage de cette eau est envoyé aux échangeurs tandis qu'un autre pourcentage est envoyé vers le plan d'eau où cette eau va être traité (dessalée, déminéralisée pour éviter que l'eau n'attaque le matériau du condenseur et traitée chimiquement au laboratoire pour l'utilisation alimentaire).

A noter que le dessalement de l'eau de mer s'effectue comme suit :

1- L'eau passe par un filtre à sable (un tamis extra fin).
2- L'eau subit deux osmoses inverses chacune en quatre étapes.

II.5 Technologie de l'installation

Concernant la technologie de l'installation de la SKH, nous allons donner les fiches techniques du constructeur de chaque organe, seulement il faut noter que toutes les informations qui seront citées concernant les données techniques de chaque organe de l'installation ne sont que les données des fiches techniques données par le constructeur et dont le calcul des paramètres a été réalisé suivant les conditions ISO ; Ce pourquoi, aucune de ces données ne sera prise en compte lors de l'étude énergétique et exergétique de ce mémoire car ces paramètres changent considérablement d'un environnement à un autre et sont relatives aux conditions climatiques.

Note : l'installation de la SKH est en mono-arbre (single shaft), c'est-à-dire que le générateur, la turbine à gaz et la turbine à vapeur sont liés par un seul et unique arbre de cent mètres de longueur (100 m).

II.5.1 Les turbines à gaz

- **Fiches technique du constructeur**

  - Fabricant: General Electric.
  - Modèle: 9FB.
  - Puissance: 268,8 MW.
  - Poids: 288 Tm.
  - Compresseur : Le compresseur est de type axial, à 18 étages, le taux de compression est de 18,3 et le débit d'air est d'environ 600 kg/s.
    Le compresseur absorbe 2/3 du travail produit par la turbine à gaz (approximativement 180 MW).
  - Combustible: Gaz Naturel ou/et gazole.
  - Température de Gaz à l'entrée: 185 °C.
  - Pression de Gaz à l'entrée: 28 bar.
  - Nombre de brûleurs: 18.
  - Nombre d'étages de turbine: 3.
  - Température d'échappement: 623 °C.
  - Consommation de gaz à pleine charge: 18,3 kg/s.

- **Fonctionnement, refroidissement et protection de la turbine**

La turbine produit sa puissance de rotation en détendant les gaz de combustion qui possède beaucoup d'énergie dans des lames fixes et mobile, on obtient ainsi des hautes vitesses circonférentielles, ces gaz à hautes vélocité déplacent les lames du rotor. Le nombre d'étapes dans les turbines est optimisé en accord avec la limitation par capacité et la différence de pression par étages. Les gaz en sortie de la chambre de combustion se détendent en trois étapes, ce qui se produit en traversant des tuyères mobiles. Les gaz entrent au travers les aubes avec une température très importante 1.396 °C, ce pourquoi il faut refroidir les aubes avec l'air du compresseur (piquage depuis le treizième étage du compresseur pour refroidir le premier étage de la turbine et du neuvième étage pour refroidir le deuxième étage de la turbine, pour le troisième étage on utilise un ventilateur) afin que leur durée de vie d'en trouve rallongée ; L'air circule par l'intérieur des lames et sort par des orifices disposés de manière à ne pas gêner l'écoulement. En outre, les aubes ont un recouvrement qui les protège contre la corrosion, l'oxydation et la déformation. Les gaz sortent de la Turbine à Gaz à une température de 623 °C et 1 bar de pression, le débit des gaz de combustion est d'environ 2365 t/h.

La Figure II.2 montre des aubes de la turbine de détente.

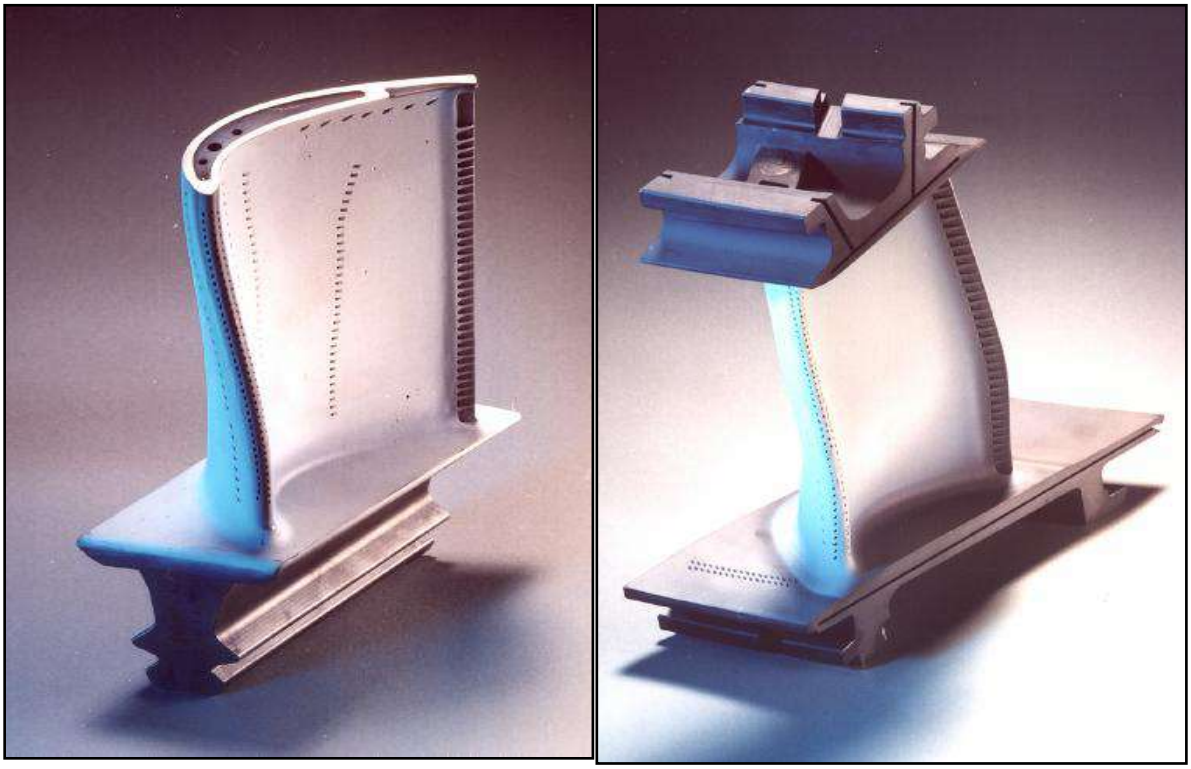


Figure II.2 : Aubes de la turbine de détente [7]

La Figure II.3 montre le rotor du compresseur.

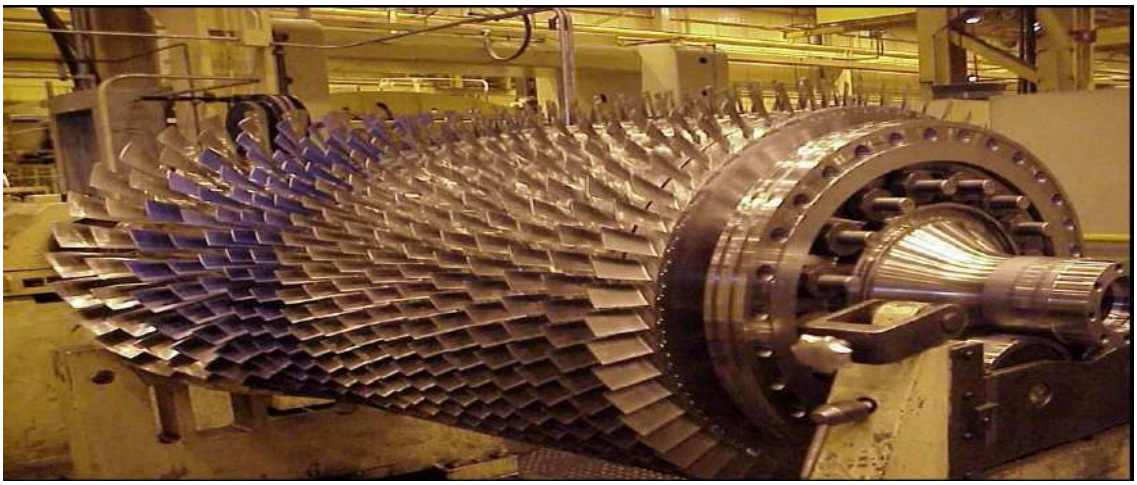
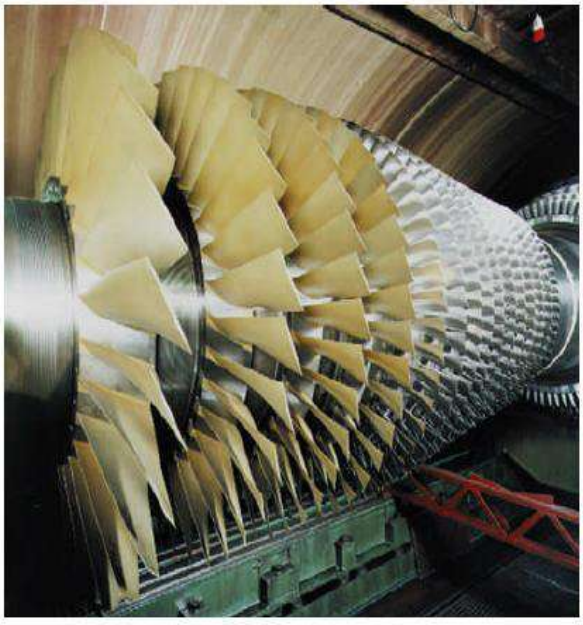


Figure II.3 : Rotor du compresseur [7]

Les deux figures II.4 et II.5 montrent respectivement les aubes du rotor du compresseur et les aubes du stator du sixième étage du compresseur.



Álabes rotatorios

Figure II.4 Aubes du rotor du compresseur [7]



álabes estacionarios de la 6ª etapa

Figure II.5 Aubes du stator du sixième étage [7]

La Figure II.6 montre la turbine de GENERAL ELECTRICS, GE-9FB au complet.

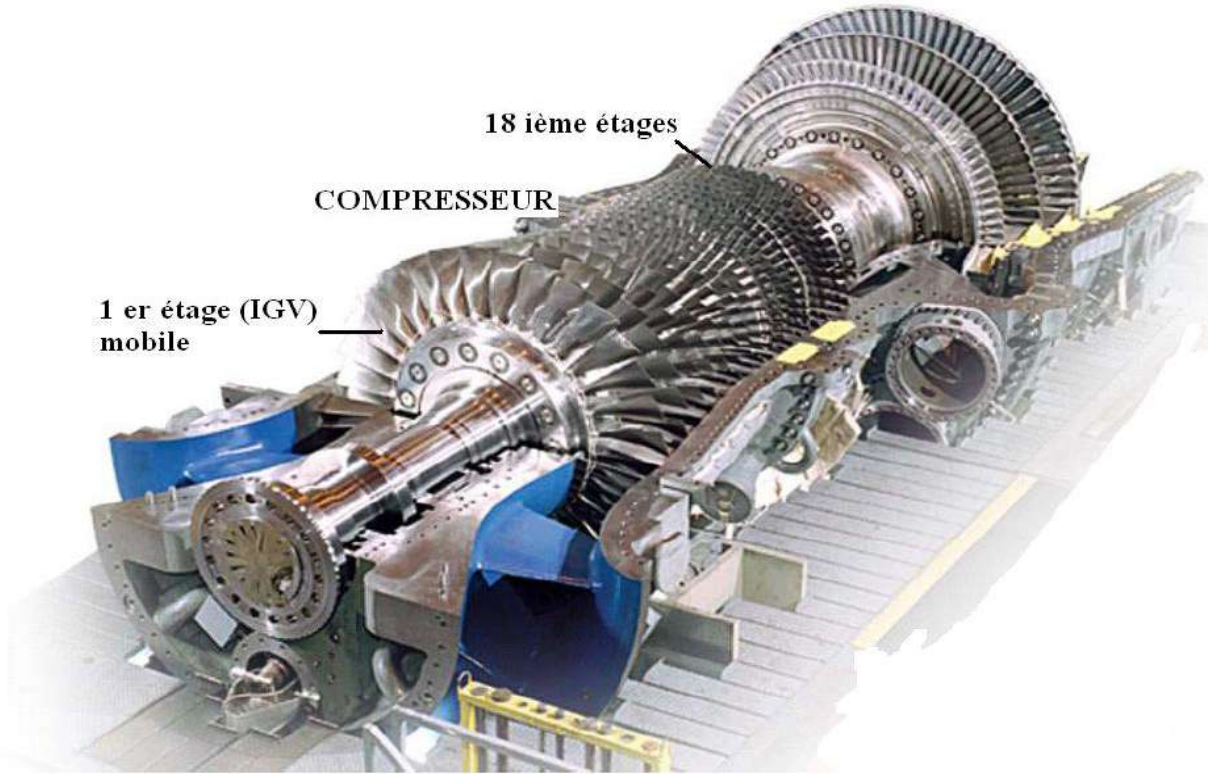


Figure II.6 : Turbine heavy-duty de marque GE-9FB avec compresseur à 18 étages [7]

Note : le premier étage du compresseur se constitue des IGV (inlet guide vanes), se sont des aubes mobiles qui se ferment au démarrage et s'ouvrent en fonction de la vitesse de rotation de l'arbre afin que le débit et la vitesse de l'air entrant soient contrôlés, au fur et à mesure que la vitesse de rotation de l'arbre grimpe ; les IGV s'ouvrent pour atteindre 86° (degrés) d'ouverture à 3000 tr/min.

II.5.2 Les turbines à vapeur

- **Fiche technique du constructeur**

  - Fabricant : General Electric.
  - Modèle : A15.
    Composée de 2 corps ; un corps de Haute et Moyenne Pression de flux opposés pour équilibrer les impulsions axiales et un autre corps de basse Pression de double flux Puissance : 140 MW.

- Composition:
  - Section HP : 30 étages à réaction.
  - Section MP : 11 étages à action.
  - Section BP : 6 étages de réaction et d'action.

- Turbine Haute Pression:
  - Pression d'entrée : 147 bar.
  - Température d'entrée. 565,5 °C.
  - Débit de Vapeur d'entrée : 78,83 kg/s.

- Turbine Moyenne pression:
  - Pression d'entrée : 21.65 bar.
  - Température d'entrée. 565,5 °C.
  - Débit de Vapeur d'entrée : 86,69 kg/s.

- Turbine basse Pression:
  - Pression d'entrée : 3.654 bar.
  - Température d'entrée. 312,8 °C.
  - Débit de Vapeur d'entrée : 100,33 kg/s.
  - Pression de sortie : 0.03691 bar (pression condenseur).
  - Température de sortie : 27,6 °C.

- Le rendement approximatif de chaque section de la Turbine de Vapeur est le suivant :
  HP : 78 à 84 % ; MP : 87 à 92 % ; BP : 86 à 90 %.
- Le pourcentage de puissance produite dans chaque section de la Turbine est le suivant :
  HP : 25 à 30 % ; MP : 15 à 22 % ; BP : 50 à 60 %.

La Figure II.7 montre le corps Basse Pression de la turbine à vapeur.

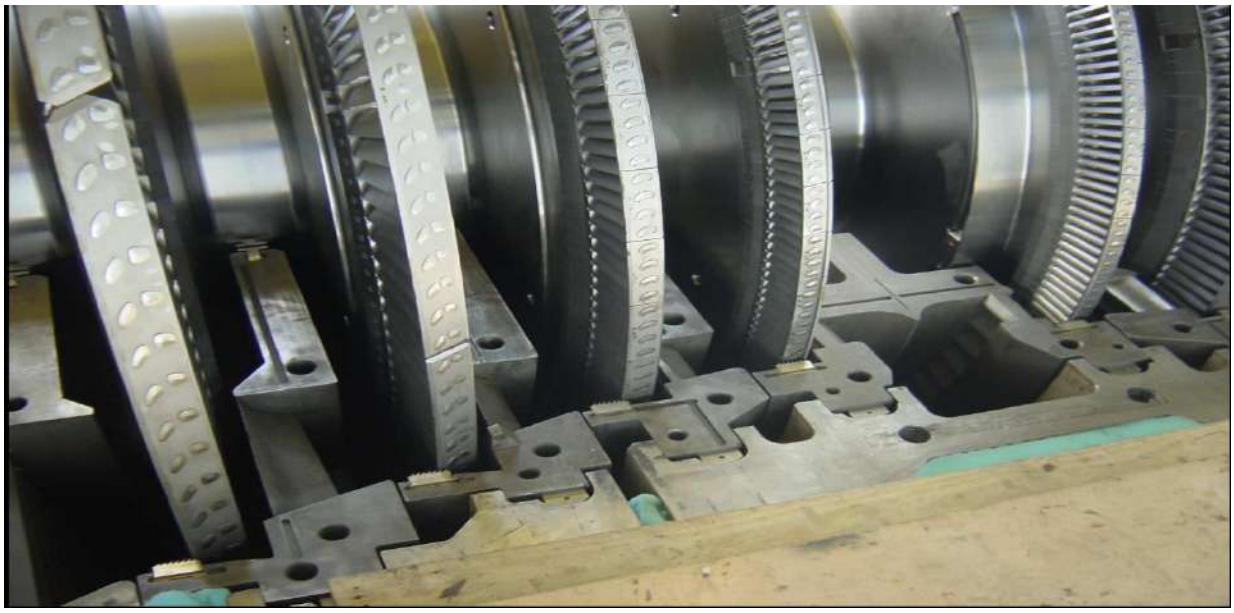


Figure II.7 : Corps basse pression de la turbine à vapeur [7]

II.5.3 Le condenseur

- Fabricant: FOSTER WHEELER.
- Modèle: Rectangulaire.
- Entrée de Vapeur: verticale.
- Nombre de Passe: 2.
- Nombre de Tubes: 11.826.
- Diamètre des Tubes: 25.4 mm.
- Longueur des Tubes : 10,028 m.
- Matériel des Tubes : Titane.
- Débit d'Eau de Circulation: 20.387 m3/h.
- Débit de Vapeur : 362,61 Tm/h.
- Pression de Travail : 0.030701 bara.
- Système de Propreté des Tubes : Taprogge.

La Figure II.8 illustre le condenseur.

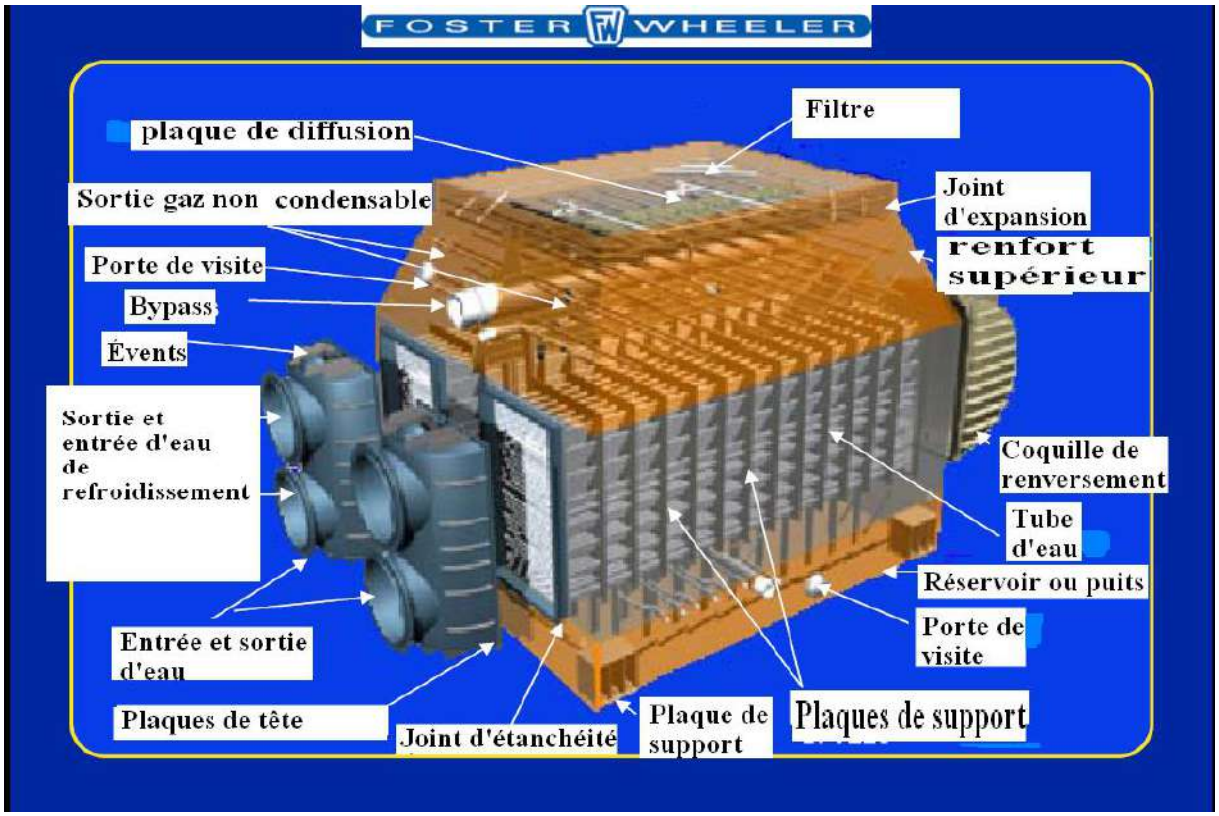


Figure II.8 : Le condenseur [7]

II.5.4 L'alternateur

- Fabricant : General Electric.
- Taux : Triphasé, refroidi par H_2 (Hydrogène).
- Pression 5,17 bar (75 psig), 40°C.
- Puissance apparente : 544 Mva.
- Tension de Génération : 19 kv.
- Vitesse de rotation : 3.000 t/m.
- phases, 50 Hz.

Dans les centrales conventionnelles de production d'énergie les générateurs sont synchrones et la fréquence de synchronisme en Algérie est de 50 Hz.

La Figure II.9 montre l'alternateur.

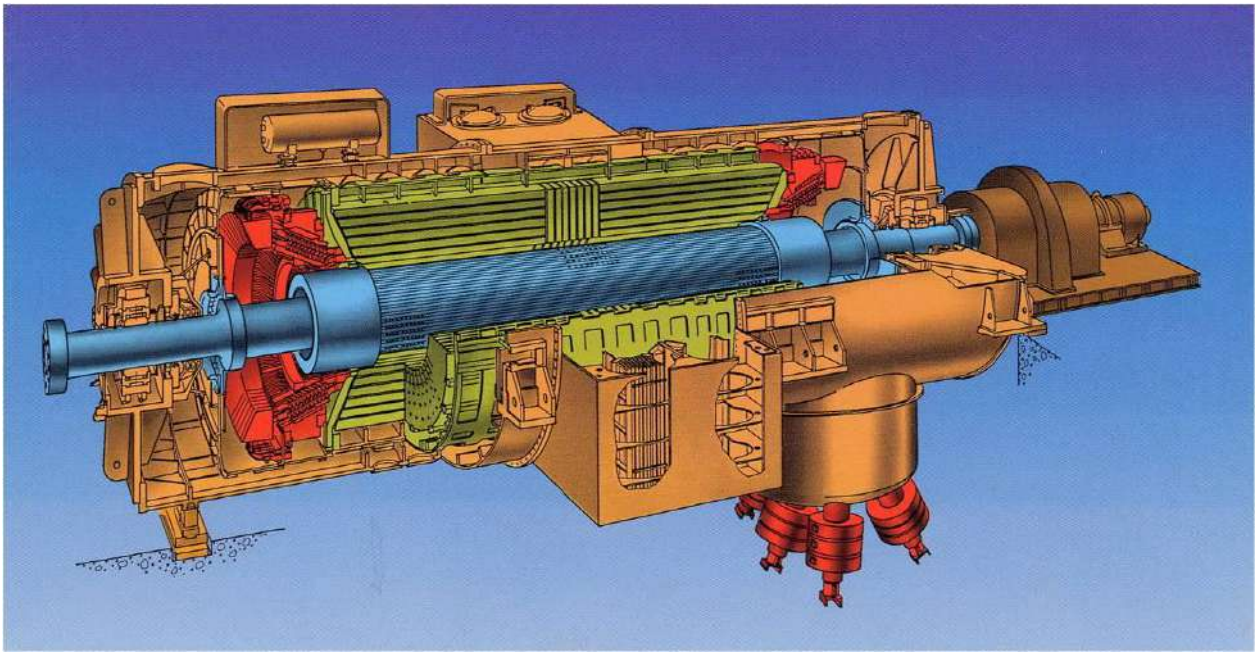


Figure II.9 : L'alternateur [7]

- **Composants :**
  - Stator : noyau et fuseaux.
  - Rotor : Corps, fuseaux et anneaux de retenue.
  - Sorties de phase.
  - Réfrigération.
  - Coussinets.
  - Joints d'étanchéité d'huile.
  - Équipement d'Excitation.
  - Synchronisation.

II.5.5 La chaudière de récupération (HRSG)

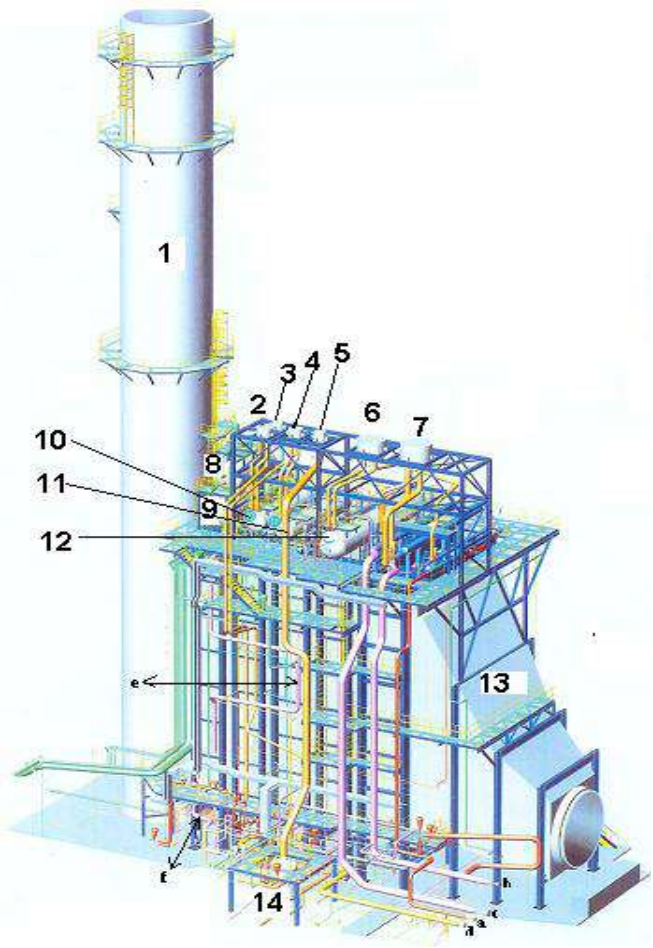
- Fabricant: DOOSAN.
- Tirage: Flux de Gaz horizontal avec circulation naturelle.
- 3 niveaux de pression et réchauffement intermédiaire.
- Hauteur de la Cheminée: 65 m.
- Diamètre de la Cheminée: 6,9 m.
- Température des Gaz de sortie: 82,8 °C.
- Propriétés de la Vapeur à la sortie de chaque étape de la Chaudière de Récupération:

  - Basse Pression: 4.085 bar.
    - Température : 296,9 °C.
    - Débit : 10,77 kg/s.

- Pression intermédiaire: 22.09 bar.
  - Température : 566,2 °C.
  - Débit : 86,69 kg/s.

- Haute Pression: 98.57 bar.
  - Température : 566,5 °C.
  - Débit : 78,83 kg/s.

La Figure II.10 illustre le HRSG ainsi que la légende de l'image.



1. Cheminée
2. Silencieux vapeur basse pression
3. Silencieux dégazeur
4. Silencieux vapeur moyenne pression
5. Silencieux ballon d'éclatement
6. Silencieux vapeur haute pression
7. Silencieux resurchauffeur
8. Sortie de gaz
9. Collecteur des incondensables
10. Ballon basse pression
11. Ballon moyenne pression
12. Ballon haute pression
13. Arrivée des gaz d'échappement TG
14. Ballon d'éclatement

Figure II.10 : HRSG [7]

II.6 Schéma simplifié de l'installation avec explication des circuits vapeur des trois niveaux de pression BP, MP, HP

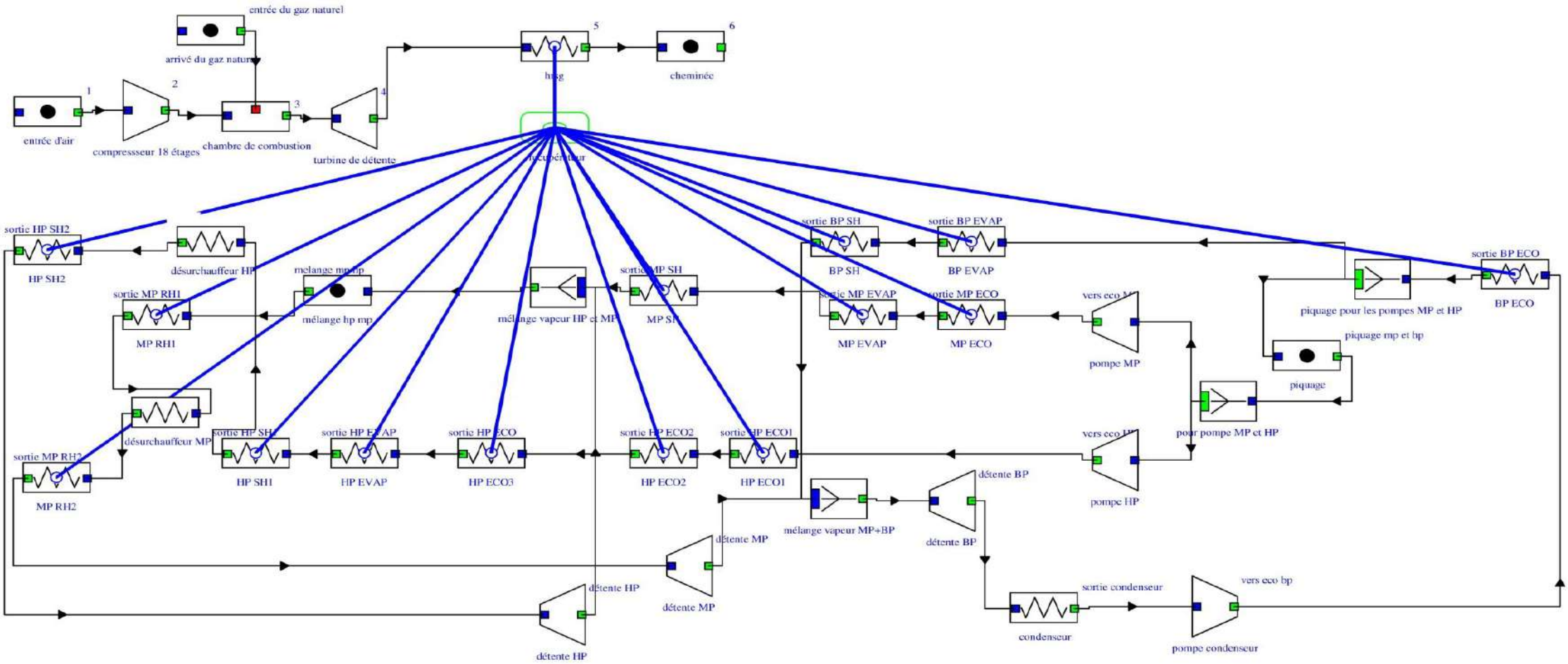


Figure II.11 : Schéma simplifié de l'installation SKH (via THERMOPTIM)

II.6.1 Le circuit basse pression (BP)

Le circuit de basse Pression (BP) réchauffe l'eau condensée (en provenance du condenseur) et produit de la vapeur surchauffée pour le corps basse pression de la Turbine de Vapeur (TV). Le ballon BP sert de réservoir d'alimentation pour l'approvisionnement des pompes d'eau d'alimentation des circuits moyenne et haute pression.

Ce système se divise en les sections suivantes dans le sens du flux d'échappement des gaz.

- Le surchauffeur BP.
- L'évaporateur BP.
- L'économiseur BP avec sa pompe de recyclage.

II.6.2 Le circuit moyenne pression (MP)

La fonction du circuit Moyenne Pression (MP) est de réchauffer l'eau d'alimentation à une pression intermédiaire et produit de la vapeur surchauffée à environ 300°C, qui est une température semblable à celle de la vapeur qui sort de la turbine Haute Pression, appelée vapeur réchauffée froide (VRF). pour postérieurement, et avec cette VRF, procéder à un réchauffement de ce dernier jusqu'à obtenir les conditions de température requises (566,2 °C), pour pouvoir être fournie au corps MP de la turbine vapeur en prenant le nom de vapeur réchauffée chaude (VRC). En même temps la vapeur surchauffée MP constitue la vapeur auxiliaire requise.

Aussi, depuis le Ballon MP, il existe une ligne de vapeur appelée « peggins steam » au ballon BP et une extraction d'eau après l'économiseur qui nourrit le réchauffeur de gaz. Ce système se divise en les sections suivantes disposées dans le sens du flux des gaz d'échappement :

- Réchauffeur HT.
- Désurchauffeur MP.
- Réchauffeur BT.
- Surchauffeur MP.
- Évaporateur BP.
- Économiseur BP.

II.6.3 Le circuit Haute Pression (HP)

Il Réchauffe l'eau d'alimentation haute pression et produit de la vapeur surchauffée (566,2 °C) pour le corps haute pression de la turbine à vapeur.
Depuis le ballon HP, il existe une ligne de vapeur de « peggins steam » pour alimenter le ballon MP.

Ce système divise en les sections suivantes disposées en ordre selon le sens de flux des gaz d'échappement de la Turbine de Gaz:

- Surchauffeur HP N°2.
- Désurchauffeur HP.
- Surchauffeurs HP N°1.
- Évaporateur HP.
- Économiseurs HP (éco N°1, éco N°2, éco N°3).

II.6.4 Rôle de chaque organe du HRSG

- L'économiseur: sa fonction est d'élever la température de l'eau allant au ballon vapeur jusqu'à des valeurs proches de la température de saturation, tout en s'assurant de ne pas commencer la vaporisation avant le ballon vapeur.
- Les tubes de chute : Ce sont les tuyauteries qui sortent du ballon de vapeur pour alimenter en eau le corps évaporateur.
- Les tubes de montée : Ce sont les tuyauteries qui sortent du corps évaporateur pour reconduire le mélange eau-vapeur jusqu'au ballon.
- L'évaporateur: Sa fonction fondamentale est celle d'assurer le changement de phase de l'eau, de liquide à vapeur, à travers un circuit de circulation naturelle.

  L'eau du ballon supérieur passe aux travers 3 tuyauteries appelées « tube de chute » pour entrer dans l'Évaporateur. Une fois que le flux de eau-vapeur a fait son parcours ascendant par le circuit de l'évaporateur, la vapeur produite remonte au ballon à travers 6 tuyauteries dans les circuits MP et BP et à travers 12 tuyauteries dans le circuit HP. Ces tuyauteries sont appelées « risers » (tubes verticaux).
- Le surchauffeur: Il surchauffe la vapeur issue du ballon vapeur et produit de la vapeur saturée adaptée aux conditions de température requises pour son expansion dans la Turbine à vapeur.
- Le resurchauffeur: sa fonction est celle de resurchauffer la vapeur du circuit provenant de l'étage HP et de la vapeur réchauffée froide (VRF), jusqu'à obtenir les conditions de température requises pour son expansion dans le corps MP de la turbine à vapeur. Cette vapeur à la sortie du Resurchauffeur reçoit le nom de vapeur resurchauffée (VRC).
- Les ballons vapeur : La séparation de l'eau et de la vapeur est effectuée dans les ballons vapeur, ce pourquoi ceux-ci sont pourvus à l'interne d'éléments mécaniques qui permettent cette séparation (séparateur de gouttelettes). Par l'action de la force centrifuge les séparateurs dirigent la vapeur vers la zone supérieure du ballon et l'eau vers la zone inférieure.

  Parfois, le secteur de décharge des séparateurs est pourvu de quelques chicanes qui réduisent le risque d'entraînement ou d'emportement d'eau dans le collecteur de sortie de l'évaporateur vers les surchauffeurs.

II.6.5 Explication du déroulement du procédé vapeur

Dans le HRSG, les échangeurs de chaleurs sont disposés en ordre décroissant de façon à ce que la vapeur qui doit être la plus surchauffée soit la première à être en contact avec les gaz chauds sortants de la turbine à gaz et ainsi de suite.

Nous allons expliquer le procédé en prenant le HRSG par sa fin afin de mieux comprendre le fonctionnement de ce dernier.

- Circuit basse pression :

La pompe BP aspire de l'eau à partir du condenseur, augmente sa pression et l'envoie à l'économiseur BP ; l'eau en sortie de l'économiseur et qui est toujours en phase liquide entre dans le ballon vapeur puis coule dans le tube de chute de ce dernier pour arriver à l'évaporateur où elle subit un changement d'état et devient vapeur, ensuite ,cette vapeur remonte via les tubes de montée pour rejoindre le ballon vapeur où elle est débarrassée des gouttelettes d'eau qui n'ont pas subit d'évaporation et continue son parcours pour aller au surchauffeur BP , à sa sortie du surchauffeur ; elle est mélangée à la vapeur provenant du corps MP (turbine MP) , c'est ce mélange qui va attaquer la turbine BP.

- Circuit moyenne pression :

Comme nous l'avons déjà dit, le ballon vapeur BP sert de réservoir pour les deux ballons MP et HP c'est-à-dire que la pompe MP va pomper de l'eau à partir d'un piquage situé au ballon BP et la conduit à l'économiseur MP puis au ballon MP, à ce moment là ; l'évaporation se fait de la même manière que pour le circuit BP. Une fois l'évaporation faite la vapeur remonte au ballon et poursuit son parcours vers le surchauffeur MP, à sa sortie du surchauffeur elle rencontre la vapeur provenant du corps HP (turbine HP), le mélange entre dans un premier réchauffeur puis dans un désurchauffeur, ensuite dans un deuxième réchauffeur afin de produire la vapeur réchauffée nécessaire à la turbine MP.

- Circuit haute pression :

La pompe HP aspire de l'eau à partir du ballon BP et la fait passer par trois économiseur afin d'élever sa température puis cette eau entre dans le ballon HP et subit le phénomène de vaporisation de la même manière que pour les circuits BP et MP, la vapeur résultante est transférée à un premier surchauffeur puis à un désurchauffeur ensuite elle passe dans un deuxième surchauffeur pour finalement, attaquer la turbine HP.

CHAPITRE III :

BILAN ENERGETIQUE ET EXERGETIQUE DE L'INSTALLATION TG/TV

III.1 Introduction

Arrivés à ce chapitre qui est le fruit du travail que nous avons effectué et dans lequel nous allons employer les données prélevées de la centrale thermique afin de déterminer le rendement réel de l'installation GAZ/Vapeur mais aussi dans la deuxième partie du chapitre une étude exergétique va être réalisée afin d'évaluer la détérioration énergétique au niveau de chaque organe.

Pour parvenir à nos fins nous avons utilisé un progiciel informatique de tables thermodynamiques nommé « THERMOPTIM » dans sa version java 1.45 ,utilisé sous WINDOWS.10 et dans lequel on injectera les deux données essentielles qui sont la pression et la température que nous avons prélevé au sein de la centrale pour qu'on puisse déterminer les variation d'enthalpie et d'entropie au niveau de chaque organe pour procéder ensuite aux calculs énergétiques et exergétiques.

III.2 Présentation du progiciel « THERMOPTIM »

Le progiciel Thermoptim fournit un environnement de modélisation intégrant de manière profondément interconnectée un éditeur de schémas / écran synoptique, les diagrammes interactifs, des fonctions de simulation et une méthode d'optimisation, afin de pouvoir facilement faire varier l'ensemble des paramètres caractéristiques des systèmes étudiés. [1]

III.3 Etude énergétique

Thermodynamiquement, le travail d'un organe dont le point de sortie est indiqué avec le chiffre 2 et le point d'entrée avec le chiffre 1 (qu'il soit produit ou consommé) est régi par la loi suivante :

$$\omega = h_2 - h_1$$

Tandis que la puissance produite ou consommée par ce dernier est égale au travail calculé multiplié par le débit massique du fluide moteur qui parcourt le cycle thermodynamique de l'organe et donne :

$$\dot{\omega} = \dot{m}_{fm} \times (h_2 - h_1)$$

Cependant le rendement thermodynamique du cycle est calculé par la loi suivante :

$$\eta = \frac{l'énergie\ utile\ produite}{l'énergie\ payante}$$

Remarques : Pour tous les calculs que nous allons effectuer, nous allons prendre en compte tous les chiffres qui sont après la virgule afin de minimiser l'erreur mais aussi parce-que nous avons de très grands débits de fluides moteurs qui parcourent les cycles thermodynamiques de l'installation. Ainsi, en évitant le cumul d'erreur, nos résultats seront fiables.

La centrale thermique SKH possède trois tranches de production identiques, c'est pourquoi nous avons choisi d'étudier la première tranche uniquement et en régime d'écoulement établi.

III.3.1 Partie turbine à gaz

Pour le schéma de la turbine à gaz ; se référer à la Figure II.11 du chapitre 2.

Le cycle thermodynamique avec lequel fonctionnent les turbines à gaz de la SKH est tracé sur le diagramme T-S de la Figure III.1 .

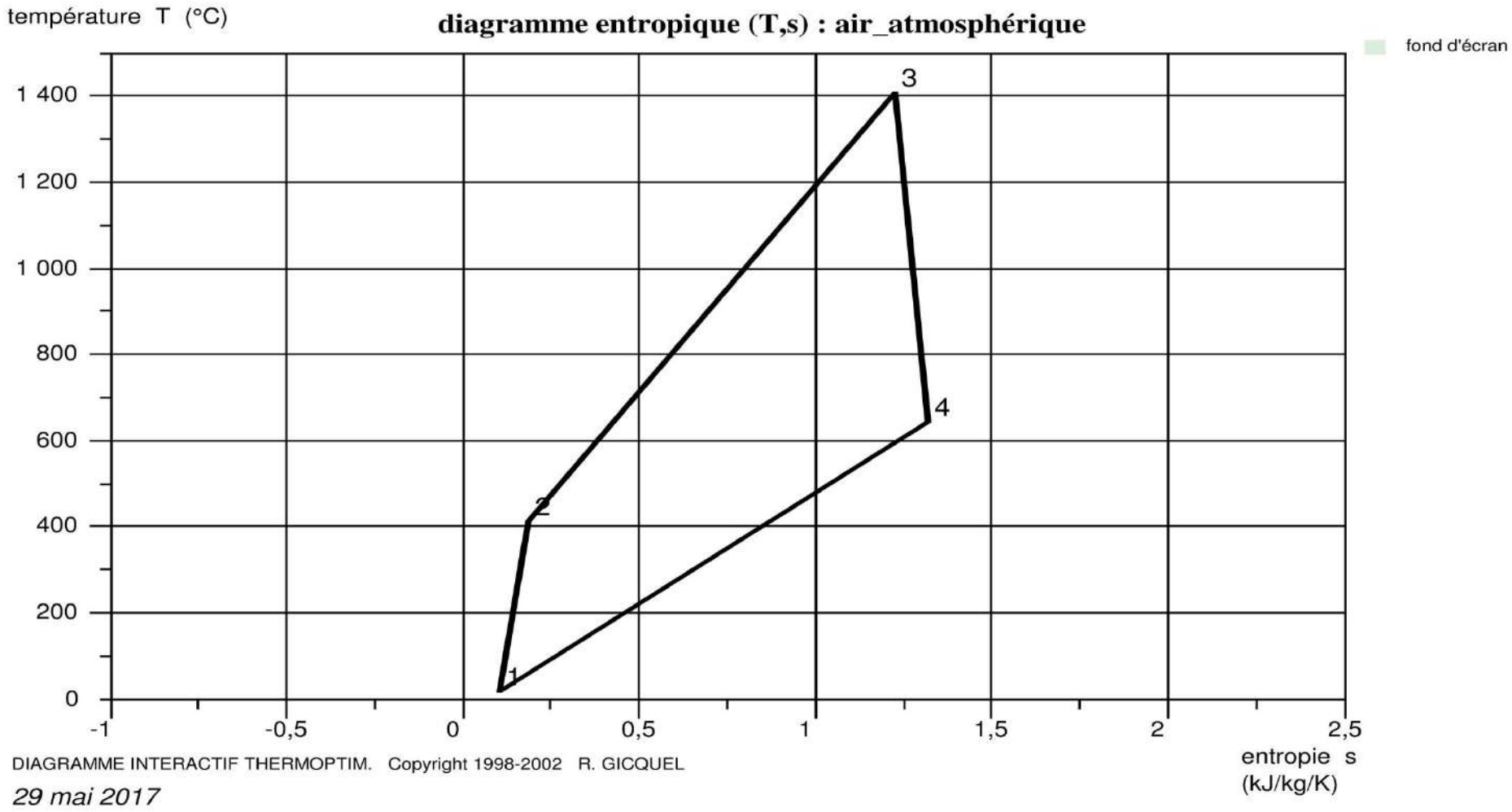


Figure III.1 : Cycle thermodynamique de la turbine à gaz (via THERMOPTIM)

III.3.1.1 Données de la problématique

Nous avons tracé un tableau pour chaque organe qui illustre clairement les paramètres de chaque point du circuit de la turbine à gaz.

- **Le compresseur :**
  Les données d'entrée et de sortie du compresseur sont données dans le Tableau III.1 .

- Gaz choisi dans la table thermodynamique de THERMOPTIM : air atmosphérique.

Tableau III.1 : données d'entrée et de sortie du compresseur

Le point	Température [°C]	Pression [bar]	Enthalpie [KJ/KG]	Entropie [KJ/KG.°K]	Débit massique de l'air [KG/s]
1 (Entrée du compresseur)	13	0,9914054	-11,9503	0,109315	646
Piquage pour le refroidissement depuis le neuvième et treizième étage	/	/	/	/	166
2 (Sortie du compresseur)	411	17,06	401,39537	0,189872	480
2S (Sortie du compresseur dans le cas d'une transformation isentropique)	361,579	17,06	348,2856	0,109315	480

- **La chambre de combustion :**

Les données d'entrée et de sortie de la chambre de combustion sont données dans le Tableau III.2 .

Note : Le compresseur aspire 646 Kg/s d'air mais environ 166 Kg/s de cet air est déviée pour le refroidissement de la turbine à gaz ce qui fait que le débit d'air entrant dans la chambre de combustion est :

$$\dot{m}_{air} = \dot{m}_{air\ entrée\ du\ compresseur} - \dot{m}_{air\ de\ refroidissement} \qquad \text{III.01}$$

A.N :

$$= 646 - 166$$

$$= 480\ Kg/s$$

- Le débit massique du gaz naturel incarnant le rôle du combustible est :

$$\dot{m}_{gaz\ naturel} = 15{,}4\ Kg/s$$

- Le débit des gaz brulés est égal à la somme du débit d'air entrant dans la chambre de combustion, et du débit du gaz naturel utilisé :

$$\dot{m}_{gaz\ brulés} = \dot{m}_{air} + \dot{m}_{gaz\ naturel} \qquad \text{III.02}$$

AN :

$$= 480 + 15{,}4$$

$$= 495{,}4\ Kg/s$$

- Gaz choisi dans la table thermodynamique de THERMOPTIM :
  - Le point 2: reste le même que celui du compresseur (air atmosphérique) ;
  - Le point 3: produits de combustion de la turbine à gaz ;
  - Point gaz naturel : gaz naturel SKH que nous avons-nous même créé dans le progiciel « THERMOPTIM » suivant le chromatographe du gaz obtenu de la société SKH.

Tableau III.2 : données d'entrée et de sortie de la chambre de combustion

Point	Température [°C]	Pression [bar]	Enthalpie [KJ/Kg]	Entropie [KJ/KG.°K]	Débit massique de l'air entrant et des gaz d'échappement [Kg/s]
2 (entrée de la chambre de combustion)	411	17,06	401,39537	0,189872	480
3 (sortie de la chambre de combustion)	1405,9	17,06	1685,03445	1,44259	480+15,4 (masse du gaz brulé)= 495,4
Gaz naturel	160	34,5	315,82523	-0,468422	15,4

- **La turbine de détente :**

Les données d'entrée et de sortie de la turbine de détente sont données dans le Tableau III.3 .

- Gaz choisi dans la table thermodynamique de THERMOPTIM : produits de combustion de la turbine à gaz.

Tableau III.3 : données d'entrée et de sortie de la turbine de détente

Point	Température [°C]	Pression [bar]	Enthalpie [KJ/Kg]	Entropie [KJ/KG.°K]	Débit massique des gaz d'échappement [Kg/s]
3 (entrée de la turbine à gaz)	1405,9	17,06	1685,03445	1,44259	495,4
4 (sortie de la turbine à gaz)	638,7	1	695,06188	1,49332	495,4
4s (cas d'une détente isentropique)	601,19082	1	649,74878	1,44259	495,4

III.3.1.2 Evaluation du rendement thermodynamique de la turbine à gaz

- **Calcul des paramètres du compresseur :**

  - Calcul du travail du compresseur :

Nous avons le travail du compresseur ; donné thermodynamiquement :

$$\omega_{réel\ du\ compresseur} = h_2 - h_1 \qquad \text{III.03}$$

AN :

$$\omega_{réel\ du\ compresseur} = 401{,}39537 — (-11{,}9503)$$

$$= 413{,}34567\ \text{KJ/KG}$$

- Calcul du travail isentropique du compresseur :

$$\omega_{isentropique\ du\ compresseur} = h_{2s} - h_1 \qquad \text{III.04}$$

AN :

$$\omega_{isentropique\ du\ compresseur} = 348{,}2856 — (-11{,}9503)$$

$$= 360{,}2359\ \text{KJ/KG}$$

- Calcul du rendement isentropique du compresseur :

$$\eta_{isentropique\ du\ compresseur} = \frac{\omega_{isentropique\ du\ compresseur}}{\omega_{réel\ du\ compresseur}} \qquad \text{III.05}$$

AN :

$$\eta_{isentropique\ du\ compresseur} = \frac{360{,}2359}{413{,}34567}$$

$$= 0{,}8715$$

$$\Leftrightarrow \boldsymbol{\eta_{isentropique\ du\ compresseur} = 87{,}15\%}$$

- Calcul de la puissance du compresseur :

La puissance du compresseur ne peut être calculée ou bien en d'autres termes le calcul sera erroné du fait que le débit d'air qui le traverse n'est pas constant car on soutire de l'air pour le refroidissement de la turbine depuis le neuvième et treizième étage et par manque de données (température, pression, débit) au niveau de chaque étage, on ne peut pas se permettre de faire un faux calcul.

Cependant on pourra le déduire une fois que nous aurons calculé la puissance que développe la turbine ainsi que la puissance nette que développe cette dernière.

- **Calcul des paramètres de la turbine à gaz :**

- Calcul du travail fournit par la turbine à gaz :

$$\omega_{réel-TG} = h_4 - h_3 \qquad \text{III.06}$$

AN :

$$\omega_{réel-TG} = 695{,}06188 - 1685{,}03445$$

$$= -989{,}97257\ \text{KJ/KG}$$

- Calcul du travail isentropique fournit par la turbine :

$$\omega_{isentropique-TG} = h_{4s} - h_3 \qquad \text{III.07}$$

AN :

$$\omega_{isentropique-TG} = 649{,}74878 — 1685{,}03445$$

$$= -1035{,}28567 \text{ KJ/KG}$$

- Calcul du rendement isentropique de la turbine :

$$\eta_{isentropique-TG} = \frac{\omega_{réel-TG}}{\omega_{isentropique-TG}} \qquad \text{III.08}$$

AN :

$$\eta_{isentropique\ de\ la\ turbine} = \frac{-989{,}97257}{-1035{,}28567} = 0{,}9562$$

$$\Leftrightarrow \boldsymbol{\eta_{isentropique-TG} = 95{,}62\ \%}$$

- Calcul de la puissance fournie par la turbine :

$$\dot{\omega}_{TG} = \omega_{réel-TG} \times \dot{m}_{gaz\ brulés} \qquad \text{III.09}$$

AN :

$$\dot{\omega}_{TG} = -989{,}97257 \times 495{,}4$$

$$= -490{,}432411178\ MW$$

- Calcul du travail net fournit par la turbine à gaz :

$$\omega_{net-TG} = \omega_{réel-TG} + \omega_{réel\ compresseur} \qquad \text{III.10}$$

AN :

$$\omega_{net-TG} = -989{,}97257 + 413{,}34567$$

$$= -576{,}6269 \text{ KJ/KG}$$

- Calcul de la puissance nette fournie par la turbine à gaz :

$$\dot{\omega}_{nette-TG} = \omega_{net-TG} \times \dot{m}_{gaz\ brulés} \qquad \text{III.11}$$

AN :

$$\dot{\omega}_{nette-TG} = -576{,}6269 \times 495{,}4$$

$$= -285{,}66096626 \text{ MW}$$

- Déduction de la puissance consommée par le compresseur :

$$\dot{\omega}_{compresseur} = -(\dot{\omega}_{TG} - \dot{\omega}_{nette-TG}) \quad \text{III.12}$$

AN :

$$\dot{\omega}_{compresseur} = -(-490{,}432411178 + 285{,}66096626)$$

$$= 204{,}77144918 \text{ MW}$$

- **Calcul de la puissance calorifique fournie par la chambre de combustion :**

$$\dot{Q}_{C-TG} = \left(\dot{m}_{gaz\ brulés} \times h_3\right) - \left(\dot{m}_{air} \times h_2\right) - \left(\dot{m}_{gaz\ naturel} \times h_{gaz\ naturel}\right) \quad \text{III.13}$$

AN :

$$\dot{Q}_{C-TG} = (495{,}4 \times 1685{,}03445) - (480 \times 401{,}39537) - (15{,}4 \times 315{,}82523)$$

$$= 637{,}232580388 \text{ MW}$$

- **Calcul du rendement thermique de la turbine à gaz :**

$$\eta_{Thermique-TG} = -\frac{\dot{\omega}_{nette-TG}}{\dot{Q}_{C-TG}} \quad \text{III.14}$$

AN :

$$= -\frac{-285{,}66096626}{637{,}232580388} = 0{,}4482$$

$$\Leftrightarrow \boldsymbol{\eta_{Thermique-TG} = 44{,}82\%}$$

III.3.2 Partie turbine à vapeur

Pour le schéma, se référer à la Figure II.11 .

Le cycle thermodynamique avec lequel fonctionnent les turbines à vapeur de la SKH est tracé sur le diagramme T-S de la Figure III.2 .

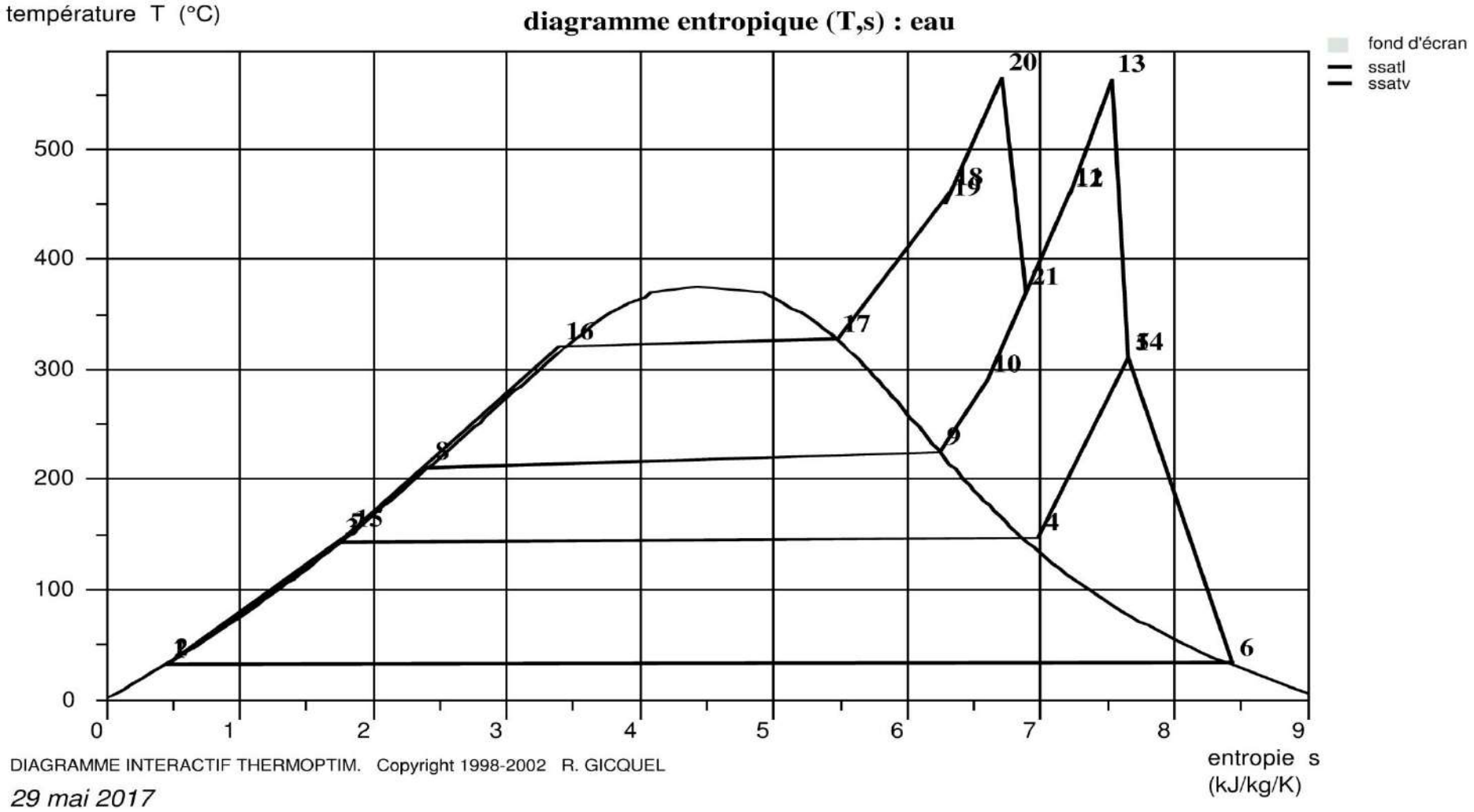


Figure III.2 : Cycle thermodynamique de la turbine à vapeur (via THERMOPTIM)

III.3.2.1 Données de la problématique

Nous avons tracé un tableau pour chaque organe qui illustre clairement les paramètres de chaque point du circuit de la turbine à vapeur.

Tableau III.4 : données d'entrée et de sortie de chaque organe de la TV

Point	Température [°C]	Pression [bar]	Enthalpie [KJ/Kg]	Entropie [KJ/KG.°K]	Titre [x]	Débit massique de l'eau-vapeur [Kg/s]
1 Condenseur	31,0347	0,045	130,02461	0,450902	0	118,5497
2 pompe Basse Pression	33	25,61	140,54346	0,476958	0	118,5497
2 S Pompe basse pression (cas d'une compression isentropique)	31,12282	25,61	132,71275	0,450902	0	118,5497
3 économiseur Basse pression	142	28,52	599,30401	1,75723	0	113,8
3' Piquage pour les pompes Moyenne Pression et Haute Pression	142	28,52	599,30401	1,75723	0	102,82

Tableau III.4 : (suite)

Point	Température [°C]	Pression [bar]	Enthalpie [KJ/Kg]	Entropie [KJ/KG.°K]	Titre [x]	Débit massique de l'eau-vapeur [Kg/s]
4 Evaporateur Basse Pression	146,26	3,4	2748,91746	6,99382	1	10,98
5 Surchauffeur Basse Pression	310	3,5	3088,88252	7,66625	1	10,98
5' Point de mélange vapeur surchauffée Basse pression + vapeur issue de la détente Moyenne Pression	310	3,5	3088,88252	7,66625	1	108,78
6 Détente Basse Pression	33	0,045	2 561,94796	8,4457	1	108,78
6 S Détente basse pression (cas d'une détente isentropique)	31,0347	0,045	2 324,83768	7,66625	0,903871	108,78

Tableau III.4 : (suite)

Point	Température [°C]	Pression [bar]	Enthalpie [KJ/Kg]	Entropie [KJ/KG.°K]	Titre [x]	Débit massique de l'eau-vapeur [Kg/s]
7 pompe Moyenne Pression	146	51	617,88001	1,79593	0	12,83
7 S Pompe moyenne pression (cas d'une compression isentropique)	142,15592	51	601,4245	1,75723	0	12,83
8 Economiseur Moyenne Pression	210	47	898,72291	2,42009	0	12,83
8' Piquage pour le préchauffage du gaz de la TG	210	47	898,72291	2,42009	0	1,73
9 Evaporateur Moyenne pression	223,94297	25	2800,94401	6,25376	1	11,1

Tableau III.4 : (suite)

Point	Température [°C]	Pression [bar]	Enthalpie [KJ/Kg]	Entropie [KJ/KG.°K]	Titre [x]	Débit massique de l'eau-vapeur [Kg/s]
10 Surchauffeur Moyenne Pression	290	25	2985,66108	6,60359	1	11,1
10' Point de mélange de la vapeur surchauffée Moyenne pression + vapeur de retour issue de la détente Haute Pression	330	25	3082,06461	6,76904	1	97,8
11 Réchauffeur N°01 Moyenne Pression	460	24	3374,57932	7,22685	1	97,8
12 Désurchauffeur Moyenne Pression	458	24	3370,17444	7,22083	1	97,8

Tableau III.4 : (suite)

Point	Température [°C]	Pression [bar]	Enthalpie [KJ/Kg]	Entropie [KJ/KG.°K]	Titre [x]	Débit massique de l'eau-vapeur [Kg/s]
13 Réchauffeur N°02 Moyenne Pression	562	23	3601,50524	7,53592	1	97,8
14 Détente Moyenne Pression	310	3,5	3088 ,88252	7,66625	1	97,8
14 S Détente Moyenne Pression (cas d'une détente isentropique)	273,97167	3,5	3 015,24104	7,53592	1	97,8
15 pompe Haute Pression	150	195	644,14826	1,82135	0	87,1

Tableau III.4 : (suite)

Point	Température [°C]	Pression [bar]	Enthalpie [KJ/Kg]	Entropie [KJ/KG.°K]	Titre [x]	Débit massique de l'eau-vapeur [Kg/s]
15 S Pompe Haute Pression (cas d'une compression isentropique)	143,62556	195	617,07741	1,75723	0	87,1
15' Piquage pour le désurchauffeur Haute Pression	150	195	644,14826	1,82135	0	0,4
16 Economiseur Haute Pression	320	195	1446,39864	3,40247	0	87,1
17 Evaporateur Haute Pression	327,16528	124	2680,54845	5,47668	1	86,7
18 Surchauffeur N°01 Haute Pression	460	124	3233,72648	6,32339	1	86,7

Tableau III.4 : (suite)

Point	Température [°C]	Pression [bar]	Enthalpie [KJ/Kg]	Entropie [KJ/KG.°K]	Titre [x]	Débit massique de l'eau-vapeur [Kg/s]
19 Désurchauffeur Haute Pression	450	121	3209,66786	6,30016	1	86,7
20 Surchauffeur N°02 Haute Pression	565	116	3521,47769	6,71868	1	86,7
21 Détente Haute Pression	370	26	3171,69971	6,89572	1	86,7
21 S Détente Haute Pression (cas d'une détente isentropique)	322,5849	26	3 062,13328	6,71868	1	86,7

- Paramètres du récupérateur de chaleur :

Tableau III.5 : données d'entrée et de sortie du HRSG

Point	Température [°C]	Pression [bar]	Enthalpie [KJ/Kg]	Entropie [KJ/KG.°K]
E (entrée des gaz brulés chauds)	638,7	1	695,06188	1,49332
S (sortie des gaz brulés refroidis)	87,3	1	66,48105	0,445624

- Paramètres atmosphériques :

Tableau III.6 : données thermodynamiques de l'air atmosphérique

Point	Température [°C]	Pression [bar]	Enthalpie [KJ/Kg]	Entropie [KJ/KG.°K]
atm Air Atmosphèrique	18,9	1	-6,00104	0,127407

III.3.2.2 Evaluation du rendement thermique de la turbine à vapeur

- **Calcul des paramètres des turbines et des pompes :**

  - **La turbine basse pression :**

  ➢ Calcul du travail fournit par la turbine Basse Pression :

$$\omega_{T-BP} = h_6 - h_{5'} \qquad \text{III.15}$$

AN:

$$\omega_{T-BP} = 2561{,}94796 - 3088{,}88252$$

$$= -526{,}93456 \text{ KJ/Kg}$$

- Calcul du travail isentropique de la turbine Basse Pression :

$$\omega_{isentropique-T-BP} = h_{6\,S} - h_{5'} \qquad \text{III.16}$$

AN:

$$\omega_{isentropique-T-BP} = 2\,324{,}83768 - 3088{,}88252$$

$$= -764{,}04484 \text{ KJ/Kg}$$

- Calcul du rendement isentropique de la turbine Basse Pression :

$$\eta_{isentropique-T-BP} = \frac{\omega_{T-BP}}{\omega_{isentropique-T-BP}} \qquad \text{III.17}$$

AN:

$$\eta_{isentropique-T-BP} = \frac{-526{,}93456}{-764{,}04484} = 0{,}6896$$

$$\Leftrightarrow \boldsymbol{\eta_{isentropique-T-BP} = 68{,}96\ \%}$$

- Calcul de la puissance fournie par la turbine Basse Pression :

$$\dot{\omega}_{T-BP} = \omega_{T-BP} \times \dot{m}_{5'} \qquad \text{III.18}$$

AN:

$$\dot{\omega}_{T-BP} = -526{,}93456 \times 108{,}78$$

$$= -57{,}3199414368 \text{ MW}$$

- **La turbine moyenne pression :**

- Calcul du travail fournit par la turbine Moyenne Pression :

$$\omega_{T-MP} = h_{14} - h_{13} \qquad \text{III.19}$$

AN:

$$\omega_{T-MP} = 3088\,,88252 - 3601{,}50524$$

$$= -512{,}62272 \text{ KJ/Kg}$$

- Calcul du travail isentropique de la turbine Moyenne Pression :

$$\omega_{isentropique-T-MP} = h_{14\,S} - h_{13} \qquad \text{III.20}$$

AN:

$$\omega_{isentropique-T-MP} = 3\,015{,}24104 - 3601{,}50524$$

$$= -586{,}2642 \text{ KJ/Kg}$$

- Calcul du rendement isentropique de la turbine Moyenne Pression :

$$\eta_{isentropique-T-MP} = \frac{\omega_{T-MP}}{\omega_{isentropique-T-MP}} \qquad \text{III.21}$$

AN:

$$\eta_{isentropique-T-MP} = \frac{-512{,}62272}{-586{,}2642} = 0{,}8743$$

$$\boldsymbol{\eta_{isentropique-T-MP} = 87{,}43\ \%}$$

- Calcul de la puissance fournie par la turbine Moyenne Pression :

$$\dot{\omega}_{T-MP} = \omega_{T-MP} \times \dot{m}_{13} \qquad \text{III.22}$$

AN:

$$\dot{\omega}_{T-MP} = -512{,}62272 \times 97{,}8$$

$$= -50{,}134502016 \text{ MW}$$

- **La turbine Haute Pression :**

- Calcul du travail fournit par la turbine Haute Pression :

$$\omega_{T-HP} = h_{21} - h_{20} \qquad \text{III.23}$$

AN :

$$\omega_{T-HP} = 3171{,}69971 - 3521{,}47769$$

$$= -349{,}77798 \text{ KJ/Kg}$$

- Calcul du travail isentropique de la turbine Haute Pression :

$$\omega_{isentropique-T-HP} = h_{21\,S} - h_{20} \qquad \text{III.24}$$

AN:

$$\omega_{isentropique-T-HP} = 3\,062{,}13328 - 3521{,}47769$$

$$= -459{,}34441 \text{ KJ/Kg}$$

- Calcul du rendement isentropique de la turbine Haute Pression :

$$\eta_{isentropique-T-HP} = \frac{\omega_{T-HP}}{\omega_{isentropique-T-HP}} \qquad \text{III.25}$$

AN:

$$\eta_{isentropique-T-HP} = \frac{-349{,}77798}{-459{,}34441} = 0{,}7614$$

$$\boldsymbol{\eta_{isentropique-T-HP} = 76{,}14\ \%}$$

- Calcul de la puissance fournie par la turbine Haute Pression :

$$\dot{\omega}_{T-HP} = \omega_{T-HP} \times \dot{m}_{20} \qquad \text{III.26}$$

AN:

$$\dot{\omega}_{T-HP} = -349{,}77798 \times 86{,}7$$

$$= -30{,}325750866 \text{ MW}$$

- **La pompe Basse Pression :**

- Calcul du travail consommé par la pompe Basse Pression :

$$\omega_{P-BP} = h_2 - h_1 \qquad \text{III.27}$$

AN:

$$\omega_{P-BP} = 140{,}54346 - 130{,}02461$$

$$= 10{,}51885 \text{ KJ/Kg}$$

- Calcul du travail isentropique de la pompe Basse Pression :

$$\omega_{isentropique-P-BP} = h_{2\,S} - h_1 \qquad \text{III.28}$$

AN:

$$\omega_{isentropique-P-BP} = 132{,}71275 - 130{,}02461$$

$$= 2{,}68814 \text{ KJ/Kg}$$

- Calcul du rendement isentropique de la pompe Basse Pression :

$$\eta_{isentropique-P-BP} = \frac{\omega_{isentropique-P-BP}}{\omega_{P-BP}} \qquad \text{III.29}$$

AN:

$$\eta_{isentropique-P-BP} = \frac{2{,}68814}{10{,}51885} = 0{,}2555$$

$$\boldsymbol{\eta_{isentropique-P-BP} = 25{,}55\ \%}$$

- Calcul de la puissance consommée par la pompe Basse Pression :

$$\dot{\omega}_{P-BP} = \omega_{P-BP} \times \dot{m}_2 \qquad \text{III.30}$$

AN:

$$\dot{\omega}_{P-BP} = 10{,}51885 \times 118{,}5497$$

$$= 1{,}247006511845 \text{ MW}$$

- **La pompe Moyenne Pression :**

- Calcul du travail consommé par la pompe Moyenne Pression :

$$\omega_{P-MP} = h_7 - h_{3'} \qquad \text{III.31}$$

AN:

$$\omega_{P-MP} = 617{,}88001 - 599{,}30401$$

$$= 18{,}576 \text{ KJ/Kg}$$

- Calcul du travail isentropique de la pompe Moyenne Pression :

$$\omega_{isentropique-P-MP} = h_{7\,S} - h_{3'} \quad \text{III.32}$$

AN:

$$\omega_{isentropique-P-MP} = 601{,}4245 - 599{,}30401$$

$$= 2{,}12049 \text{ KJ/Kg}$$

- Calcul du rendement isentropique de la pompe Moyenne Pression :

$$\eta_{isentropique-P-MP} = \frac{\omega_{isentropique-P-MP}}{\omega_{P-MP}} \quad \text{III.33}$$

AN:

$$\eta_{isentropique-P-MP} = \frac{2{,}12049}{18{,}576} = 0{,}1141$$

$$\boldsymbol{\eta_{isentropique-P-MP} = 11{,}41\ \%}$$

- Calcul de la puissance consommée par la pompe Moyenne Pression :

$$\dot{\omega}_{P-MP} = \omega_{P-MP} \times \dot{m}_7 \quad \text{III.34}$$

AN:

$$\dot{\omega}_{P-MP} = 18{,}576 \times 12{,}83$$

$$= 0{,}23833008 \text{ MW}$$

- **La pompe Haute Pression :**

- Calcul du travail consommé par la pompe Haute Pression :

$$\omega_{P-HP} = h_{15} - h_{3'} \quad \text{III.35}$$

AN:

$$\omega_{P-HP} = 644{,}14826 - 599{,}30401$$

$$= 44{,}84425 \text{ KJ/Kg}$$

- Calcul du travail isentropique de la pompe Haute Pression :

$$\omega_{isentropique-P-HP} = h_{15\,S} - h_{3'} \quad \text{III.36}$$

AN:

$$\omega_{isentropique-P-HP} = 617{,}07741 - 599{,}30401$$

$$= 17{,}7734 \text{ KJ/Kg}$$

- Calcul du rendement isentropique de la pompe Haute Pression :

$$\eta_{isentropique-P-HP} = \frac{\omega_{isentropique-P-HP}}{\omega_{P-HP}} \quad \text{III.37}$$

AN:

$$\eta_{isentropique-P-HP} = \frac{17{,}7734}{44{,}84425} = 0{,}3963$$

$$\boldsymbol{\eta_{isentropique-P-HP} = 39{,}63\ \%}$$

- Calcul de la puissance consommée par la pompe Haute Pression :

$$\dot{\omega}_{P-HP} = \omega_{P-HP} \times \dot{m}_{15} \quad \text{III.38}$$

AN:

$$\dot{\omega}_{P-HP} = 44{,}84425 \times 87{,}1$$

$$= 3{,}905934175 \text{ MW}$$

- Calcul du travail net fournit par les trois corps de la turbine à vapeur (corps Basse pression, Moyenne pression, Haute pression) :

$$\omega_{net-TV} = \omega_{T-BP} + \omega_{T-MP} + \omega_{T-HP} + \omega_{P-BP} + \omega_{P-MP} + \omega_{P-HP} \quad \text{III.39}$$

AN:

$$\omega_{net-TV} = -764{,}04484 - 512{,}62272 - 349{,}77798 + 10{,}51885 + 18{,}576 + 44{,}84425$$

$$= -1315{,}39616 \text{ KJ/Kg}$$

- Calcul de la puissance nette fournie par les trois corps de la turbine à vapeur (corps Basse pression, Moyenne pression, Haute pression) :

$$\dot{\omega}_{nette-TV} = \dot{\omega}_{T-BP} + \dot{\omega}_{T-MP} + \dot{\omega}_{T-HP} + \dot{\omega}_{P-BP} + \dot{\omega}_{P-MP} + \dot{\omega}_{P-HP} \qquad \text{III.40}$$

AN:

$$\dot{\omega}_{nette-TV} = -57{,}3199414368 - 50{,}134502016 - 30{,}325750866 + 1{,}247006511845 + 0{,}23833008 + 3{,}905934175$$

$$= -132{,}388923551955 \text{ MW}$$

- **Calcul de la quantité de chaleur mise en jeu pour produire le travail que fournit la turbine à vapeur :**

  - Calcul de la quantité de chaleur échangée au sein de l'économiseur Basse Pression :

$$\dot{Q}_{ECO-BP} = (h_3 - h_2) \times \dot{m}_3 \qquad \text{III.41}$$

AN:

$$\dot{Q}_{ECO-BP} = (599{,}30401 - 140{,}54346) \times 113{,}8$$

$$= 52{,}20695059\ MW$$

  - Calcul de la quantité de chaleur échangée au sein de l'évaporateur Basse Pression :

$$\dot{Q}_{EVAP-BP} = (h_4 - h_3) \times \dot{m}_4 \qquad \text{III.42}$$

AN:

$$\dot{Q}_{EVAP-BP} = (2748{,}91746 - 599{,}30401) \times 10{,}98$$

$$= 23{,}602755681\ MW$$

  - Calcul de la quantité de chaleur échangée au sein du surchauffeur Basse Pression :

$$\dot{Q}_{SH-BP} = (h_5 - h_4) \times \dot{m}_5 \qquad \text{III.43}$$

AN:

$$\dot{Q}_{SH-BP} = (3088{,}88252 - 2748{,}91746) \times 10{,}98$$

$$= 3{,}7328163588\ MW$$

- Calcul de la quantité de chaleur échangée au sein de l'économiseur Moyenne Pression :

$$\dot{Q}_{ECO-MP} = (h_8 - h_7) \times \dot{m}_8 \qquad \text{III.44}$$

AN:

$$\dot{Q}_{ECO-MP} = (898{,}72291 - 617{,}88001) \times 12{,}83$$

$$= 3{,}603214407\ MW$$

- Calcul de la quantité de chaleur échangée au sein de l'évaporateur Moyenne Pression :

$$\dot{Q}_{EVAP-MP} = (h_9 - h_8) \times \dot{m}_9 \qquad \text{III.45}$$

AN:

$$\dot{Q}_{EVAP-MP} = (2800{,}94401 - 898{,}72291) \times 11{,}1$$

$$= 21{,}11465421\ MW$$

- Calcul de la quantité de chaleur échangée au sein du surchauffeur Moyenne Pression :

$$\dot{Q}_{SH-MP} = (h_{10} - h_9) \times \dot{m}_{10} \qquad \text{III.46}$$

AN:

$$\dot{Q}_{SH-MP} = (2985{,}66108 - 2800{,}94401) \times 11{,}1$$

$$= 2{,}050359477\ MW$$

- Calcul de la quantité de chaleur échangée au sein du réchauffeur N°1 de la Moyenne Pression :

$$\dot{Q}_{RH-MP\ N°1} = (h_{11} - h_{10'}) \times \dot{m}_{11} \qquad \text{III.47}$$

AN:

$$\dot{Q}_{RH-MP\ N°1} = (3374{,}57932 - 3082{,}06461) \times 97{,}8$$

$$= 28{,}607938638\ MW$$

- Calcul de la quantité de chaleur échangée au sein du désurchauffeur Moyenne Pression :

$$\dot{Q}_{DSC-MP} = (h_{12} - h_{11}) \times \dot{m}_{12} \qquad \text{III.48}$$

AN:

$$\dot{Q}_{DSC-MP} = (3370{,}17444 - 3374{,}57932) \times 97{,}8$$

$$= -0{,}430797264\ MW$$

- Calcul de la quantité de chaleur échangée au sein du réchauffeur N°2 de la Moyenne Pression :

$$\dot{Q}_{RH-MP\,N°2} = (h_{13} - h_{12}) \times \dot{m}_{13} \qquad \text{III.49}$$

AN:

$$\dot{Q}_{RH-MP\,N°2} = (3601{,}50524 - 3370{,}17444) \times 97{,}8$$

$$= 22{,}62415224\ MW$$

- Calcul de la quantité de chaleur échangée au sein de l'économiseur Haute Pression :

$$\dot{Q}_{ECO-HP} = (h_{16} - h_{15}) \times \dot{m}_{16} \qquad \text{III.50}$$

AN:

$$\dot{Q}_{ECO-HP} = (1446{,}39864 - 644{,}14826) \times 87{,}1$$

$$= 69{,}876008098\ MW$$

- Calcul de la quantité de chaleur échangée au sein de l'évaporateur Haute Pression :

$$\dot{Q}_{EVAP-HP} = (h_{17} - h_{16}) \times \dot{m}_{17} \qquad \text{III.51}$$

AN:

$$\dot{Q}_{EVAP-HP} = (2680{,}54845 - 1446{,}39864) \times 86{,}7$$

$$= 107{,}000788527\ MW$$

- Calcul de la quantité de chaleur échangée au sein du surchauffeur N°1 Haute Pression :

$$\dot{Q}_{SH-HP\,N°1} = (h_{18} - h_{17}) \times \dot{m}_{18} \qquad \text{III.52}$$

AN:

$$\dot{Q}_{SH-HP\,N°1} = (3233{,}72648 - 2680{,}54845) \times 86{,}7$$

$$= 47{,}960535201\ MW$$

- Calcul de la quantité de chaleur échangée au sein du désurchauffeur Haute Pression :

$$\dot{Q}_{DSC-HP} = (h_{19} - h_{18}) \times \dot{m}_{19} \qquad \text{III.53}$$

AN:

$$\dot{Q}_{DSC-HP} = (3209{,}66786 - 3233{,}72648) \times 86{,}7$$

$$= -2{,}085882354\ MW$$

- Calcul de la quantité de chaleur échangée au sein du surchauffeur N°2 Haute Pression :

$$\dot{Q}_{SH-HP\ N°2} = (h_{20} - h_{19}) \times \dot{m}_{20} \qquad \text{III.54}$$

AN:

$$\dot{Q}_{SH-HP\ N°2} = (3521{,}47769 - 3209{,}66786) \times 86{,}7$$

$$= 27{,}033912261\ MW$$

- Calcul de la quantité de chaleur échangée au sein du condenseur :

$$\dot{Q}_{condenseur} = \dot{m}_6 \times (h_1 - h_6) \qquad \text{III.55}$$

AN:

$$\dot{Q}_{condenseur} = 108{,}78 \times (130{,}02461 - 2561{,}94796)$$

$$= -264{,}544622013\ MW$$

- Calcul de la quantité de chaleur reçue par le fluide caloporteur durant tout son cycle dans la chaudière de récupération :

C'est la somme de toutes les quantités de chaleur échangées qui ont été calculées précédemment omis le condenseur.

$$\dot{Q}_{C-échangée} = \dot{Q}_{ECO-BP} + \dot{Q}_{EVAP-BP} + \dot{Q}_{SH-BP} + \dot{Q}_{ECO-MP} + \dot{Q}_{EVAP-MP} + \dot{Q}_{SH-MP} + \dot{Q}_{RH-MP\ N°1} + \dot{Q}_{DSC-MP} + \dot{Q}_{RH-MP\ N°2} + \dot{Q}_{ECO-HP} + \dot{Q}_{EVAP-HP} + \dot{Q}_{SH-HP\ N°1} + \dot{Q}_{DSC-HP} + \dot{Q}_{SH-HP\ N°2} \qquad \text{III.56}$$

AN:

$$\dot{Q}_{C-échangée} = 52{,}20695059 + 23{,}602755681 + 3{,}7328163588 + 3{,}603214407 + 21{,}11465421 + 2{,}050359477 + 28{,}607938638 - 0{,}430797264 + 22{,}62415224 + 69{,}876008098 + 107{,}000788527 + 47{,}960535201 - 2{,}085882354 + 27{,}033912261$$

$$= 406{,}8974060708\ MW$$

- **Calcul du rendement thermique de la turbine à vapeur :**

$$\eta_{Thermique-TV} = -\frac{\dot{\omega}_{nette-TV}}{\dot{Q}_{C-échangée}} \qquad \text{III.57}$$

AN:

$$\eta_{Thermique-TV} = -\frac{-132{,}388923551955}{406{,}8974060708} = 0{,}3253$$

$$\Leftrightarrow \boldsymbol{\eta_{Thermique-TV} = 32{,}53\ \%}$$

III.3.3 Calcul du rendement thermique global de l'installation (TG+TV)

$$\eta_{thermique-global} = -\frac{(\dot{\omega}_{nette-TG}+\dot{\omega}_{nette-TV})}{\dot{Q}_{C-TG}} \qquad \text{III.58}$$

AN:

$$\eta_{thermique-global} = -\frac{(-285{,}66096626 - 132{,}388923551955)}{637{,}232580388} = 0{,}6560$$

$$\Leftrightarrow \boldsymbol{\eta_{thermique-global} = 65{,}60\ \%}$$

III.3.4 Evaluation de l'efficacité thermique du HRSG

L'évaluation thermique du récupérateur de chaleur se fera de manière globale du fait que nous ne connaissons pas la température des gaz brulés en chaque point du récupérateur, ce pourquoi ; nous allons considérer juste l'entrée et la sortie des gaz brulés ainsi que l'entrée et la sortie de l'eau (liquide-vapeur surchauffée).

Nous allons représenter le HRSG par le schéma de la Figure III.3 :



Figure III.3 : Schéma simplifié du HRSG

- **Calcul du rendement thermique du HRSG :**

  - Le rendement thermique du récupérateur est donnée par la relation thermodynamique suivante :

$$\eta_{thermique-HRSG} = \frac{T_E - T_S}{T_E - T_{atm}} \qquad \text{III.59}$$

AN:

La température atmosphérique est : T_{atm}= 18,9°C.

$$\eta_{thermique-HRSG} = \frac{638{,}7 - 87{,}3}{638{,}7 - 18{,}9} = 0{,}8896$$

$$\Leftrightarrow \boldsymbol{\eta_{thermique-HRSG} = 88{,}96\ \%}$$

Mais pour comprendre l'intérêt d'un récupérateur de chaleur et du cycle vapeur, nous allons tenter une approche thermique globale afin de mettre en évidence l'utilité de l'installation vapeur.

Pour ce ; nous allons tracer deux courbes sur un diagramme « T-Q » Figure III.4 qui va exprimer d'une part la quantité de chaleur perdue par les gaz brulés chauds en provenance de la turbine à gaz et d'autre part, la quantité de chaleur récupérée par le fluide caloporteur qui est l'eau, dans le but de quantifier à titre indicatif la chaleur que l'on peut extraire des gaz brulés chauds et la chaleur perdue.

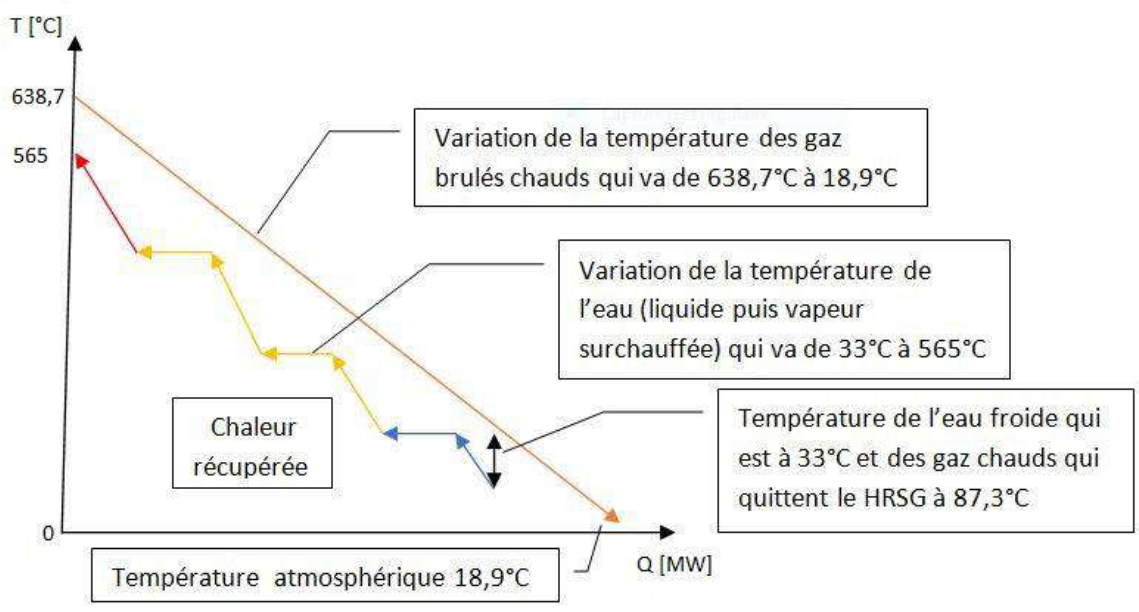


Figure III.4 : Diagramme T-Q du HRSG

- **Interprétation du diagramme tracé :**

Comme on peut le constater dès le premier coup d'œil ; la surface limitée par la courbe de variation de la température des gaz chauds représente la quantité de chaleur perdue issue de la détente au niveau de la turbine à gaz, tandis que la surface limitée par la courbe de variation de la température de l'eau représente la quantité de chaleur que nous avons pu récupérer grâce au HRSG.

Ceci montre aussi l'intérêt d'un récupérateur à plusieurs niveaux de pression qui permet de tirer un profit maximum de la chaleur dégagée par la TG et qui était destinée à être perdue dans l'atmosphère.

III.4 Etude Exergétique

III.4.1 Définition de l'Exergie

L'exergie est une fonction d'état définie par :

$$\Delta E_{Ex} = (\Delta H - T_0 \times \Delta S)$$

Ou par :

$$\dot{\Delta E}_{Ex} = \dot{\Delta H} - T_0 \times \dot{\Delta S} = \dot{m} \times (\Delta H - T_0 \times \Delta S)$$

Elle quantifie le travail maximum que l'on peut obtenir d'un fluide du fait de son état de déséquilibre par rapport aux conditions de l'ambiance (état 1). [2]

Cependant, il faut savoir que l'Exergie calculée dans le cas des organes producteurs donne le travail ou la puissance maximale que peut développer réellement ce dernier tandis que pour les organes consommateurs tels que le compresseur de la TG et les pompes de la TV ; l'Exergie calculée indiquera le travail ou la puissance minimale que doivent réellement consommer ceux-ci en fonction des paramètres et des conditions d'utilisation pris en compte.

III.4.2 Evaluation du rendement Exergétique de la turbine à gaz

- **Calcul de l'exergie au niveau du compresseur :**

Pour les mêmes raisons que dans l'analyse énergétique ; la puissance exergetique du compresseur ne peut être calculée et nous allons nous contenter de calculer le travail dégradé au sein du compresseur par unité de masse. Cependant, la puissance exergétique sera déduite une fois que nous aurons calculé les paramètres exergétiques de la turbine.

- Calcul de la variation de l'Exergie au niveau du compresseur :

$$\Delta E_{Ex-compresseur} = (\Delta H - T_0 \times \Delta S) = [(h_2 - h_1) - T_0 \times (S_2 - S_1)] \quad \text{III.60}$$

AN:

$$\Delta E_{Ex-compresseur} = [(401{,}39537 — 11{,}9503) - 292{,}05 \times (0{,}189872\text{-}0{,}109315)]$$

$$= 389{,}8189982\ KJ/Kg$$

- Calcul de l'énergie dégradée au sein du compresseur :

$$\omega_{dégradé-compresseur} = \omega_{réel-compresseur} - \Delta E_{Ex-compresseur} \quad \text{III.61}$$

AN:

$$\omega_{dégradé-compresseur} = 413{,}34567 - 389{,}8189982$$

$$= 23{,}5266718\ \text{KJ/Kg}$$

- Calcul du rendement Exergétique du compresseur :

$$\eta_{Ex-compresseur} = \frac{\Delta E_{Ex-compresseur}}{\omega_{réel\ compresseur}} \quad \text{III.62}$$

AN:

$$\eta_{Ex-compresseur} = \frac{389{,}8189982}{413{,}34567} = 0{,}94308233$$

$$\Leftrightarrow \boldsymbol{\eta_{Ex\ du\ compresseur} = 94{,}30\ \%}$$

- **Calcul de l'Exergie au niveau de la turbine de détente :**

- Calcul du travail Exergétique au sein de la turbine à gaz :

$$\Delta E_{Ex-TG} = (\Delta H - T_0 \times \Delta S) = [(h_4 - h_3) - T_0 \times (S_4 - S_3)] \quad \text{III.63}$$

AN:

$$\Delta E_{Ex-TG} = [(1685{,}03445 — 695{,}06188) - 292{,}05 \times (1{,}44259\text{-}1{,}49332)]$$

$$= 1004{,}7882665\ KJ/Kg$$

- Calcul de la puissance Exergétique au sein la turbine à gaz:

$$\Delta\dot{E}_{Ex-TG} = \Delta\dot{H} - T_0 \times \Delta\dot{S} = \dot{m}_{gaz\ brulés} \times (\Delta H - T_0 \times \Delta S) \quad \text{III.64}$$

$$= \dot{m}_{gaz\ brulés} \times [(h_3 - h_4) - T_0 \times (S_3 - S_4)]$$

AN:

$$= 495{,}4 \times [(1685{,}03445 — 695{,}06188) - 292{,}05 \times (1{,}44259 - 1{,}49332)]$$

$$= 495{,}4 \times 1004{,}7882665$$

$$= 497{,}7721072241\ MW$$

- Calcul de la puissance dégradée au sein de la turbine à gaz :

$$\dot{\omega}_{dégradée-TG} = \Delta\dot{E}_{Ex-TG} - \dot{\omega}_{réelle-TG} \quad \text{III.65}$$

AN:

$$\dot{\omega}_{dégradée-TG} = 497{,}7721072241 - 490{,}432411178$$

$$= 7{,}3396960461\ \text{MW}$$

- Déduction de la puissance Exergétique au sein du compresseur :

Nous avons :

$$\Delta\dot{E}_{Ex-nette-TG} = \dot{m}_{gaz\ brulés}(\Delta E_{Ex-TG} - \Delta E_{Ex-compresseur}) \quad \text{III.66}$$

AN:

$$\Delta\dot{E}_{Ex-nette-TG} = 495{,}4 \times (1004{,}7882665 - 389{,}8189982\ )$$

$$= 304{,}65577551582\ MW$$

Donc : $\Delta\dot{E}_{Ex-\ compresseur} = \Delta\dot{E}_{Ex-TG} - \Delta\dot{E}_{Ex-nette-TG}$ III.67

AN:

$$\Delta\dot{E}_{Ex-\ compresseur} = 497{,}7721072241 - 304{,}65577551582$$

$$= 193{,}11633170828\ MW$$

- Calcul de la puissance dégradée au sein du compresseur :

$$\dot{\omega}_{dégradée-compresseur} = \dot{\omega}_{réelle-compresseur} - \dot{\Delta E}_{Ex-compresseur} \quad \text{III.68}$$

AN:

$$\dot{\omega}_{dégradée-compresseur} = 204{,}77144918 - 193{,}11633170828$$

$$= 11{,}65511747172\ MW$$

- Calcul du rendement Exergétique de la turbine à gaz :

$$\eta_{Ex-TG} = \frac{\dot{\omega}_{réelle-TG}}{\dot{\Delta E}_{Ex-TG}} \quad \text{III.69}$$

AN:

$$\eta_{Ex-TG} = \frac{490{,}432411178}{497{,}7721072241} = 0{,}985254$$

$$\Leftrightarrow \boldsymbol{\eta_{Ex-TG} = 98{,}52\%}$$

- **Calcul de l'Exergie au niveau de la chambre de combustion (Exergie du combustible) :**

  - Propriété : l'Exergie du combustible gazeux qui est le méthane (CH_4) est de la même grandeur que son pouvoir calorifique inférieur (PCI). [3]
  - Définition du PCI : c'est la quantité de chaleur dégagée par 1 Kg de combustible solide ou liquide, ou par 1 $N.m^3$ de combustible gazeux.

Le PCI du gaz naturel utilisé pour la turbine à gaz fut calculé au sein de la centrale thermique « SKH » via une machine chromatographique et nous a été fournit dans un chromatographe ; sa valeur est :

$PCI_{CH4\text{-}SKH}$ =46950 KJ/Kg

- L'Exergie du gaz naturel de la SKH est donnée par :

$$\dot{\Delta E}_{Ex-gaz\ skh} = \dot{m}_{gaz\ naturel} \times PCI \quad \text{III.70}$$

AN:

$$\dot{\Delta E}_{Ex-gaz\ skh} = 15{,}4 \times 46950$$
$$= 723{,}030\ MW$$

- Calcul de l'efficacité Exergétique de la chambre de combustion :

$$\eta_{Ex-CC} = \frac{\dot{Q}_{c-TG}}{\dot{\Delta E}_{Ex-gaz\ skh}} \qquad \text{III.71}$$

AN:

$$\eta_{Ex-CC} = \frac{637232{,}580388}{723030}$$

$$= 0{,}8813$$

$$\Leftrightarrow \boldsymbol{\eta_{Ex-CC} = 88{,}13\%}$$

- Calcul de la puissance calorifique dégradée au sein de la chambre de combustion :

$$\dot{Q}_{c-dégradée-CC} = \dot{\Delta E}_{Ex-gaz\ skh} - \dot{Q}_{c-TG} \qquad \text{III.72}$$

AN:

$$\dot{Q}_{c-dégradée-CC} = 723030 - 637232{,}580388$$

$$= 85{,}797419612 \text{ MW}$$

III.4.3 Evaluation du rendement exergétique au niveau de la turbine à vapeur

- **Calcul de l'exergie au niveau des turbines à vapeur :**

  - **La turbine Basse Pression :**

- Calcul de la puissance Exergétique au niveau de la turbine Basse Pression:

$$\dot{\Delta E}_{Ex-T-BP} = \dot{\Delta H} - T_0 \times \dot{\Delta S} = \dot{m}_6 \times (\Delta H - T_0 \times \Delta S) \qquad \text{III.73}$$

$$= \dot{m}_6 \times [(h_6 - h_{5'}) - T_0 \times (S_6 - S_{5'})]$$

AN:

$$\dot{\Delta E}_{Ex-T-BP} = 108{,}78 \times [(2561{,}94796 — 3088{,}88252) - 292{,}05 \times (8{,}4457 - 7{,}66625)]$$

$$= 108{,}78 \times (-754{,}5729325)$$

$$= -82{,}08244359735\ MW$$

- Calcul de la puissance dégradée au sein de la turbine Basse Pression :

$$\dot{\omega}_{dégradée-T-BP} = \dot{\Delta E}_{Ex-T-BP} - \dot{\omega}_{réelle-T-BP} \quad \text{III.74}$$

AN:

$$\dot{\omega}_{dégradée-T-BP} = -82{,}08244359735 + 57{,}3199414368$$

$$= -24{,}76250216055 \text{ MW}$$

- Calcul du rendement Exergétique de la turbine Basse Pression:

$$\eta_{Ex-T-BP} = \frac{\dot{\omega}_{réelle-T-BP}}{\dot{\Delta E}_{Ex-T-BP}} \quad \text{III.75}$$

AN:

$$\eta_{Ex-T-BP} = \frac{-57{,}3199414368}{-82{,}08244359735} = 0{,}6983$$

$$\Leftrightarrow \boldsymbol{\eta_{Ex-T-BP} = 69{,}83\ \%}$$

La turbine Moyenne Pression :

- Calcul de la puissance Exergétique au sein de la turbine Moyenne Pression:

$$\dot{\Delta E}_{Ex-T-MP} = \dot{\Delta H} - T_0 \times \dot{\Delta S} = \dot{m}_{14} \times (\Delta H - T_0 \times \Delta S) \quad \text{III.76}$$

$$= \dot{m}_{14} \times [(h_{14} - h_{13}) - T_0 \times (S_{14} - S_{13})]$$

AN:

$$\dot{\Delta E}_{Ex-T-MP} = 97{,}8 \times [(3088{,}88252 — 3601{,}50524) - 292{,}05 \times (7{,}66625 - 7{,}53592)]$$

$$= 97{,}8 \times (-550{,}6855965)$$

$$= -53{,}8570513377\ MW$$

- Calcul de la puissance dégradée au sein de la turbine Moyenne Pression :

$$\dot{\omega}_{dégradée-T-MP} = \dot{\Delta E}_{Ex-T-MP} - \dot{\omega}_{réelle-T-MP} \quad \text{III.77}$$

AN:

$$\dot{\omega}_{dégradée-T-MP} = -53{,}8570513377 + 50{,}134502016$$

$$= -3{,}7225493217 \text{ MW}$$

- Calcul du rendement Exergétique de la turbine Moyenne Pression :

$$\eta_{Ex-T-MP} = \frac{\dot{\omega}_{réelle-T-MP}}{\dot{\Delta E}_{Ex-T-MP}} \quad \text{III.78}$$

AN:

$$\eta_{Ex-T-MP} = \frac{-50{,}134502016}{-53{,}8570513377} = 0{,}9308$$

$$\Leftrightarrow \boldsymbol{\eta_{Ex-T-MP} = 93{,}08\ \%}$$

- **La turbine Haute Pression :**

- Calcul de la puissance Exergétique au niveau de la turbine Haute Pression :

$$\dot{\Delta E}_{Ex-T-HP} = \dot{\Delta H} - T_0 \times \dot{\Delta S} = \dot{m}_{21} \times (\Delta H - T_0 \times \Delta S) \quad \text{III.79}$$

$$= \dot{m}_{21} \times [(h_{21} - h_{20}) - T_0 \times (S_{21} - S_{20})]$$

AN:

$$\dot{\Delta E}_{Ex-T-HP} = 86{,}7 \times [(3171{,}69971 — 3521{,}47769) - 292{,}05 \times (6{,}89572 - 6{,}71868)]$$

$$= 86{,}7 \times (-401{,}482512)$$

$$= -34{,}8085337904\ MW$$

- Calcul de la puissance dégradée au sein de la turbine Haute Pression :

$$\dot{\omega}_{dégradée-T-HP} = \dot{\Delta E}_{Ex-T-HP} - \dot{\omega}_{réelle-T-HP} \quad \text{III.80}$$

AN:

$$\dot{\omega}_{dégradée-T-HP} = -34{,}8085337904 + 30{,}325750866$$

$$= -4{,}4827829244\ \text{MW}$$

- Calcul du rendement Exergétique de la turbine Haute Pression:

$$\eta_{Ex-T-HP} = \frac{\dot{\omega}_{réelle-T-HP}}{\dot{\Delta E}_{Ex-T-HP}} \quad \text{III.81}$$

AN:

$$\eta_{Ex-T-HP} = \frac{-30{,}325750866}{-34{,}8085337904} = 0{,}8712$$

$$\Leftrightarrow \eta_{Ex-T-HP} = 87{,}12\ \%$$

- **Calcul de l'Exergie au niveau des pompes :**

  - **La pompe Basse Pression :**

➢ Calcul de la puissance Exergétique au niveau de la pompe Basse Pression :

$$\Delta\dot{E}_{Ex-P-BP} = \Delta\dot{H} - T_0 \times \Delta\dot{S} = \dot{m}_2 \times (\Delta H - T_0 \times \Delta S) \quad \text{III.82}$$

$$= \dot{m}_2 \times [(h_2 - h_1) - T_0 \times (S_2 - S_1)]$$

AN:

$$\Delta\dot{E}_{Ex-P-BP} = 118{,}5497 \times [(140{,}54346 — 130{,}02461) - 292{,}05 \times (0{,}476958 - 0{,}450902)]$$

$$= 118{,}5497 \times (2{,}9091952)$$

$$= 0{,}34488421820144\ MW$$

➢ Calcul de la puissance dégradée au sein de la pompe BP :

$$\dot{\omega}_{dégradée-P-BP} = \dot{\omega}_{réelle-P-BP} - \Delta\dot{E}_{Ex-P-BP} \quad \text{III.83}$$

AN:

$$\dot{\omega}_{dégradée-P-BP} = 1{,}247006511845 - 0{,}34488421820144$$

$$= 0{,}90212229364356\ \text{MW}$$

➢ Calcul du rendement Exergétique de la pompe Basse Pression :

$$\eta_{Ex-P-BP} = \frac{\Delta\dot{E}_{Ex-P-BP}}{\dot{\omega}_{réelle-P-BP}} \quad \text{III.84}$$

AN:

$$\eta_{Ex-P-BP} = \frac{0{,}34488421820144}{1{,}247006511845} = 0{,}276569$$

$$\Leftrightarrow \boldsymbol{\eta_{Ex-P-BP} = 27{,}65\ \%}$$

- **La pompe Moyenne Pression :**

➢ Calcul de la puissance Exergétique au niveau de la pompe Moyenne Pression :

$$\Delta\dot{E}_{Ex-P-MP} = \Delta\dot{H} - T_0 \times \Delta\dot{S} = \dot{m}_7 \times (\Delta H - T_0 \times \Delta S) \quad \text{III.85}$$

$$= \dot{m}_7 \times [(h_7 - h_{3'}) - T_0 \times (S_7 - S_{3'})]$$

AN:

$$\Delta\dot{E}_{Ex-P-MP} = 12{,}83 \times [(617{,}88001 — 599{,}30401) - 292{,}05 \times (1{,}79593 - 1{,}75723)]$$

$$= 12{,}83 \times (7{,}273665)$$

$$= 0{,}09332112195\ MW$$

➢ Calcul de la puissance dégradée au sein de la pompe Moyenne Pression :

$$\dot{\omega}_{dégradée-P-MP} = \dot{\omega}_{réelle-P-MP} - \Delta\dot{E}_{Ex-P-MP} \quad \text{III.86}$$

AN:

$$\dot{\omega}_{dégradée-P-MP} = 0{,}23833008 - 0{,}09332112195$$

$$= 0{,}14500895805\ \text{MW}$$

➢ Calcul du rendement Exergétique de pompe Moyenne Pression :

$$\eta_{Ex-P-MP} = \frac{\Delta\dot{E}_{Ex-P-MP}}{\dot{\omega}_{réelle-P-MP}} \quad \text{III.87}$$

AN :

$$\eta_{Ex-P-MP} = \frac{0{,}09332112195}{0{,}23833008} = 0{,}3915625$$

$$\Leftrightarrow \eta_{Ex-P-MP} = 39{,}15\ \%$$

- **La pompe Haute Pression :**

➢ Calcul de la puissance Exergétique au sein de la pompe Haute Pression :

$$\Delta\dot{E}_{Ex-P-HP} = \Delta\dot{H} - T_0 \times \Delta\dot{S} = \dot{m}_{15} \times (\Delta H - T_0 \times \Delta S) \quad \text{III.88}$$

$$= \dot{m}_{15} \times [(h_{15} - h_{3'}) - T_0 \times (S_{15} - S_{3'})]$$

AN:

$$\Delta\dot{E}_{Ex-P-HP} = 87{,}1 \times [(644{,}14826 — 599{,}30401) - 292{,}05 \times (1{,}82135 - 1{,}75723)]$$

$$= 87{,}1 \times (26{,}118004)$$

$$= 2{,}2748781484\ MW$$

- Calcul de la puissance dégradée au sein de la pompe Haute Pression :

$$\dot{\omega}_{dégradée-P-HP} = \dot{\omega}_{réelle-P-HP} - \Delta\dot{E}_{Ex-P-HP} \qquad \text{III.89}$$

AN:

$$\dot{\omega}_{dégradée-P-HP} = 3{,}905934175 - 2{,}2748781484$$

$$= 1{,}6310560266\ \text{MW}$$

- Calcul du rendement Exergétique de pompe Haute Pression :

$$\eta_{Ex-P-HP} = \frac{\Delta\dot{E}_{Ex-P-HP}}{\dot{\omega}_{réelle-P-HP}} \qquad \text{III.90}$$

AN :

$$\eta_{Ex-P-HP} = \frac{2{,}2748781484}{3{,}905934175} = 0{,}5824$$

$$\Leftrightarrow \boldsymbol{\eta_{Ex-P-HP} = 58{,}24\ \%}$$

- **Calcul de l'Exergie au niveau du HRSG :**

  - calcul de l'Exergie des gaz brulés :

$$\Delta\dot{E}_{Ex-gaz\ brulés} = \Delta\dot{H} - T_0 \times \Delta\dot{S} = \dot{m}_{gaz\ brulés} \times (\Delta H - T_0 \times \Delta S) \qquad \text{III.91}$$
$$= \dot{m}_{gaz\ brulés} \times [(h_E - h_S) - T_0 \times (S_E - S_S)]$$

AN:

$$\Delta\dot{E}_{Ex-gaz\ brulés} = 495{,}4 \times [(695{,}06188 — 66{,}48105) - 292{,}05 \times (1{,}49332 - 0{,}445624)]$$
$$= 495{,}4 \times 322{,}6012132$$
$$= 159{,}81664101928\ MW$$

  - Calcul de la perte énergétique au niveau du HRSG :

Comme nous ne pouvons pas calculer l'efficacité du récupérateur de chaleur par manque de données thermodynamiques (températures, débits, pressions) au niveau de chaque point du récupérateur (des trois niveaux de pression), nous allons essayer de faire

une estimation de la perte en se basant sur les pertes que nous avons pu calculer, ainsi que sur la perte qui existe entre la cheminée et l'atmosphère.

Ce que nous allons faire est une sommation de toutes les pertes connues omis celle du récupérateur puis nous allons lui rajouter l'énergie utile produite et soustraire cette somme totale de l'énergie payante qui n'est autre que le PCI du gaz naturel utilisé pour produire la puissance utile du cycle combiné.

- Calcul de la puissance calorifique dégradée entre la cheminée et l'atmosphère :

$$\dot{Q}_{dégradée-cheminée} = \dot{m}_{gaz\ brulés} \times (h_S - h_A) \qquad \text{III.92}$$

AN:

$$\dot{Q}_{dégradée-cheminée} = 495{,}4 \times [66{,}48105 - (6{,}00104)]$$

$$= 495{,}4 \times 72{,}48209$$

$$= 35{,}907627386\ MW$$

- Sommation des pertes énergétiques connues du cycle combiné analysé :

$$Pertes_{connues} = \dot{\omega}_{dégradée-TG} + \dot{\omega}_{dégradée-compresseur} + \dot{Q}_{c-dégradée-CC} + \dot{\omega}_{dégradée-T-BP} + \dot{\omega}_{dégradée-T-MP} + \dot{\omega}_{dégradée-T-HP} + \dot{\omega}_{dégradée-P-BP} + \dot{\omega}_{dégradée-P-MP} + \dot{\omega}_{dégradée-P-HP} + \dot{Q}_{dégradée-cheminée} \qquad \text{III.93}$$

AN :

$$Pertes_{connues} = 7{,}3396960461 + 11{,}65511747172 + 85{,}797419612 + 24{,}76250216055 + 3{,}7225493217 + 4{,}4827829244 + 0{,}90212229364356 + 0{,}14500895805 + 1{,}6310560266 + 35{,}907627386$$

$$= 176{,}34588220076356\ MW$$

- Calcul de la perte calorifique au niveau du HRSG :

$$\dot{\omega}_{dégradée-HRSG} = \dot{\Delta E}_{Ex-gaz\ skh} - (Pertes_{connues} + \dot{\omega}_{nette-TG} + \dot{\omega}_{nette-TV}) \quad \text{III.94}$$

AN:

$$\dot{\omega}_{dégradée-HRSG} = 723{,}030 - 176{,}34588220076356 - 285{,}66096626 - 132{,}388923551955$$

$$= 723{,}030 - 594{,}39577201271856$$

$$= 128{,}63422798728144\ MW$$

III.4.4 Evaluation du rendement Exergétique de l'installation GAZ/VAPEUR

- Calcul du rendement Exergétique du cycle de la turbine à gaz :

$$\eta_{Ex-cycle-TG} = -\frac{\dot{\omega}_{nette-TG}}{\dot{\Delta E}_{Ex-gaz\ skh}} \quad \text{III.95}$$

AN:

$$\eta_{Ex-cycle-TG} = -\frac{-285{,}66096626}{723{,}030} = 0{,}3950$$

$$\Leftrightarrow \boldsymbol{\eta_{Ex-cycle-TG} = 39{,}5\%}$$

- Calcul du rendement Exergétique du cycle de la turbine à vapeur :

$$\eta_{Ex-cycle-TV} = -\frac{\dot{\omega}_{nette\ TV}}{\dot{\Delta E}_{Ex-gaz\ brulés}} \quad \text{III.96}$$

AN :

$$= -\frac{-132{,}388923551955}{159{,}81664101928} = 0{,}8283$$

$$\Leftrightarrow \boldsymbol{\eta_{Ex-cycle-TV} = 82{,}83\ \%}$$

- Calcul du rendement Exergétique global du cycle combiné GAZ plus Vapeur :

$$\eta_{Ex-cycle-combiné} = -\frac{l'énergie\ utile\ produite}{\dot{\Delta}E_{ex-gaz\ skh}} \qquad \text{III.97}$$

$$\Leftrightarrow \eta_{Ex-cycle-combiné} = -\frac{\dot{\omega}_{nette\ TG}+\dot{\omega}_{nette\ TV}}{\dot{\Delta}E_{ex-gaz\ skh}}$$

AN:

$$\eta_{Ex-cycle-combiné} = -\frac{(-285{,}66096626 - 132{,}388923551955)}{723{,}030}$$

$$= -\frac{-418{,}049889811955}{723{,}030} = 0{,}578191$$

$$\Leftrightarrow \boldsymbol{\eta_{Ex-cycle-combiné} = 57{,}81\ \%}$$

Remarque : L'énergie utile produite que nous avons calculée est égale à 418,049 MW ce qui correspond exactement à ce qui était affiché sur les écrans de la salle de contrôle de la SKH le jour du prélèvement des données thermodynamiques. La Figure III.5 montre l'écran de contrôle de la tranche étudiée, ceci dit que nos calculs sont crédibles.

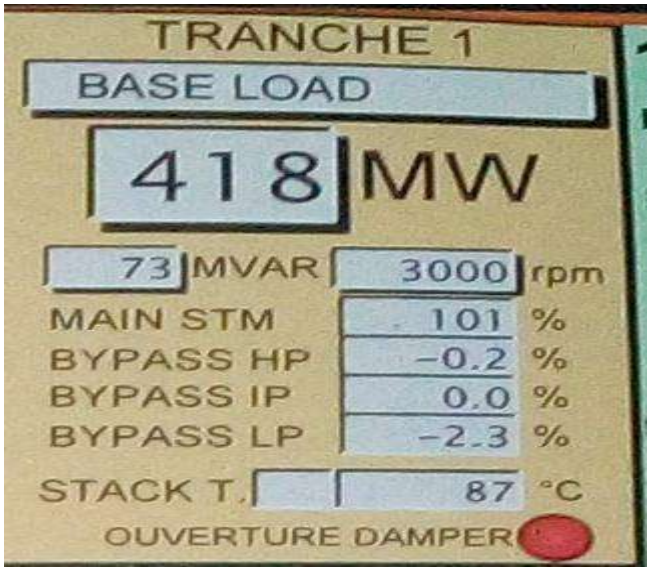


Figure III.5 : Ecran de contrôle de la tranche étudiée

Tableaux récapitulatifs des résultats obtenus

- Pour la turbine à gaz :

Tableau III.7 : Tableau récapitulatif des résultats obtenus pour la turbine à gaz

Composants De la TG	Travail [KJ/Kg]			Puissance ou $\dot{Q}_c$ [MW]			Rendement [%]			Perte [MW]
	Thermique		Exergetique	Thermique		Exergetique	Thermique	isentropique	Exergétique	Exergétique
	global	net		globale	nette					
Compresseur	413,34567	/	389,8189982	204,77144918	204,77144918	193,11633170828	/	87,15	94,30	11,655117471
Chambre de combustion	/	/	/	637,232580388	637,232580388	723,030	/	/	88,13	85,797419612
Turbine	-989,97257	-576,6269	-1004,7882665	-490,432411178	-285,66096626	-497,7721072241	/	95,62	98,52	7,3396960461
Global	/	/	/	/	/	/	**44,82**	/	**39,5**	**104,79223312**

- Pour la turbine à vapeur :

Tableau III.8 : Tableau récapitulatif des résultats obtenus pour la turbine à vapeur

Composants De la TV	Travail [KJ/Kg]		Puissance ou $\dot{Q}_c$ [MW]		Rendement [%]			Perte [MW]
	Thermique	Exergetique	Thermique	Exergetique	Thermique	Isentropique	Exergétique	Exergétique
Turbine BP	-526,93456	-754,5729325	-57,3199414368	-82,08244359735	/	68,96	69,83	24,08244359735
Turbine MP	-512,62272	-550,6855965	-50,134502016	-53,8570513377	/	87,43	93,08	3,7225493217
Turbine HP	-349,77798	-401,482512	-30,325750866	-34,8085337904	/	76,14	87,12	4,4827829244
Pompe BP	10,51885	2,9091952	1,247006511845	0,34488421820144	/	25,55	27,65	0,9021222936435
Pompe MP	18,576	7,273665	0,23833008	0,09332112195	/	11,41	39,15	0,14500895805
Pompe HP	44,84425	26,118004	3,905934175	2,2748781484	/	39,63	58,24	1,6310560266
Cheminée	/	/	/	/	/	/	/	35,907627386
HRSG	/	/	406,8974060708	159,81664101928	**88,96**	/	/	128,63422798728
Global	/	/	/	/	**32,53**	/	**82,83**	**199,50781849502**

III.5 Conclusion

A la fin de ce chapitre nous pouvons dire que nous avons réussi à construire les deux bilans, énergétique et exergétique de l'installation de la SKH et à évaluer tous les paramètres thermodynamiques relatifs à nos buts initiaux.

CONCLUSION GENERALE

Ce mémoire de fin d'études a eu pour objectif d'établir un bilan exergétique de l'installation combiné gaz/vapeur de la centrale thermique SKH qui permet de détecter les pertes énergétiques au niveau de chaque organe de l'installation.

Le travail effectué consiste en le calcul des travaux et puissances thermiques ainsi que les travaux et puissances exergétiques de chaque composant et de déduire la perte énergétique simplement en faisant la différence entre l'état de la machine actuel et celui selon laquelle elle devrait fonctionner.

Les résultats obtenus démontrent clairement que les plus grandes pertes se trouvent au niveau de la chambre de combustion de la turbine à gaz avec approximativement 85 MW de pertes mais aussi au niveau du corps basse pression de la turbine à vapeur avec 24 MW de perte ,sans oublier le récupérateur de chaleur qui plafonne en terme de déperditions calorifiques avec 128 MW de pertes, pour le reste des organes , nous constatons une perte importante au niveau des pompes de la turbine à vapeur quoique la puissance de ces dernières reste négligeable par rapport à ce que développe l'installation, la perte au niveau du compresseur de la turbine à gaz est de 11 MW et au niveau de la turbine de détente, elle est de 7 MW.

Les perspectives que peut promouvoir la société SKH sont de vérifier la lubrification des machines que ce soit des turbines ou des pompes mais aussi vérifier la calorifugation au niveau des composantes de la turbine à vapeur et du récupérateur mais aussi d'effectuer un nettoyage des composants si cela oblige ou bien si ces derniers montrent des traces de dépôts de saletés et pour le reste des dispositions à prendre, nous allons laisser la main aux ingénieurs de la SKH qui sont beaucoup plus expérimentés et qui étudieront le problème.

Il faut noter aussi que le stage pratique qui fut réalisé a été bénéfique et nous a permis d'acquérir plusieurs connaissances sur les plans, technique, administratif et sécuritaire.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

Livres :

[1] **Document : THERMOPTIM Manuel de reference (Tome 1).**

Editeur : R.GICQUEL.

Edition : Octobre 2002.

[2] **Document : Les cycles combinés.**

Editeur : H. Jeanmart.

Edition : 2006.

[3] **Document : ANALYSE EXERGETIQUE DES SYSTEMES INDUSTRIELS.**

Editeur : Georges HEYEN , maitre de conférences.

Edition : 2000.

[4] **Document : Gas turbine engineering handbook.**

Editeur : Meherwan P. Boyce.

Edition : seconde edition.

[5] **Document : Fundamentals of engineering thermodynamics.**

Editeur : Michael J.Morgan ; Howard N. Shapiro.

Edition : cinquième édition.

[6] **Document : Powerplant technology.**

Editeur : M.M El-Wakil.

Edition : 1988.

[7] **Document : Manuels de formations propres à la SKH.**

Editeur : GE-Company.

Edition : /.

Sites Internet:

[8] **Site:**

https://www.encyclopedie-quantum.com/sciences/technique/principe-centrale/

Année de consultation : Avril 2017

[9] **Site:**

http://forums.futura-sciences.com/technologies/577707-fonctionnement-detaille-dune-centrale-geothermique.html

Année de consultation : Avril 2017

[10] **Site:**

http://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/fr/co/partie-2-centrale-vapeur.html

Année de consultation : Avril 2017

[11] **Site:**

http://www.leseoliennes.be/economieolien/turbinegaz.htm

Année de consultation : Avril 2017

[12] **Site:**

https://www.strom.ch/fileadmin/user_upload/Dokumente_Bilder_neu/010_Downloads/Basiswissen-Dokumente/08_Centrales_a_gaz_a_cycle_combine_fr.pdf

Année de consultation : Avril 2017

[13] **Site:**

https://www.edf.fr/groupe-edf/espaces-dedies/l-energie-de-a-a-z/tout-sur-l-energie/produire-de-l-electricite/la-cogeneration

Année de consultation : Avril 2017

[14] **Site:**

http://www.directindustry.fr/prod/hyundai-heavy-industries-marine-engine/product-55203-1620456.html

Année de consultation : Avril 2017

[15] **Site:**

http://magpowersystem.free.fr/Turboreacteur/Turboreacteur.html

Année de consultation : Avril 2017

[16] **Site: http://skh-dz.com/qui-sommes-nous.html**

Année de consultation : Avril 2017