

## Sommaire

<b>Introduction générale</b> .....	1
<b>Chapitre I : Description de la région de Rhourde Nous</b>	
I-Introduction .....	2
II-Description du site de Rhourde Nous .....	2
II-1- Situation géographique .....	2
II-2- Situation météorologique .....	2
II-3- Historique .....	3
II-4- Description des champs de Rhourde Nous.....	4
II-5- Géologie et Ingénierie .....	5
III- Description du complexe de Rhourde Nous .....	5
III-1- Organigramme de la région de Rhourd Nous.....	5
III-2- Usines du complexe de Rhourde Nous.....	7
III-2-1- Usine de traitement de gaz .....	7
III-2-2- Central électrique .....	7
III-2-3- Centre de Séparation et de Compression (CSC) .....	7
III-2-4- Centre processing and facility (CPF) .....	7
IV-Division maintenance .....	8
IV-1- Organigramme de la division maintenance.....	9
IV-2- Service de la division maintenance .....	9
IV-3- But de la division maintenance .....	10
V-Emplacement des puits.....	10
V-1- Puits de collecte de la phase (A) et(B) .....	10
V-2- puits de l'usine CSC .....	11
VI-Conclusion .....	11

## Chapitre II : Description des turbines

I-Introduction .....	12
II-Généralité sur les turbines .....	12
II-1- Turbine hydraulique .....	12
II-2- Turbine à vapeur.....	15
II-3- Turbine à gaz .....	16
II-3-1- Composants d'une turbine à gaz .....	16
II-3-2 Types de turbine à gaz .....	18
II-3-3 Principe de fonctionnement : .....	19
III-Description des deux turbines à gaz (MS 5002 C) et (Siemens SGT 400).....	19
III-1- Description de la turbine à gaz MS 5002 C.....	19
III-1-1-Données générales de conception .....	19
III-1-2 Sections de la turbine MS 5002C .....	21
III-2-Description de la turbine à gaz SGT 400 .....	27
III-2-1-Données générales de conception .....	27
III-2-2 Sections de la turbine siemens SGT400 .....	29
IV-Conclusion .....	33

## Chapitre III : Etude thermodynamique des deux turbines

I-Introduction .....	34
II-Etude thermodynamique.....	34
II-1 Etude de la turbine MS 5002C .....	36
II-1-1 Caractéristiques de la turbine MS 5002C .....	36
II-1-2 Données du problème .....	36
II-1-3 Calcul de rendement $\eta_{CA}$ du compresseur axial et la puissance totale de la turbine $P_T$ .....	37
II-1-4 Calcul de débit du combustible(mic) .....	40
II-1-5 Calcul du rendement de la détente $\eta_d$ .....	44

II-1-6 Calcul du rendement global de la turbine $\eta_t$ .....	46
II-1-7 Résultats des calculs .....	47
II-2 Etude de la turbine Siemens SGT 400 .....	48
II-2-1 Caractéristiques de la turbine Siemens SGT 400 .....	48
II-2-2 Données du problème .....	48
II-2-3 Calcul de rendement $\eta_{CA}$ du compresseur axial et la puissance total de la turbine $P_T$ .....	49
II-2-4 Calcul de débit de combustible ( $\dot{m}_c$ ) .....	50
II-2-5 Calcul du rendement de la détente $\eta_d$ .....	52
II-2-6 Calcul du rendement global de la turbine $\eta_t$ .....	54
II-2-7 Résultats de calculs.....	55
III-Conclusion .....	55

## Chapitre IV : Discussion des résultats

I-Introduction .....	56
II-Discussion sur les composants des deux turbines .....	56
II-1 Système de filtrage d'air .....	56
II-2 Système de refroidissement et d'étanchéité .....	59
II-3 Système d'anti-pompage.....	59
II-4 Paliers.....	59
III-Discussion des résultats .....	60
IV-Méthode de réduction du pourcentage des émissions des polluants.....	61
IV-1 Système Lean Head End (LHE) .....	62
IV-2 Système d'injection d'eau.....	63
IV-3 Système DLE pour la turbine Siemens SGT 400.....	64
V-Conclusion .....	65
<b>Conclusion générale.....</b>	<b>66</b>

## Bibliographie

## Liste des figures

Figure (I-1) : Carte géographique .....	3
Figure (I-2) : Région de Rhourde Nous .....	5
Figure (I-3) : Organigramme de la région Rhourde Nous.....	6
Figure (I-4) : Organigramme division maintenance .....	9
Figure (I-5) : Puits de collecte de la phase (A) et (B).....	10
Figure (I-6) : Puits de l'usine CSC .....	11
Figure (II-1) : Turbine Fourneyron.....	12
Figure (II-2) : Turbine Francis.....	13
Figure (II-3) : Turbine Kaplan.....	14
Figure (II-4) : Turbine Pelton .....	14
Figure (II-5) : Turbine à vapeur à condensation .....	15
Figure (II-6) : Turbine à vapeur sans condensation.....	15
Figure (II-7) : Composant d'une turbine à gaz .....	16
Figure (II-8) : Turbine à gaz à une ligne d'arbre .....	18
Figure (II-9) : Turbine à gaz à deux arbres .....	18
Figure (II-10) : Rotor HP (compresseur axial) .....	21
Figure (II-11) : Carter d'admission partie supérieure.....	22
Figure (II-12) : Corps avant du compresseur partie supérieure .....	23
Figure (II-13) : Corps de refoulement du compresseur partie supérieure.....	24
Figure (II-14) : Différents éléments de la section combustion .....	25
Figure (II-15) : Différents composants de la section turbine.....	27
Figure (II-16) : Sections de la turbine SGT .....	29
Figure (II-17) : Rotor du compresseur SGT 400 .....	30
Figure (II-18) : Structure initial du rotor .....	30

Figure (II-19) : Stator du compresseur SGT 400 .....	31
Figure (II-20) : Carter supérieur du compresseur .....	31
Figure (II-21) : Section combustion.....	32
Figure (II-22) : Chambre de combustion .....	32
Figure (II-23) : Distributeur annulaire de turbine de puissance intégré .....	33
Figure (III-1) : Turbine à gaz.....	34
Figure (III-2) : Cycle théorique et réel de joule.....	34
Figure (III-3) : Schéma des données du problème de la turbine MS 5002C .....	36
Figure (III-4) : Schéma des données du problème de la turbine Siemens SGT 400.....	48
Figure (IV-1) : Système de filtrage d'air multi-étage .....	56
Figure (IV-2) : Composant d'un système de filtrage .....	57
Figure (IV-3) : Filtre vertical de la MS 5002 C .....	58
Figure (IV-4) : Filtre de la SGT 400.....	58
Figure (IV-5) : Produits des gaz d'échappement .....	60
Figure (IV-6) : Tube à flamme standard et LHE .....	62
Figure (IV-7) : Emission des NOx en fonction de la température de sortie des deux tubes à flamme.....	63
Figure (IV-8) : Propagation de la flamme dans un bruleur DLE.....	64
Figure (IV-9) : Bruleur DLE.....	64
Figure (IV-10) : Zone de réaction.....	65

## Liste des tableaux

Tableau (II-1) : Données générales de la turbine MS 5002C .....	20
Tableau (II-2) : Données générales de la turbine Siemens SGT 400.....	28
Tableau (III-1) : Composition et caractéristique du gaz de combustion.....	35
Tableau (III-2) : Paramètre de fonctionnement de la turbine MS 5002C.....	36
Tableau (III-3) : Masse d'O <sub>2</sub> de chaque constituant de la MS 5002C.....	42
Tableau (III-4) : Masse du CO <sub>2</sub> et H <sub>2</sub> O émises de chaque constituant de la turbine MS 5002C.....	45
Tableau (III-5) : Concentrations molaire et massique des gaz d'échappement de la turbine MS 5002C .....	46
Tableau (III-6) : Résultats des calculs de la turbine MS 5002C.....	47
Tableau (III-7) : Paramètre de fonctionnement de la turbine Siemens SGT 400 .....	48
Tableau (III-8) : Concentrations molaire et massique des gaz d'échappement de la turbine Siemens SGT 400.....	53
Tableau (III-9) : Résultats de calcul de la turbine Siemens SGT 400 .....	55
Tableau (IV-1) : Emplacement et genre de palier.....	59
Tableau (IV-2) : Concentration des émissions polluantes .....	61
Tableau (IV-3) : Pourcentage des produits de combustion des deux turbines.....	61
Tableau (IV-4) : Système de maîtrise des émissions des polluants.....	62

## Nomenclature

Symbole	Signification	Unité
$a_{30}$	Proportion du débit d'air qui part dans le fluide	/
$C_p$	Chaleur spécifique à pression constant	kcal/kg°C
CPF	Centre processing and facility	/
CSC	Centre de séparation et compression	/
$C_v$	Chaleur spécifique à volume constant	kcal/kg°C
$\delta$	Rapport entre $C_p$ et $C_v$	/
DLE	Dry Low Emission	/
$\varepsilon$	Taux de compression	/
E	Excès d'air	%
ecom	Entrée du compresseur	
H	Enthalpie	kcal/kg
$H_{comb}$	Enthalpie de sortie de la chambre de combustion	kcal/kg
$\eta_{CA}$	Rendement du compresseur axial	%
$\eta_d$	Rendement de détente	%
$\eta_t$	Rendement de la turbine	%
IGV	Inlet guide vanes	/
LHE	Lean Head End	/
m	Masse	kg
$\dot{m}_{air}$	Débit d'air	kg/s
$\dot{m}_{air v}$	Débit d'air à volume constant	kg/m <sup>3</sup>
$\dot{m}_c$	Débit de combustible	kg/s
$\dot{m}_{refroi}$	Débit de refroidissement	kg/s
$M_i$	Masse molaire du constituant	kg/kmol
$P_{CA}$	Puissance du compresseur axial	kw
PCI	Pouvoir calorifique inferieur	kcal/kg
$p_e$	Pression d'étage du compresseur	atm
PM	Poids moléculaire	kg/kmol

$P_t$	Puissance total	kw
$P_u$	Puissance utile	kw
$Q_1$	Quantité de chaleur absorbée	kcal/h
$Q_2$	Quantité de chaleur dégagée	kcal/h
$\rho$	Masse volumique	kg/m <sup>3</sup>
ppmv	Partie par million en volume	/
S	Entropie	kJ/kg
scomp	Sortie du compresseur	/
T	Température	K
t	Température	°C
$T_r$	Température réel	K
$T_{th}$	Température théorique	K
VGV	Variable Guide Vannes	/
$W_{CA}$	Travail total du compresseur axial	kcal/kg
$Y'_{i\text{ massique}}$	Fraction massique du constituant	/
$Y'_{i\text{ mol}}$	Fraction molaire du constituant	/

# Introduction générale

## Introduction générale

Suite au changement important dans l'économie mondiale où l'Algérie s'y trouve, elle doit maintenir sa production dans plusieurs domaines pour un développement continu. La production d'électricité et des hydrocarbures font parties, des domaines de développement du pays, ces productions nécessitent des équipements important tel que les turbines à gaz.

De nos jours, les turbines à gaz industrielles sont dans un domaine de concurrence avec l'apparition de nouvelles marques qui aident à accélérer le rythme de la production. D'où le choix des turbines à gaz par une société est très difficile, car elles subissent de nombreuses améliorations par leurs constructeurs afin d'augmenter la puissance, le rendement et minimiser les émissions des polluants qui influent sur l'environnement.

C'est dans ce cadre que nous avons mené notre étude. Car au niveau du deuxième pôle gazier en Algérie de la division production de Sonatrach situé à Rhourde Nouss, nous retrouvons plusieurs marques de turbines, pour cela nous avons choisi deux turbines qui sont (MS 5002C) et (Siemens SGT 400) pour faire une étude comparative et noter les caractéristiques de chacune.

Notre étude comprend quatre chapitres, où nous allons présenter la région de Rhourde Nouss, sa situation géographique, quelques informations ses différentes structures dans le premier chapitre.

Le deuxième chapitre sera consacré aux turbines de façon générale. Nous allons illustrer des types de turbines et leurs évolutions dans le temps. Aussi les caractéristiques et les composants des deux types de turbines à gaz que nous souhaitons étudier par la suite qui sont la (MS 5002C) et (Siemens SGT 400).

Dans le troisième chapitre, l'étude se consacrera pour un calcul thermodynamique sur les différents paramètres des deux installations tel que le débit de combustible, le rendement, le débit d'air et la puissance totale.

Enfin dans le dernier chapitre, nous allons d'une part discuter et comparer les résultats trouvés et ceux donnés par le constructeur et entre les deux installations de l'autre part.

**Chapitre I**  
**Description de la région de**  
**Rhourde Nouss**

## **Chapitre I Description de la région de Rhourde Nouss**

### **I-Introduction**

Le sud Algérien comporte des richesses très importantes, parmi les le gaz naturel qui est indispensable pour le développement et la croissance de l'économie du pays.

Dans ce chapitre nous allons voir une présentation générale du lieu où notre installation est implantée. Cette présentation invite une description géographique du lieu, les différentes structures et usines de la région ainsi les types de produit et la capacité de production de chaque usine, enfin quelques figures des puits des usines.

### **II-Description du site de Rhourde Nouss [1]**

#### **II-1- Situation géographique**

Dans le sud Algérien, au milieu des dunes du désert Algérien, Rhourde Nouss, deuxième pôle gazier d'Algérie après le géant Hassi R'mel. Le champ de Rhourde Nouss est l'une des principales zones productives d'hydrocarbures du Sahara Algérien. Il est situé à 1200 Km au Sud Est d'Alger. Au milieu du grand Erg Oriental Rhourde Nouss est bornée par Hassi Messaoud (280 km) du nord et par la wilaya Illizi (740 km) de sud. Il s'étend sur une superficie de 1 Km<sup>2</sup>. Il est relié à la route nationale N3 (Ouargla-Illizi) par une bretelle de 30 km goudronnée illustré par la figure (I-1).

#### **II-2- Situation météorologique [2]**

Les conditions météorologiques de Rhourde Nouss sont citées ci dessous:

- Altitude moyenne est située à 260 m par rapport au niveau de la mer.
- Climat est désertique (sec avec un très faible taux d'humidité).
- Ecart important de température entre l'hiver et l'été (-5°C à 50°C).
- Elle enregistre une pluviométrie très faible (2 à 4 mm/an).
- Terrain accidenté vu la position de la région (limite de l'erg oriental).
- Fréquence importante des vents de sable.

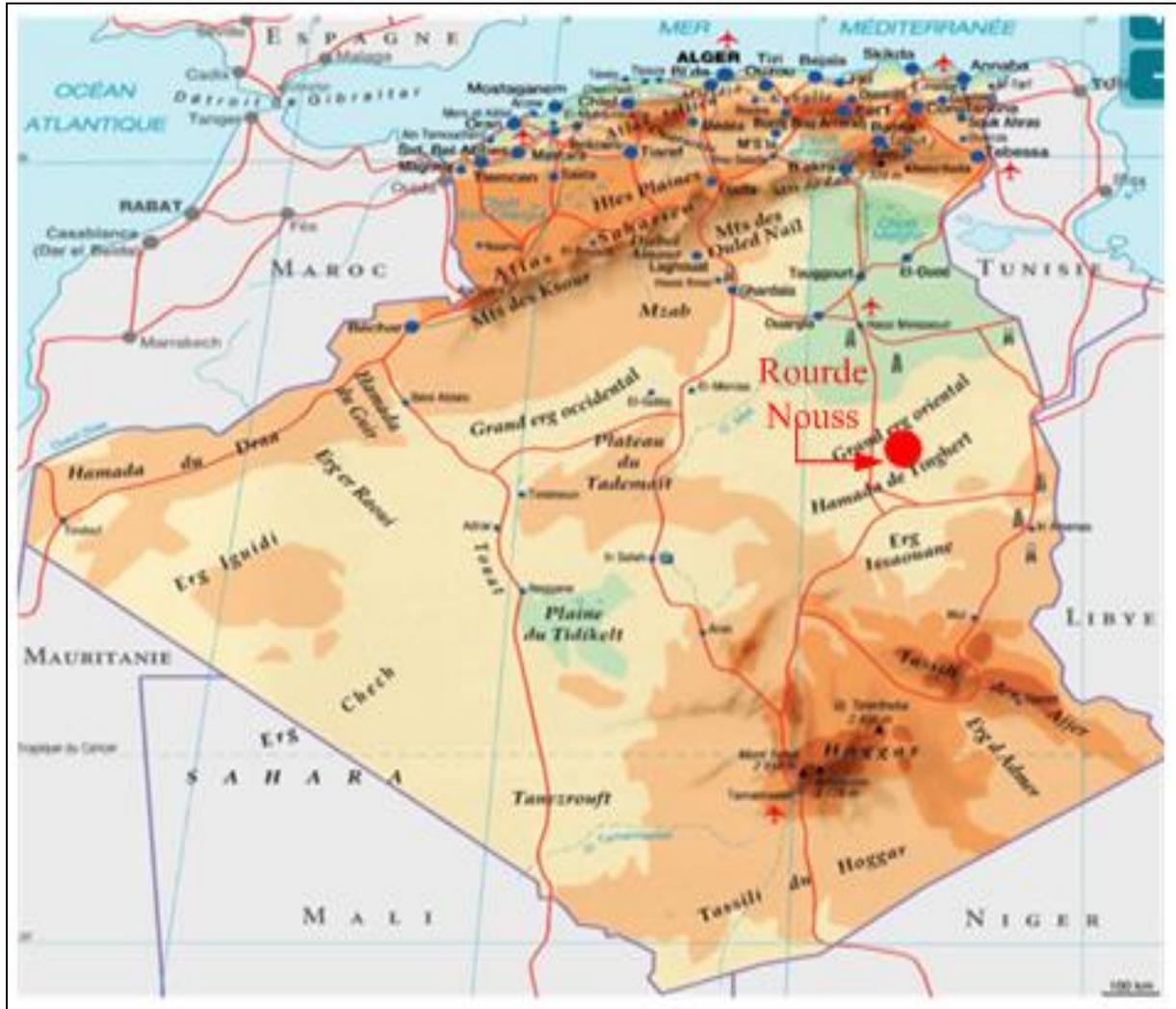


Figure (I-1) : Carte géographique

### II-3- Historique

Première découverte de gaz à Rhourde Nouss en 1956. Le premier puits RN1, foré en 1962, a mis en évidence la présence de gaz riche en condensât au niveau de plusieurs réservoirs. Après la découverte de l'huile sur les puits RN4 un centre de traitement d'huile a été construit et mis en exploitation en 1966. L'ordre chronologique de la mise en service des champs de la région.

- 10-Mai-1966 : Mise en service du centre de traitement d'huile.
- 28-Jan-1988 : Démarrage de l'usine (phase A).
- 14-Juin-1989 : Mise en service de Rhourde Adra.
- 24-Avril-1992 : Mise en service de Rhourde Hamra.
- 29-Mai-1992 : Mise en service de Rhourde Chouff.
- 16-Juin-1995 : Démarrage de l'usine de Hamra
- 23-Mai-1996 : Première expédition de GPL (Hamra).

- 13-Août-1999 : Extension de la phase A par un cinquième train d'une capacité de 10.250 millions m<sup>3</sup>/j de gaz.
- Fin Février -2000 : Démarrage usine GPL (Phase B) d'une capacité de traitement de 48 millions de m<sup>3</sup>/j pour la production de 3800 T/j du GPL.
- 06-Mars-2000 : Première expédition de GPL (Rhourde Nouss).
- 2009 : Accident dans GPL (éclatement d'un train 200).
- 2011 : Installer une nouvelle unité de compression au niveau de la phase A (U59)
- 2011 : Démarrage de l'unité CSC (centre de séparation et compression) a pour but de séparer l'huile.
- 2014 : Le lancement de l'usine CPF.

#### **II-4-Description des champs de Rhourde Nouss**

Les champs repartissent sur un rayon de 100 Km par rapport au siège de la région de la direction régionale qui est située sur le champ de Rhourde Nouss centre. Les principaux champs mis en exploitation sont : [3]

- Rhourde-Nouss centre.
- Rhourde-Nouss nord-est.
- Rhourde-Nouss sud-est.
- Rhourde-Nouss sud-ouest.
- Rhourde-Chouff.
- Rhourde-Adra.
- Rhourde-Hamra.
- Hamra.

D'autres champs, de moindre importance, ont été découverts et seront développés dans le futur, Il s'agit de :

- Champ de Rhourde-Hamra sud-est.
- Champ de Rhourde-Nouss 3.
- Champ de Mouilah.
- Champ de Meksem.
- Champ de Draa Allal.
- Champ d 'Elketaia.
- Champ de Rhourde Adra sud-est.

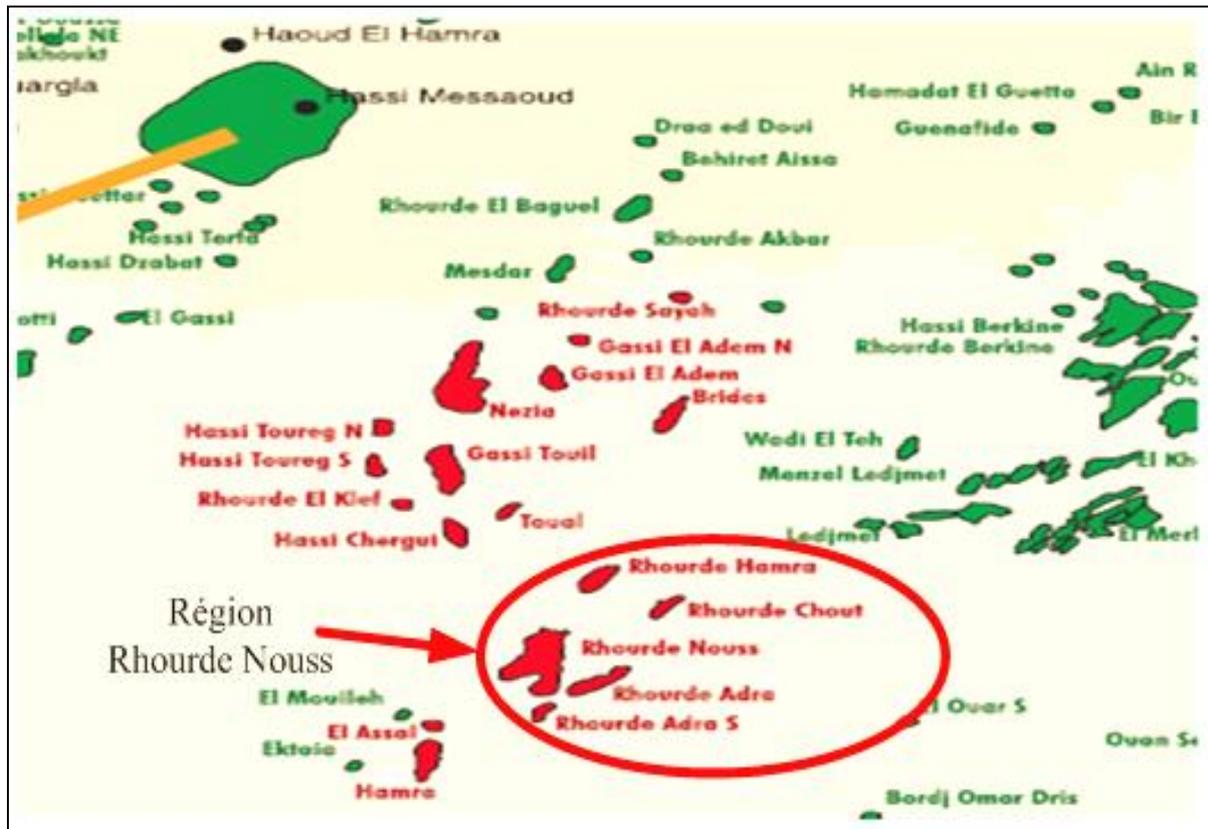


Figure (I-2) : Région de Rhourde Nouss

## II-5- Géologie et Ingénierie :

La Géologie de Rhourde Nouss est aussi compliquée que généreuse, elle compte actuellement 18 gisements, dont certaines structures contiennent 14 réservoirs imbriqués à la verticale, 4 réservoirs triasiques, 6 réservoirs siluriens et 4 réservoirs ordoviciens et 35% de ces réservoirs ne sont pas encore exploités. Les réservoirs ordoviciens ont été le véritable challenge de cette décennie car une usine entière de gaz a été construite à la base du développement des Quartzites de Hamra connus comme roches compactes et dures à forer. [4]

## III- Description du complexe de Rhourde Nouss

### III-1- Organigramme de la région de Rhourde Nouss

La région Rhourde Nouss est divisée en direction Hamra et neuf (09) divisions, elle comporte aussi une assistance de sureté interne et autres administrations représenté par l'organigramme de la figure (I-3).

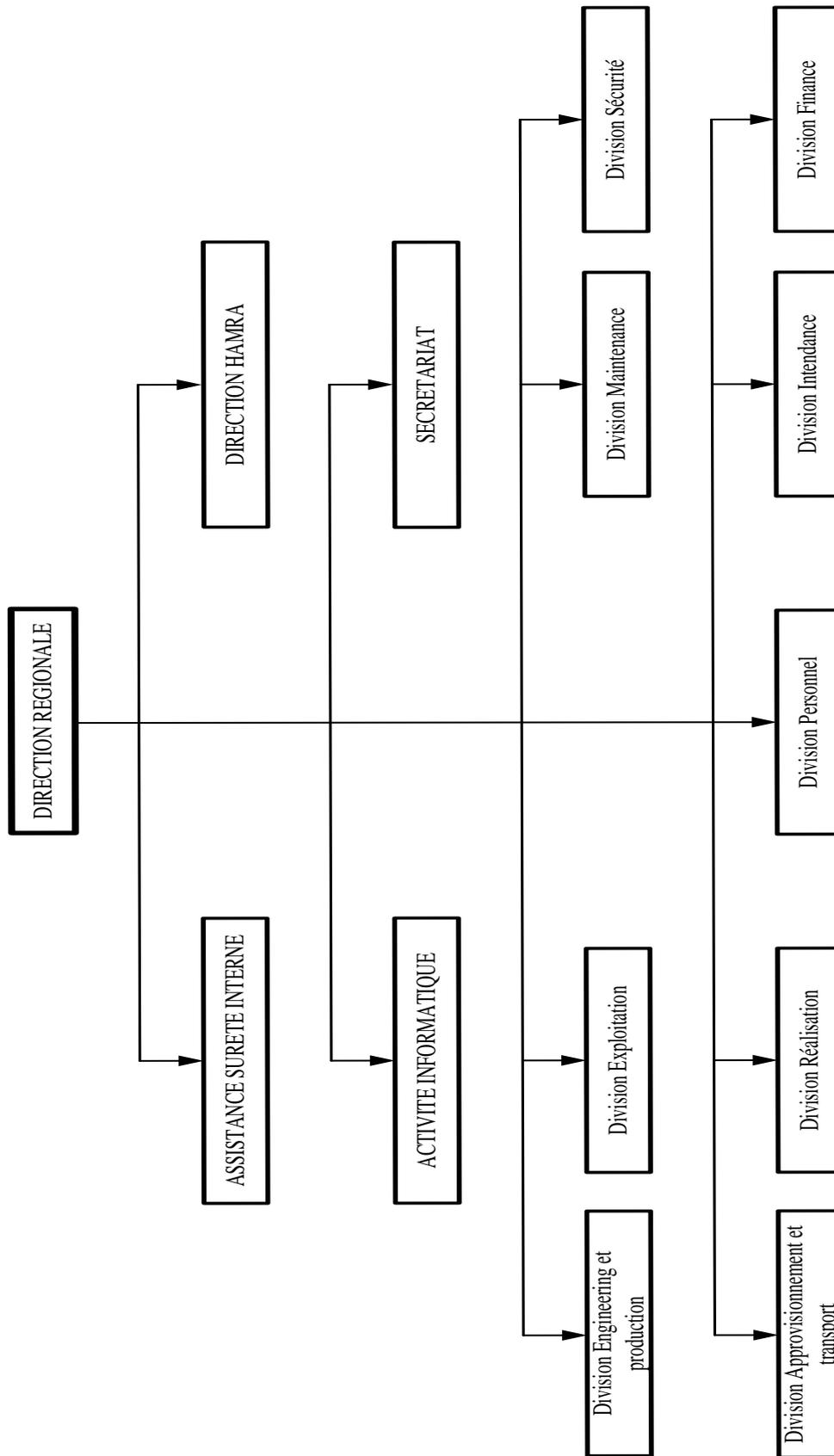


Figure (I-3) : Organigramme de la région Rhourde Nous

### **III-2- Usines du complexe de Rhourde Nouss**

La région de Rhourde Nouss se décompose en cinq usines sont comme suite :

- Deux usines de traitement du gaz humide.
- Une centrale électrique de la région.
- Un centre de compression et de séparation (CSC).
- Un centre de processing and facility (CPF).

#### **III-2-1- Usine de traitement de gaz**

➤ Phase A : Mise en service en 1988, son but est de faire une bonne séparation du gaz venu de quatre trains identiques afin de récupérer le maximum de condensât, elle assure aussi la compression du gaz qui est envoyé par la suite vers la phase B. Le cinquième train fait le traitement du gaz haut pression pour le réinjecter dans les puits. La capacité de traitement est de 51 million m<sup>3</sup>/j de gaz brut, 32 millions de m<sup>3</sup>/j de gaz de réinjection et 7200 T/j de condensat

➤ Phase B : Démarrer la fin de février 2000, cette nouvelle installation est conçu pour la récupération du GPL du gaz de vente arrivé de la phase A. Le gaz extrait est stocké au niveau de Haoudh El Hamra (HEH), le gaz résiduaire est aussi renvoyé aux installations de la phase (A) pour être dirigé vers la vente ou la réinjection. Capacité de traitement de 48 millions de m<sup>3</sup>/j de gaz sec issu de la phase (A). Capacité de production de 3800 T/j de GPL.

**III-2-2- Centrale électrique :** Elle produit sa propre énergie électrique au moyen d'une centrale électrique de 21MW et un apport à partir de Hamra (ligne de 60KM).

**III-2-3- Centre de Séparation et de Compression (CSC) :** Cette installation comprend une unité de séparation et de traitement d'huile de 1000 m<sup>3</sup>/j et la compression de 8 millions m<sup>3</sup>/j de gaz et une unité de boosting pour la compression de 20 millions m<sup>3</sup>/j de gaz au niveau de CGT (Centre de Traitement de Gaz de Rhourde Nouss) [5]. Les gaz provenant de la ligne de tête des trois séparateurs de différentes pressions (MP, BP, TBP) sont comprimés dans le système de compression pour obtenir la pression de batterie à l'usine de gaz Rhourde Nouss, qui est de 83 bars. Les condensats récupérés au séparateur TBP sont expédiés au dessaleur de brut, et puis sont envoyé vers la colonne de stabilisation, après le traitement, le brut dessalé et stabilisé provenant de la colonne est stocké dans le bac de stockage de brut dans le système 22 avant expédition. L'objectif prioritaire de cette installation est la production d'huile.

**III-2-4- Centre processing and facility (CPF) :** La nouvelle installation de traitement de Quartzite de Hamra (QH) est conçue pour traiter 10 millions m<sup>3</sup>/j de gaz (base sèche) provenant des puits de production dans quatre champs, dans la région de Rhourde Nouss. L'usine a une production nominale de 10 millions m<sup>3</sup>/j et produit du gaz sec ayant un pouvoir

calorifique supérieur (PCS) entre 9 800 et 9 900 Kcal/m<sup>3</sup> et un contenu de CO<sub>2</sub> inférieur à 2,0 % mol. Le gaz d'exportation est envoyé vers le gazoduc du réseau de transport. La capacité de la nouvelle installation 1500 T/j de condensat, 600 000 m<sup>3</sup>/j de CO<sub>2</sub> (décarbonatation).

Parmi les objectifs de cette usine [6]:

- Produire un gaz de vente ayant un pouvoir calorifique supérieur (PCS) entre 9800 et 9900 kcal/m<sup>3</sup>, une teneur en CO<sub>2</sub> inférieure à 2 mol%.
- Comprimer le CO<sub>2</sub> à 200 bars et le réinjecter dans un puits.
- Gaz (associé) lourd à diriger vers la phase (A).

Cette usine est équipée de :

- Collecteurs d'aspiration des Compresseurs Boosters.
- 02 Ballons d'aspiration des compresseurs boosters.
- 02 Compresseurs boosters Siemens de type STC-SV.
- 02 Turbines à gaz des compresseurs booster Siemens de type SGT-400.
- 02 Aéro refroidisseurs des Compresseurs.
- 02 Unités de récupération de chaleur des compresseurs Booster.

#### **IV- Division maintenance**

La division maintenance a une mission très essentielle dans la région de Rhourde Nouss car elle veille sur :

- La planification, le développement, l'organisation et la mise en œuvre des services de maintenance pétrolière.
- L'exécution des services de maintenance nécessaires au bon fonctionnement des installations.
- L'assurance du bon déroulement des grandes révisions de ces installations.

#### IV-1- Organigramme de la division maintenance

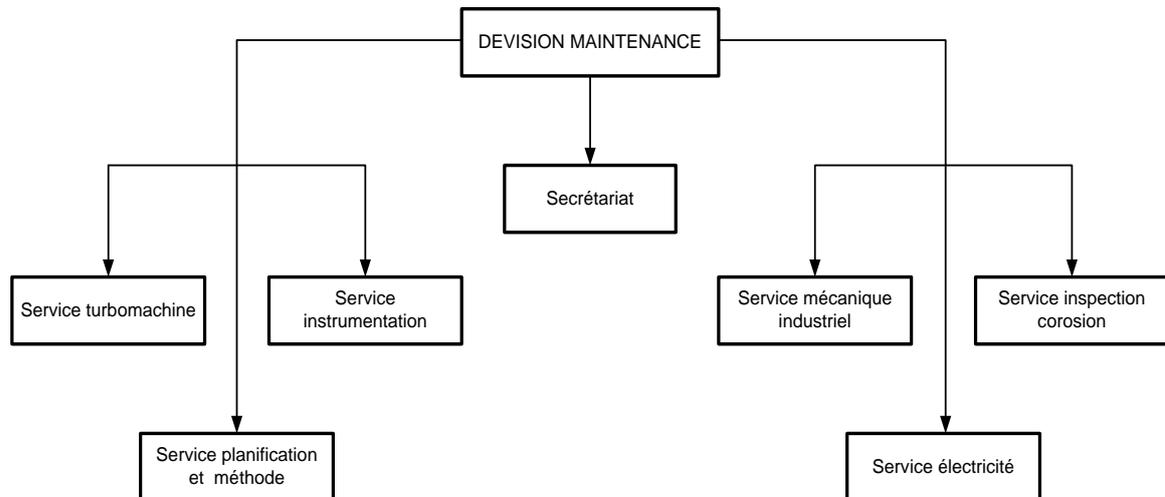


Figure (I-4) : Organigramme division maintenance

#### IV-2- Service de la division maintenance

La division maintenance se compose d'un secrétariat et de six services comme suite :

- Service turbomachine : Sa fonction est faire la maintenance préventive et curative sur les machines tournantes (compresseur, turbine, aéros,.....).
- Service planning et méthodes : Il s'occupe de la planification et l'optimisation des travaux de maintenances en préparant un planning des différents travaux (court, moyen et long terme) pour l'ensemble des services, en plus l'approvisionnement en pièces de rechanges pour les différents équipements.
- Service instrumentation : Assure tous les actions nécessaires pour le bon fonctionnement de l'instrumentation des installations industrielles du complexe et des puits ainsi l'entretien des équipements.
- Service inspection corrosion : Il se compose en trois sections (inspection, corrosion et protection cathodique), son rôle est l'inspection et la protection des, pipes par des liquide contre corrosion ou par la protection cathodique (injection du courant).
- Service mécanique industriel : Il intervient sur des différentes installations (pompe, vanne, four, échangeur,.....).
- Service électricité : C'est la maintenance des équipements électriques, la production et la distribution d'électricité aux autres services du champ.

### IV-3- But de la division maintenance

Les différents services de la maintenance font appel aux types de la maintenance pour but :

- Prolonger la durée de vie du matériel.
- Assurer le bon fonctionnement du matériel.
- Diminuer le temps d'arrêt en cas de panne.



### V- Emplacement des puits

Les figures qui suivent nous montrent le nombre des puits de collecte et de réinjection des différentes usines de la région

#### V-1- Puits de collecte de la phase (A) et (B)

La figure ci-dessous nous montre le réseau des puits de collecte pour les deux usines phase A et B, ou il y a douze lignes de collecte avec vingt-huit manifold.

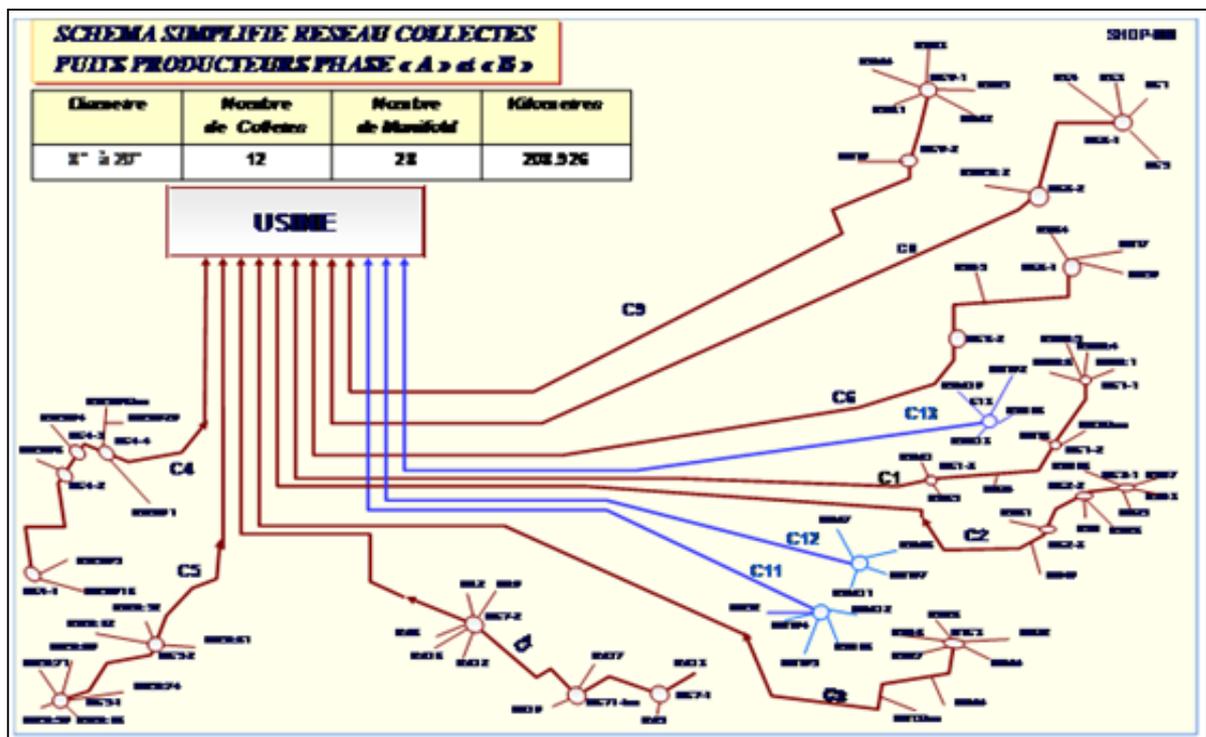


Figure (I-5) : Puits de collectes de la phase (A) et (B)

## V-2- Puits de l'usine CSC

L'usine de CSC a sept lignes de collecte qui provient de trente-trois puits disposés selon la figure ci-dessous

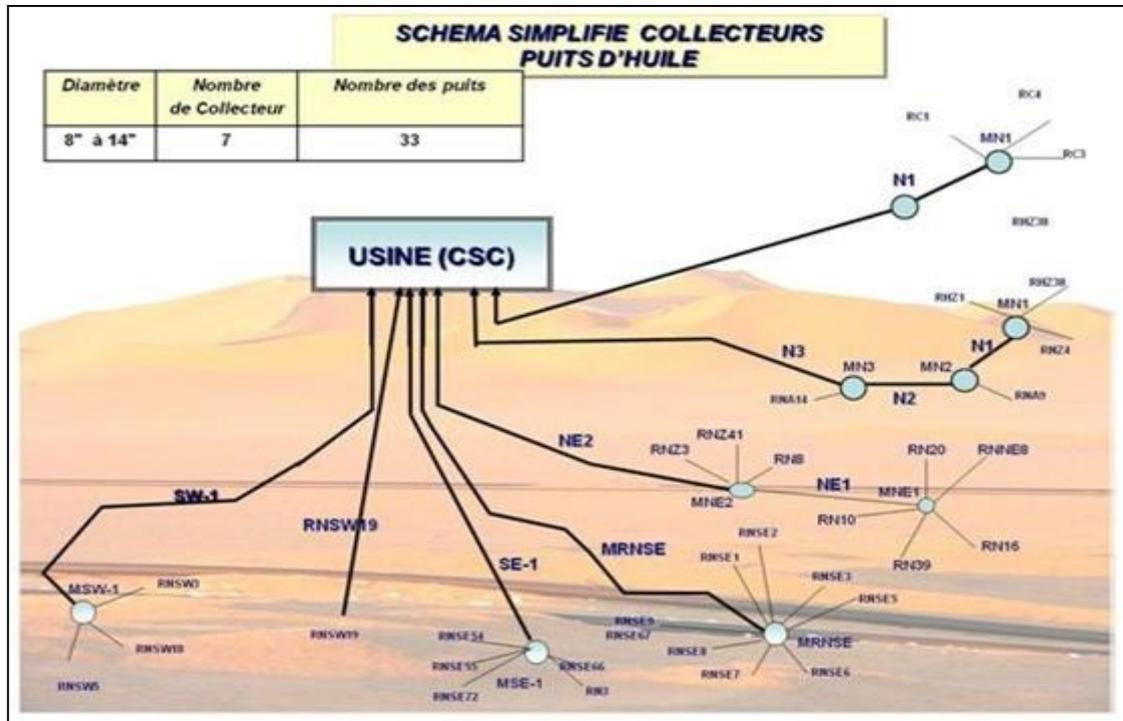


Figure (I-6) : Puits de l'usine CSC

## VI-Conclusion

La région de Rhourde Nous est un champ important dans la production gazière de l'Algérie. Ses services assurent le bon déroulement des usines pour pouvoir maintenir et augmenter la production de multiples produits y compris le condensat pour la commercialisation.

Nous avons cité les différentes usines implantées dans la région de Rhourde Nous, également les services de la division maintenance dont notre objectif est dans le service turbomachine.

# **Chapitre II**

## **Description des turbines**

## Chapitre II

## Description des turbines

### I- Introduction

Dans le monde industriel, on trouve plusieurs types de turbines. Elles sont classées suivant leurs modes d'utilisation. Ce chapitre est consacré à la présentation des turbines en façon générale, selon le fluide et le mode d'utilisation, ainsi à la description de deux turbines à gaz qui se trouve au niveau de la région de Rhourde Nouss la (MS 5002C) et (Siemens SGT 400) en savoir leurs puissances, caractéristiques et composantes essentielles.

### II- Généralité sur les turbines

Les turbines se différencient selon le type de fluide utilisé, nous avons alors des turbines hydrauliques à vapeur et turbines à gaz.

#### II-1- Turbine hydraulique

La première véritable turbine à eau, à haut rendement a été construite par Benoit Fourneyron en 1824-1827. Sa première installation était dans un moulin à scierie sur l'Ognon Pont (France). Turbine de Fourneyron était de type radiale, son rendement maximal est de 85%. Une turbine à une vitesse de 2200 t/min, est connue pour sa capacité de 25 kW avec un diamètre de roue de 312 mm [7], qui est présentée par la figure (II-1 a et b)

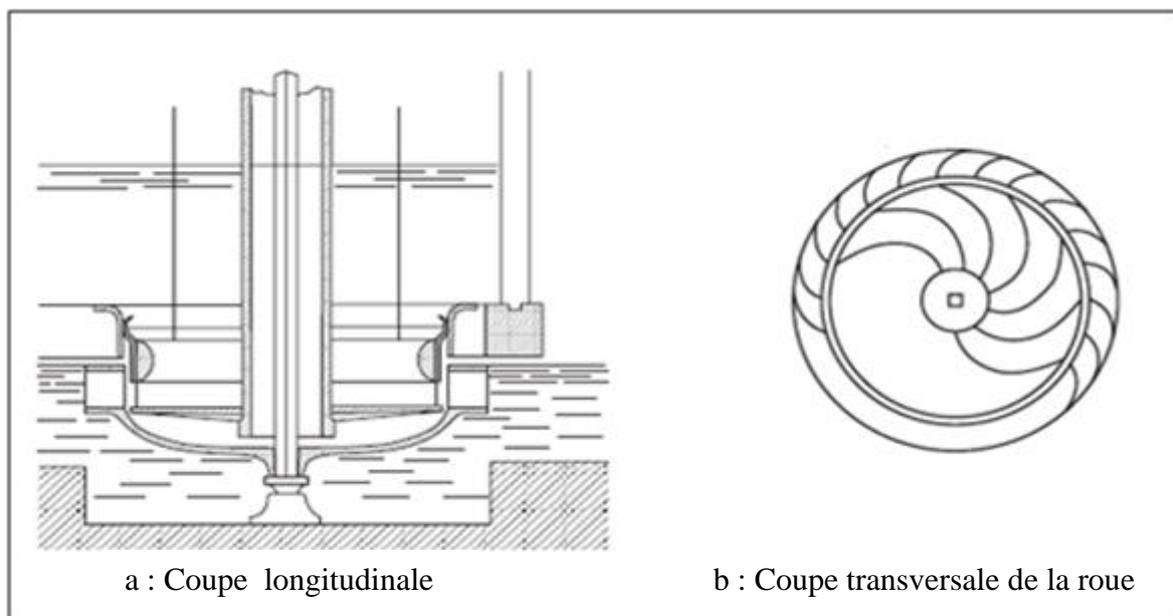


Figure (II-1) : Turbine Fourneyron

Depuis l'époque de Fourneyron nombreux types de turbines hydrauliques ont été construits et d'autres ont disparu parmi eux la turbine Fourneyron. L'évolution de près de deux siècles essentiellement a laissé trois types de turbines hydrauliques qui sont: turbine Francis, Kaplan et Pelton.

➤ Turbine Francis: Son domaine d'utilisation est le plus vaste. Elle peut fonctionner dans des conditions de hauteur de chute très étendues : de quelques dizaines de mètres jusqu'à 800 m. La puissance unitaire peut atteindre des valeurs considérables représenté par la figure (II-2). [8]



Figure (II-2) : Turbine Francis

➤ Turbine Kaplan: La turbine Kaplan représentées par la figure (II-3) est une machines à réaction et à injection totale adaptées aux faibles chutes et aux débits élevés (la turbine Kaplan est à pales réglables en marche). L'écoulement dans le rotor est néanmoins purement axial. La turbine Kaplan est utilisée dans une gamme de chute comprise environ entre 12 et 60 m. Ses performances sont élevées sur une large variation de chute et de charge, grâce à son double réglage conjuguant les positionnements des pales et du vannage. L'état actuel de la technologie permet de concevoir des machines de grandes dimensions réalisées en sous-ensembles transportables, jusqu'à des diamètres de roue de l'ordre de 10 m et des puissances pouvant aller jusqu'à 250 MW unitaires [9].

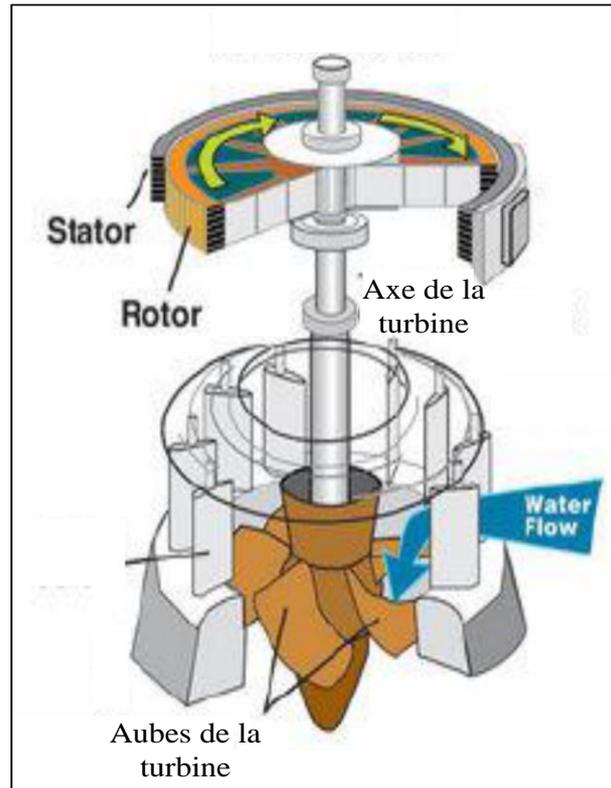


Figure (II-3) : Turbine Kaplan

➤ Turbine Pelton : Adaptées aux chutes supérieures à 400 m et de puissance maximale possible de 350 MW. La turbine Pelton, dont, est une turbine à injection partielle et à veine libre. Sa roue tourne dans l'air. La détente de l'eau jusqu'à la pression atmosphérique est donc effectuée entièrement dans le distributeur de la machine, l'énergie étant disponible à l'entrée de la roue uniquement sous forme d'énergie cinétique, ce qui correspond à la définition d'une machine à action. Cette turbine ne comporte pas de diffuseur. A la sortie de la roue, l'eau s'écoule librement.[9]

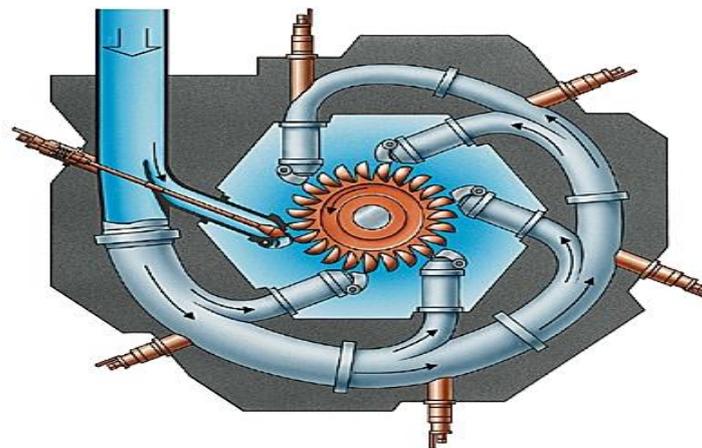


Figure (II-4) : Turbine Pelton

## II-2- Turbine à vapeur [10]

La turbine à vapeur transforme l'énergie de la vapeur en puissance à l'arbre soit par l'impact, soit par le passage de la vapeur sur les aubes fixées à l'arbre. Il ya deux types de turbines à vapeur :

➤ Type à condensation : la vapeur d'admission est habituellement surchauffée pour minimiser la condensation à l'intérieur de la turbine et la vapeur d'échappement est à une pression inférieure à la pression atmosphérique. La faible pression d'échappement est produite par un échangeur de chaleur externe qui refroidit la vapeur et la condense alors qu'elle s'échappe de la turbine représentée par la figure (II-5).

➤ Type sans condensation : représentée par la figure (II-6), la vapeur d'échappement est égale ou supérieure à la pression atmosphérique. Comme la vapeur d'admission est souvent à la pression et à la température de saturation ; on obtient un mélange de vapeur et de condensat, soit une vapeur humide.

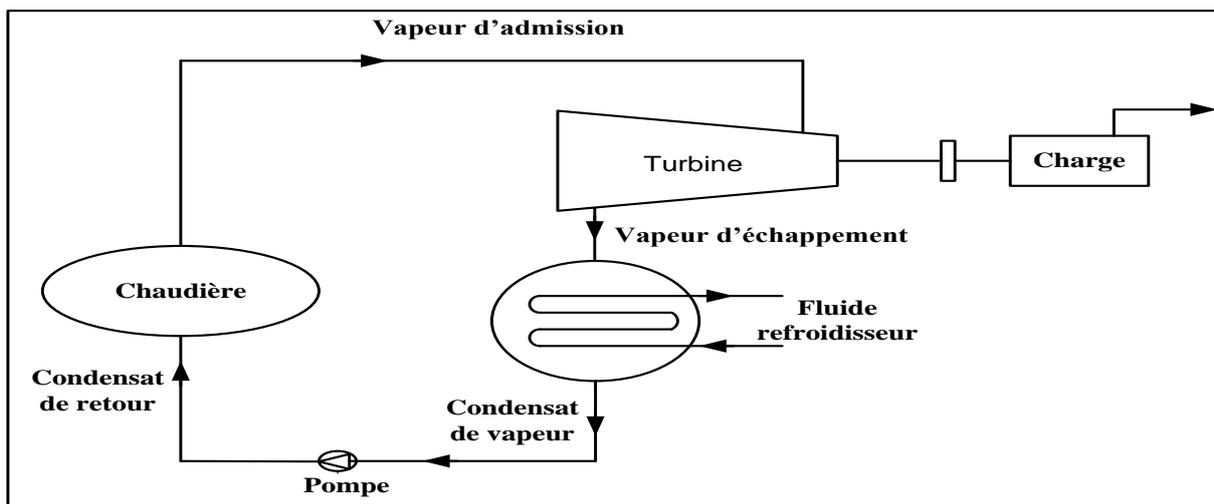


Figure (II-5) : Turbine à vapeur à condensation

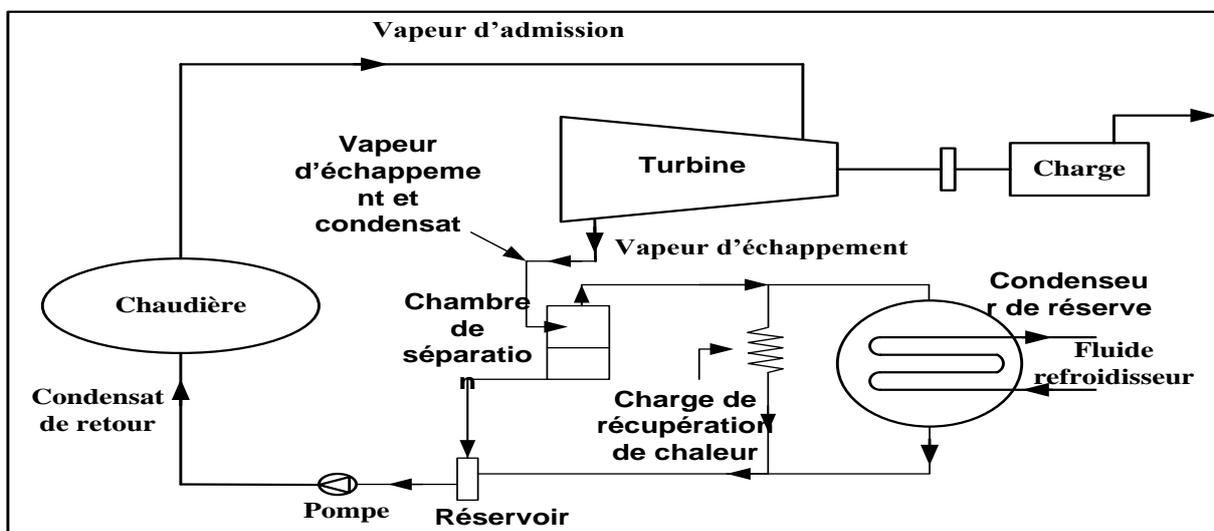


Figure (II-6) : Turbine à vapeur sans condensation

### II-3- Turbine à gaz

Dans la terminologie, la dénomination officielle des turbines à gaz en français «turbines à combustion» dont l'abréviation est TAC.

La dénomination scientifiquement exacte est « turbine à gaz de combustion » puisque se sont les gaz issus d'une combustion qui fournissent l'énergie à la turbine. Il est donc compréhensible qu'une turbine à gaz puisse être alimentée avec des combustibles liquides. [11]

Les turbines à gaz font partie de la catégorie des turbomachines, elle a connu des progrès réussis dans les années 1930. La première turbine à gaz a été conçue en 1940, son rendement à cycle simple était environ 17% au cours des années 50 à cause de faible rendement du compresseur, de la turbine ainsi à la basse température d'entrée à la turbine en raison des limitations de la métallurgie de l'époque [12].

Actuellement, la turbine à gaz fait partie de notre environnement courant : l'aviation commerciale et militaire utilise quasi exclusivement des machines de ce type pour propulser ses avions. Pour les applications industrielles, la turbine à gaz est maintenant le concurrent direct des moteurs diesels, et cette évolution est loin d'être terminée.

#### II-3-1- Composants d'une turbine à gaz [11]

La figure (II-7) ci-dessous nous montre les composants essentiels d'une turbine à gaz:

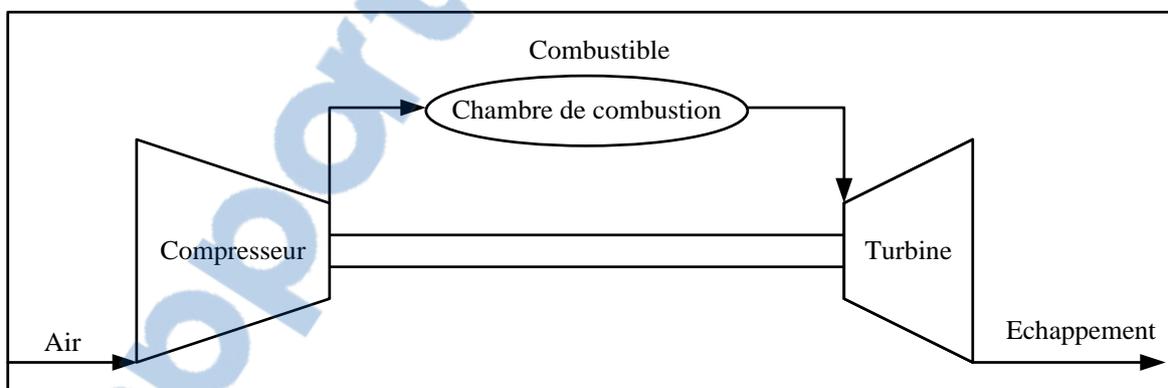


Figure (II-7) : Composant d'une turbine à gaz

➤ Entrée d'air : comporte un système de filtration générant une perte de charge qui varie de 0,3 % à 1,3 % (usuellement exprimée en mm de colonne d'eau : de 30 à 130 mm CE) en fonction de son encrassement ; il est modélisé par un coefficient de perte de charge, qui peut être calé sur une perte de charge de 0,6 % à pleine puissance.

➤ Compresseur : il utilise plus de la moitié de la puissance produite par la turbine de détente, puissance qui s'exprime suivant la formule (II.1) en prenant en compte les prélèvements d'air aux étages intermédiaires pour refroidir les parties chaudes :

$$P_{\text{com}} = \left( \dot{m}_{\text{air}} - \sum \dot{m}_{\text{refroi}} \right) \times H_{\text{scom}} + \left( H_{\text{refroi}} \times \sum \dot{m}_{\text{refroi}} \right) - \dot{m}_{\text{air}} \times H_{\text{ecom}} \quad (\text{II.1})$$

L'enthalpie  $H$  peut être estimée en gaz parfait à partir de la température, donc l'estimation de la puissance compresseur nécessite la mesure des températures de l'air à son entrée et à sa sortie.

➤ **Chambre de combustion** : Elle se traduit par une perte de charge de l'ordre de 6 % et par un échauffement de l'air lié à la combustion du gaz avec un rendement proche de 100 %.

Dans la chambre de combustion peut être injectée de l'eau ou de la vapeur soit pour réduire les émissions d'oxydes d'azote, soit augmenter la puissance produite ; cette possibilité est introduite sous forme d'un débit d'eau  $\dot{m}_{\text{eau}}$  à une enthalpie  $H_{\text{eau}}$ . L'enthalpie de sortie de la chambre de combustion s'exprime par la formule (II.2) :

$$\begin{aligned} & \left( (1 - a_{30}) \times \dot{m}_{\text{air}} - \sum \dot{m}_{\text{refroi}} + \dot{m}_{\text{eau}} + \dot{m}_{\text{gaz}} \right) \times H_{\text{flamme}} = \dot{m}_{\text{gaz}} \times \text{PCI} + \\ & \left( (1 - a_{30}) \times \dot{m}_{\text{air}} - \sum \dot{m}_{\text{refroi}} \times H_{\text{scom}} + \dot{m}_{\text{gaz}} \times H_{\text{comb}} + \dot{m}_{\text{eau}} \times H_{\text{eau}} \right) \end{aligned} \quad (\text{II.2})$$

La température des gaz à la sortie de la chambre de combustion n'est pas mesurable car elle est hétérogène, élevée et n'est accessible par cette formule que si le PCI du combustible est mesuré.

➤ **La turbine de détente** : Produit l'énergie pour entraîner le compresseur et l'alternateur, elle est modélisée par la formule suivante (II.3) :

$$\begin{aligned} P_{\text{turb}} = & \left( (1 - a_{30}) \times \dot{m}_{\text{air}} - \sum \dot{m}_{\text{refroi}} + \dot{m}_{\text{eau}} + \dot{m}_{\text{gaz}} \right) \times H_{\text{flamme}} + \sum \dot{m}_{\text{refroi}} \times \\ & (H_{\text{refroi}} - H_{\text{cool}}) - \left( (1 - a_{30}) \times \dot{m}_{\text{air}} + \dot{m}_{\text{eau}} + \dot{m}_{\text{gaz}} \right) \times H_{\text{echap}} \end{aligned} \quad (\text{II.3})$$

Pour plus de simplicité dans la formule (II.3) en calculer en condition ISO puisque les débits de refroidissement sont pris égaux à zéro. Certaines turbines à gaz ont leur air de refroidissement qui s'effectue à travers un échangeur qui prélève  $H_{\text{cool}}$  en chauffant la vapeur ou le combustible.

➤ **L'échappement** : l'échappement de la turbine à gaz influe par la perte de charge qui est créée par tous les éléments en aval : diffuseur d'échappement (de 0,5 à 1 %), grille de tranquillisation (0,5 %), système de réchauffe des gaz (0,3 %), chaudière, vannes, coudes et cheminée.

### II-3-2 Types de turbine à gaz

La turbine à gaz peut comporter une ou deux lignes d'arbre pour l'ensemble des éléments tournants :

➤ Une ligne d'arbre: Le système est entraîné d'abord par un moteur jusqu'à une vitesse, ensuite c'est la turbine HP qui continue l'entraînement de l'ensemble des éléments comme il est illustré par la figure (II-8).

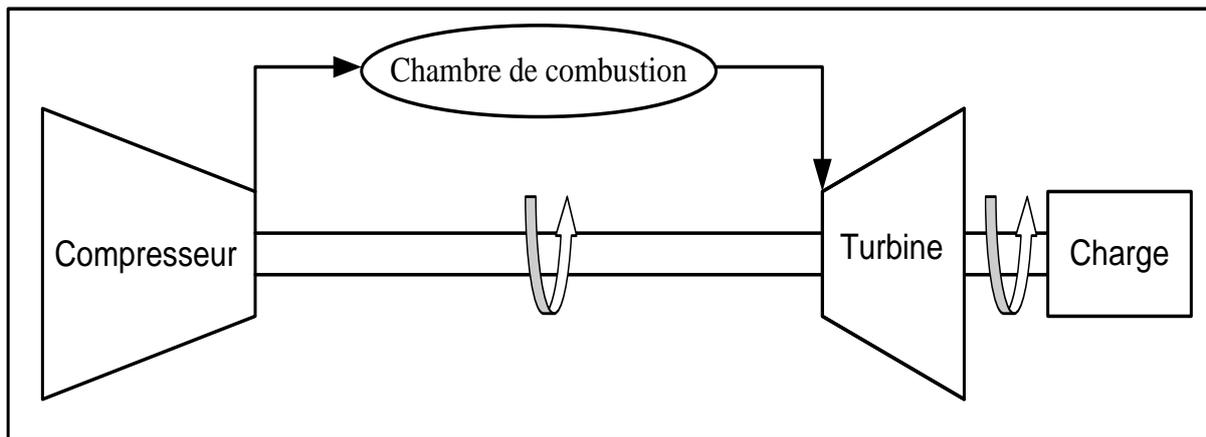


Figure (II-8) : Turbine à gaz une ligne d'arbre

➤ Deux lignes d'arbre: Comme pour une ligne d'arbre, il est rajouté une turbine BP au bout d'arbre séparé mécaniquement voir figure (II.9). La conception à deux lignes d'arbres représente le maximum de souplesse et il est retenu pour les applications de grandes puissances.

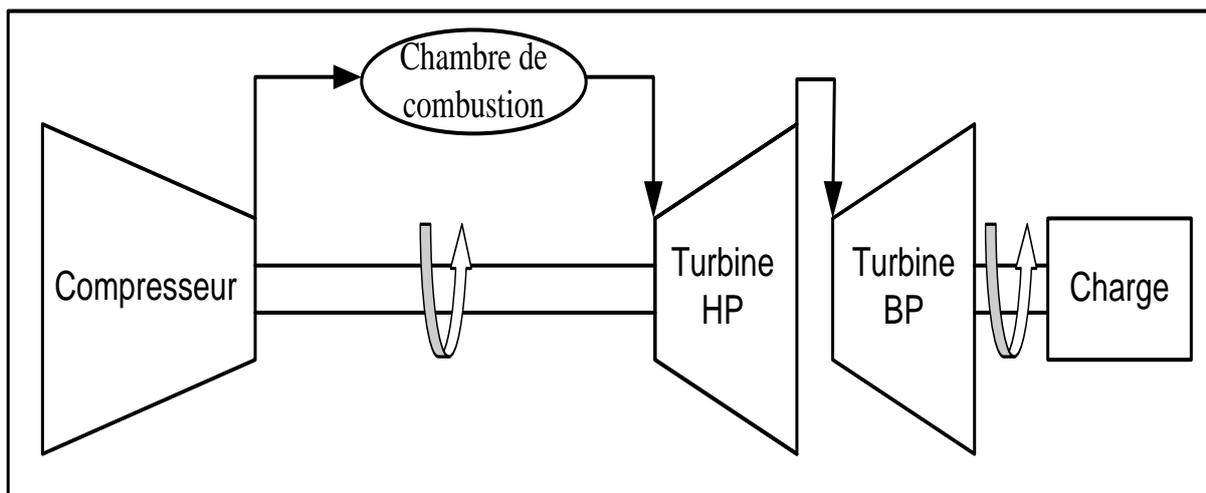


Figure (II-9) : Turbine à gaz a deux arbres

### **II-3-3 Principe de fonctionnement :**

Le principe de fonctionnement est presque le même dans toutes les turbine à gaz. Le rotor de la turbine haute pression atteint d'abord une vitesse nominale de la vitesse grâce au dispositif de lancement. L'air aspiré de l'atmosphère dans le compresseur est envoyé à l'aide de tuyaux aux chambres de combustion où le combustible est débité sous pression.

Une étincelle haute tension allume le mélange combustible-air. Après l'allumage la combustion continuera dans la chambre. Les gaz chauds font monter la vitesse du rotor turbine haute pression. A son tour, elle fait augmenter la pression de refoulement du compresseur. Quand la pression commence à monter, le rotor de la turbine basse pression commencera à tourner et les deux rotors de la turbine accéléreront jusqu'à la vitesse de service. Les produits de la combustion (gaz haute pression et la température) se détendent d'abord à travers la turbine haute pression, ensuite à travers la turbine basse pression, sont déchargés à l'atmosphère.

L'emploi de deux roues de turbine séparées permet aux deux arbres de tourner à des vitesses différentes pour répondre aux exigences de charge variable du compresseur centrifuge tout en permettant au générateur de gaz haute pression de fonctionner à la vitesse nominale du compresseur axial.

Quand on le regarde du côté admission, le rotor tourne en sens inverse des aiguilles d'une montre.

## **III-Description des deux turbines à gaz (MS 5002C) et (Siemens SGT 400)**

### **III-1- Description de la turbine à gaz MS 5002 C**

La turbine à gaz 5002C à deux arbres appartient à une grande famille de turbines à gaz. C'est une machine qui est employée pour entraîner un compresseur centrifuge en charge. A l'extrémité avant de la base de la turbine à gaz, il y a des conduites et des tuyaux d'admission de l'air qui contient un système d'admission à filtre autonettoyant qui réduit le bruit de haute fréquence et un séparateur d'air à inertie qui enlève les particules étrangères avant l'entrée de l'air dans la turbine [13].

#### **III-1-1-Données générales de conception**

Les données générales de la turbine MS 5002C sont indiquées dans le tableau suivant :

Tableau (II-1) : Données générales de la turbine MS 5002C

Série du modèle de turbine à gaz	MS 5002C	❖ Section turbine	
Emploi de la turbine à gaz	Entrainement mécanique	Nombre d'étage	Deux arbres
Cycle	Simple	Injecteurs premier étage	Zone fixe
Type de fonctionnement	Continu	Injecteurs deuxième étage	variables
Vitesse de l'arbre HP	5100 tr/min	❖ Section combustion	
Vitesse de l'arbre BP	4903 tr/min	Type	12 brûleurs multiples
Commande électronique	Mark VI speedtronic	Disposition des chambres	Concentriquement autour du compresseur
Protections	Survitesse, température excessive, détecteur de vibration et Flamme	Injecteur combustible	Type de combustible gazeux, un par chambre
		Bougies	Deux, types électrode
		❖ Ensemble palier	
		Nombre de palier	Quatre
❖ Données nominales de la plaque		❖ Système de démarrage	
		Dispositif de démarrage	Moteur électrique
		❖ Système de lubrification	
Puissance	28337 KW	Lubrifiant	A base de pétrole
Température d'admission	15°C ou 288 K	Capacité totale	23530 Litres
Pression d'échappement	1,013 Bars	Pression sur les appuis	1,72 Bars
❖ Section compresseur		Pompes de graissage	Trois
Nombre d'étages	16	Rendement thermique	≈ 28%
Type de compresseur	Flux axial		
Type des aubes directrices	Variable		

### III-1-2 Sections de la turbine MS 5002C [14]

La turbine MS 5002C se décompose en quatre parties:

➤ Section compresseur axial

Dans le compresseur, l'air est confiné dans l'espace entre le rotor et les aubages du stator où il est comprimé en plusieurs étages par une série d'aubes alternativement tournantes (rotor) et fixe (stator), à profil aérodynamique. Les aubes du rotor donnent la force nécessaire pour comprimer l'air à chaque étage de la compression et celles du stator guident l'air pour le faire pénétrer dans l'étage successif du rotor, sous l'angle qui convient. L'air comprimé sort par le corps de refoulement du compresseur et entre dans l'enveloppe de combustion et leurs chambres. L'air du compresseur sert également à refroidir la turbine et pour l'étanchéité l'huile de graissage des paliers.

- Rotor du compresseur

Le rotor du compresseur est un ensemble composé de seize roues (16), de deux demi-arbres, de tirants et des aubes.

Chaque roue et la portion d'un demi arbre, à toute autour des fentes. Les aubes du rotor sont insérées dans ces fentes et maintenues en position axiale par des entretoises qui sont à leur tour implanté à chaque extrémité de la fente. Ces aubes ont une forme aérodynamique et sont conçues pour bien comprimer l'air à des vitesses élevées à leurs extrémités. Le choix de la position des roues se fait lors du montage de manière à réduire les corrections d'équilibre. Après le montage, le rotor est équilibré dynamiquement de manière plus précise.

Le demi arbre avant est usiné de façon à donner les faces avant et arrière de buté, le coussinet du palier N°1 et du joint d'air basse pression du compresseur, comme nous montre figure (II-10).



Figure (II-10) : Rotor HP (compresseur axial)

- Stator du compresseur

Le stator (corps) du compresseur comprend trois sections principales :

- ❖ Carter d'admission figure (II-11) : Le corps d'admission se trouve à l'avant de la turbine à gaz, sa fonction principale est de diriger l'air de manière uniforme dans le compresseur, le corps soutient également l'ensemble du palier N°1 dont la partie inférieure du logement constitue un corps séparé à bride et boulonné à la moitié inférieure du corps d'admission. L'envasement interne est relié à l'évasement externe par sept (07) entretoises.

Les aubes variables de la directrice sont montées à l'arrière du corps d'admission. Elles permettent à la turbine d'accélérer rapidement et en douceur sans pompage du compresseur. L'huile hydraulique sert à mettre en marche les aubes variables par l'intermédiaire d'une grande couronne d'entrée et de plusieurs petits pignons d'engrenage. Au moment du lancement, les aubes sont mises à  $44^\circ$ , ce qui représente la position fermée.



Figure (II-11) : Carter d'admission partie supérieure

- ❖ Carter avant du compresseur : Le corps avant du compresseur contient les dix premiers étages du stator du compresseur (numérotés de zéro à neuf) voir figure (II-12). Il transforme les charges structurales du corps adjacent au support avant du corps. Le corps avant du compresseur est équipé de deux gros tourillons, fendus dans la masse, utilisés pour le levage de la turbine à gaz de son socle.



Figure (II-12) : Corps avant du compresseur partie supérieure

❖ Corps de refoulement du compresseur : Le corps de refoulement du compresseur est la dernière partie de la section compresseur. C'est le corps simple le plus long. Il se trouve à égale distance entre les supports avant et les supports arrière de la turbine. Les fonctions de ce corps sont :

- ✓ Equilibrer le pompage du compresseur
- ✓ Former les parois internes et externes du diffuseur
- ✓ Relier le compresseur au stator de la turbine
- ✓ C'est un support de directrice de la turbine de premier étage

Le corps de refoulement du compresseur comprend deux cylindres, dont l'un est la continuation du corps de compresseur et l'autre cylindre intérieur qui entoure son rotor.

Ces deux cylindres sont concentriques, ils sont maintenus en place par huit entourasses radiales, évasées de manière à correspondre au grand diamètre de la caisse de la turbine, se sont les éléments porteurs de la charge principale de cette partie du stator de la turbine à gaz.

La structure de support de palier N°2 se trouve dans le cylindre intérieur. L'espace annulaire conique séparant le cylindre extérieur du cylindre intérieur du corps de refoulement, forme de diffuseur, convertit une partie de la vitesse de sortie du compresseur en pression supplémentaire voir figure (II-13).



Figure (II-13) : Corps de refoulement du compresseur partie supérieure

➤ Section chambre de combustion

La section combustion de la turbine à gaz comprend :

- L'enveloppe de combustion : Elle soutient les douze corps de combustion et renferme les douze pièces de transition, c'est une enceinte qui reçoit l'air de refoulement du compresseur à flux axial et le transfère aux chambres de combustion. Les moitiés : supérieure et inférieure de l'enveloppe sont montées autour de la partie arrière du corps de refoulement du compresseur. La plaque arrière de l'enveloppe de combustion est boulonnée à la bride verticale du corps de la turbine, celle avant est boulonnée à la bride arrière du corps de refoulement.

- Douze ensembles injecteurs de combustibles : Chaque chambre de combustion est pourvue d'un injecteur de combustible émettant une quantité mesurée de combustible dans la chemise de combustion. Cette combustion gazeuse entre directement dans chaque chambre à travers des trous de mesures situés sur le bord extérieur de la plaque de la turbulence.

- Bougie d'allumage : La combustion du mélange combustible et air est déclenchée par les bougies avec électrodes. Deux bougies sont installées dans chacune des deux chambres (N°9 et N°10) et reçoivent l'énergie des transformateurs d'allumages. Les autres chambres sans bougies sont allumées à travers les tubes foyer d'interconnexion.

- Deux détecteurs de flamme : Pendant la séquence de lancement, il faut envoyer une indication ou absence de flamme au système de commande. Pour cette raison un système de contrôle de flamme est utilisé, il comprend quatre (04) capteurs installés sur quatre (04)

chambres de combustion adjacentes et un amplificateur électronique monté dans le tableau de commande de la turbine.

Le capteur de flamme ultraviolet comprend un capteur de flamme, contenant un détecteur rempli de gaz qui est très sensible à la présence des radiations ultraviolettes émises par la flamme aux hydrocarbures.

Nous trouvons aussi :

- Douze ensembles tubes de flammes (foyers)
- Deux transformateurs d'allumage et diverses garnitures

Les différents éléments de la section combustion se trouvent sur de la figure suivante figure (II-14)



Figure (II-14) : Différents éléments de la section combustion

Pendant le démarrage, l'air du compresseur va dans le carter des chambres de combustion et dans l'espace annulaire qui sépare le tube de flamme de la pièce de protection. Cet air comprimé passe dans le tube de flamme, s'y mélange avec le combustible et est allumé. Les gaz chauds qui résultent, descendent dans le tube de flamme puis dans la pièce de transition qui est fixée à la directrice de premier étage.

➤ Section turbine

La section turbine est celle où les gaz chauds venants de la section combustion sont convertis en énergie mécanique. Cette section comprend une partie de stator, et autre rotor.

Dans le stator de la turbine nous avons les éléments suivants :

- Corps de la turbine : La caisse de la turbine est un des principaux éléments structuraux de la turbine à gaz, elle est boulonnée extérieurement à l'avant aux entretoises du corps de refoulement du compresseur et extérieurement à l'arrière du cadre d'échappement.
- Directrice de premier étage : La directrice de premier étage comprend les segments d'aube directrice montés dans une bague de retenue, soutenue dans la veine des gaz par un dispositif de fixation de la caisse de la turbine. La conception de l'ensemble de la directrice et la disposition de son rapport dans la caisse tiennent compte de la dilatation thermique due aux gaz chauds, et maintiennent l'ensemble correctement aligné dans la veine des gaz.
- Directrice à aube variable de deuxième étage : La directrice de deuxième étage comprend des cloisons (déflecteurs) formant une directrice à angle variable dans l'espace circulaire de la veine des gaz, juste à l'avant de la turbine du deuxième étage. Ces cloisons peuvent être déplacées en même temps grâce à des arbres saillant dans la caisse de la turbine à travers des douilles, des leviers fixés à l'extrémité des arbres, sont utilisés par des maillons à des montants d'une bague de commande qui tourne sous l'action d'un cylindre hydraulique.
- Ensemble diaphragme : Le diaphragme est soutenu entre les roues de la turbine du premier étage et celle de la turbine du deuxième étage par six chevilles creuses radiales traversant la caisse de la turbine aboutissant dans des trous percés dans la paroi du diaphragme. Ce dernier est une pièce cylindrique fendue en deux sur le plan horizontal, un joint d'air est installé dans une rainure du diaphragme pour séparer les deux étages de la turbine et former l'espace roue arrière de la turbine du premier étage et l'espace roue avant de la turbine du deuxième étage. L'air de refroidissement est envoyé dans les espaces roues pour refroidir les roues de la turbine et fermer hermétiquement la veine du gaz.

Dans le rotor de la turbine nous trouvons :

La turbine à gaz dispose de deux rotors séparés, celui de la turbine premier étage (turbine haute pression), et le rotor de la turbine du deuxième étage (turbine basse pression) qui entraîne la charge.

Ces deux rotors de la turbine sont alignés dans la section turbine, mais sont mécaniquement indépendants l'un de l'autre, ce qui permet aux deux turbines de tourner à vitesses différentes. L'arbre de puissance (basse pression) dispose d'une masse de survitesse qui déclenche mécaniquement le système de commande de la turbine à gaz en cas de survitesse.

Les différents composants de la section turbine sont illustrés dans la figure (II-15) :

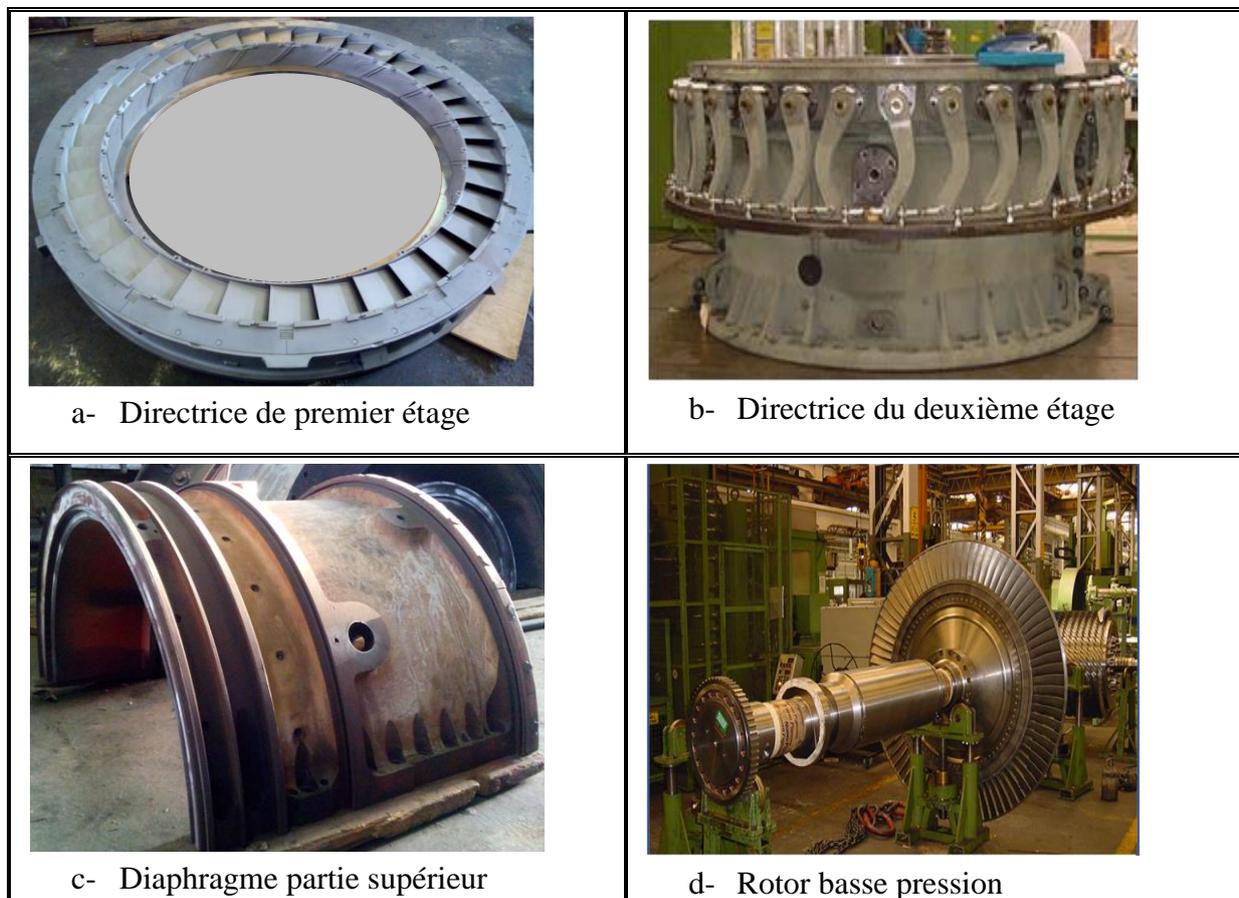


Figure (II-15) : Différents composants de la section turbine

### III-2-Description de la turbine à gaz SGT 400 [15]

La turbine à gaz à deux arbres, cycle ouvert à entraînement mécanique modèle série SGT-400, fabriquée par Siemens.

#### III-2-1-Données générales de conception

Les données générales de la turbine SGT 400 sont présentées dans le tableau suivant :

Tableau (II-2) : Données générales de la turbine Siemens SGT400

Série du modèle de turbine à gaz	SIEMENS SGT 400	❖ Section turbine	
Emploi de la turbine à gaz	Entrainement mécanique	Nombre d'étage	Deux arbres
Cycle	Simple	Injecteurs deuxième étage	variables
Type de fonctionnement	Continu		
Vitesse de l'arbre HP	9500 tr/min	❖ Section combustion	
Vitesse de l'arbre BP	5700 tr/min	Type	Six chambres
Commande électronique	STEP 7	Disposition des chambres	Concentriquement autour du compresseur
Protections	Survitesse, température excessive, détecteur de vibration et Flamme	Combustible	Gaz naturel
		Bougies	Six types électrodes à ressort auto rétractile
		Détecteur de flamme	Six types ultraviolet
		❖ Ensemble palier	
		Nombre de palier	Quatre
❖ Données nominales de la plaque		❖ Système de démarrage	
		Dispositif de démarrage	Pompe hydraulique
Puissance	13,40/14,92 MW	❖ Système de lubrification	
Température d'admission	15°C	Atténuation du bruit	Silencieux d'admission et d'échappement
Température d'échappement	555°C	Rendement thermique	≈ 36,8%
❖ Section compresseur			
Nombre d'étages	11		
Type de compresseur	Flux axial		
Type des aubes directrices	Variable		

### III-2-2 Sections de la turbine Siemens SGT400

Les sections de la turbine SGT 400 illustrées par la figure (II-15) sont :

- Admission d'air
- Section compresseur axial
- Section combustion
- Section turbine

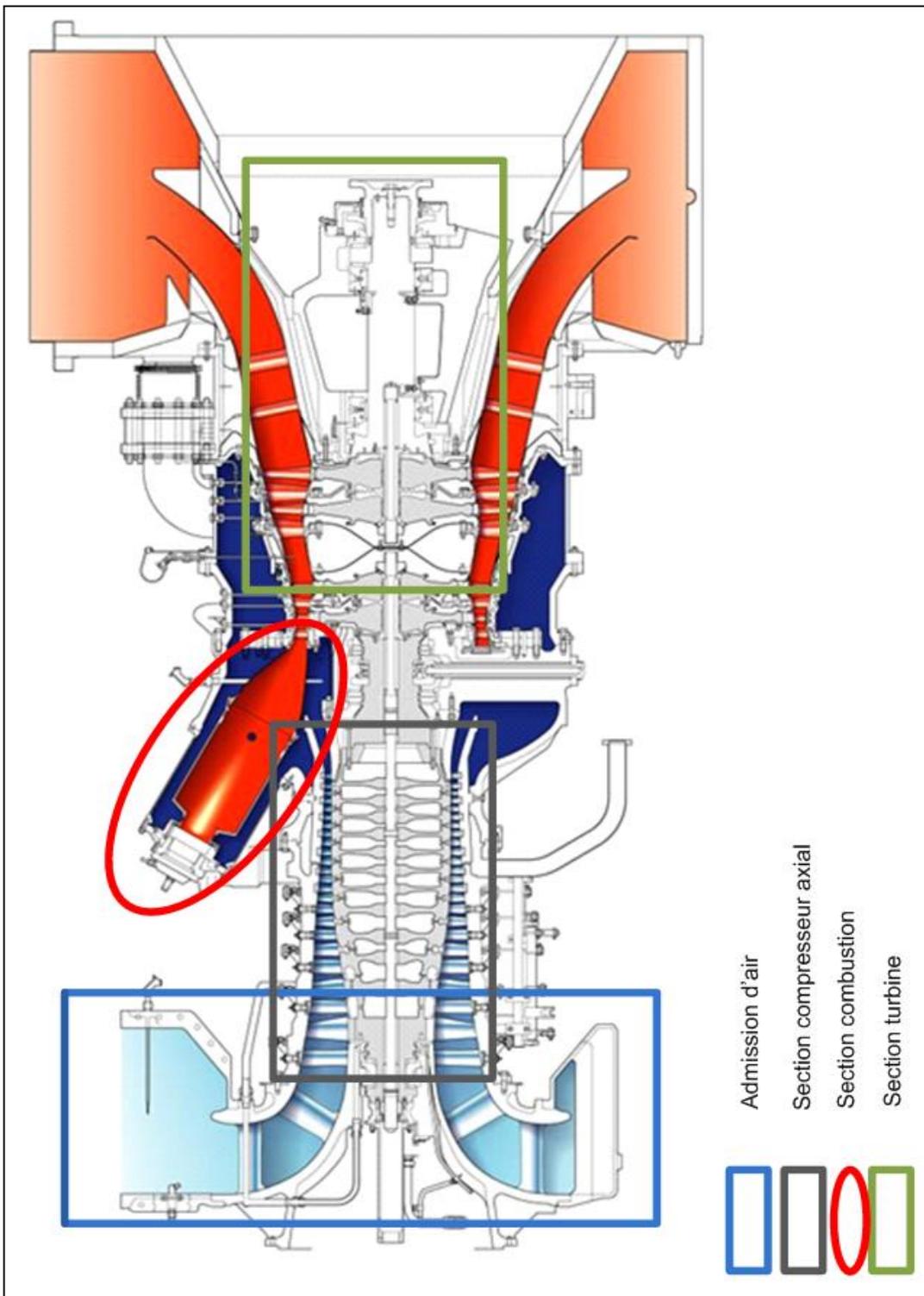


Figure (II-16) : Sections de la turbine SGT 400

➤ Admission d'air : L'enveloppe d'air d'admission est fixée au boîtier de palier, il est conçu pour fournir un trajet lisse d'air entrant vers le compresseur axial.

➤ Section compresseur [16]: Après que l'air passe par l'œil d'admission, il sera dirigé par les aubes d'admission mobiles (IGV), pour pénétrer dans le premier étage du rotor. Le compresseur de la turbine à gaz SGT 400 comprend 11 étages avec un rapport de compression de 16,8.

Il se compose de disques conçus pour une vitesse périphérique élevée, unis sur le plan axial par des tirants ou par une structure boulonnée plus légère pour les turbines destinées aux avions.

- Rotor du compresseur : Est un ensemble composé de onze roues, d'un demi-arbre des tirants et des aubes du rotor du compresseur. Ces aubes ont une forme aérodynamique sont conçus pour bien comprimer l'air à des vitesses élevées à l'extrémité des aubes comme nous le indique la figure (II-17).

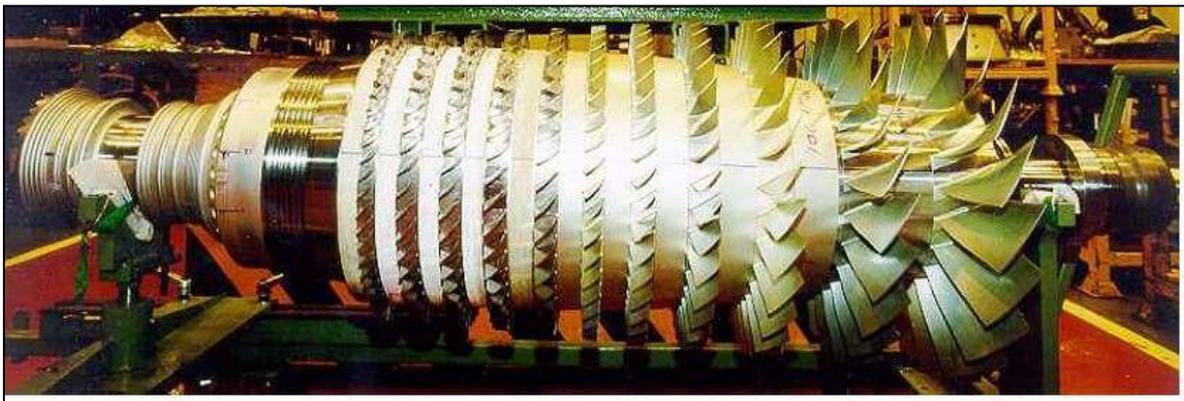


Figure (II-17) : Rotor du compresseur SGT 400

Les roues et demi arbres sont montés les uns dans les autres, par l'intermédiaire des rainures concentriques, et maintenus par des tirants.

La figure (II-18) représente la structure initiale du rotor. Le choix de position des roues se fait lors du montage, de manière à réduire les corrections d'équilibre.



Figure (II-18) : Structure initiale du rotor

L'énergie cinétique se transforme en énergie de pression. Ce passage est nécessaire par le fait d'avoir une compression où la pression de sortie supérieure à la pression d'entrée, ainsi qu'une conservation de débit pour ne pas perturber le fonctionnement et éviter le pompage du compresseur.

- Le stator du compresseur est composé de 13 rangées de pale dont les quatre premières sont des aubes directrices variables (VGV) voir figure (II-19).

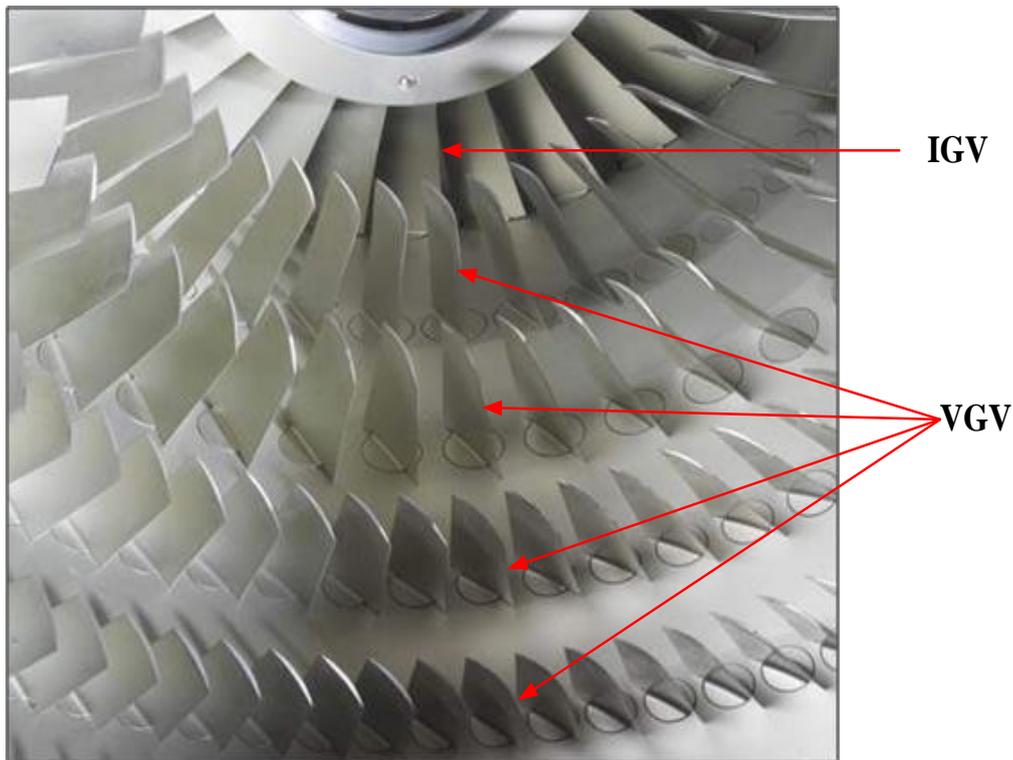


Figure (II-19) : Stator du compresseur SGT 400

A l'extérieur de l'enveloppe du stator se trouve les couronnes d'assemblage du compresseur, ainsi que les leviers des VGV comme il est illustré dans la figure (II-20).

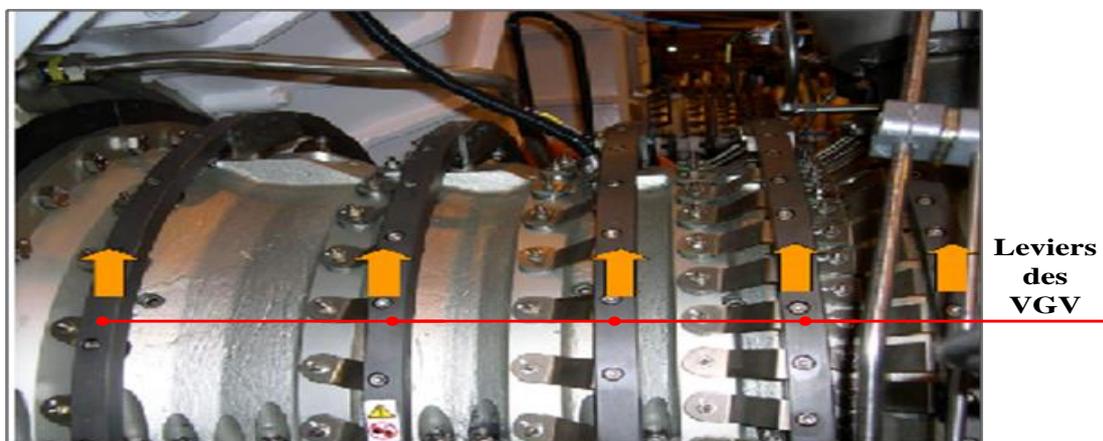


Figure (II-20) : Carter supérieur du compresseur

➤ Section combustion : La section combustion de la turbine à gaz comprend l'enveloppe de combustion, six corps de combustion extérieurs, six chemises de combustion, six injecteurs de combustible, six bougies, six détecteurs de flamme.

Les brides arrière des six corps de combustion qui sont montées la partie latérale de l'enveloppe de combustion. Les ensembles chapeau et chemise se trouvent à l'intérieur de chaque corps. Les injecteurs (brûleurs) de combustible montés dans les couvercles du corps de combustion pénètrent dans les chambres et les alimentent en combustible illustrée par la figure (II-21). Le système de combustion utilisé est le système DLE (Dry Low Emission) Baisse Emission à Sec.

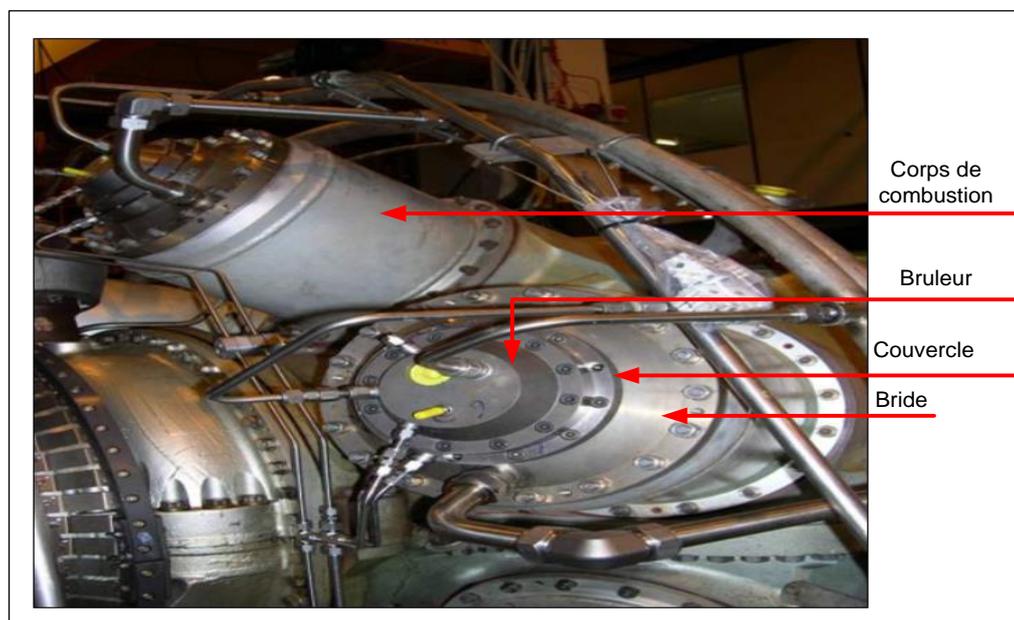


Figure (II-21) : Section combustion

La chambre de combustion est représentée par la figure (II-22)

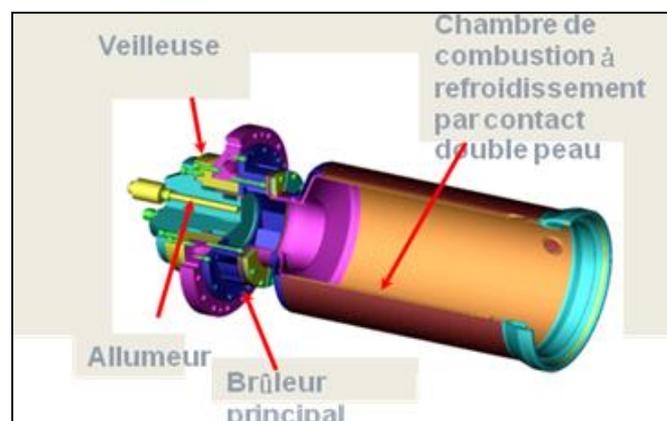


Figure (II-22) : Chambre de combustion

➤ Section turbine (détente) : La section turbine est celle où les gaz chauds venant de la section combustion sont convertis en énergie mécanique. Cette section comprend les éléments suivants : le corps de la turbine, les deux directrices du premier et du deuxième étage de la partie HP, (appelé également turbine haute pression TC), deux directrices du premier et deuxième étage de la partie BP (appelées également turbine basse pression TP).

- Directrice de la turbine : La directrice se compose d'un ensemble d'éléments appelés segments. Ces derniers sont placés l'un à côté de l'autre de telle façon qu'ils forment un anneau permettant d'orienter et d'accélérer les gaz représenté par la figure (II-23). On dispose de deux directrices côté HP (TC1 et TC2), et deux directrices côté BP (TP1 et TP2).



Figure (II-23) : Distributeur annulaire de turbine de puissance

#### IV- Conclusion

Nous remarquons qu'il existe plusieurs types de turbines suivant leur exploitation. Nous avons fait une description pour chacune des deux turbines concernées, (MS 5002C) et (Siemens SGT 400) installées à Rhourde Nouss. Elles comportent des parties qui se ressemblent et d'autres qui sont différentes. Dans le chapitre 3, nous leurs ferons une étude thermodynamique.

**Chapitre III**  
**Etude thermodynamique des**  
**deux turbines**

## Chapitre III Etude thermodynamique des deux turbines

### I- Introduction

A partir des données du constructeur et des données expérimentales des deux turbines MS 5002C et Siemens SGT 400, on va déterminer le rendement de chacune d'elle ainsi le pourcentage d'émission des gaz a l'aide des formules thermodynamiques dans des conditions opératoires avec des températures et débit réels.

### II- Etude thermodynamique

Les cycles thermodynamiques théoriques et réels représentés par les allures de la figure (III-2) correspondent au schéma de la figure (III-1) des deux turbines à gaz.

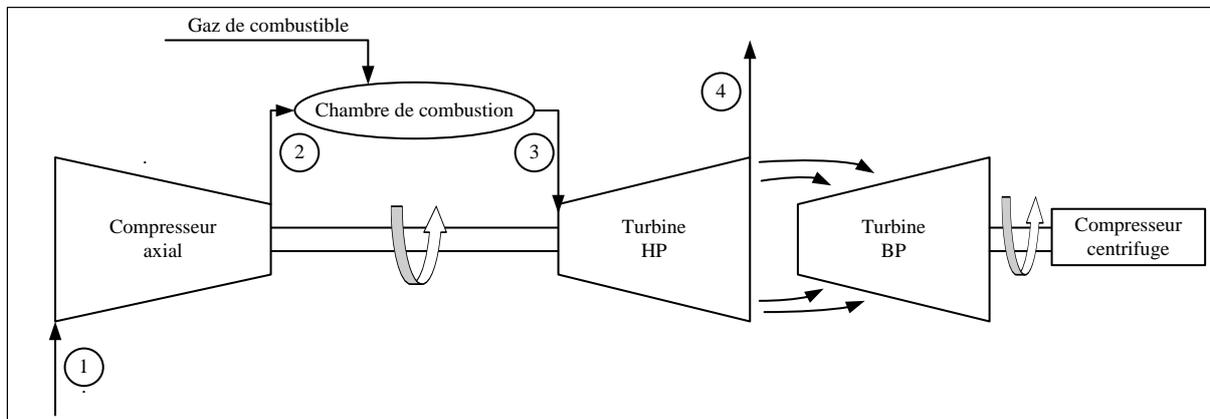
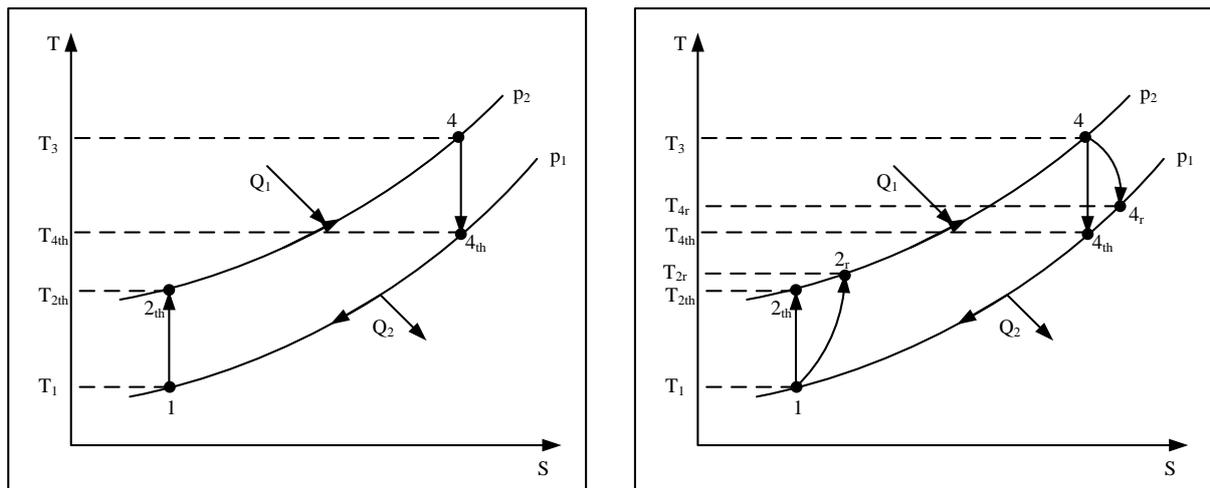


Figure (III-1) : Turbine à gaz



a- Cycle théorique

b- Cycle réel

Figure (III-2) : Cycle théorique et réel de joule

Avec :



Pour l'étude thermodynamique, on considère que le système est isentropique afin d'utiliser ces équations et pour faciliter les calculs pour les deux machines. On utilise aussi le même combustible pour les deux installations, où nous avons comme données :

- ✓  $Y'_{i \text{ mol}}$  : Fraction molaire du constituant dans le gaz (expérimental)
- ✓  $M_i$  : Masse molaire de chaque constituant
- ✓ PCI : Pouvoir calorifique inférieur de chaque constituant de gaz

Le poids moléculaire moyen du gaz combustible :

$$PM_{\text{moy}} = \sum M_i \times Y'_{i \text{ mol}} \quad (\text{III. 1})$$

Fraction massique:

$$Y'_{i \text{ massique}} = \frac{(M_i \times Y'_{i \text{ mol}})}{\sum M_i \times Y'_{i \text{ mol}}} \quad (\text{III. 2})$$

Pouvoir calorifique inférieur moyen :

$$PCI_{\text{moy}} = \sum PCI_i \times Y'_{i \text{ mol}} \quad (\text{III. 3})$$

Les valeurs données et calculées sont affichées dans le tableau ci dessous

Tableau (III-1) : Composition et caractéristique du gaz de combustion

Constitution de gaz	$Y'_{i \text{ mol}}$	Masse molaire $M_i$ (kg/kmol)	$M_i \times Y'_{i \text{ mol}}$	$Y'_{i \text{ massique}}$	PCI (kcal/m <sup>3</sup> )	PCI $\times Y'_{i \text{ mol}}$ (kcal/m <sup>3</sup> )
CH <sub>4</sub>	0,8354	16	13,37	0,682	8570	7159,37
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	0,0774	30	2,32	0,118	15408	1192,58
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0,0138	44	0,61	0,031	22284	307,52
iC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,0022	58	0,13	0,007	29511	64,92
nC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,0019	58	0,11	0,006	29643	56,32
iC <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,0004	72	0,03	0,0015	37917	15,17
nC <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,0002	72	0,01	0,0007	38049	7,61
nC <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	0,0001	86	0,01	0,0004	46518	4,65
C <sub>7+</sub>	0,0007	100	0,07	0,004	57896	40,53
N <sub>2</sub>	0,0073	28	0,20	0,010	0	0,00
CO <sub>2</sub>	0,0623	44	2,74	0,140	0	0,00
	1		$PM_{\text{moy}} = 19,6$			$PCI_{\text{moy}} = 8865,38$

## II-1 Etude de la turbine MS 5002C

### II-1-1 Caractéristiques de la turbine MS 5002C

Le tableau (III-2) donne les paramètres de fonctionnement de la turbine MS 5002 C donnés par le constructeur dans les conditions ISO:

Tableau (III-2) : Paramètre de fonctionnement de la turbine MS 5002C

Puissance	KW	28340
Puissance de chauffe	KW	12308
T <sub>3</sub> max	°C et K	966 - 1239
T <sub>4</sub> max	°C et K	582 - 855
Excès d'air E	%	300 - 500
Le taux de compression P <sub>2</sub> /P <sub>1</sub>		6 - 7
Débit d'air à 15°C	Kg/h	447480
Débit de combustible	Kg/h	7200
Débit d'air de refroidissement	Kg/h	12000
Pouvoir calorifique inférieur (PCI)	Kcal/kg	10835
Masse volumique de fuel gaz	Kg/m <sup>3</sup>	PM <sub>moy</sub> =18,91kg/kmol : ρ = 0.89 PM <sub>moy</sub> =20kg/kmol : ρ = 0.84
Rendement de la chambre de combustion	%	98
Rendement du compresseur axial	%	88
Rendement de détente	%	90
Rendement total de la turbine	%	28,8
δ de l'air		1,4

### II-1-2 Données du problème

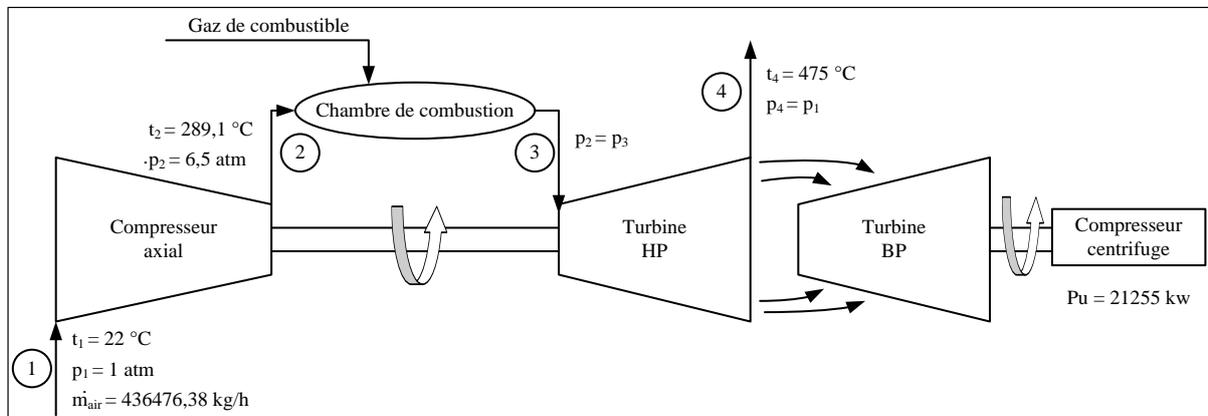


Figure (III-3) : Schéma des données du problème de la turbine MS 5002C

**II-1-3 Calcul du rendement  $\eta_{CA}$  du compresseur axial et la puissance totale de la turbine** **$P_T$** 

➤ Calcul de rendement  $\eta_{CA}$  :

$$\eta_{CA} = \frac{T_{2th} - T_1}{T_{2r} - T_1} \quad (III. 4)$$

Pour une compression isentropique nous avons :

$$\frac{T_{nth}}{T_{n-1}} = \left( \frac{P_n}{P_{n-1}} \right)^{\frac{\delta-1}{\delta}} = \varepsilon^{\frac{\delta-1}{\delta}} \quad (III. 5)$$

Avec :

$$\varepsilon = \frac{P_n}{P_{n-1}} : \text{Taux de compression}$$

$$T_{2th} = T_1 \times \varepsilon^{\frac{\delta-1}{\delta}}$$

$$T_{2th} = (22 + 273) \times 6,5^{\frac{0,4}{1,4}}$$

$$T_{2th} = 503,59K \quad t_{2th} = 230,59^\circ C$$

$$\eta_{CA} = \frac{503,59 - 295}{562,1 - 295}$$

$$\eta_{CA} = 78\%$$

➤ Calcul de la puissance total de la turbine :

$$P_T = P_U + P_{CA} \quad (III. 6)$$

$$P_{CA} = \dot{m}_{air} \times W_{CA} \quad (III. 7)$$

Avec :

$P_T$  : Puissance totale.

$P_U$  : Puissance utile.

$P_{CA}$  : Puissance du compresseur axial.

$\dot{m}_{air}$  : Débit d'air absorbé par le compresseur axial.

Comme nous avons un piquage de l'air au niveau du 10<sup>ème</sup> étage pour le refroidissement alors le travail du compresseur axial est comme suite :

$$W_{CA} = W''_{CA} + W'_{CA} \quad (III. 8)$$

Avec :

$W_{CA}$  : Travail total du compresseur axial

$W''_{CA}$  : Travail du compresseur axial du 1<sup>er</sup> jusqu' au 16<sup>ème</sup> étage

$W'_{CA}$  : Travail du compresseur axial du 1<sup>er</sup> jusqu' au 10<sup>ème</sup> étage

$$W''_{CA} = C_{p_{air}} \times (T_{2r} - T_1) \quad (III. 9)$$



La chaleur spécifique massique de l'air et sous la forme suivante: [17]

$$C_{p_{\text{air}}} = \frac{6,713 + 4,697 \times 10^{-4} \times t + 1,147 \times 10^{-6} t^2 - 4,696 \times 10^{-10} t^3}{29} \quad (\text{III. 10})$$

Avec :

$t$  : Température de l'air.

$$C_{p_{\text{airmoy}}(t_{2r}, t_1)} = \frac{C_{p_{\text{air}}}(t_{2r}) + C_{p_{\text{air}}}(t_1)}{2} \quad (\text{III. 11})$$

$$C_{p_{\text{airmoy}}(T_{2r}, T_1)} = \frac{0,2391 + 0,2319}{2}$$

$$C_{p_{\text{airmoy}}(T_{2r}, T_1)} = 0,2355 \frac{\text{kcal}}{\text{kgk}}$$

$$W''_{CA} = 0,2355 \times (289,1 - 22)$$

$$W''_{CA} = 62,90 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} = 262,93 \text{ kJ/kg}$$

$$W'_{CA} = C_{p_{\text{airmoy}}(t_{pr}, t_1)} \times (t_{pr} - t_1) \quad (\text{III. 12})$$

Pour déterminer la température de piquage ( $T_{pr}$ ) il faut déterminer la pression de piquage ( $P_p$ ) [18]

On utilise l'équation (III. 13) pour calculer la pression inter étage a partir du 16<sup>eme</sup> étage jusqu'à le 11<sup>eme</sup> étage.

$$\frac{P_e}{P_{e-1}} = \varepsilon^{\frac{1}{e}} \quad (\text{III. 13})$$

Avec  $e$  = nombre d'étage du compresseur axial

Pour  $e = 16$

$$\frac{P_{16}}{P_{15}} = \varepsilon^{\frac{1}{16}} = 1,124 \implies P_{15} = 5,78 \text{ atm}$$

Pour  $e = 15$

$$\frac{P_{15}}{P_{14}} = \varepsilon^{\frac{1}{15}} = 1,13 \implies P_{14} = 5,10 \text{ atm}$$

Le même calcul fait pour les autres pressions, on aura :

$$P_{13} = 4,46 \text{ atm} \quad P_{12} = 3,86 \text{ atm} \quad P_{11} = 3,34 \text{ atm}$$

Et enfin pour  $e = 11$

$$\frac{P_{11}}{P_{10}} = \varepsilon^{\frac{1}{11}} = 1,18 \implies P_{10} = P_p = 2,85 \text{ atm}$$

$$T_{p_{th}} = T_1 \times \left(\frac{P_p}{P_1}\right)^{\frac{\delta-1}{\delta}} = (22 + 273) \times \left(\frac{2,85}{1}\right)^{\frac{0,4}{1,4}}$$

$$T_{p_{th}} = 395,89K \quad t_{p_{th}} = 122,89^\circ C$$

$$\eta_{CA} = \frac{T_{p_{th}} - T_1}{T_{Pr} - T_1} \quad \text{d'où} \quad T_{Pr} = \frac{T_{p_{th}} - T_1}{\eta_{CA}} + T_1 \quad (\text{III. 14})$$

$$T_{Pr} = \frac{395,95 - 295}{0,78} + 295$$

$$T_{pr} = 424,42K \quad t_{pr} = 151,42^\circ C$$

$$C_{p_{airmoy}(t_{pr}, t_1)} = \frac{C_{p_{air}}(t_{pr}) + C_{p_{air}}(t_1)}{2} \quad (\text{III. 15})$$

$$C_{p_{airmoy}(T_{pr}, T_1)} = \frac{0,2348 + 0,2319}{2}$$

$$C_{p_{airmoy}(T_{pr}, T_1)} = 0,2335 \frac{\text{kcal}}{\text{kgk}}$$

$$W'_{CA} = 0,2335 \times (151,42 - 22)$$

$$W'_{CA} = 30,18 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} = 126,15 \text{ kJ/kg}$$

➤ Calcul du débit d'air entrant dans le compresseur axial :

On sait que le débit d'air volumique aspiré par le compresseur axial reste constant, seul le débit massique change avec le changement de la masse volumique qui change avec la variation de la température ambiante.

La relation entre la masse volumique et la température est :

$$\rho_{air}^t = \rho^{t=0} \times \left(\frac{273}{273 + t}\right) \quad (\text{III. 16})$$

Pour  $t = 0^\circ C$   $\rho_{air} = 1,29 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

$$t = 15^\circ C \quad \rho_{air}^{15} = \rho^0 \times \left(\frac{273}{(273 + 15)}\right)$$

$$\rho_{air}^{15} = 1,29 \times \left(\frac{273}{(273 + 15)}\right) = 1,22 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \implies \rho_{air}^{15} = 1,22 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\dot{m}_{air} = \dot{m}_{air v} \times \rho_{air}^t \quad (\text{III. 17})$$

$$\dot{m}_{air v} = \frac{\dot{m}_{air}}{\rho_{air}^t}$$

$$\dot{m}_{air v} = \frac{447480}{1,22}$$

$$\dot{m}_{\text{air } v} = 366786,88 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Pour

$$t = 22^\circ\text{C} \quad \rho_{\text{air}}^{22} = 1,29 \times \left( \frac{273}{(273 + 22)} \right) = 1,19 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{\text{air}}^{22} = 1,19 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m}_{\text{air total}} = 366786,88 \times 1,19$$

$$\dot{m}_{\text{air total}} = 436476,38 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$P_{\text{CA}} = \frac{[(\dot{m}_{\text{air}} \times W''_{\text{CA}}) + (\dot{m}_{\text{air refroidissement}} \times W'_{\text{CA}})] \times 4,18}{3600} \quad (\text{III. 18})$$

$$\dot{m}_{\text{air}} = \dot{m}_{\text{air total}} - \dot{m}_{\text{air refroidissement}}$$

$$\dot{m}_{\text{air}} = 436476,38 - 12000$$

$$\dot{m}_{\text{air}} = 424476 \text{ kg/h}$$

$$P_{\text{CA}} = \frac{[(424476 \times 62,90) + (12000 \times 30,18)] \times 4,18}{3600}$$

$$P_{\text{CA}} = 31421,64 \text{ kw}$$

$$P_{\text{T}} = 31421,64 + 21255$$

$$P_{\text{T}} = 52676,64 \text{ kw}$$

#### II-1-4 Calcul de débit du combustible ( $\dot{m}_c$ ) [19]

Nous avons

$$P_{\text{T}} = (H_3 - H_4) \times (\dot{m}_{\text{air}} + \dot{m}_c) \quad (\text{III. 19})$$

$$H_3 = \frac{P_{\text{T}}}{(\dot{m}_{\text{air}} + \dot{m}_c)} + H_4 \quad (\text{III. 20})$$

On a encore

$$H_3 \times (\dot{m}_{\text{air}} + \dot{m}_c) - H_2 \times \dot{m}_{\text{air}} = (\text{PCI} + H_c) \times \dot{m}_c \times \eta_{\text{cc}} \quad (\text{III. 21})$$

De l'équation(21), on obtient :

$$H_3 = \frac{(\text{PCI} + H_c) \times \dot{m}_c \times \eta_{\text{cc}} + H_2 \times \dot{m}_{\text{air}}}{(\dot{m}_{\text{air}} + \dot{m}_c)} \quad (\text{III. 22})$$

On met (III. 20) = (III. 22), on aura :

$$\dot{m}_c = \frac{[P_{\text{T}} + (H_4 - H_2) \times \dot{m}_{\text{air}}]}{[(\text{PCI} + H_c) \times \eta_{\text{cc}}] - H_4} \quad (\text{III. 23})$$

$$H_2 = C_{p_{\text{air}(t_{2r})}} \times t_{2r} \quad (\text{III. 24})$$

$$H_2 = 0,2391 \times 289,1$$

$$H_2 = 69,12 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} = 288,92 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$H_4 = C_{p_{\text{air}(t_{4r})}} \times t_{4r} \quad (\text{III. 25})$$

$$H_4 = 0,2463 \times 475$$

$$H_4 = 116,98 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} = 489,01 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$H_c = C_{p_{\text{fg}}} \times t_{\text{amb}} \quad (\text{III. 26})$$

$$H_c = 0,1014 \times 22$$

$$H_c = 2,23 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} = 9,3214 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{PCI}_{\text{moy}} = \frac{8865,38}{0,89}$$

$$\text{PCI}_{\text{moy}} = 9961,10 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}} = 41637,40 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{m}_c = \frac{[52676,64 + (489,01 - 288,92) \times 117,91]}{[(41637,40 + 9,3214) \times 0,98] - 489,01}$$

$$\dot{m}_c = 1,89 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 6808,94 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

➤ Calcul de débit d'air stœchiométrique :

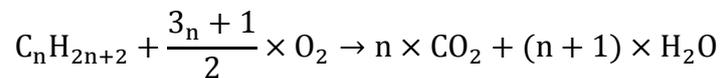
$$\dot{m}_{\text{air stoch}} = \frac{\dot{m}_{\text{O}_2}}{Y'_{i \text{ massique O}_2}} \quad (\text{III. 27})$$

$Y'_{i \text{ mol}}$  de  $\text{O}_2$  dans l'air est de 21% alors

$$Y'_{i \text{ massique O}_2} = \frac{0,21 \times 32}{29}$$

$$Y'_{i \text{ massique O}_2} = 0,23 \frac{\text{kg de O}_2}{\text{kg d'air}}$$

Selon la réaction de combustion



Alors

$$\dot{m}_{\text{O}_2} = \frac{\dot{M}_{\text{O}_2} \times \frac{(3n+1)}{2} \times Y'_{i \text{ massique}}}{M_I} \quad (\text{III. 28})$$

Dans le tableau suivant, la valeur de la masse d'O<sub>2</sub> consommée par chaque constituant pour 1kg de combustible ;

Tableau (III-3) : Masse d'O<sub>2</sub> de chaque constituant  
de la MS 5002C

Constituant	Masse d'O <sub>2</sub> consommée par constituant (Kg)
CH <sub>4</sub>	2,728
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	0,441
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0,113
iC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,025
nC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,021
iC <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,0053
nC <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,0024
nC <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	0,0014
C <sub>7+</sub>	0,014
N <sub>2</sub>	0
CO <sub>2</sub>	0
Total	3,357

Rapport-gratuit.com   
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

$$\dot{m}_{\text{air stoch}} = \frac{3,35}{0,23}$$

$$\dot{m}_{\text{air stoch}} = 14,56 \frac{\text{kg}_{\text{air}}}{\text{kg}_c}$$

➤ Valeur d'excès d'air

$$E = \frac{\dot{m}_{\text{air}}}{\dot{m}_c \times \dot{m}_{\text{air stoch}}} \quad (\text{III. 29})$$

$$E = \frac{424476}{6808,94 \times 14,56}$$

$$E = 4,281$$

$$E = 428,1\%$$

➤ Recalcul de l'enthalpie H<sub>4</sub> en fonction du débit de combustible :

Après la détermination du débit de combustible consommé, nous pouvons recalculer l'enthalpie H<sub>4</sub> en tenant compte du Cp<sub>gaz d'echap</sub> qui sera calculer en fonction de la valeur d'excès d'air selon la relation [20]:

$$Cp_{\text{gaz d'echap}} = \frac{\left[0,9718 + \left(\frac{0,044}{E}\right) + \left(\frac{0,0536}{E + 0,0927}\right) \times \left(\frac{T_{4r}}{1000}\right)\right]}{4,18} \quad (\text{III. 30})$$

$$Cp_{\text{gaz d'echap}} = \frac{\left[0,9718 + \left(\frac{0,044}{4,281}\right) + \left(\frac{0,0536}{4,281 + 0,0927}\right) \times \left(\frac{475 + 273}{1000}\right)\right]}{4,18}$$

$$C_{p_{\text{gaz d'échap}}} = 0,2538 \text{ kcal/kgk}$$

Donc la valeur de  $H_4$  devient :

$$H'_4 = C_{p_{\text{gaz d'échap}}} \times t_{4r} \quad (\text{III. 31})$$

$$H'_4 = 0,2538 \times 475$$

$$H'_4 = 120,55 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} = 503,91 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Alors la valeur réelle du débit de combustible est :

$$\dot{m}'_c = \frac{[52676,64 + (503,91 - 288,92) \times 117,91]}{[(41637,40 + 9,3214) \times 0,98] - 503,91}$$

$$\dot{m}'_c = 1,93 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 6968,30 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Remarque

Nous remarquons que le débit de combustible recalculé avec  $H'_4$  est légèrement supérieur à celui calculé avec  $H_4$ . Donc on peut considérer que les gaz d'échappement contiennent un débit d'excès d'air important.

➤ Calcul d'enthalpie  $H_3$  et la température  $T_3$  (équation (III.22))

$$H_3 = \frac{(\text{PCI} + H_c) \times \dot{m}'_c \times \eta_{cc} + H_2 \times \dot{m}_{\text{air}}}{(\dot{m}_{\text{air}} + \dot{m}'_c)}$$

$$H_3 = \frac{(9961,10 + 2,23) \times 6968,30 \times 0,98 + (69,12 \times 424476)}{(424476 + 6968,30)}$$

$$H_3 = 225,70 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} = 943,44 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$C_{p_{t_3}} = \left[ 0,9718 + \left( \frac{0,044}{4,281} \right) + \left( \frac{0,0536}{4,281 + 0,0927} \right) \times \left( \frac{T_3}{1000} \right) \right]$$

$$H_3 = C_{p_{t_3}} \times (T_3 - 273) \quad (\text{III. 32})$$

$$H_3 = (0,9820 + 1,2255 \times 10^{-5} \times T_3) \times (T_3 - 273)$$

$$+1,2255 \times 10^{-5} \times T_3^2 + 0,9786 \times T_3 \times -1211,52 = 0$$

$$T_3 = 1219,39 \text{ k} \quad t_3 = 946,39^\circ\text{C}$$

De l'équation (III. 32), nous avons :  $C_{p_{T_3}} = \frac{H_3}{t_3}$

$$C_{p_{t_3}} = \frac{225,70}{956,10} = 0,2384 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}} = 0,9968 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$$

### II-1-5 Calcul du rendement de la détente $\eta_d$

Le rendement de la détente se calcul avec la relation suivante :

$$\eta_d = \frac{T_3 - T_{4r}}{T_3 - T_{4th}} \quad (\text{III. 33})$$

Pour calculer  $T_{4th}$ , il faut savoir la valeur du  $\delta$  d'échappement :

$$C_v = \frac{C_p}{\delta_{\text{echappement}}} \quad \text{d'où} \quad \delta_{\text{echappement}} = \frac{C_p}{C_v} \quad (\text{III. 34})$$

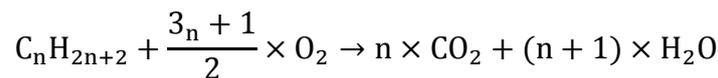
$$C_v = C_p - r \quad (\text{III. 35})$$

Avec

$$r = \frac{1,98}{P_M} \quad (\text{III. 36})$$

➤ Détermination les quantités massique des constituant des gaz d'échappement :

La détermination des débit massique des différents constituants se fait a partir de la réaction de la combustion suivante :



- Détermination de la quantité d' $O_2$  nécessaire pour 1kg de combustible

$$m_{O_2} = (m_{\text{air en excès}} - m_{\text{air stoch}}) \times Y'_{i \text{ massique } O_2} \quad (\text{III. 37})$$

$$m_{\text{air en excès}} = m_{\text{air stoch}} \times E \quad (\text{III. 38})$$

$$m_{O_2} = [(14,56 \times 4,281) - 14,56] \times 0,23$$

$$m_{O_2} = 10,77 \text{ kg/kg}_c$$

- Détermination de la quantité d' $N_2$  émise pour 1kg de combustible

$$m_{N_2 \text{ émise}} = m_{\text{air en excès}} \times Y'_{i \text{ massique } N_2 \text{ (dans l'air)}} + Y'_{i \text{ massique } N_2 \text{ (dans comb)}} \quad (\text{III. 39})$$

$$m_{N_2 \text{ émise}} = 61,39 \times (1 - 0,23) + 0,010$$

$$m_{N_2 \text{ émise}} = 47,28 \text{ kg/kg}_c$$

- Détermination de les quantités du  $CO_2$  et  $H_2O$  émises pour 1kg de combustible

Les quantités du  $CO_2$  et  $H_2O$  émises pour 1kg de combustible sont calculés suivant les formules suivante, ces valeurs seront représenté dans le tableau qui suit :

$$m_{CO_2} = \frac{M_{CO_2} \times n \times Y'_{i \text{ massique}}}{M_I} \quad (\text{III. 40})$$

$$m_{H_2O} = \frac{M_{H_2O} \times (n+1) \times Y'_{i \text{ massique}}}{M_I} \quad (\text{III. 41})$$

Tableau (III-4) : Masse de CO<sub>2</sub> et H<sub>2</sub>O émises de chaque constituant

Constituant	Masse de CO <sub>2</sub> émis par constituant (Kg/kg de constituant)	Masse de H <sub>2</sub> O émises par constituant (Kg kg de constituant)
CH <sub>4</sub>	1,8755	1,5345
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	0,3461	0,2124
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0,0930	0,0507
iC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,0212	0,0109
nC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,0182	0,0093
iC <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,0046	0,0023
nC <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,0021	0,0011
nC <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	0,0012	0,0006
C <sub>7+</sub>	0,0123	0,0058
CO <sub>2</sub>	0,140	
Total	2,5142	1,8276

- Détermination de la concentration des gaz d'échappement

La fraction des gaz d'échappement sera déterminée suivant les formules suivant :

$$Y'_{i \text{ gaz d'échappement(molaire)}} = \frac{\frac{m_i}{M_i}}{\sum \frac{m_i}{M_i}} \quad (\text{III. 42})$$

$$Y'_{i \text{ gaz d'échappement(massique)}} = \frac{m_i}{\sum m_i} \quad (\text{III. 43})$$

Tableau (III-5) : Fraction molaire et massique des gaz d'échappement

	$Y'_i \text{ gaz d'échappement(molaire)}$	$Y'_i \text{ gaz d'échappement(massique)}$	$Y'_i \text{ gaz d'échappement(molaire)} \times M_i$
CO <sub>2</sub>	0,02564	0,02486	1,684
H <sub>2</sub> O	0,04555	0,04417	0,501
N <sub>2</sub>	0,77360	0,77423	21,237
O <sub>2</sub>	0,15521	0,15675	5,616
Tota 1	1	1	$P_M = 28,76$

Calcul de Cv

$$C_v = 0,2384 - \frac{1,98}{28,76}$$

$$C_v = 0,1695 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

$$\delta = \frac{0,2384}{0,1695} = 1,4$$

➤ Calcul de  $T_{4th}$ 

A partir de la formule N°5

$$T_{4th} = \left(\frac{1}{6,5}\right)^{\frac{0,4}{1,4}} \times 1219,39$$

$$T_{4th} = 714,30 \text{ K} = 441,30 \text{ °C}$$

$$\eta_d = \frac{1219,39 - 748}{1219,39 - 714,30}$$

$$\eta_d = 93\%$$

**II-1-6 Calcul du rendement global de la turbine  $\eta_t$** 

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} \quad (\text{III. 44})$$

$$Q_1 = H_3 \times (m'_{\text{air}} + m'_c) - H_2 \times m'_{\text{air}} \quad (\text{III. 45})$$

$$Q_1 = 225,70 \times (424476 + 6968,30) - 69,12 \times 424476$$

$$Q_1 = 68037197,39 \text{ kcal/h}$$

$$Q_2 = H'_4 \times (m'_{\text{air}} + m'_c) - H_1 \times m'_{\text{air}} \quad (\text{III. 46})$$

$$H_1 = C_{p_{\text{air}(t_1)}} \times t_1 \quad (\text{III. 47})$$

$$H_1 = 0,2319 \times 22$$

$$H_1 = 5,10 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} = 21,32 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_2 = 120,55 \times (424476 + 6968,30) - 5,10 \times 424476$$

$$Q_2 = 49845782,77 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

$$\eta_t = \frac{68037197,39 - 49845782,77}{68037197,39}$$

$$\eta_t = 26\%$$

### II-1-7 Résultats des calculs

Tableau (III-6) : Résultats des calculs

$T_1$	295 K
$T_2$	562 K
$T_3$	1219,39 K
$T_4$	748 K
$\dot{m}_{\text{air}}$	436476,38 kg/h
$P_{\text{CA}}$	31421,64 kw
$\dot{m}'_c$	6968,30 kg/h
E	4,281%
$\eta_d$	93%
$\eta_t = 26\%$	

## II-2 Etude de la turbine Siemens SGT 400

### II-2-1 Caractéristiques de la turbine Siemens SGT 400

Le tableau (III-7) donne les paramètres de fonctionnement de la turbine Siemens SGT 400 donnés par le constructeur dans les conditions ISO:

Tableau (III-7) : Paramètre de fonctionnement de la turbine Siemens SGT 400

Puissance	KW	13800
$T_3$ max	°C et K	1300 - 1573
$T_4$ max	°C et K	555 - 828
Excès d'air E	%	200 - 500
Le taux de compression $P_2/P_1$		16,8
Débit d'air à 15°C	Kg/h	140040
Débit de combustible	Kg/h	2905
Pouvoir calorifique inférieur (PCI)	Kcal/kg	10640
Rendement de la chambre de combustion	%	98
Rendement du compresseur axial	%	87
Rendement de détente	%	88
Rendement total de la turbine	%	34
$\delta$ de l'air		1,4

### II-2-2 Données du problème

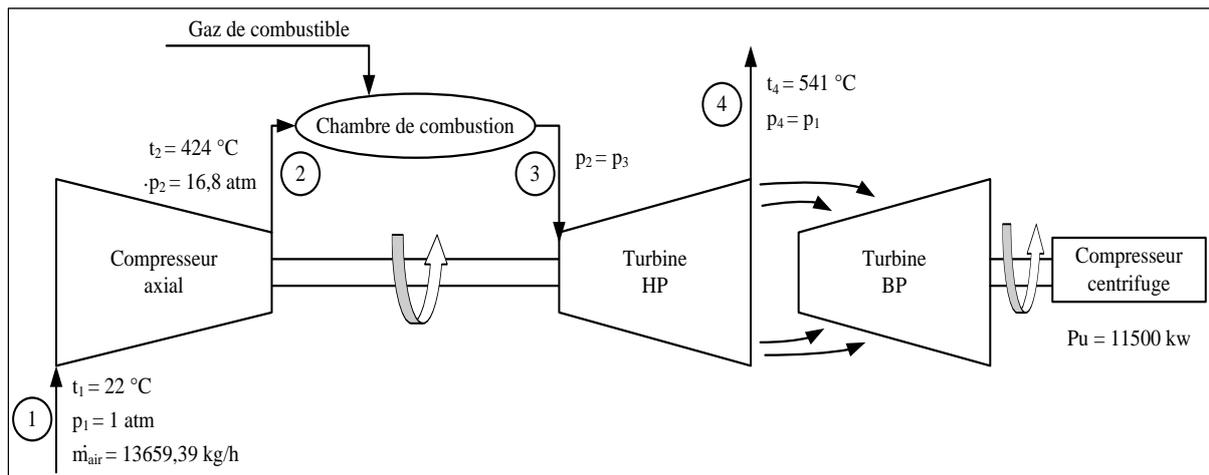


Figure (III-4) : Schéma des données du problème de la turbine Siemens SGT 400

**II-2-3 Calcul du rendement  $\eta_{CA}$  du compresseur axial et la puissance totale de la turbine** **$P_T$** 

Prenons les formules précédentes de (III.4) jusqu'à(III.47), pour calculer les paramètres suivants :

- Calcul de rendement  $\eta_{CA}$  :

$$\eta_{CA} = \frac{T_{2th} - T_1}{T_{2r} - T_1}$$

$$T_{2th} = T_1 \times \varepsilon^{\frac{\delta-1}{\delta}}$$

$$T_{2th} = (22 + 273) \times 16,8^{\frac{0,4}{1,4}}$$

$$T_{2th} = 660,5K \quad t_{2th} = 387,55^\circ C$$

$$\eta_{CA} = \frac{660,55 - 295}{697 - 295}$$

$$\eta_{CA} = 90\%$$

- Calcul de la puissance total de la turbine :

$$P_T = P_U + P_{CA}$$

$$P_{CA} = \dot{m}_{air} \times W_{CA}$$

$$W_{CA} = C_{p_{airmoy}(T_{2r}, T_1)} \times (T_{2r} - T_1)$$

$$C_{p_{airmoy}(t_{2r}, t_1)} = \frac{C_{p_{air}}(t_{2r}) + C_{p_{air}}(t_1)}{2}$$

$$C_{p_{airmoy}(T_{2r}, T_1)} = \frac{0,2442 + 0,2319}{2}$$

$$C_{p_{airmoy}(T_{2r}, T_1)} = 0,2380 \frac{\text{kcal}}{\text{kgk}}$$

$$W_{CA} = 0,2368 \times (424 - 22)$$

$$W_{CA} = 95,67 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} = 399,92 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

- Calcul du débit d'air entrant dans le compresseur axial :

$$\rho_{air}^t = \rho^{t=0} \times \left( \frac{273}{273 + t} \right)$$

$$\dot{m}_{air v} = \frac{140040}{1,22}$$

$$\dot{m}_{air v} = 114786,88 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Pour

$$t = 22^{\circ}\text{C} \quad \text{on a} \quad \rho_{\text{air}}^{22} = 1,29 \times \left( \frac{273}{(273 + 22)} \right) = 1,19 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m}_{\text{air}} = 114786,88 \times 1,19$$

$$\dot{m}_{\text{air}} = 136596,39 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$P_{\text{CA}} = \frac{[(\dot{m}_{\text{air}} \times W_{\text{CA}})] \times 4,18}{3600}$$

$$P_{\text{CA}} = \frac{[(136596,3 \times 95,67)] \times 4,18}{3600}$$

$$P_{\text{CA}} = 15173,59 \text{kw}$$

$$P_{\text{T}} = 15097,47 + 11500$$

$$P_{\text{T}} = 26673,59 \text{kw}$$

#### II-2-4 Calcul de débit de combustible ( $\dot{m}_c$ )

$$\dot{m}_c = \frac{[P_t + (H_4 - H_2) \times \dot{m}_{\text{air}}]}{[(\text{PCI} + H_c) \times \eta_{\text{cc}}] - H_4}$$

$$H_2 = C_{p_{\text{air}(t_{2r})}} \times t_{2r}$$

$$H_2 = 0,2442 \times 424$$

$$H_2 = 103,54 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} = 432,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$H_4 = C_{p_{\text{air}(t_{4r})}} \times t_{4r}$$

$$H_4 = 0,2484 \times 541$$

$$H_4 = 134,38 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} = 561,72 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{m}_c = \frac{[26673,59 + (561,72 - 432,8) \times 37,94]}{[(41637,40 + 9,3214) \times 0,98] - 561,72}$$

$$\dot{m}_c = 0,78 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 2824,45 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

➤ Calcul de débit d'air stœchiométrique :

$$\dot{m}_{\text{air stoch}} = \frac{m_{\text{O}_2}}{Y'_{i \text{ massique O}_2}}$$

$Y'_{i \text{ mol}}$  de  $\text{O}_2$  dans l'air est de 21% alors

$$Y'_{i \text{ massique O}_2} = \frac{0,21 \times 32}{29}$$

$$Y'_{i \text{ massique } O_2} = 0,23 \frac{\text{kg de } O_2}{\text{kg d'air}}$$

$$\dot{m}_{\text{air stoch}} = \frac{3,35}{0,16}$$

$$\dot{m}_{\text{air stoch}} = 14,56 \frac{\text{kg}_{\text{air}}}{\text{kg}_c}$$

➤ Valeur d'excès d'air

$$E = \frac{\dot{m}_{\text{air}}}{\dot{m}_c \times \dot{m}_{\text{air stoch}}}$$

$$E = \frac{136596,39}{2824,45 \times 14,56}$$

$$E = 3,321$$

$$E = 332,1 \%$$

➤ Recalcul de l'enthalpie  $H_4$  en fonction du débit de combustible :

$$C_{p_{\text{gaz d'echap}}} = \frac{\left[0,9718 + \left(\frac{0,044}{E}\right) + \left(\frac{0,0536}{E + 0,0927}\right) \times \left(\frac{T_{4r}}{1000}\right)\right]}{4,18}$$

$$C_{p_{\text{gaz d'echap}}} = \frac{\left[0,9718 + \left(\frac{0,044}{3,321}\right) + \left(\frac{0,0536}{3,321 + 0,0927}\right) \times \left(\frac{541 + 273}{1000}\right)\right]}{4,18}$$

$$C_{p_{\text{gaz d'echap}}} = 0,2569 \text{ kcal/kgk}$$

Donc la valeur de  $H_4$  devient :

$$H'_4 = C_{p_{\text{gaz d'echap}}} \times t_{4r}$$

$$H'_4 = 0,2569 \times 541$$

$$H'_4 = 138,98 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} = 580,94 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Alors la valeur réelle du débit de combustible est :

$$\dot{m}'_c = \frac{[26673,59 + (580,94 - 432,8) \times 37,94]}{[(41637,40 + 9,3214) \times 0,98] - 580,94}$$

$$\dot{m}'_c = 0,80 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 2891,10 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

➤ Calcul d'enthalpie  $H_3$  et la température  $T_3$

$$H_3 = \frac{(\text{PCI} + H_c) \times \dot{m}'_c \times \eta_{cc} + H_2 \times \dot{m}_{\text{air}}}{(\dot{m}_{\text{air}} + \dot{m}'_c)}$$

$$H_3 = \frac{(9961,10 + 2,23) \times 2891,10 \times 0,98 + (103,54 \times 136596,39)}{(136596,39 + 2891,10)}$$

$$H_3 = 303,19 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} = 1267,34 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$C_{p_{t_3}} = \left[ 0,9718 + \left( \frac{0,044}{3,321} \right) + \left( \frac{0,0536}{3,321 + 0,0927} \right) \times \left( \frac{T_3}{1000} \right) \right]$$

$$H_3 = C_{p_{t_3}} \times (T_3 - 273)$$

$$H_3 = (0,9797 + 9,50 \times 10^{-6} \times T_3) \times (T_3 - 273)$$

$$+ 1,570 \times 10^{-5} \times T_3^2 + 0,9807 \times T_3 \times -1536,24 = 0$$

$$T_3 = 1529,04 \text{ k} \quad t_3 = 1256,04^\circ\text{C}$$

$$C_{p_{T_3}} = \frac{H_3}{t_3}$$

$$C_{p_{t_3}} = \frac{303,19}{1256,04}$$

$$C_{p_{t_3}} = 0,2413 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}} = 1,008 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$$

### II-2-5 Calcul du rendement de la détente $\eta_d$

Le rendement de la détente se calcul avec la relation suivante :

$$\eta_d = \frac{T_3 - T_{4r}}{T_3 - T_{4th}}$$

Pour calculer  $T_{4th}$ , il faut savoir la valeur du  $\delta$  d'échappement :

$$C_v = \frac{C_p}{\delta_{\text{echappement}}} \quad \text{d'où} \quad \delta_{\text{echappement}} = \frac{C_p}{C_v}$$

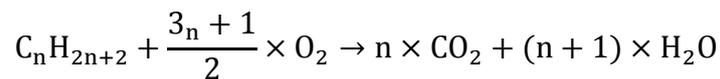
$$C_v = C_p - r$$

Avec

$$r = \frac{1,98}{P_M}$$

➤ Détermination les quantités massique des constituant des gaz d'échappement :

La détermination des débit massique des différents constituants se fait a partir de la réaction de la combustion suivante :



- Détermination de la quantité d' $O_2$  nécessaire pour 1kg de combustible

$$m_{O_2} = (m_{\text{air en excès}} - m_{\text{air stoch}}) \times Y'_{i \text{ massique } O_2}$$

$$m_{\text{air en excès}} = m_{\text{air stoch}} \times E$$

$$m_{O_2} = [(14,56 \times 3,321) - 14,56] \times 0,23$$

$$m_{O_2} = 7,77 \text{ kg/kg}_c$$

- Détermination de la quantité d' $N_2$  émise pour 1kg de combustible

$$m_{N_2 \text{ émise}} = m_{\text{air en excès}} \times Y'_{i \text{ massique } N_2 \text{ (dans l'air)}} + Y'_{i \text{ massique } N_2 \text{ (dans comb)}}$$

$$m_{N_2 \text{ émise}} = 48,35 \times (1 - 0,21) + 0,010$$

$$m_{N_2 \text{ émise}} = 40,60 \text{ kg/kg}_c$$

- Détermination de la concentration des gaz d'échappement

La fraction des gaz d'échappement sera déterminée suivant les formules suivant :

$$Y'_{i \text{ gaz d'échappement(molaire)}} = \frac{\frac{m_i}{M_i}}{\sum \frac{m_i}{M_i}}$$

$$Y'_{i \text{ gaz d'échappement(massique)}} = \frac{m_i}{\sum m_i}$$

Tableau (III-8) : Fraction molaire et massique des gaz d'échappement

	$Y'_{i \text{ gaz d'échappement(molaire)}}$	$Y'_{i \text{ gaz d'échappement(massique)}}$	$Y'_{i \text{ gaz d'échappement(molaire)}} \times M_i$
CO <sub>2</sub>	0,04770	0,0309	2,099
H <sub>2</sub> O	0,03467	0,0549	0,624
O <sub>2</sub>	0,14741	0,1312	4,717
N <sub>2</sub>	0,77025	0,7834	21,567
Tota 1	1	1	29,007

Calcul de Cv

$$Cv = 0,2413 - \frac{1,98}{29,007}$$

$$Cv = 0,1730 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

$$\delta = \frac{0,2413}{0,1730}$$

$$\delta = 1,394$$

➤ Calcul de  $T_{4th}$

$$T_{4th} = \left( \frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\delta-1}{\delta}} \times T_3$$

$$T_{4th} = \left( \frac{1}{16,8} \right)^{\frac{0,394}{1,394}} \times 1529,04$$

$$T_{4th} = 688,80 \text{ K} = 418,80 \text{ °C}$$

$$\eta_d = \frac{1529,04 - 814}{1529,04 - 688,80}$$

$$\eta_d = 85\%$$

### II-2-6 Calcul du rendement global de la turbine $\eta_t$

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$$

$$Q_1 = H_3 \times (m_{air} + m'_c) - H_2 \times m_{air}$$

$$Q_1 = 303,19 \times (136596,39 + 2891,10) - 103,54 \times 136596,39$$

$$Q_1 = 28206758,32 \text{ kcal/h}$$

$$Q_2 = H'_4 \times (m_{air} + m'_c) - H_1 \times m_{air}$$

$$H_1 = C_{p_{air(t_1)}} \times t_1$$

$$H_1 = 5,28 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} = 22,10 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_2 = 138,98 \times (136596,39 + 2891,10) - 5,28 \times 136596,39$$

$$Q_2 = 18664742,42 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

$$\eta_t = \frac{28206758,32 - 18664742,42}{28206758,32} = 0,32$$

$$\eta_t = 33\%$$

**II-2-7 Résultats de calcul**

Tableau (III-9) : Résultats de calcul

$T_1$	295 K
$T_2$	697 K
$T_3$	1529,04K
$T_4$	814 K
$\dot{m}_{\text{air}}$	136596,39 kg/h
$P_{\text{CA}}$	15173,59 kw
$\dot{m}'_c$	2891,10 kg/h
E	321%
$\eta_d$	85%
$\eta_t = 33\%$	

**III- Conclusion**

Dans ce chapitre, on a effectué les calculs dans des conditions opératoires pour les deux différentes installations la MS 5002C et Siemens SGT 400 où on a remarqué qu'il y a une légère différence entre les résultats trouvés et les paramètres de fonctionnement cités par le constructeur. Les calculs nous ont permis de voir la différence des résultats des émissions des gaz d'échappement entre les deux installations.

# **Chapitre IV**

## **Discussion des résultats**

## Chapitre IV

## Discussion des résultats

### I- Introduction

A partir des chapitres précédents, nous remarquons qu'il y a des apparences et des différences dans plusieurs détails entre les deux installations (MS 5002 C) et (Siemens SGT 400) dans leurs dimensionnements, calcul et le taux d'émission des gaz d'échappement. Ces détails seront illustrés dans ce chapitre.

### II- Discussion sur les composants des deux turbines

Dans n'importe quelle installation turbine dans le monde, nous trouverons des systèmes et composants qui se ressemblent dans certaines caractéristiques, exemple : système de filtrage d'air soit pour l'air d'admission ou pour l'air de combustion, système de refroidissement, d'étanchéité, paliers porteurs, paliers de butté etc..... Ces derniers se diffèrent selon les conditions de la région et les types d'installations.

Dans notre cas on va discuter de certains systèmes et composants des deux installations (MS 5002 C et SGT 400).

#### II-1 Système de filtrage d'air

La plupart des systèmes de filtrage d'air illustrés dans la figure suivante :

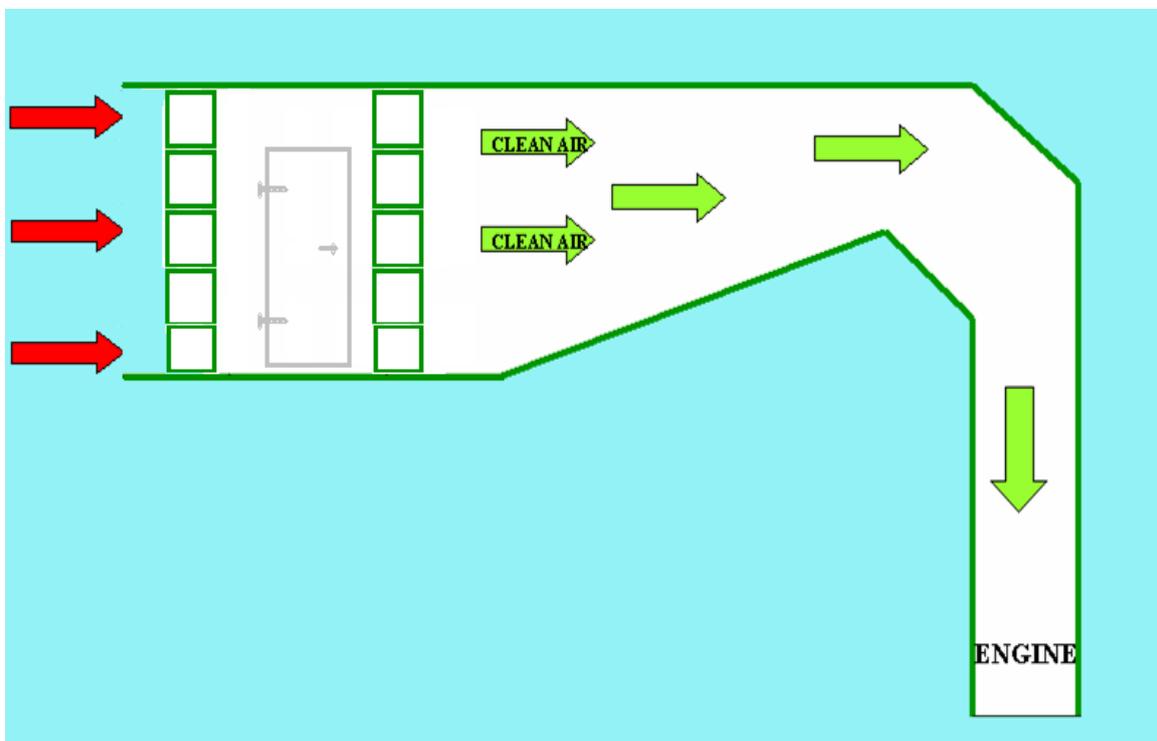


Figure (IV-I) : Système de filtrage d'air multi-étage

Les composants d'un système de filtrage sont comme suit :

- Groupe de filtres.
- Un silencieux.
- Les tamis à débris étrangers.

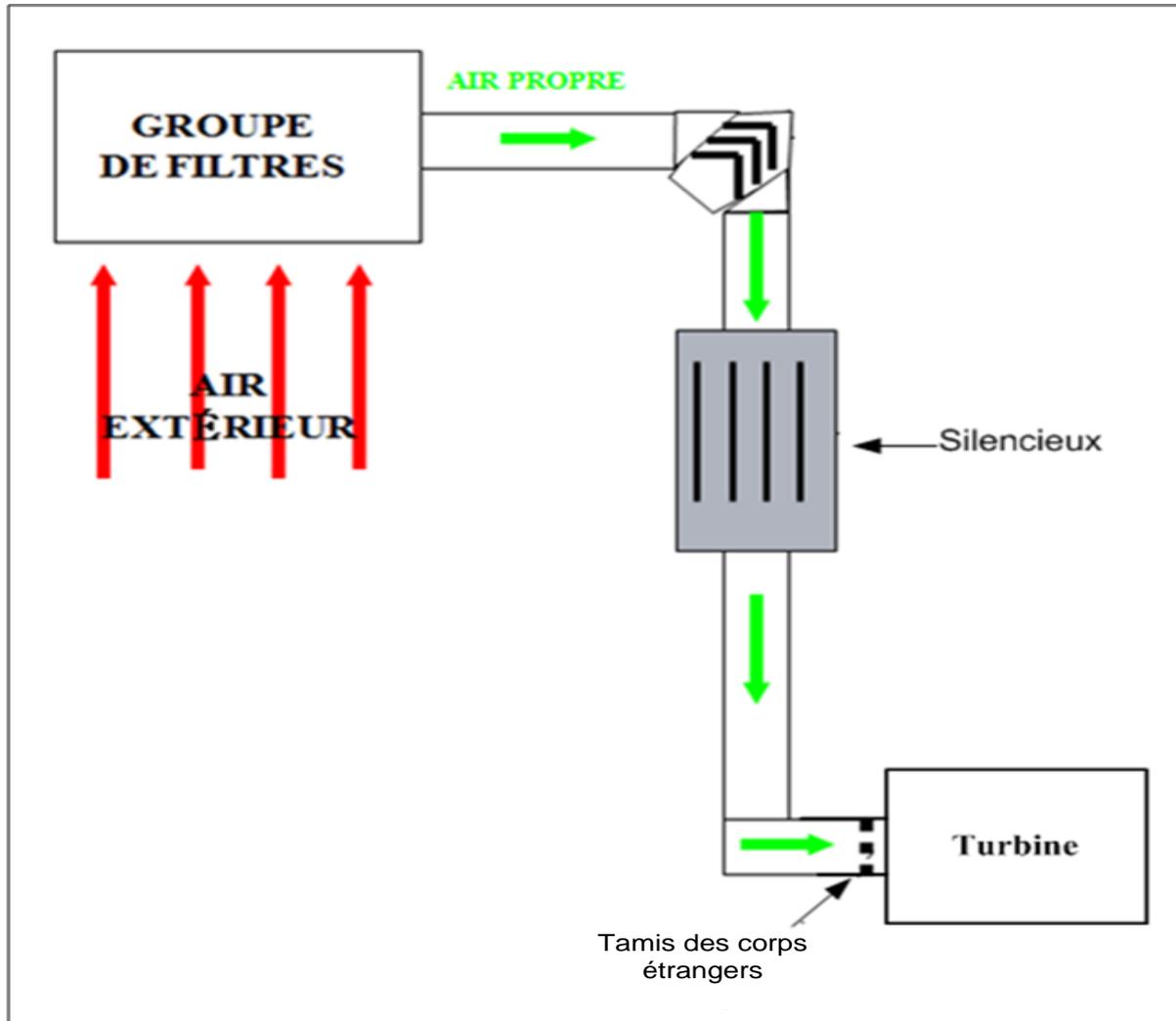


Figure (IV-2) : Composants d'un système de filtrage

Le système de filtrage des deux turbines la MS 5002C et Siemens SGT 400 contient un boîtier du filtre vertical. Il comprend quelques différences dans le nombre des cartouches de filtrage à cause de la dimension de l'installation et le débit d'air aspiré. On trouve aussi le système auto nettoyant pour permettre le nettoyage automatique des filtres lorsque la différence de pression augmente.

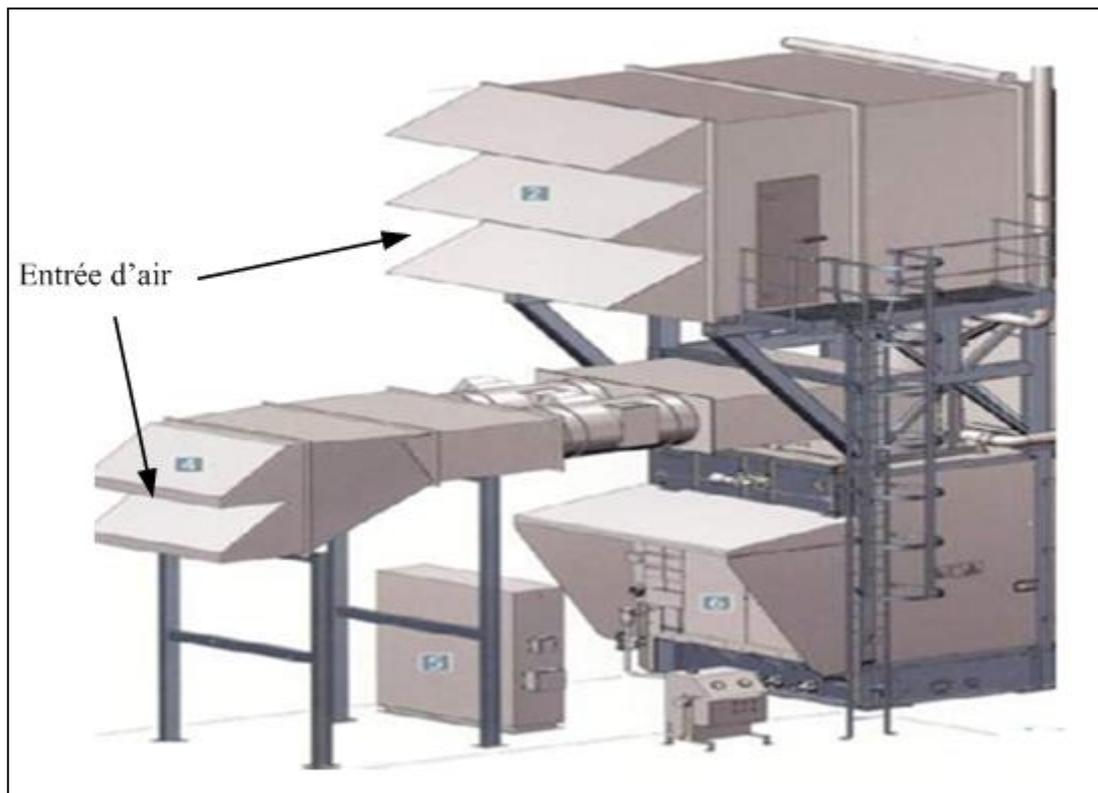
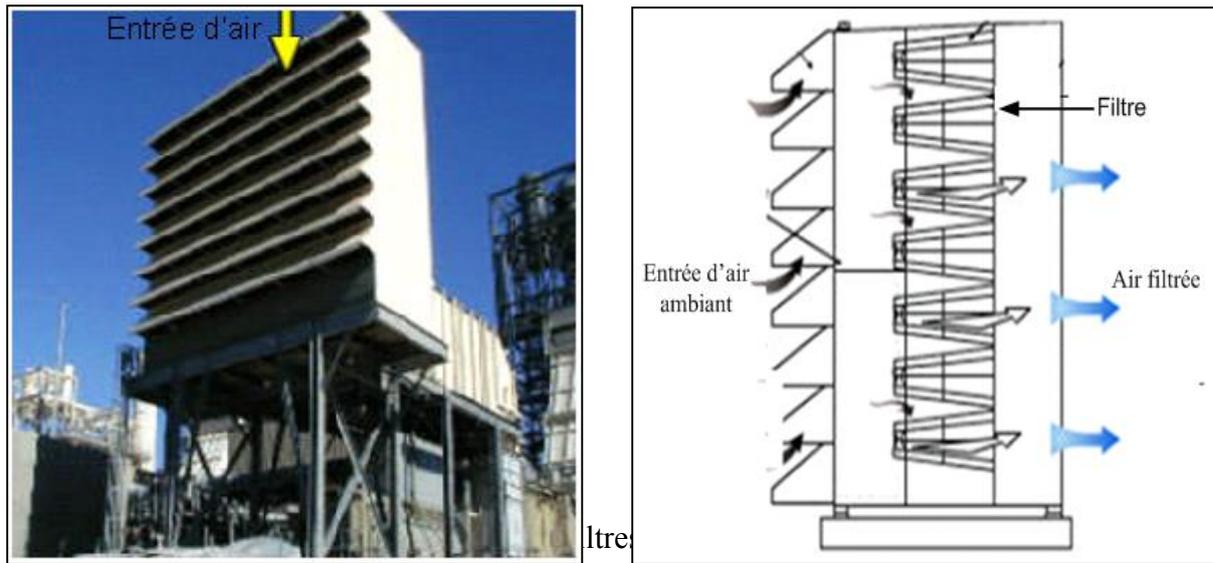


Figure (IV-4) : Logement des filtres d'air de la SGT 400

## II-2 Système de refroidissement et d'étanchéité

Le système de refroidissement et d'étanchéité assure dans les deux installations le refroidissement des parties qui ont une température trop élevée pour éviter leur détérioration comme les roues du premier et du deuxième étage, et l'étanchéité de certains endroits spécifiques comme celui des paliers.

## II-3 Système d'anti-pompage

Le pompage est l'inversion violente du flux d'air dans le compresseur axial car le volume d'air entrant dans les étages du compresseur dépasse la quantité qui s'en va par la sortie. Cette inversion implique une oscillation brusque au niveau du compresseur. Pour cela des dispositifs d'anti-pompage ont été disposés dans les deux installations afin d'éviter la destruction des turbines [21].

Pour la turbine MS 5002 C nous retrouvons la vanne anti-pompage qui assure la protection de la machine.

Le but des aubes directrices variables (VGV) du carter de stator du compresseur dans la turbine SGT 400 est une protection de la machine contre le phénomène de pompage, et ils aident aussi le clapet de décharge intégrable qui se trouve au niveau de la machine.

## II-4 Paliers

On trouve dans les deux installations quatre (04) paliers qui supportent la charge du rotor haut et la basse pression qui sont disposés comme suit dans le tableau (IV-1)

Tableau (IV-1) : Emplacement et genre de palier

N°	Emplacement	Genre de palier
Rotor haute pression		
Palier N°1	Corps d'admission du compresseur	Palier porteur Palier de buté actif Palier de buté inactif
Palier N°2	Corps de refoulement du compresseur	Palier porteur
Rotor basse pression		
Palier N°3	Diffuseur d'échappement	Palier porteur
Palier N°4	Extrémité arrière du diffuseur d'échappement	Palier porteur Palier de buté actif Palier de buté inactif

La différence de palier entre les deux turbines est la matière de fabrication de chacun pour supporter la charge et la vitesse des rotors ainsi la température atteinte.

### III- Discussion des résultats

A partir des valeurs de la partie calcul on remarque que :

- Les deux installations MS 5002 C et Siemens SGT 400 fonctionnent dans des paramètres de température acceptables par rapport aux données issues par le constructeur dans les conditions ISO.
- Les calculs dont telles conditions nous montrent que le débit du combustible est légèrement inférieur à celui du constructeur.
- La température de l'air ambiante fait augmenter le travail du compresseur axial par contre le débit d'aspiration se réduit.
- Nous remarquons aussi que le rendement de détente de la turbine MS 5002 C est supérieur à celui du constructeur car l'installation doit maintenir
- La quantité de chaleur évacuée par les deux installations est importante par rapport à chacune d'elles.
- On note qu'il y a aussi une très grande différence de température au niveau de la chambre de combustion des deux turbines qui influe positivement sur le rendement de la turbine.

Comme nous le savons, la température élevée dans une chambre de combustion fait augmenter les émissions des polluants pour cela il existe des méthodes qui servent à minimiser ces émissions dans les deux installations.

Les gaz d'échappement d'une turbine comprennent trois catégories de produits comme nous le présente la figure (IV-5) :

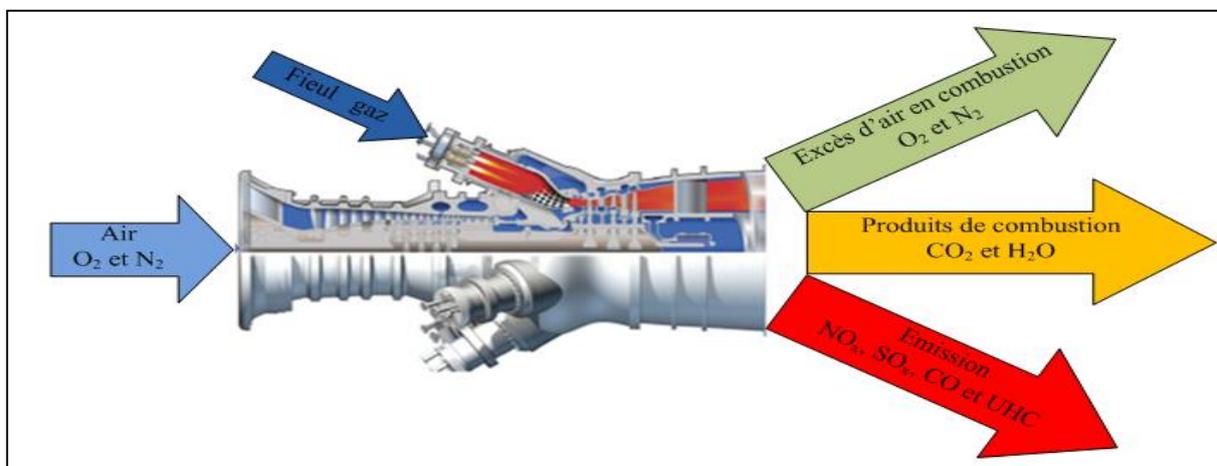


Figure (IV-5) : Produits des gaz d'échappement

Le pourcentage de concentration des produits des gaz d'échappement est comme suite [20] :

- Produits de combustion en excès d'air : Le  $O_2$  et  $N_2$  sont des produits en excès d'air d'où le pourcentage de concentration d'oxygène entre 12% et 18% et entre 66% - 72% pour le  $N_2$ .
- Les produits de combustion : les produits de combustion sont le  $CO_2$  et  $H_2O$  avec un pourcentage de concentration entre 1 à 5% pour chaque produit.
- Les émissions des polluants : sont les  $NO_x$ ,  $SO_x$  et UHC leurs concentrations en (ppmv) sont indiqués dans le tableau suivant :

Tableau (IV-2) : Concentration des émissions polluantes

CO	Monoxyde du carbone	5 - 300 (ppmv)
NO	Oxyde de Nitrique	20 - 220 (ppmv)
NO <sub>2</sub>	Dioxyde de Nitrogène	2 - 20 (ppmv)
UHC	Hydrocarbure imbrulés	5 - 300 (ppmv)

Dans notre cas, nous avons calculé les produits de combustion en excès d'air et les produits de combustion des deux installations :

Tableau (IV-3) : Pourcentage des produits de combustion des deux turbines

Produits	MS 5002C	Siemens SGT 400	Intervalle
$O_2$	19,34 %	16,26 %	12% - 18%
$N_2$	73,13%	74,35%	66% - 72%
$CO_2$	5,79 %	7,23 %	1% - 5%
$H_2O$	1,72 %	0,18 %	1% - 5%

D'après le tableau ci-dessus (Tableau (IV-3)) nous constatons que les pourcentages des produits de combustion sont relatifs à ceux donnés par les constructeurs des deux installations. Cela est due aux caractéristiques du fuel gaz et le travail continu des deux installations sans arrêt pour cela des révisions de maintenance périodiques ont été mises selon le volume horaire de travail effectué des deux installations afin d'éviter ces problèmes.

#### IV- Méthode de réduction du pourcentage des émissions des polluants

Afin de réduire le pourcentage des émissions des polluants, les constructeurs ont procédé à des techniques et systèmes orientés directement vers la conception de la chambre de combustion pour sa maîtrise.

Selon le gaz polluant émis, le géant constructeur général électrique a mis en œuvre des systèmes pour le réduire.

Tableau (IV-4) : Système de métrise des émissions des polluants

Emission polluant	Système
NO <sub>x</sub>	Tube à flamme (LHE) Injection d'eau ou vapeur
CO	Le désigne de la chambre de combustion
UHC	Le désigne de la chambre de combustion

#### IV-1 Système Lean Head End (LHE) [22]

Dans la majorité des chambres de combustion des turbines à gaz la flamme est de type diffusion puisque le combustible et l'air sont injectés directement dans la zone de réaction.

La plupart des turbines à gaz fonctionnent avec une grande quantité d'air en excès pour assurer une combustion complète, une partie de cet air est déviée vers l'extrémité de la flamme, ce qui réduit sa température et l'émission du NO<sub>x</sub>. Pour cela la conception des tubes à flamme a été modifiée du système standard en système LHE afin d'avoir plus d'air dans la zone primaire du tube à flamme. Cette modification concerne le nombre, le diamètre et la position des orifices de mixage et de dilution dans le tube à flamme. La figure ci dessous nous montre la différence entre les deux tubes à flamme.



a – Tube à flamme standard



b - Tube à flamme LHE

Figure (IV-6) : Tube à flamme standard et LHE

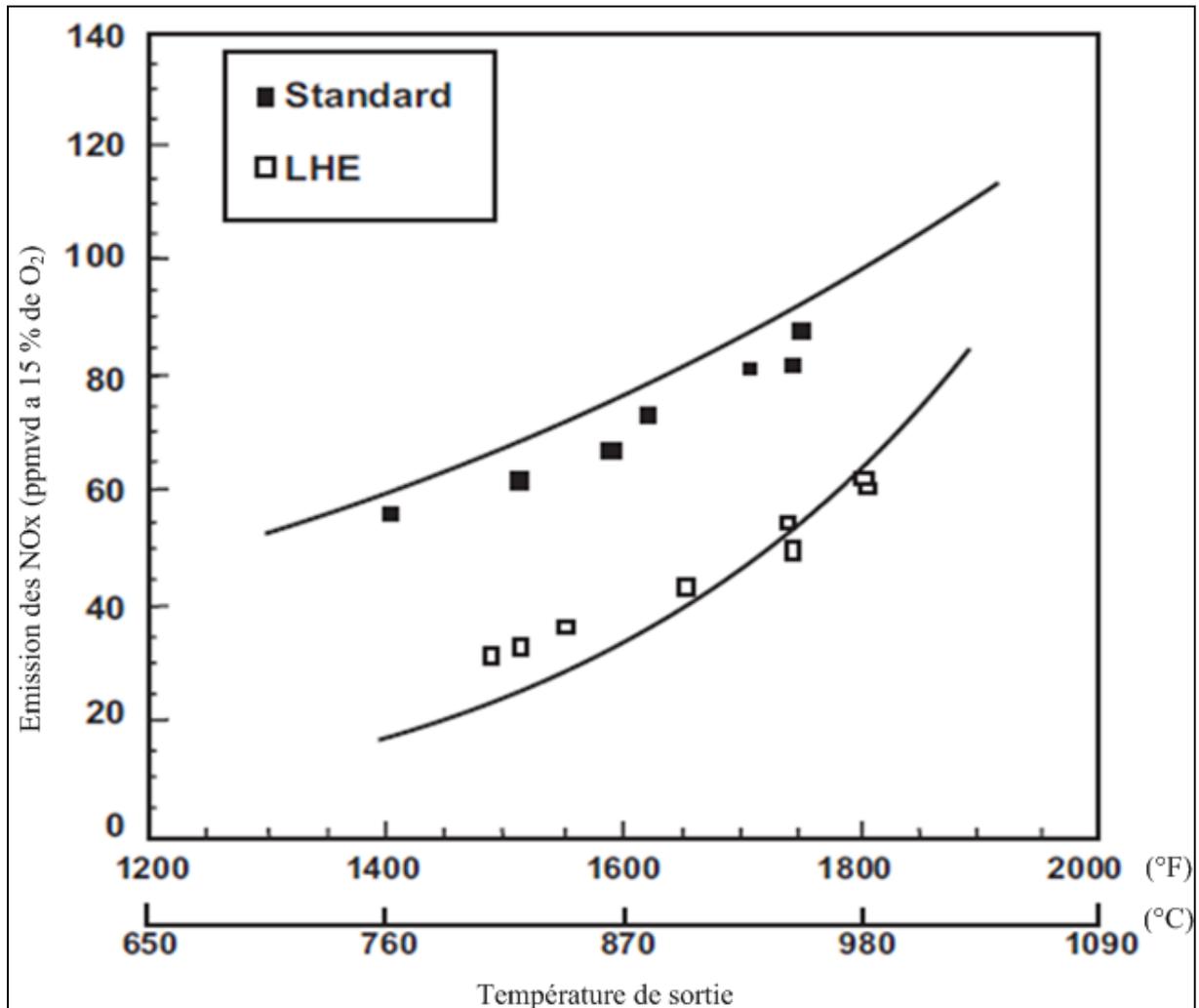


Figure (IV-7) : Emission des NOx en fonction de la température

Après le changement du type des tubes à flamme la comparaison est claire selon la figure ci-dessus. Nous observons qu'il y a un écart important dans l'émission des NOx entre les deux tubes à flamme où une température de 900°C nous l'avons inférieur à 60 ppmvd dans le tube à flamme de type LHE près de 100 ppmvd dans le standard tube à flamme.

#### IV-2 Système d'injection d'eau

Un autre système pour abaisser l'émission du NOx est l'injection de l'eau ou de la vapeur d'eau dans la zone de flamme. Cette technique est très efficace alors qu'elle rencontre des difficultés comme la corrosion des tubes à flamme.

### IV-3 Système DLE pour la turbine Siemens SGT 400

Le constructeur Siemens a fabriqué une chambre de combustion qui travaille avec un combustible liquide ou gazeux et avec un brûleur qui utilise un système DLE (Dry Low Emissions ou Basses Emission à Sec). Ce système permet d'avoir une température de réaction très importante avec un niveau bas d'émission des NOx, CO, SOx et hydrocarbure à la fois. Chaque chambre de combustion de l'installation a un brûleur qui est constituée de deux composantes essentielles, un brûleur pilote assurant l'allumage d'une veilleuse permanente qui sert à chauffer la chambre avant l'injection du mélange et un autre brûleur principal son rôle consiste à allumer le mélange du débit du combustible avec 50% à 70% d'air injecté dans une préchambre. La flamme de la réaction se propage dans la chambre de combustion où elle sera refroidie à l'aide du débit d'air restant qui circule dans les parois. La propagation de la flamme est représentée par la figure (IV-8).

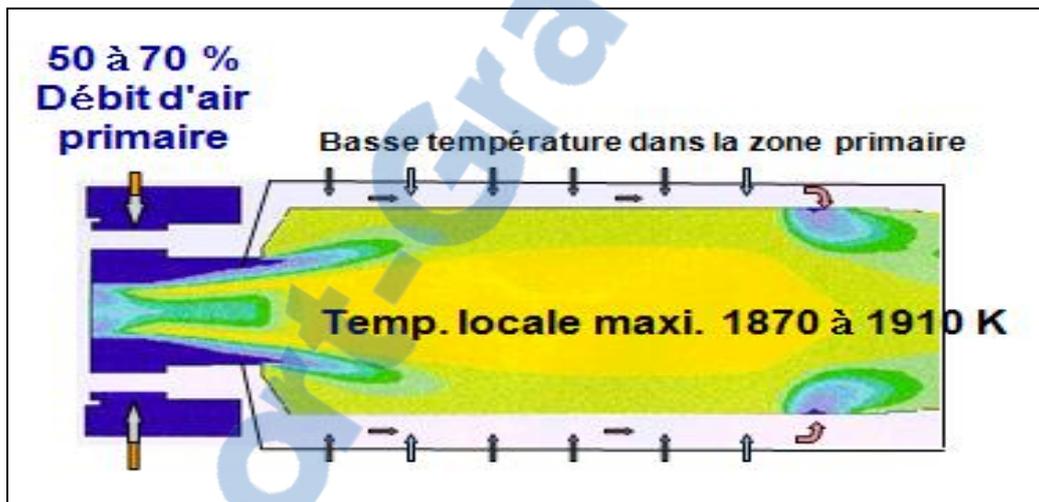


Figure (IV-8) : Propagation de la flamme dans un brûleur DLE



Figure (IV-9) : Brûleur DLE

D'après les systèmes de réduction des émissions des polluants utilisés dans chaque installation, nous constatons que chaque constructeur veut avoir une zone de compromis à un système fiable qui n'influe pas sur le rendement de l'installation et en même temps réduit le maximum d'émissions. Pour cela des recherches sont encore en cours et de nouvelles technologies seront installées dans d'autres installations industrielles.

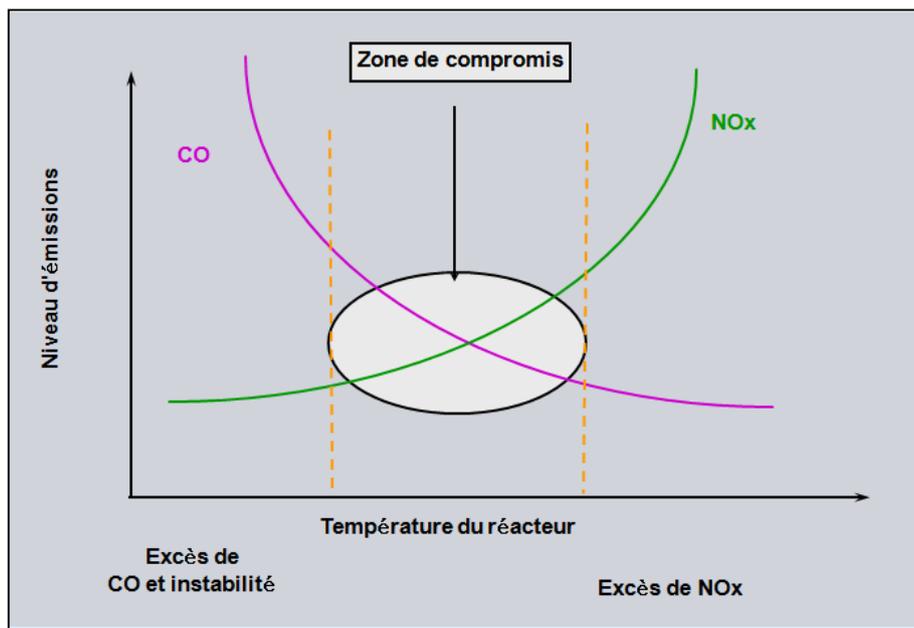


Figure (IV-10) : Zone de réaction

## V- Conclusion

Suite aux résultats et aux remarques obtenus des deux installations MS 5002C et Siemens SGT 400, nous concluons que chaque installation a ses propres caractéristiques de fonctionnement, des systèmes et méthodes qui l'aident à être le leader dans le milieu industriel et que chaque installation est destinée à accomplir une mission précise selon la demande et le besoin de la puissance nécessaire,

# Conclusion générale

## Conclusion générale

Lors de la réalisation de ce travail, nous avons constaté les efforts fournis par les travailleurs de la division production Sonatrach région Rhourde Nous pour veiller au bon fonctionnement des usines et leurs équipements afin d'augmenter au maximum la production du gaz en toute sécurité et avoir un meilleur rendement économique pour le pays.

Dans le milieu industriel, cette étude comparative sur les deux installations MS 5002C et Siemens SGT 400 dans la région de Rhourde Nous, nous a permis d'acquérir des données et des informations sur la conception, la fabrication et la maintenance de leurs équipements.

L'étude thermodynamique établie pour les deux installations nous a permis d'observer la variation du travail, de la puissance, du rendement et les performances de chaque installation dans des conditions opératoires réelles avec une charge ou une puissance très importante. Elle nous a permis aussi de déterminer l'influence de la température de la chambre de combustion sur les émissions des gaz d'échappement et la différence d'émission entre les deux installations.

Il convient de dire que ce mémoire nous a aidé à connaître les techniques et les mécanismes pris par les deux constructeurs dans le but de promouvoir l'achat de la turbine adéquate qui convient à un rendement meilleur; particulièrement celle qui peut avoir de grandes puissances avec des petits taux d'émission des polluants tout en rejetant le facteur de la dégradation de notre planète.

Il faut dire que ce domaine reste un champ fertile et fructifiant pour autres études futures.

# **Bibliographie**

## Bibliographie

- [1] Fiches techniques des régions de Sonatrach.
- [2] <http://fr.climate-data.org/location/689714/> consulté le 08 février 2016
- [3] Document Sonatrach Géologie de Rhourde Nous.
- [4] La Revue N°63 de Sonatrach. La ressource humaine au cœur de l'entreprise (P 37) Juin 2014.
- [5] <Http://www.algerie1.com/affaires/champ-rourde-nouss-a-illizi-mise-en-service-du-centre-de-traitement-de-brut/> article publier Par Lila Ghali le 20/02/2012.
- [6] Document interne Sonatrach.
- [7] K. Heinloth. Landolt-Börnstein Energy Technologies Renewable Energy. Group VIII Advanced Materials and Technologies Volume 3C 2006.
- [8] André L.JAUMOTTE, Pierre DECOCK, Lucien MEGNINT et Georges VERDURAND. Turbines hydrauliques Description et évolution. Technique de l'ingénieur.
- [9] <Http://en.hydro-electricity.eu/kaplan/> consulté le 08 février 2016.
- [10] Serie de la gestion de l'énergie 14. A l'intention des industries, commerces et institution. Compresseurs et turbines. Energie, Mines et Ressources Canada. P 78
- [11] Jacques MAUNAND. Production d'électricité par turbine à gaz, article est issu de : Énergies Réseaux électriques et applications. Technique de l'ingénieur.
- [12] Bahman Zohuri. Combined Cycle Driven Efficiency for Next Generation Nuclear Power Plants. An Innovative Design Approach. Galaxy Advanced Engineering, Inc. Albuquerque, NM USA. P127.2015.
- [13] Nouvo pignone, Manuel d'instruction, de fonctionnement et d'entretien (MS5002C), volume1
- [14] Manuel d'instruction pour turbine à gaz vol .I description et plan de la turbine.
- [15] SGT 400 Oerator's Manual (including Routine Maintanace). Edition 1. Année 2011
- [16] Siemens industrial turbomachinery LTD 2006
- [17] Wayne C. Edmister, Byung Ik Lee. Applied Hydrocarbon Thermodynamics, Volume 1.1988

- [18] WILLIAM W. BATHIE. Fundamentals of gas turbines by. Deuxième édition. Mai 1995.
- [19] Yaws, Carl L. Yaws' Handbook of Thermodynamic and Physical Properties of Chemical Compounds.01-02-2003
- [20] G. Danieus , Energétique et turbomachines
- [21] Michele Provenzale et Eugenio Del Puglia. Combustion theory and technology for gas turbine applications. Oil and Gas university.
- [22] Roointon Pavri et Gerald D. Moore. Gas Turbine Emissions and Control. GE Energy Services .GER-4211.

## ملخص

في السنوات الأخيرة، تطور العالم الصناعي بسرعة جدا خاصة في مجال الطاقة، لذلك استلزم استخدام توربينات الغاز الصناعية في إنتاج النفط، الغاز والكهرباء مهم جدا. توجد أنواع مختلفة من التوربينات في السوق الصناعية، و هي تختلف حسب الشركة المصنعة و مجال الاستخدام.

قسم الإنتاج لسوناتراك المتواجد بغرض النص يستخدم علامات مختلفة من توربينات الغاز لتلبية احتياجاته، لهذا الغرض توجه موضوع مذكرة التخرج إلى إجراء دراسة مقارنة بين آليتين هما (MS 5002C) و (Siemens SGT 400)، لرؤية تجهيزاتها، و كذا مردود كلا منهما بالنسبة لطاقتها في ظروف التشغيل الحقيقية ونرى أيضا تأثير درجة حرارة غرفة الاحتراق على المردود و انبعاثات غازات العادم من كل آلية وأخيرا نرى تقنيات جديدة للحد من هذه الانبعاثات.

## Abstract

In the last few years, the industrial world has evolved very rapidly especially in the energy sector, for that necessitated the industrial gas turbines for hydrocarbon and electricity is very important. Many types of gas turbine are at the industrial market, they are different according to the manufacturer and the range of application.

The production division of Sonatrach Rhourde Nouss uses more gas turbines marks for these needs, for this our memory is oriented to make a comparative study between two installations the (MS 5002C) and (Siemens SGT 400) and see their equipment, their real against to their powers issued in operating conditions and see the influence of the temperature of the combustion performance and emissions of exhaust gases of each machine. Finally see the new systems to minimize emissions.

## Résumé

Ces dernières années, le monde industriel a évolué très rapidement surtout dans le domaine énergétique, pour cela la nécessité des turbines à gaz industrielles dans la production d'hydrocarbure et l'électricité est très importante. De multiples types de turbines à gaz sont au niveau du marché industriel, elles se diffèrent selon le constructeur et le domaine d'utilisation. La division production de Sonatrach à Rhourde Nouss utilise plusieurs marques de turbines à gaz selon ces besoins, à cet effet notre mémoire est orienté à faire une étude comparative entre deux installations la (MS 5002C) et (Siemens SGT 400) et découvrir leurs équipements, leurs rendements réels par rapport à leurs puissances dans des conditions opératoires et constater l'influence de la température de la chambre de combustion sur le rendement et les émissions des gaz d'échappement de chaque machine. Enfin voir les nouveaux systèmes afin de minimiser ces émissions.