

UNIVERSITE KASDI MERBAH-OUARGLA
FACULTÉ DES HYDROCARBURE ET DES ENERGIES RENOUVLABLE ET
SCIENCES DE LA TERRE ET DE L'UNIVERS
Département de Forage et Mécanique des Chantiers Pétroliers



MEMOIRE

En vue De l'obtention du diplôme de Master

Option : Mécanique des Chantiers Pétroliers

Présenté par :

KHADRAOUI Othmane

THEME

Etude Thermodynamique et Maintenance de la Turbine à gaz MS5002C

Soutenu le : 21 / 06 / 2021 devant le jury :

Président :	Lanani Sadok	M.A.A	UKM , Ouargla
Examineur :	Bouksani Mohamed	M.A.A	UKM , Ouargla
Rapporteur :	Khalifa Cherif	M.A.A	UKM , Ouargla
Rapporteur assistant :	Rouai Othmane	Chef service turbomachine DP /SH /TFT	

Année universitaire :2020/2021



Dédicace

Je dédie ce modeste travail :

- ◆ *A mes très chères parents qui m'ont aidés et m'encouragé durant toutes mes études.*
- ◆ *A mes chères frères et mes chères sœurs, ainsi que mes chères tentes.*
- ◆ *A toute la famille KHADRAOUI ainsi que tous mes proches.*
 - ◆ *A mon unique amie, SALIM.SOUFIANE*
- ◆ *A tout mes amis avec lesquelles j'ai partagés mes meilleurs moments.*
- ◆ *A tout le personnel de la direction DP (Sonatrach – TFI).*

KHADRAOUI OTHMANE



Remerciement

Je tiens par cette occasion à présenter mes vifs remerciements à tous ceux qui ont collaboré de près ou de loin à la réalisation de ce modeste projet.

Je remercie, en premier lieu, mon encadreur monsieur Rouai Othmane ainsi que mon co-encadreur Ms Khalifa Cherif pour leurs soins exceptionnels et conseils judicieux.

Je remercie spéciale à les membres de jury Ms Lanani Sadok , Ms Bouksani Mohamed

Je remercie tous les enseignants du département de Maintenance , qui ont assurés ma formation durant tout le cycle d'étude.

Je remercie tous les groupes de turbomachine la DP SH/TFT .

KHADRAOUI OTHMANE

<i>Dédicaces</i>	<i>I</i>
<i>Remerciement</i>	<i>II</i>
<i>Sommaire</i>	<i>III</i>
<i>Liste des figures</i>	<i>IV</i>
<i>Liste des Tableau</i>	<i>V</i>
<i>Nomenclature</i>	<i>VI</i>
<i>Résumé</i>	<i>VII</i>
<i>Introduction générale</i>	<i>01</i>
<i>Chapitre I</i>	<i>Présentation Du Champ De TFT</i>
I. Historique du champ de TFT	03
I.1. Situation géographique	03
I.2. Historique du développement	04
I.3. Différents gisements de TFT	05
I.4. Direction régionale de TFT	06
1. Présentation de la direction régionale de TFT	06
2. L'organigramme de la direction régional de TFT.....	07
3. Différentes division de Direction régionale de TFT	07
4. Description de l'UTGA.....	11
Conclusion	11
<i>Chapitre II</i>	<i>Description technologique de la turbine à gaz MS 5002C</i>
II.1. Historique de la turbine à gaz	13
1.1 Conversion d'énergie dans la turbine à gaz.....	13
1.2 Généralité.....	14
1.3 Définition de la turbine à gaz	15
II.2. Types Turbines A Gaz Champs TFT	15
2.1 Classification des turbines à gaz.....	16
2.2. Selon le mode de construction.....	17
2.3. Selon le mode de fonctionnement thermodynamique.....	18

2.4. Selon le mode de travail.....	19
II.3. Caractéristiques de la turbine à gaz MS 5002C	19
II.4. Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz type MS 5002C.....	21
II.5. Description technologique de la turbine à gaz MS 5002C	22
1. Embase de la turbine.....	22
2. Compresseur axial.....	22
3. Section de combustion.....	25
4. Section turbine.....	28
5. Paliers et accouplements.....	31
6. Auxiliaires de la turbine.....	33
7. Systèmes de commande et de contrôle.....	36
8. Systèmes de protection.....	39
Conclusion.....	41
<i>Chapitre III</i>	<i>Maintenance de la turbine à gaz MS5002C</i>
III.1. Définition de la maintenance	42
III. 2. le But de la maintenance.....	42
III.3. Différents types de maintenance.....	42
3.1. La maintenance préventive	43
1.1. Maintenance préventive systématique	43
1.2. Maintenance préventive conditionnelle.....	43
1.3.les avantages de la maintenance préventive.....	43
3.2. La maintenance corrective.....	43
1. Les dépannages	44
2. Les réparations	44
3. Avantage et inconvénients de la maintenance corrective	44

III.4. Les inspections appliquées sur la turbine à gaz MS50002C.....	44
4.1. Inspection en fonctionnement (maintenance conditionnelle).....	45
4.2. Inspections préventive périodique.....	45
Conclusion.....	48
<i>Chapitre IV Calcul des paramètres de l'installation TAG MS5002C</i>	
IV. 1.Etude des cycles thermodynamiques et efficacité de la turbine à gaz...49	
1.Etude du cycle idéal.....	49
1. Étude de la compression.....	50
2. Étude de la combustion.....	51
3. Étude de la détente.....	51
IV.2. Étude du cycle réel.....	52
1. Étude de la compression.....	52
2. Étude de la combustion.....	53
3. Étude de la détente.....	53
IV.3. Étude du cycle réel pour un fonctionnement de la TAG MS 5002 C.....	54
1. Les données du constructeur.....	54
2. Calcul suivant les données du site.....	55
3. Procédure de calcul.....	55
IV.4. Présentation de l'installation améliorée.....	60
1. Principe de fonctionnement de l'installation.....	60
2. Étude du cycle organique de Rankine.....	60
3. Organigramme de calcul.....	62
4.Traçage des cycles thermodynamique.....	63
IV.5.1.Influence de la température ambiante sur les paramètres de l'installation.....	64
IV.5.2. Influence des conditions atmosphériques sur le fonctionnement de la turbine à gaz.....	65

IV.6. Présentation des résultats.....70

1.Résultat d’analyse avant refroidissement.....70

2. Résultat d’analyse après refroidissement.....71

3. Comparaison entre les deux systèmes (avec et sans refroidissement).....72

4. Discussion des résultats.....72

Conclusion73

Conclusion Générale.....74

Bibliographie.....VIII

Liste des figures

Figure	Titre	Page
Figure I.1	Position géographique du champ TFT	03
Figure II.1	Les étapes de la conversion de l'énergie	14
Figure. II.2	turbine à gaz MS5002PE	15
Figure. II.3	turbine à gaz MS5002C	16
Figure. II.4	Schéma d'une turbine à gaz mono-arbre	17
Figure. II.5	Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre	17
Figure. II.6	Schéma d'une turbine à gaz avec régénération	18
Figure. II.7	Variations de la pression et de la température dans les différentes sections de la machine (conditions ISO)	21
Figure. II.8	Rotor du compresseur axial	23
Figure. II.9	Stator du compresseur axial	23
Figure. II.10	Chambre de combustion	25
Figure. II.11	Ensemble enveloppe de la chambre de combustion, corps de décharge compresseur et paliers N°2	26
Figure. II.12	Schéma montrant les organes d'une chambre de combustion	28
Figure II.13	Les douze chambres de combustion	28
Figure II.14	Directrice variable	30
Figure II.15	Rotor HP de la turbine à gaz MS5002C	30
Figure II.16	Rotor BP de la turbine à gaz MS5002C	31
Figure II.17	Système typique d'admission	35
Figure II.18	Directrices du second étage	38
Figure III.1	Organigramme de maintenance	42
Figure IV.1	Schéma généralisé d'une turbine à gaz	49
Figure IV.2	Diagramme P-V et T-S d'un cycle idéal de Brayton	50
Figure IV.3	Diagramme T-S d'un cycle réel sans pertes de pression	52
Figure IV.4	Schéma généralisé du cycle organique de Rankine	61
Figure IV.5	Organigramme de calcul des paramètres thermodynamiques	63
Figure IV.6	Diagramme T-S et log P-h du cycle frigorifique	64
Figure IV.7	Schéma généralisé d'une turbine à gaz	65
Figure IV.8	Débit d'air amont compresseur de la turbine à gaz en fonction de la température ambiante	66
Figure IV.9	Rapport (carburant/air) en fonction du taux de compression pour $T_{amb} = 43\text{ °C}$	66
Figure IV.10	Puissance utile pour $T_{amb} = 43\text{ °C}$	67
Figure IV.11	Rendement thermique en fonction de la température ambiante	68
Figure IV.12	Rendement thermique en fonction du taux compression pour $T_{amb} = 43\text{ °C}$	68
Figure IV.13	Rendement thermique vs taux de compression pour différentes T_{it}	69
Figure IV.14	Puissance compresseur, effet frigorifique et COP en fonction de la T_{amb}	70

Liste des Tableau

Tableau	Titre	Page
Tableau. II.1	Ensembles des Paliers	32
Tableau III.1	Plan de maintenance typique	47
Tableau IV.1	donne la composition du fuel utilisé à l'UTGA pour la turbine	55
Tableau IV.2	Valeurs affichées sur le MARK VI	55
Tableau IV.3	Données du Cycle ORC et frigorifique	63
Tableau IV.4	Résultats de fonctionnement de la turbine à gaz avant le refroidissement de l'air ambiant à l'entrée du compresseur axial	71
Tableau IV.5	Résultats de fonctionnement de la turbine à gaz après le refroidissement de l'air ambiant à l'entrée du compresseur axial	71
Tableau IV.6	Comparaison des résultats	72

Symbols	Unités	Significations
Cp	Kcal / kg °c	Capacités thermiques massiques à pression constants
Cv	Kcal / kg °c	Capacités thermiques massiques à volume constants
Dca	Cm	Diamètre de la calandre
Dh	m	Diamètre hydraulique
D	mm	Diamètre des tubes
E	Kg air/l kg comb	Excès d'air
e	mm	Epaisseur des tubes
F	-	Facteur de correction
H	Kcal/kg	Enthalpie spécifique
h	Kcal/kg	Enthalpie spécifique carburant
ha	W/m ² K	Coefficient de transfert de chaleur pour l'eau
he	W/m ² K	Coefficient d'échange convectif pour l'air
K	W/m ² K	Coefficient d'échange de chaleur globale
L	m	Longueur des tubes
M	Kg/K mol	Masse molaire
ṁ	Kg/h	Débit massique
ṁ _{cg}	Kg/h	Débit massique du carburant gagné
ṁ _{car}	Kg/h	Débit massique du carburant cycle avec récupération
ṁ _{csr}	Kg/h	Débit massique du carburant cycle sans récupération
N _{ech}	-	Nombre d'échangeurs

P	atm atm	Pression
P _n	atm	Pression inter étage
P _{ca}	KW	Puissance absorbée par le compresseur axial
P _T	KW	Puissance totale de la turbine
P _u	KW	Puissance utile fournit à la machine réceptrice
PCI	Kcal/Kg	Pouvoir calorifique inférieur du combustible
PM	Kg/K mol	Poids moléculaire
Q ₁	Kcal	Chaleur fournie dans la chambre de combustion
Q ₂	Kcal	Chaleur perdue à l'échappement
Q	KW	Production frigorifique requise
q _v	m ³ /h	Débit volumique d'air absorbé par le compresseur axial
Re	-	Nombre de Reynolds
r	Kcal/kgK	Constante des gaz
r'	-	Degré de récupération
S	m ²	Surface d'échange de chaleur
S _a	m ²	Section de passage entre les tubes
T	K	Température
T _{ce}	K	Température d'entrée du fluide chaud
T _{cs}	K	Température de sortie du fluide chaud
T _{fe}	K	Température d'entrée du fluide froid
T _{fs}	K	Température de sortie du fluide froid
V _a	m/s	Vitesse d'air dans les calandres
V _e	m/s	Vitesse de l'eau dans un tube
W	Kcal/Kg	Travail spécifique

γ	-	Exposant isentropique
ε	-	Taux de compression
τ	-	Taux de détente
η	-	Rendement
ρ	Kg/m^3	Masse volumique

Résumé :

Dans ces dernières années, les turbines à gaz industrielles jouent un rôle important dans les systèmes de production de puissance, telles que les centrales nucléaires de puissance (NPP) et les centrales de production du gaz. Bien que de nombreux avantages de ces équipements, leur haute sensibilité à l'influence de variation de la température de l'air ambiant, qui change considérablement entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté.

L'objectif principal de ce travail, consiste à une étude thermodynamique de la turbine à gaz MS5002C utilisée dans des conditions de températures rudes dans le champ de TFT, alors on a fait une description de la turbine MS5002C qui existe dans ce dernier, Après avoir effectué les calculs la cas à 43°C, les rendements thermiques sont 24.28% et 25.68%.

Donc la puissance utile diminue de 21.28MW jusqu'à 26.11MW et le rendement thermique aussi diminue de 6.16%.

Abstract:

In recent years, industrial gas turbines play an important role in power generation système, such as nuclear power plants (NPP) and gas production plants. Although many advantages of these equipments, their high sensitivity to the influence of variation of the ambient air temperature, which changes considerably between day and night, summer and winter, makes the thermal efficiency operation of these machines is affected.

The main objective of this work, consists of a thermodynamic study of the MS5002C gas turbine used in harsh temperature conditions in the TFT field, so we made a description of the MS5002C turbine that exists in the latter. After having carried out calculations the case at 43 °C, the thermal efficiencies are 24.28% and 25.68%.

Therefore the useful power decreases from 21.28MW to 26.11MW and the thermal efficiency also decreases by 6.16%.

الملخص

في السنوات الأخيرة لعبت توربينات الغاز الصناعية دورًا مهمًا في نظام توليد الطاقة مثل محطات الطاقة النووية NPP ومحطات إنتاج الغاز على الرغم من العديد من المزايا لهذه المعدات إلا أن حساسيتها العالية لتأثير تغير درجة حرارة الهواء المحيط والتي يتغير بشكل كبير بين النهار والليل الصيف والشتاء وتأثر تشغيل الكفاءة الحرارية لهذه الآلات .

والهدف الرئيسي من هذا العمل الدراسة الديناميكية الحرارية للتوربينات الغازية MS5002C المستخدمة في ظروف درجات الحرارة القاسية الموجودة في المنطقة الصناعية تين فوي تبنكورت ولذلك قمنا بعمل بدراسة حول التوربين الموجود و إجراء العمليات الحسابية للحالة في درجة حرارة 43°C و الكفاءات الحرارية 24.28% و 25.68%

لذلك تنخفض الطاقة المفيدة من 21.28 ميجاوات إلى غاية 26.11 ميجاوات وتنخفض الكفاءة الحرارية أيضًا بنسبة 6.16%

INTRODUCTION

Le contexte énergétique mondial caractérisé, d'un épart, par une demande croissante des pays émergents et d'une autre part, par la raréfaction, de plus en plus prononcée, des énergies fossiles fait qu'il soit la priorité absolue de toute vision stratégique efficacement établie.

Les turbines à gaz jouent un rôle primordial dans le développement et le renforcement des capacités énergétique de notre pays. Elles sont utilisées dans la production de l'énergie électrique, mais aussi dans l'industrie gazière, notamment la réinjection du gaz dans les gisements pétroliers et aussi pour l'entraînement des compresseurs centrifuges dans les stations de compression et du traitement du gaz naturel.

Malgré ces avantages, leur haute sensibilité à l'influence de la température de l'air ambiant qui varie considérablement selon que l'on est en été ou en hiver ou qu'il fait jour ou nuit, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté. Pour cela, une solution du problème est nécessaire pour minimiser cette influence sur les performances de la machine et maintenir le rendement plus au moins constant.

C'est dans ce contexte que nous inscrivons l'objet de ce mémoire qui aura pour but de décrire le fonctionnement général de la turbine à gaz et plus précisément du type MS 5002C, utilisée par SONATRACH dans les unités compression du gaz naturel au niveau du champ gazier de TFT, ainsi que l'influence des facteurs extérieurs et par la suite en proposant une méthode d'amélioration des performances de la machine en ajoutant une quantité de vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion.

Dans le premier chapitre, on va présenter la situation géographique du site gazier de TFT, notamment sa capacité de production et ses réserves.

Une description de la turbine à gaz MS 5002C, ces caractéristiques, son principe de fonctionnement, le système de commande, de contrôle et de protection ont été présentés dans le deuxième chapitre.

Le troisième chapitre c'est générale Maintenance de la turbine pour connaître les différentes phases d'entretien et d'inspection.

Dans le quatrième chapitre, une étude du cycle thermodynamique de la turbine à gaz MS 5002C sera détaillée. Un calcul thermodynamique avec des données du constructeur dans des conditions de fonctionnement ISO Par la suite un deuxième calcul avec des données réel du site gazier de TFT. une méthode d'amélioration du rendement et de la puissance utile par l'injection d'une quantité supplémentaire de vapeur à l'amont de la chambre de combustion sera étudiée

Chapitre I

Présentation Du Champ De

TFT

Introduction :

SONATRACH est la compagnie algérienne de recherche, d'exploitation, de transport par canalisation, de transformation et de commercialisation des hydrocarbures et de leurs dérivés. Elle intervient également dans d'autres secteurs tels que la génération électrique, les énergies nouvelles et renouvelables et le dessalement d'eau de mer. Elle exerce ses métiers en Algérie et partout dans le monde où des opportunités se présentent.

SONATRACH est la première entreprise du continent africain. Elle est classée 12^{ème} parmi les compagnies pétrolières mondiales, 2^{ème} exportateur de GNL1 et de GPL2 et 3^{ème} exportateur de gaz naturel. [1], [2]

I. Historique du champ de TFT :

I.1. Situation géographique :

La Direction Régionale de TIN FOUYE TABANKORT connu sous le nom de TFT est une unité opérationnelle de la société nationale SONATRACH (Activité Amont, Division Production), elle est située dans la partie Nord-Ouest du bassin d'ILLIZI, plus précisément à 1300 km au Sud Est de la capitale, à 500 km au Sud Est de HASSI MESSAOUD et à 260 km au Nord Ouest d'In Amenas sur la route nationale N°3. [1], [2]

Ayant le statut de Sous – District relevant du District de In- A menas avant le découpage intervenu en 1976 qui a vu naître la Direction Régionale de TFT.

Cependant, la Région de TFT composé de 2 secteurs (nord et sud) occupe le 2^{ème} régions en production d'huile après celui de HASSI MESSAOUD, de même le développement du gaz en partenariat entre (SONATRACH, TOTAL, et REPSOL) fait de TFT une région gazière importante.

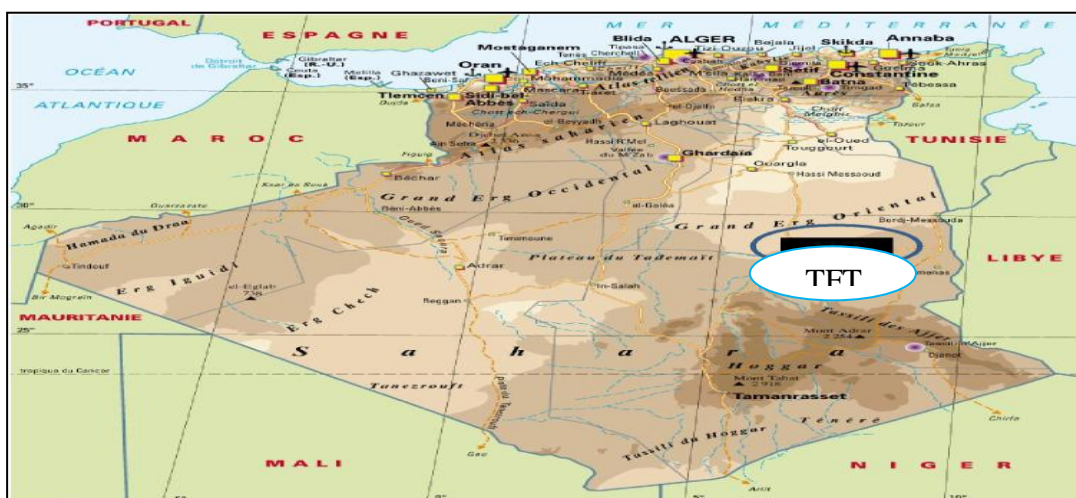


Figure I.1. Position géographique du champ TFT

I.2. Historique du développement :

Les premières découvertes dans la région datent des débuts des années soixante, les puits forés étaient au nombre de 51, dont 49 producteurs, la surface Embrassée par les forages ne présentait que 40% de la surface de TFT, la production d'huile en 1974 a atteint 2.634.000 tonnes.

Jusqu'en 1979, la Région de TFT ne comptait comme installation que des centres de séparation d'huile, des bacs de stockage et des pompes d'expédition sur les deux secteurs (Nord et Sud) ainsi que des infrastructures sociales de taille moyenne.

Elle a connu un développement rapide entre 1980 et 1987, en raison de la diminution de la pression de gisement conduisant à l'épuisement de l'énergie du réservoir, le projet de maintien de pression est introduit en 1980, les résultats ont commencé à se manifester à partir de 1984 où il a été produit 2.751.651 tonnes, 4.976.886 tonnes en 1991, 4.410.176 tonnes en 1994 et 3.504.200 tonnes en 1998. [1], [2]

Dans le but d'augmenter le taux de récupération et de récupérer les gaz torchés, un autre projet est entré en service en 1987 avec la construction de l'usine de traitement de gaz, actuellement 400 puits d'huile sont forés dans le réservoir du gisement de TFT, Ainsi plusieurs techniques de récupération d'huile ont été utilisées dans la région de TFT récupération primaire (puits éruptif), et récupération secondaire (gaz- lift, maintien de pression par injection d'eau et pompage électrique). [1], [2]

Avec la réalisation et la mise en service des installations de maintien de pression à savoir :

- ✚ Deux unités de production d'eau et une station d'injection, en 1995 le maintien de pression fut étendu au champ d'AMASSAK par la réalisation d'une station d'injection implantée au centre de production d'eau TAM/E.

- ✚ Stations FG L composées

- 2 réseaux (Nord et Sud) constitués chaque d'une station principale et d'un Booster.
- une unité de traitement et de compression des gaz associés constitués de 2 trains, chaque un deux se constitue en 2 parties (BP et HP), d'une section de traitement et d'une section de déshydratation.
- une centrale électrique composée de 2 turbo générateurs de 18 MW chacun la quelle a

Connu une extension par l'ajout d'un 3ème turbo générateur de 18 MW dans le cadre du Projet gaz TFT.

Le commencement d'année 1996, l'infrastructure sociale a commencé à se développer, avec la réalisation d'une nouvelle base de vie composée de :

- 600 chambres toutes catégories confondues.
- Un complexe VIP (2 villas, 16 studios, un restaurant et une cuisine).
- Un complexe de sport et loisirs.
- Un réseau routier d'une longueur de 186,1 km.
- Un aéroport d'une piste bitumée, clôturée et gardée, son longueur environ de 1700 mètres.
- un réseau de télécommunication composé d'une centrale numérique de 500 lignes interconnecte à un réseau de fibre optique.

I.3. Différents gisements de TFT :

La région de Tin FOUYE TABANKORT recouvre une superficie de 4000 km², et comporte plusieurs gisements dont : [1], [2]

➤ **Gisement de TFT :**

Le gisement de TFT découvert en 1967 et mis en service en 1968, se présente comme un anneau d'huile, coiffé d'un important gaz cap, il représente en effet 55% des réserves en place de la région de TFT. Ayant 117 puits, actuellement exploités en éruptifs et partiellement en GL.

➤ **Gisement de TIN FOUYE :**

C'est le premier gisement découvert en 1961, mis en service en 1963, il est situé au Sud de TFT il recouvre une aire de 306 km² et représente 22 % des réserves en place de la région.

L'huile est présente dans l'unité F6 du Dévonien (1300 m) et exploitée par la technique du gaz- lift.

➤ **Gisement d'AMASSAK :**

Il est situé à 25 km à Nord Ouest du gisement de TFT, il est découvert en 1970 et fut mis en service en 1974. Il représente 10% des réserves en place de la région de TFT, possède 37 puits.

Les réserves du gaz et d'huile sont situées dans l'unité 4-3 de l'Ordovicien (2000 m), pour leur exploitation on utilise les deux techniques MP (1995) et gaz lift.

➤ **Gisement de DJOUA :**

Le gisement de DJOUA est situé à 30 Km au Sud-est de TFT, il est découvert en 1966 et mis en production en 1968, il produit de l'huile principalement dans le réservoir F6 (l'unité C1 du Dévonien, 1500 m et AV-III et M1-X du GOTHLANDIEN, 1600 m) par pompage électrique.

➤ **Gisement de TAMENDJLET :**

Le réservoir de TAMENDJELT est situé à environ 6 km au Nord-Ouest de TFT, il est découvert

en 1970 et mis en service en 1974. L'huile de son réservoir F6 Dévonien est exploitée par gaz- lift.

➤ **Gisement de HASSI MAZOULA NORD :**

Il est découvert en 1958 et mis en production en 1965, il possède 02 puits en exploitation.

Il produit par pompage électrique à partir du réservoir F6.

➤ **Gisement de HASSI MAZOULA SUD :**

Le gisement de HMZ-B est découvert en 1963 et mise en production en 1966, le nombre de puits en exploitation est 04. Actuellement, seul le réservoir F6 produit de l'huile par pompage électrique.

➤ **Gisement de HASSI MAZOULA (B) :**

Il est découvert en 1966 et mise en service en 1967, son aire est de 4,4 Km², le nombre de puits en exploitation est 04. Des accumulations d'huile est produit par pompage électrique.

I.4. Direction régionale de TFT :

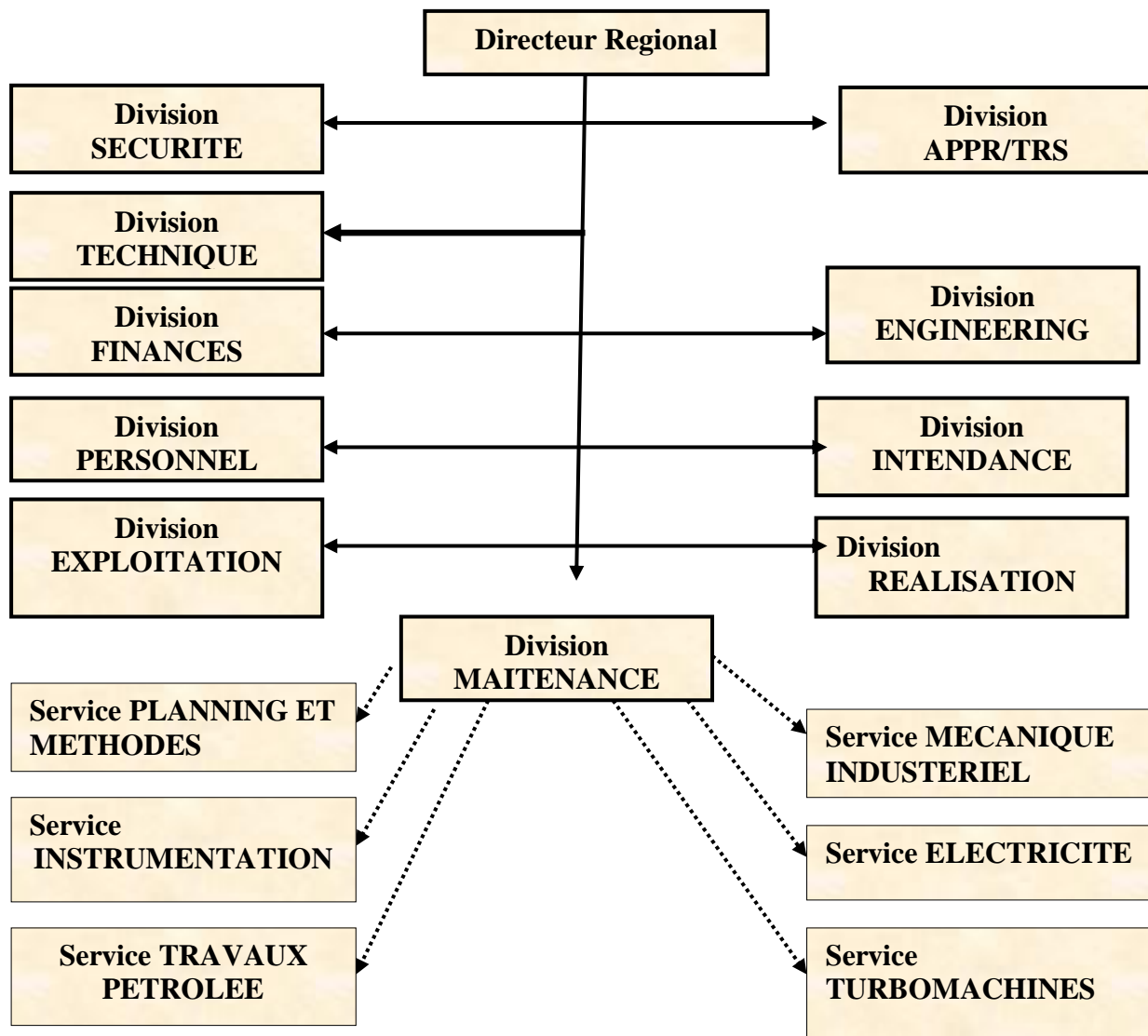
4.1. Présentation de la direction régionale de TFT :

La direction régionale de Tin FOUYE TABANKORT (TFT), fait partie de la division production de l'entreprise SONATRACH. Elle est chargée de la production du pétrole des champs de TFT et de la gestion de toutes les divisions qui lui sont rattachées.

On cite :

- Division Engineering production
- Division Exploitation
- Division Maintenance
- Division Réalisation
- Division Sécurité
- Division Personnel
- Division Approvisionnement et Transport
- Division Intendance
- Division Finance.

4.2 .L'organigramme de la direction régional de TFT :



4.3. Différentes division de Direction régionale de TFT : [1], [2]

3.1. Division ingénieuriste et production :

Cette Division est chargée du suivi de la production, elle est dotée des services :

Intervention puits, géologie, techniques puits, techniques production, mesure

3.2. Division personnel :

Le rôle de cette division est la gestion des ressources humaines de la région. Cette division est composée des services ci-après :

Gestion paie, Prestations social, Administration générale, Planification du personnel

3.3 Division finance :

Dès que l'ordonnateur du service ordonnancement reçoit une facture, il vérifie sa conformité à l'usage, et établit une fiche bon à payer, cette fiche est tenue de refléter fidèlement le montant et les coordonnées de la facture, l'ordonnateur transmet la dite facture à la division finance, qui à son tour effectuera son contrôle rigoureux et procédera à la comptabilisation, en établissant un ticket de règlement, qu'elle transmet à la trésorerie pour paiement, et composée de trois services : comptabilité générale, comptabilité analytique et budget, trésorerie. [1], [2]

3.4. Division intendance :

La division intendance est composée de trois services :

Restauration, hébergement, Gestion intendance

3.5. Division approvisionnement et transport :

Cette division est composée de cinq services ci-après :

Achat, Transport, Maintenance des véhicules, Matériel, Gestion des stocks

3.6. Division réalisation :

Cette division est chargée de tous les travaux de génie civil, d'électromécanique et d'entretien, pour le compte de la région TFT. Elle fait appel en cas de besoin à d'autres entreprises de services (ENGCB, COSIDER,... etc.) pour la réalisation de travaux neufs, dans ce cas, son rôle se limite au contrôle et à la supervision des travaux effectués par ces entreprises. Elle est dotée de quatre services :

génie civil- entretien général- travaux neuf -électromécanique

3.7. Division sécurité :

La division sécurité est chargée de la sécurité industrielle et de la sauvegarde de l'environnement industriel de toutes les infrastructures de production et annexes de la région de TFT. Les objectifs recherchés par la division est le maintien de la production tout en réduisant les risques d'accidents, à un niveau acceptable, et en minimisant les impacts des infrastructures sur l'environnement. La division sécurité est composée de deux services et d'une cellule environnement directement rattachée au chef de la division :

Prévention / intervention / Cellule environnement

3.8. Division exploitation :

La division exploitation est chargée de l'exploitation de l'huile, du gaz et de l'eau à partir des têtes de puits jusqu'à leur expédition, elle chargée entre autre de la gestion des installations de surfaces suivantes: [1], [2]

- Pipe line liant les puits producteurs aux centres de séparations
- Centres de séparations
- Centres de stockages (huile)
- Usine de traitement et de compression des gaz associant
- Stations de compression (fermeture gaz lift)
- Stations de production et d'injection d'eau

L'activité huile se répartit sur 300 puits et 20 centres de séparation attendant aux deux secteurs Nord et Sud. Pour le secteur Nord il s'agit de TFT et TAM. Le secteur Sud comprend TFY, MAZOULA et DJOUA. Parmi les tâches accomplies par cette division, on peut citer ce qui suit :

- Ouverture et fermeture des puits
- Signale les problèmes et les anomalies de collecte de stockage ou d'expédition
- Teste certains paramètres des puits dans le cadre d'un programme périodique, tels que :

Les débits (huile, gaz, eau), pressions en tête de puits.

La division assure également des activités dans le cadre de maintien de pression des gisements, par la production et l'injection d'eau ainsi que l'injection de gaz. La division gère également quatre stations de compression, tout en assurant le stockage du pétrole brut dont la capacité totale est de 72000 m³ (CPC TFT). La division procède à la vérification de certains paramètres et tests indispensables pour le suivi des réservoirs tels que les tests des puits producteurs d'huile et de gaz Tels que le GOR, le pourcentage d'eau, la pression en tête de puits. La division travaille en duo avec la division sécurité, dans le but d'assurer la sécurité du personnel et des biens. [1], [2]

L'organigramme de la Division exploitation est composé de cinq services ci-après :

Huile Nord /Sud / Fermeture gaz lift / Unité de traitement des gaz associés / Maintien pression.

3.9. Division maintenance :

Cette division est chargée de la maintenance des équipements et installations diverses de toute la région de TFT. Elle dispose de (06) services ci-après :

Turbomachine / mécanique industrielle /électricité industrielle / instrumentation / planning et méthode /travaux pétrolier

Cette division a pour rôle d'assurer le bon fonctionnement des équipements industriels de toute la région, elle est structurée suivant les services suivants :

Service Méthode : le Service méthode planifie la maintenance des équipements pour tous les services de la division.

- Elabore le planning des révisions des équipements avec la durée de la tâche
 - des budgets prévisionnels, des prévisions des pièces de rechange
- :

Le service est composé de trois sections :

Turbomachine / mécanique industrielle / instrumentation et électricité

Service Mécanique Industriel :

Le service se compose de trois sections :

Section Atelier : s'occupe de l'usinage des pièces et la rénovation des machines Tournantes

Section Secteur sud : cette section a pour tâche, l'intervention dans les secteurs TAM huile, CPC TFY, MAZOULA nord et sud

Section Secteur nord : son rôle est l'intervention dans les centres de séparation

De TFT, UTG, DJOUA et sur les groupes électrogènes, les machines tournantes de toute la région, ainsi que les pompes d'expédition d'huile.

Service Electricité :

Ce service assure la fonction suivante :

- Transport de l'énergie électrique vers les stations et la base de vie Exploitation et maintenance du réseau électrique 60kv et 5,5kv qui sont destinés comme suite : 60 kV vers MP, GL, UTG, groupements (TFT, TIFERNINE) et 5,5kv, vers CPC, GCB.
 - Maintenance de tous les équipements électriques de la région
 - Elaboration des cahiers de charge des projets électriques.

Il est composé de :

Section centrale électrique /électricité nord (TFT, UTG, MP) /électricité sud (GL, TFY)

Service Turbomachine :

Il se compose des sections suivantes :

- **Section turbine :** cette section a pour rôle d'assurer la maintenance et l'entretien des turbines aux niveaux du CPC, station électrique, UTG.

- **Section UTG :** assure la maintenance et l'entretien des équipements des deux trains HP et BP avec auxiliaires.

- **Section MP** : s'occupe de la maintenance et l'entretien des équipements aux niveaux du TAM eau, TFNE, CS2, AMASSAK.

- **Section GL**: assure le bon fonctionnement des stations : CPC, MF3, CTFNE, MF5.

Service Travaux Pétroliers :

Le service Travaux Pétroliers a pour mission principale l'entretien des équipements des installations de surface des centres de production des secteurs nord et sud et des stations (MP, FGL, UTG..) ainsi que leurs instruments de contrôle, de mesure et de sécurité. [1], [2]

4. Description de l'UTGA:

D'une capacité de traitement de $4,4 \times 10^6 \text{ Sm}^3/\text{J}$, la station UTGA est destinée à la récupération des gaz associés produits aux centres de séparation CS1, CS2, CS3, CS4 et CS5.

Ces gaz sont collectés par un réseau de collecte, puis comprimés, séchés et traités tout en produisant du condensât. [1], [2]

4.1. Principaux éléments de la station UTGA:

Les principaux éléments de la station sont: [1], [2]

Manifold/ Séparateurs /Ballons d'aspiration et de refoulement /Pompes de séparation/
Refroidisseurs / Compresseurs basse pression/ Sécheurs de gaz / Réchauffeurs/ Rebouilleur de
stripper/ compresseurs HP/ fours/ colonne de distillation/ turbines à gaz

4.2. Description du procédé:

La station(UTGA) implantée près du centre de séparation CS2 a pour fonction de comprimer, de déshydrater et de traiter le gaz associé. A la sortie du dernier étage de compresseur, la pression du gaz atteint 80 bars afin de maintenir la pression d'injection suffisante, pour l'expédition par canalisation et en tête de différents puits de production. [1], [2]

4.2.1. Réception des gaz associés:

Les gaz associés envoyés à la station sont réceptionnés par:

- Un séparateur d'entrée basse pression pour les gaz associés basse pression par l'intermédiaire d'un collecteur BP. [1], [2]

- Un séparateur d'entrée haute pression pour les gaz HP par l'intermédiaire d'un collecteur HP.

Ces gaz collectés sont envoyés au séparateur d'entrée BP et HP Pour la séparation du condensât.

4.2.2. Section de compression :

Contient deux trains de compression (basse pression et haute pression)

➤ *Section de compression de gaz à basse pression :*

Les gaz associés BP réceptionnés sont envoyés à la section de compression basse pression.

Cette section de compression est composée de:

- un compresseur de gaz basse pression entraîné par un moteur électrique avec ses installations auxiliaires
- un Refroidisseurs
- deux ballons

Le gaz réceptionné est comprimé jusqu'à la pression équivalente à celle du gaz associé HP à l'arrivée, le gaz est ensuite refroidi et décanté par le ballon de refoulement (D-203A/B), puis le gaz sera mélangé avec le gaz associé HP et envoyé à la section de compression boosting. [1], [2]

➤ *Section de compression de Boosting et de recompression:*

Cette section est constituée de deux unités de compression dont chacune comporte:

- Trois compresseurs (deux pour boosting et un pour recompression), qui sont entraînés par une turbine à gaz et les installations auxiliaires
- Quatre ballons
- Trois refroidisseurs.

Le gaz HP, émanant des centres de séparations sont introduits avec le gaz provenant du compresseur BP dans les séparateurs d'entrée de gaz H-P (D-101) d' où le gaz est envoyé à deux trains identiques de boosting de gaz.

Dans chacun de ces trains, le gaz entre dans le premier compresseur booster (K-101A/B), le gaz sort mélangé au gaz chaud de régénération provenant de la section de déshydratation et entre dans le deuxième compresseur booster (K-102A/B) après être refroidi par le refroidisseur complémentaire. Le gaz traité est comprimé par le compresseur (K-103A/B) jusqu' à une pression suffisante pour être expédié de la station après être refroidi. [1], [2]

4.2.3. Utilités :

➤ *Energie électrique:*

La station comporte les installations de réception d'électricité de 60KV à partir du réseau extérieur et une sous-station pour la distribution est pourvue également d'un générateur de secours de 750KVA à moteur diesel. [1], [2]

➤ *Air instrument et air service:*

La station comporte un système de production et de distribution de l'air pour assurer l'alimentation en air instrument et e air service. Le système est constitué de deux compresseurs d'air entraînés par moteurs électriques. [1], [2]

Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons présenté la situation géographique du site gazier de TFT, sa capacité de production et ses réserves. Nous avons par la suite décortiqué le plan de développement les différentes évolutions qui ont marqué l'industrie gazière en Algérie depuis son indépendance.

Chapitre II
Description technologique de
la turbine à gaz MS 5002C

II.1. Historique de la turbine à gaz

La turbine à gaz a été inventée en 1791 par le Britannique John Barber. Sa supériorité technique et économique par rapport aux machines à vapeur à piston a été reconnue dès le 19^e siècle. Toutefois l'insuffisance des connaissances sur les matériaux interdisait à l'époque de concrétiser les espoirs placés en elle. Il a en effet fallu attendre 1904 pour que Franz Stolze développe à Berlin une turbine à gaz capable de fonctionner, mais ne délivrant encore aucune puissance utile .

Le brevet de Mennons (1861) décrit une turbine à gaz dont la conception se rapproche des turbines à gaz modernes a circuit ouvert, cette turbine est munie d'un compresseur centrifuge à un seul étage, une turbine radiale à un étage, un récupérateur de chaleur et d'une chambre de combustion fonctionnant avec des combustibles solides. C'est le brevet de Parsons (1884) qui prévoit pour la première fois, l'emploi d'un compresseur et d'une turbine comportant chacun plusieurs étages.

Une étape importante dans la réalisation industrielle de la turbine à gaz a été constituée par la turbine d'Armengaud et Lemale, construite par la société des Turbomoteurs à Paris (1905) qui permet pour la première fois l'entraînement de son compresseur à la vitesse normale. [2], [3], [4]

Quelques dates :

- 1847 : Claude Bourdin invente le mot turbine.
- 1903 : Première turbine à explosion expérimentale. (Construite par Armengaud).
- 1936 : Première turbine à gaz aéronautique (Grande Bretagne).
- 1939 : Turbine à gaz industrielle en cycle fermé par Escher Wyss avec une puissance de 2 MW (Suisse).
- 1944 : Turbine à gaz pour la propulsion marine (Elliot).

II.1.1 Conversion d'énergie dans la turbine à gaz

L'énergie chimique présente dans le carburant est extraite en présence de flamme et d'air qui sera convertie en énergie thermique. Tout cela se passe dans la chambre de combustion. Les gaz de combustion (gaz brûlés) dont la température est entre 900 et 1400 °C sont transférés dans la turbine, et finalement convertie en énergie mécanique comme le montre la Figure (Fig. II.1)

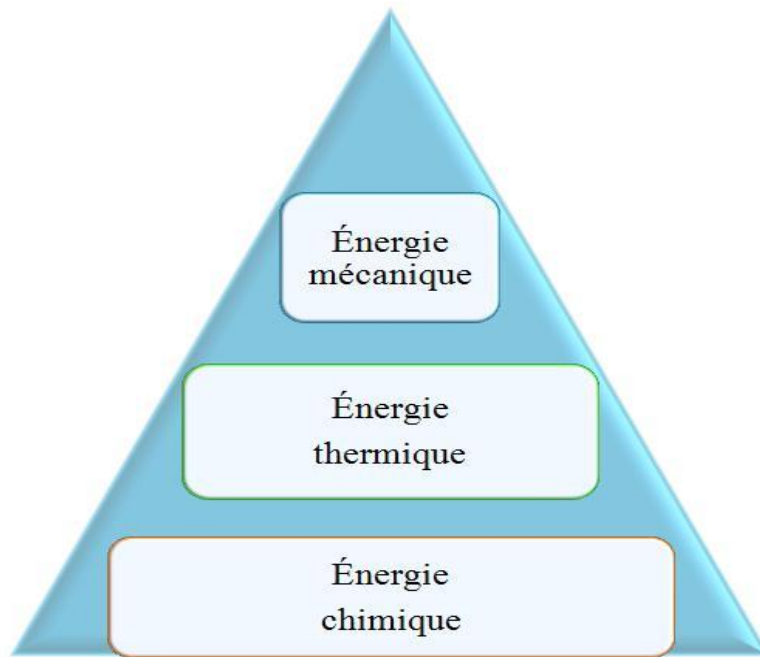


Fig. II.1. Les étapes de la conversion de l'énergie.

II.1.2 Généralité :

La turbine à gaz demeure l'un des moyens de production de puissance les plus révolutionnaires, son invention a permis aux ingénieurs d'atteindre des niveaux de puissance jamais égalés par des moteurs thermiques conventionnels. L'utilisation de ce mode de production de puissance est très répandue dans différents domaines d'activité, en passant par la production de l'électricité, la propulsion aéronautique, la pétrochimie jusqu'à l'industrie pétrolière et gazière, compte tenu de la facilité d'adaptation, du faible rapport coût puissance unitaire développée et une large gamme de régimes de fonctionnement.

De nombreux progrès ont été réalisés ces dernières décennies sur le développement des turbines à gaz. Ces améliorations, dues essentiellement à l'avènement des technologies de pointes, sont incorporées aux groupes déjà fonctionnels et ont permis de diversifier la gamme des turbines à gaz et d'étendre leurs champs d'application et ont ainsi conduit à une augmentation de la durée de vie, à l'allongement des intervalles d'entretiens, à l'amélioration du rendement et par conséquent à l'augmentation de la puissance générée. [2], [3], [4]

C'est dans cette optique que notre présent travail s'inscrit. Il se veut une étude thermodynamique de la turbine à gaz et plus précisément de type MS5002C et MS5001C, utilisée par SONATRACH dans l'unité de réinjection du propane au niveau du champ gazier de TFT, en déterminant l'influence de la température ambiante sur le rendement de la turbine qui opère dans des conditions climatiques particulières (région saharienne)

II. 1.3 Définition de la turbine à gaz :

La turbine à gaz est un moteur thermique qui appartient à la famille des turbomachines, elle convertit de l'énergie mécanique au moyen de mécanismes à rotor à partir de l'énergie chimique contenue dans un combustible, cette énergie est convertie en énergie électrique à l'aide d'un générateur, ou convertie en énergie de pression par le compresseur ou la pompe , ses principaux avantages sont : [2], [3], [4]

- Puissance spécifique élevée (kW/kg).
- Installation simple (la principale servitude est la qualité et le volume de l'air aspiré).
- Poly-combustible (gaz, fioul, ...).
- Exige peu de fluide de refroidissement (eau ou air).
- Accepte les conditions climatiques extrêmes (moyennant des adaptations sur l'aspiration d'air et les auxiliaires combustible et lubrification).
- Fonctionnement sous conduite et surveillance automatisée.
- Possibilité de mise en régime rapide (quelques dizaines de minutes)

II.2. Types Turbines A Gaz Champs TFT :

On distingue deux types principaux ; turbines à gaz mono-arbre, et turbines à gaz bi-arbres

- ✓ Turbine MS5002PE :



Fig. II.2. turbine à gaz MS5002PE



Turbine MS5002C :

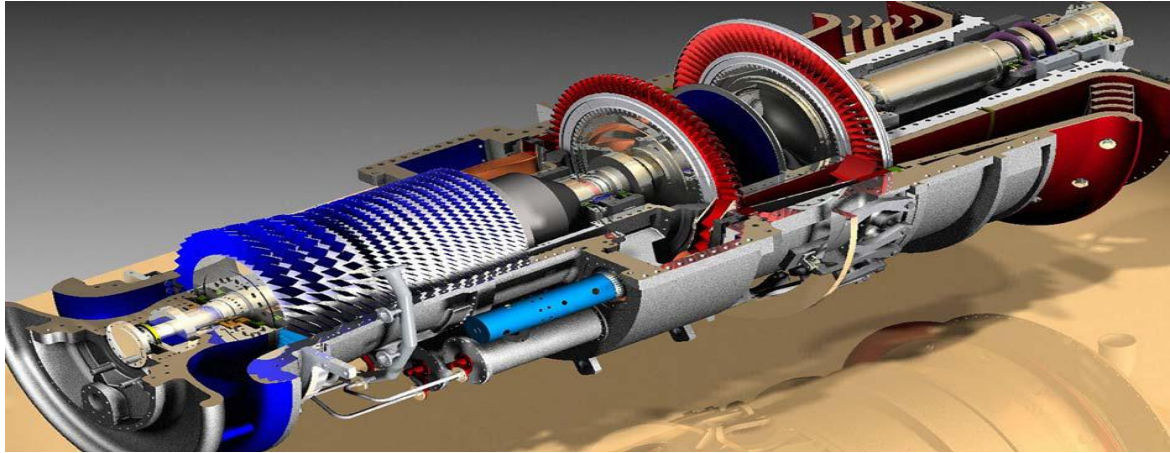


Fig. II.3. turbine à gaz MS5002C

II.2.1 Classification des turbines à gaz

Le monde connaît un grand développement industriel, et une diversité à la construction des turbomachines dans les dernières années. Cette diversité est variée selon les domaines d'application ou bien les objectifs d'utilisation de ces machines, dans ce terme on peut classer les turbines à gaz en trois grandes familles comme démontré dans la figure ci-dessous (Fig. II.4) et (Fig. II.5) : [2], [3], [4]

- Selon le mode de construction.
- Selon le mode de fonctionnement thermodynamique
- Selon le mode de travail

II.2.2. Selon le mode de construction

On peut classer les turbines à gaz selon le mode de construction, à cet égard, on distingue deux types principaux ; turbines à gaz mono-arbre, et turbines à gaz bi-arbres

✓

Turbine mono-arbre :

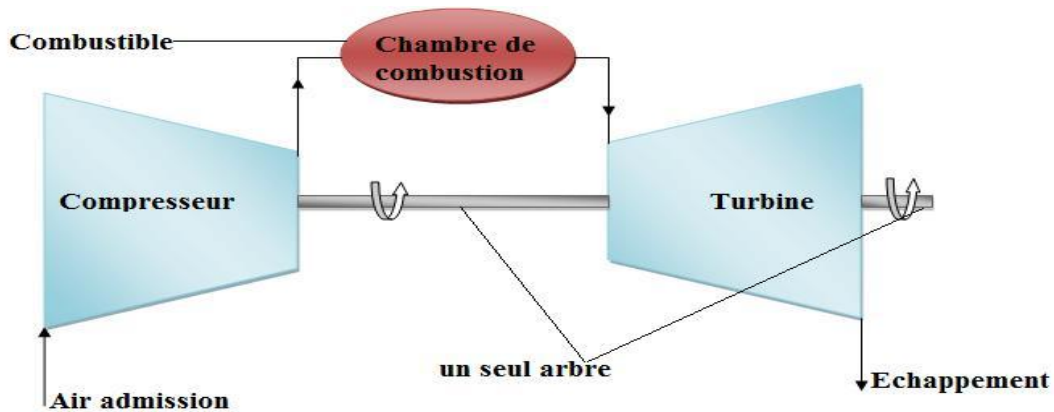


Fig. II.4. Schéma d'une turbine à gaz mono-arbre.

Dans ce type de turbine à gaz ; le compresseur d'air, la turbine de détente et la machine entraînée sont sur le même arbre (Fig. II.4). Cette solution a l'avantage d'une grande simplicité mais conduit à une plage d'utilisation de vitesse limitée, à un moins bon rendement à charge partielle qu'une turbine à deux arbres. De plus, le moteur de lancement doit entraîner l'ensemble de la ligne d'arbre.

La turbine à un seul arbre est le plus souvent utilisée pour l'entraînement d'alternateur dont la vitesse de rotation est constante et qui, de plus, ne se charge pas lors de la montée en vitesse [2], [3], [4]

✓

Turbine bi-arbres :

Dans ce type des turbines ; la turbine de détente est décomposée en deux parties :

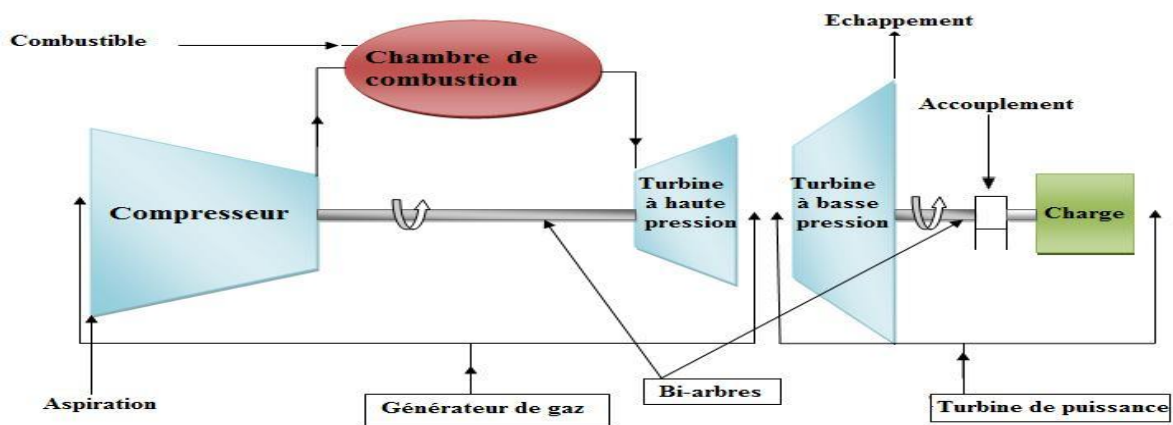


Fig. II.5. Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre

- La turbine à haute pression HP entraîne le compresseur d'air et lui seul par l'intermédiaire d'un arbre.
- La turbine à basse pression BP assure la fourniture d'énergie à la machine entraînée l'alternateur ou bien le générateur.

La première ligne d'arbre constitue la génération de gaz chaud utilisé dans la deuxième ligne d'arbre pour la production d'énergie mécanique (Fig. II.5).

La turbine à deux arbres est sur le plan mécanique plus complexe que la turbine à un seul arbre. Par contre, elle permet d'obtenir un meilleur rendement à charge partielle, elle s'adapte particulièrement bien à l'entraînement d'un compresseur dont la prise en charge s'effectue lors de la montée en vitesse, et permet de travailler sur une large plage de vitesse.

A noter également la puissance réduite du moteur de démarrage qui n'entraîne que le premier arbre [2], [3], [4]

II.2.3. Selon le mode de fonctionnement thermodynamique

✓ Turbine à cycle simple (sans récupération) :

Ce type des cycles est basé sur une combustion dans la chambre de combustion (air comprimé + combustible + étincelle) pour la production d'énergie thermique qui tourne la turbine de détente, cette dernière convertit l'énergie thermique en énergie mécanique. Dans ce cas, les gaz d'échappement qui contient une quantité importante de chaleur perdue (n'est pas utilisable) déchargent vers l'atmosphère.

✓ Turbine à cycle régénératif (avec récupération) :

Ce type des cycles repose sur la récupération de la chaleur évacuée par les fumées (les gaz d'échappement) par un échangeur de chaleur. On peut utiliser cette quantité de chaleur pour surchauffer l'air avant son entrée à la chambre de combustion comme présenté (Fig. II.6).

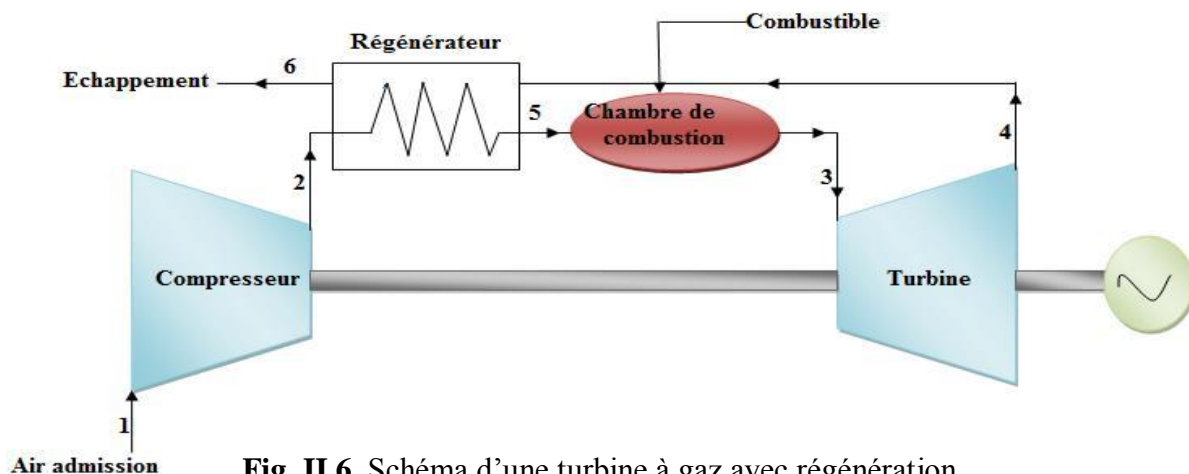


Fig. II.6. Schéma d'une turbine à gaz avec régénération

II.2.4. Selon le mode de travail



Turbine à action :

Dans les turbines à action, l'énergie de pression potentielle est entièrement convertie en énergie cinétique dans le distributeur. Le rotor est partiellement alimenté par un écoulement sans pression. « Partiellement alimenté » signifie que seules quelques-unes des aubes mobiles sont alimentées en même temps par le jet .



Turbine à réaction :

Dans les turbines à réaction, la pression à l'entrée du rotor est plus élevée qu'à sa sortie. La transformation de l'énergie de pression a lieu à la fois dans le distributeur et dans le rotor. L'énergie cinétique est ensuite convertie en travail mécanique dans le rotor. Le rotor est intégralement alimenté par l'écoulement. [2], [3], [4]

II.3. Caractéristiques de la turbine à gaz MS 5002C :

Les caractéristiques techniques définissant une turbine à gaz type MS 5002C sont résumées comme suit : [1], [2],

- Marque	GENERALE ELECTRIQUE
- Fabricant	NUOVO PIGNONE
- Série du model	MS 5002C
- Cycle	Simple
- Rotation de l'arbre	Sens Antihoraire
- Type de fonctionnement	Continu
- Vitesse de l'arbre	HP 5100 tr/min
- Vitesse de l'arbre	BP 4903 tr/min
- Commande	MARK V
- Température à l'échappement	515°C
- Débit carburant	2.314 m ³ /s
- Systeme de démarrage	Turbine à détente
- Rendement thermique	≈ 28,8%
- Atténuation du bruit	Silencieux d'admission et l'échappement selon les exigences locales

- **Plaquette d'identification du régime normal de la turbine à gaz (conditions ISO) :**
 - Sortie de base 35000 MW
 - Température d'aspiration 15°C
 - Pression de sortie 1 bar

- **Section du Compresseur :**
 - Nombre des étages du compresseur axial 16
Ecoulement axial, série lourde
 - Type du Compresseur
 - Plan de joint bride horizontale
 - Type d'aubes directrices d'entrée Variable
 - Pression à l'admission 1 bar
 - Pression de refoulement 8.8 bars

- **Section de la turbine :**
 - Nombre d'étages de la turbine 02 (deux arbres)
 - Plan de joint bride horizontale
 - Directrice du premier étage Fixe
 - Directrice du deuxième étage Variable

- **Section de combustion :**
 - Type 12 multiples foyers, types à flux Inverses
 - Configuration des chambres concentrique autour du Compresseur
 - Combustible Gaz naturel
 - Bougies d'allumage deux, types à électrode d'injection-ressort auto rétractant
 - Détecteur de flamme deux, type ultraviolet

- **Ensemble paliers :**
 - Quantité 04
 - Lubrification sous pression

II.4. Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz type MS 5002C :

Avant l'alimentation et le démarrage de la turbine à gaz, le rotor du compresseur/turbine haute pression est mise en rotation au moyen d'un dispositif de démarrage (turbine de lancement) jusqu'à lui faire atteindre la vitesse d'allumage (20% de sa vitesse nominale) et en même temps l'aider à atteindre une vitesse d'auto-soutènement.

L'air atmosphérique aux conditions de température et de pression ambiante est aspiré et comprimé par le compresseur axial à 16 étages puis acheminé vers les chambres de combustion. La combustion à pression constante se produit continuellement jusqu'à ce que le combustible soit interrompu, on obtient ainsi des gaz chauds à pression et température élevée dont la détente s'effectue à travers les roues de la turbine jusqu'à atteindre la pression atmosphérique. La première roue, dite roue haute pression (HP), est destinée uniquement à l'entraînement du compresseur axial et les accessoires attelés à l'arbre tandis que la deuxième roue dite basse pression (BP), appelée aussi roue de puissance, est reliée à l'arbre basse pression BP, destiné à entraîner le compresseur centrifuge (figure II.7). [2], [3], [4]

Le dispositif de démarrage se compose de

- Une turbine d'expansion.
- Un embrayage à mâchoire.
- Une vanne d'arrêt et régulation de pression

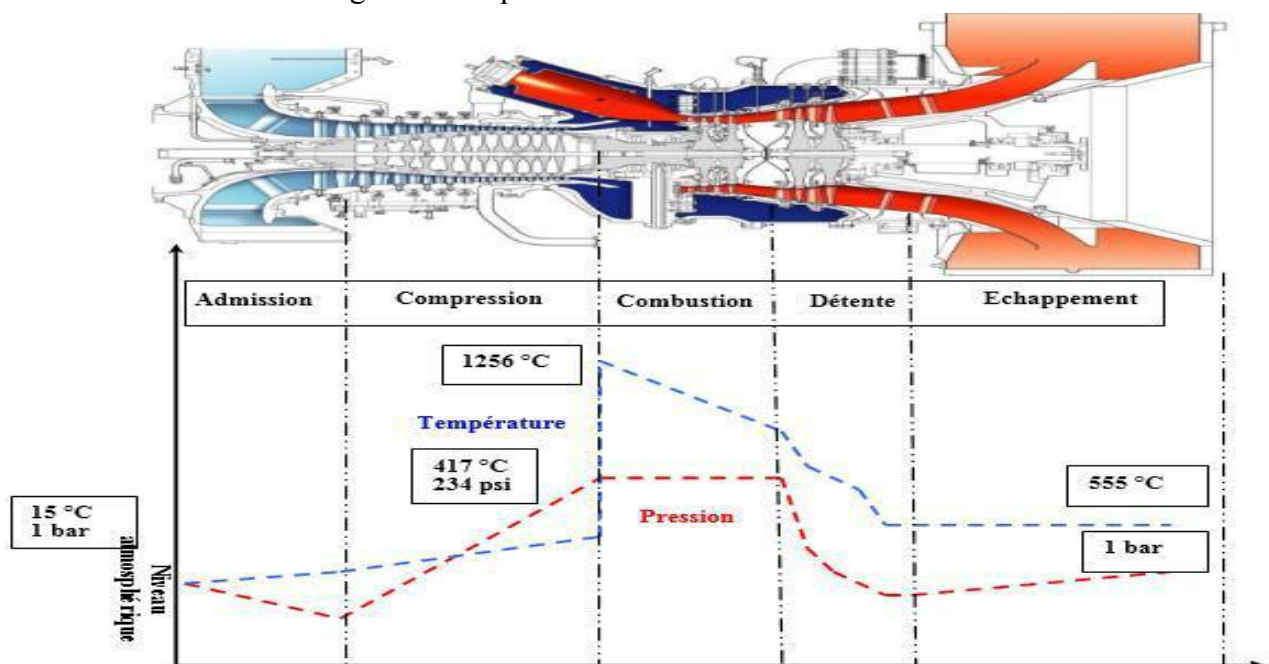


Figure. II.7. Variations de la pression et de la température dans les différentes sections de la machine (conditions ISO)

II.5. Description technologique de la turbine à gaz MS 5002C :**II.5.1. Embase de la turbine**

L'embase qui soutient la turbine à gaz est un cadre de structure métallique fabriqué avec des poutres en L et des plaques. Le cadre de l'embase, composé de deux poutres longitudinales à larges ailes avec trois éléments transversaux, forme le lit sur lequel sont montés les supports verticaux pour la turbine. Des tourillons et des supports de levage, deux à chaque côté de l'embase, en ligne avec les premiers deux éléments transversaux de la structure du cadre d'embase sont prévus pour le démontage. [2], [3], [4]

II.5.2. Compresseur axial

La section du compresseur à écoulement axial consiste en un rotor et un corps du compresseur qui comprend les seize étages de compression, les aubes directrices variables d'admission et deux aubes de guidage de sortie.

Dans le compresseur, les aubes du rotor fournissent la force nécessaire pour la compression de l'air dans chaque étage et les aubes du stator guident l'air pour qu'il entre dans l'étage suivant du rotor à l'angle correspondant.

L'air comprimé sort par la carcasse de décharge du compresseur vers l'enveloppe et les chambres de combustion. [2], [3], [4]

• Rotor du Compresseur

Le rotor du compresseur est en ensemble de seize roués, un faux arbre, des boulons d'ancrage et les aubes du rotor du compresseur. Chaque des roues et la portion des roues du faux arbre avant possède des fentes brochées au tour de sa périphérie.

Les aubes du rotor sont insérées dans ces fentes et maintenues en position axiale par des distancier agrafés à chaque extrémité de la fente, ces aubes ont la forme d'un exile et ont été conçues pour comprimer l'air efficacement à de grandes vitesses.

Les roues et les faux arbres sont assemblés l'un à l'autre avec des feuillures d'accouplement pour le contrôle de concentricité et sont maintenus ensemble avec des boulons d'encrage, le positionnement sélectif de la roue se fait pour réduire la correction d'équilibrage. Après l'assemblage, le rotor est équilibré dynamiquement à la limite fine. (figure II.8).

[2], [3], [4]

- **Stator du Compresseur**

La zone du stator (corps) de la section du compresseur se compose de trois sections majeures :

- Corps d'admission
- Corps du compression
- Corps de décharge du Compresseur

Ces sections avec l'enveloppe de la turbine, forment la structure primaire externe de la turbine à Gaz, elles soutiennent le rotor aux points d'appuis et constituent la paroi extérieure de l'espace annulaire de la voie des gaz.

L'alésage du corps est maintenu aux tolérances closes relatif aux bouts d'aubes du rotor pour le rendement maximum (figure II.9). [2], [3], [4]

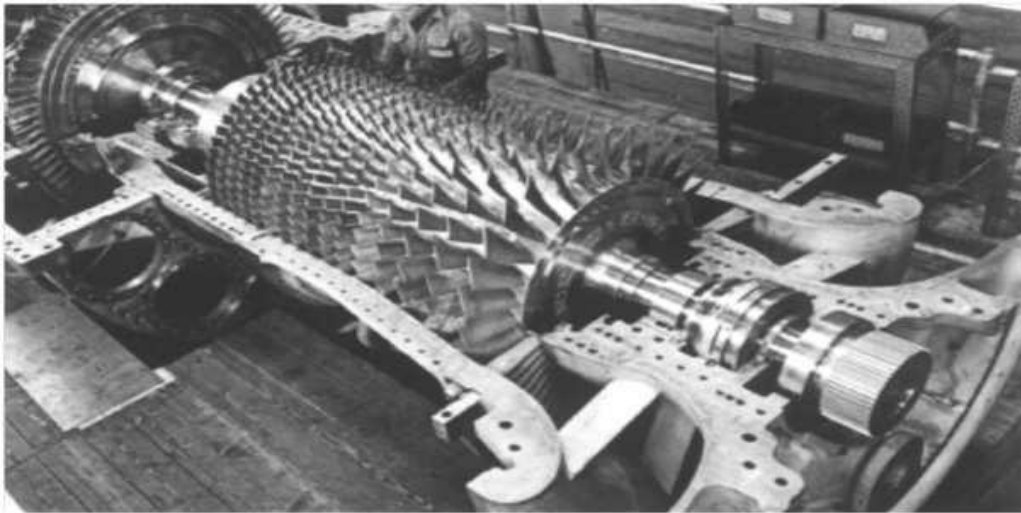


Figure. II.8. Rotor du compresseur axial

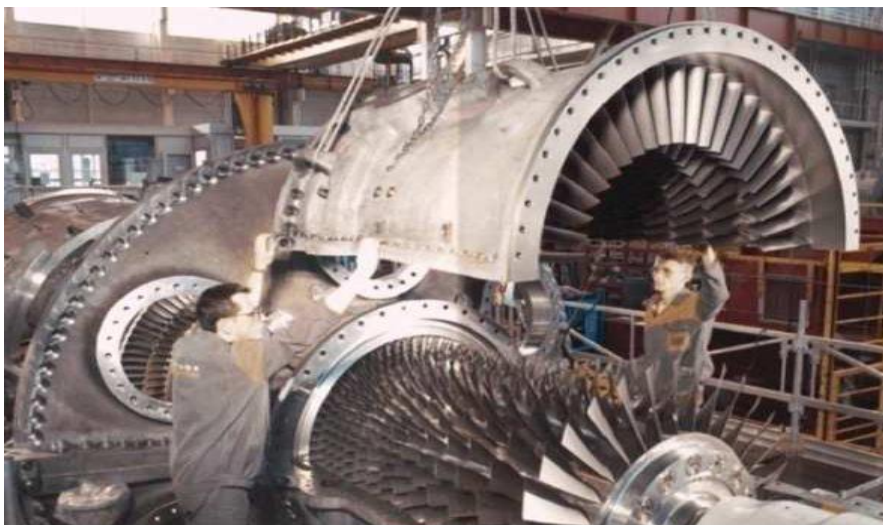


Figure. II.9. Stator du compresseur axial

- Corps d'admission

Le corps d'admission est positionné à l'extrémité vante de la turbine à gaz, sa principale fonction est de diriger uniformément l'air dans le compresseur. Le corps soutient également l'ensemble du palier N°1 dont la demi carcasse inférieure est une enveloppe séparée, bride et boulonnée à la moitié inférieure du corps. Les éléments et les barres sont encaissés dans les parois de l'évasement. Les aubes directrices d'admissions variables permettent l'accélération rapide (IGV), uniforme de la turbine sans choc (impulsion) du compresseur. [2], [3], [4]

- Corps du Compresseur

Le corps du compresseur contient les premières 10 étages du stator du compresseur. Le corps du compresseur est équipé de deux grands tourillons intégralement coulés qui s'utilisent pour soulever la turbine à gaz lorsqu'on la sépare de son embase, les premiers quatre étages des aubes du stator dans le corps du compresseur sont assemblés dans des couronnes semi-circulaires à fentes.

Les ensembles aubes et couronne du stator sont en suite installés dans des cannelures en queue d'aronde usinées dans la paroi du corps du compresseur.

Les clavettes de blocage, installées dans une cannelure usinée au côté gauche et droite de la bride du joint horizontal de la moitié supérieure du corps, empêchent ces ensembles de tourner dans les cannelures du stator et de tomber lors du levage de la moitié supérieur du corps.

Le cinquième et dixième étage d'aubes du stator sont installés sur les cannelures en queue d'aronde usinées dans la paroi du corps du compresseur, de longues clavettes de blocage installées dans des cannelures usinées au côté gauche et droit de la bride horizontale de la moitié du corps, empêchent les aubes du stator tourner dans les cannelures du stator et de tomber lors du levage de la moitié du corps du compresseur. [2], [3], [4]

- Corps de décharge du Compresseur

Le corps de décharge du compresseur est la portion arrière de la section compresseur. C'est le corps unique le plus long, situé au point central entre les supports de la turbine avant et arrière, les fonctions du corps de décharge du compresseur sont d'enfermer l'équilibrage des chocs du compresseur, de former les parois interne et externe du diffuseur du compresseur et de joindre les stators du compresseur et de la turbine, il assure également le support pour l'injecteur du premier étage de la turbine.

Le corps de décharge du compresseur constitue de deux cylindres, l'un étant une continuation du corps de compresseur et l'autre étant un cylindre interne entourant le rotor du compresseur. Les deux cylindres sont positionnés concentriquement par huit éléments comprimés qui arrondissent afin de respecter le grand diamètre de l'enveloppe de la turbine. La structure de soutien pour le palier N°2 se trouve dans le cylindre interne.

Un diffuseur est fermé par l'espace annulaire conique entre le cylindre externe et le cylindre interne du corps de décharge, le diffuseur transforme une partie de la vitesse de sortie du compresseur en pression ajoutée.

Le corps de décharge du compresseur contient le reste des six (étages d'aubes du stator le onzième au seizième et les deux rangées d'aubes directrices de sorte qui se composent d'aubes simple installée dans des cannelures en queue d'aronde usinées dans paroi du corps de décharge du compresseur EGV). [2], [3], [4]

II.5.3. Section de combustion

La section de combustion d'une turbine à gaz se compose de l'enveloppe de la chambre de combustion, douze carcasses externes de la chambre de combustion, douze ensemble couvercle et doublure, douze ensembles de pièces de réduction, douze injecteurs de combustible, deux bougies, deux transformateurs d'allumage, quatre détecteurs de flamme, douze tubes transversaux et divers matériels et garnitures.

L'enveloppe de la chambre de combustion entoure la section arrière du corps de décharge du compresseur et reçoit l'air de décharge du compresseur à flux axial.

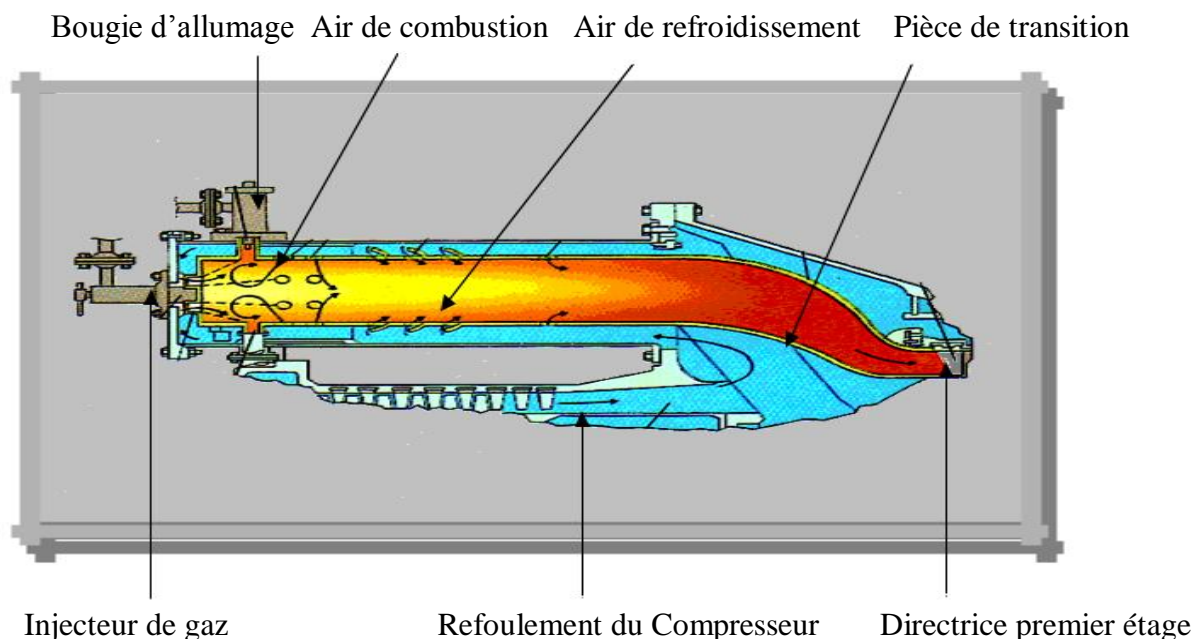


Figure II.10. Chambre de combustion

Diverses conceptions des enveloppes de la chambre de combustion sont employées pour les turbines à gaz MS 5002C, on trouve entre autre les enveloppes courtes et les enveloppes longues, les carcasses des chambres de combustion sont positionnées à l'extérieur sur l'enveloppe courte et à l'intérieur de l'enveloppe longue, le combustible est alimenté dans chaque doublure de la chambre de combustion par un injecteur de combustible monté sur le couvercle de la chambre de combustion qui se prolonge dans la doublure.

La combustion du mélange combustible-air est initiée par deux bougies, lorsque l'allumage est actionné dans l'une des deux chambres, les gaz chauds de combustion s'écoulent par les tubes transversaux pour allumer le mélange combustible-air dans les autres chambres à travers des interconnexions. .[2], [3], [4]

- Enveloppe de la chambre de combustion

L'enveloppe de la chambre de combustion soutient les douze carcasses des chambres de combustion et renferme les douze pièces de réduction. C'est une clôture soudée recevant l'air de décharge du compresseur à flux axial et le fait transférer aux chambres de combustion. Les deux moitiés supérieure et inférieure de l'enveloppe sont assemblées à la section arrière et l'ensemble de l'enveloppe est boulonné à la bride verticale d'avant l'enveloppe de la turbine, la bride d'avant est boulonnée à la bride d'arrière du corps de décharge du compresseur (figure II.11). .[2], [3], [4]

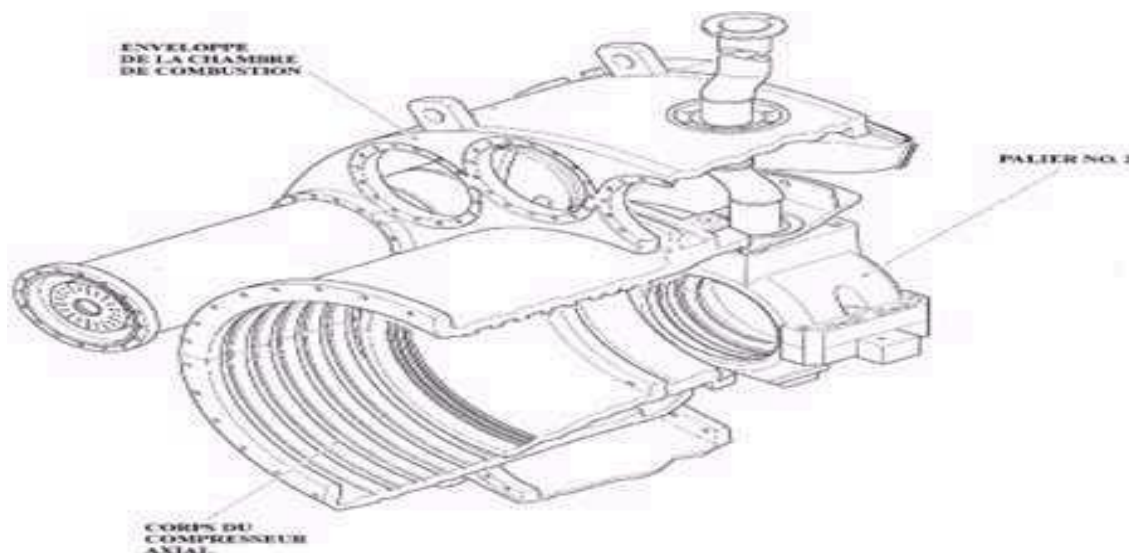


Figure II.11. Ensemble enveloppe de la chambre de combustion, corps de décharge Compresseur et paliers N°2

- Chambre de combustion

Toutes les douze chambres de combustion sont assemblées dans l'enveloppe de combustion avec chacun des couvercles et doublures interconnectés par des tubes transversaux, les injecteurs du combustible montés sur les couvercles des chambres de combustion, s'étendent dans les chambres et fournissent le combustible nécessaire pour le processus de combustion.

Pendant le fonctionnement, l'air du compresseur s'écoule dans l'enveloppe de la chambre de combustion et dans l'espace annulaire entre la doublure des chambres et les manchons de flux, cet air à haute pression s'écoule dans la doublure, se mélange avec du combustible et s'enflamme, les gaz chauds résultant s'écoulent de la doublure dans la pièce de réduction serrée à l'ensemble de l'injecteur du premier étage.

Les détecteurs de flammes, installés dans deux chambres, transmettent un signal au système de commande qui indique que l'allumage est amorcé. La combustion du mélange air-combustible est initiée par des bougies à électrodes rétractables. Deux bougies sont installées dans chacune des deux chambres de combustion (N°9 et N°10).

La combustion dans le reste des chambres, sans bougies, est amorcée avec la flamme des chambres suscitée par le biais des tubes transversaux d'interconnexion. Pendant la séquence de démarrage, il est essentiel qu'une indication de la présence ou de l'absence de flamme soit transmise au système de commande. A cette fin, un système de surveillance de flamme qui consiste en quatre capteurs est employé. .[2], [3], [4]

Chacune des chambres de combustion est équipée d'un injecteur de combustible qui injecte une quantité mesurée de combustible dans la chambre de combustion. Le combustible gazeux est admis directement dans chaque chambre par les trous de dosage positionnés au rebord extérieur du bout des injecteurs de combustibles. L'action de tourbillonnement de couvercle du tubage imprime un tourbillonnement à l'air pénétrant dans la chambre de combustion afin d'avoir une combustion plus complète et plus homogène (figure II.12).

Les douze chambres de combustion sont interconnectées par l'intermédiaire des tubes transversaux. Ces tubes permettent à la flamme des chambres initialement amorcées contenant des bougies de se propager vers les chambres non amorcées (figure II.13). .[2], [3], [4]

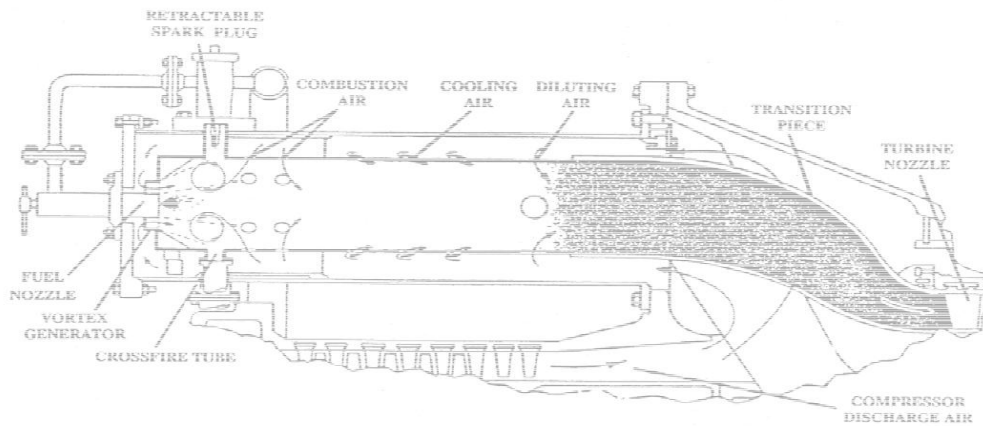


Figure. II.12. Schéma montrant les organes d'une chambre de combustion

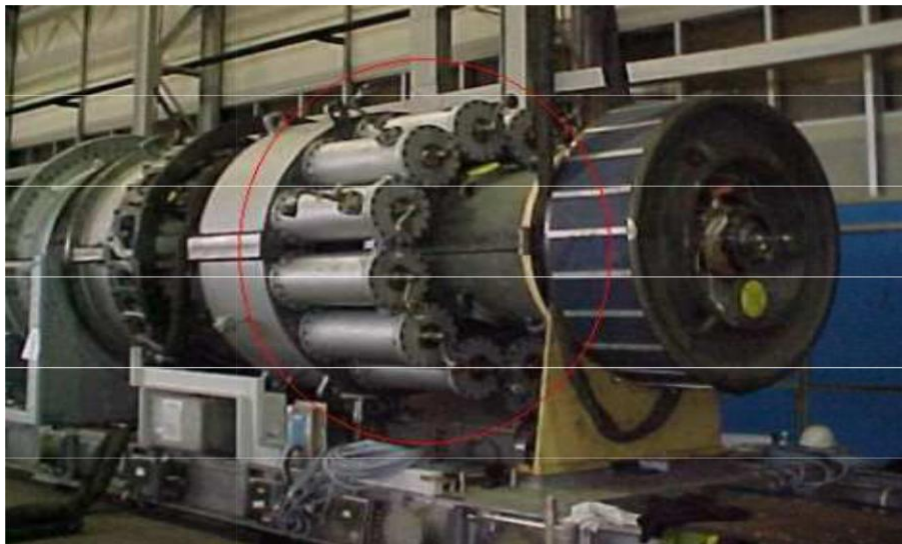


Figure II.13. Les douze chambres de combustion

II.5.4. Section turbine

La section turbine est l'endroit où les gaz à haute température, provenant de la section chambre de combustion, sont transformés en puissance mesurée sur l'arbre.

Cette partie contient les composants suivants : [2], [3], [4]

- Le corps de la turbine
- L'injecteur du premier étage
- La roue de la turbine du premier étage mentionnée comme turbine haute pression
- La directrice variable
- La roue de la turbine du deuxième étage mentionné comme la turbine basse pression

Stator de la turbine

Le corps de la turbine est l'organe principal de l'ensemble de la turbine à gaz, il est fixé à l'extrémité du corps de décharge du compresseur, à Les gaz brûlés en quittant la chambre de combustion traversent la turbine où un échange de travail a lieu moyennant une détente partielle des gaz, pour enfin se diriger vers le cadre d'échappement, il est constitué des parties suivantes :

- Les partitions et les anneaux de protection de l'injecteur du premier étage
- Les segments des parois internes et externes de la voie gaz entre les étages
- Le diaphragme et l'étanchement à air du deuxième étage ainsi que les partitions et les anneaux de protection de l'injecteur du deuxième étage

Injecteur du premier étage

L'ensemble de l'injecteur du premier étage consiste de segments d'injecteurs assemblés dans une bague de blocage, la bague est soutenue dans la voie des gaz par un arrangement de fixation du corps de la turbine.

La conception de l'ensemble injecteur et arrangement pour sont soutenus dans le corps qui s'adaptera aux effets de la croissance thermique due au gaz chauds et maintiendra l'ensemble proprement aligné dans la voie des gaz., une autre caractéristique unique de cette conception est qu'elle permet l'enlèvement de la moitié inférieure de l'ensemble injecteur sans enlever le rotor. .[2], [3], [4]

Injecteur du deuxième étage

L'injecteur de deuxième étage se compose des partitions (aube tournantes) qui forment une tuyère à angle variable dans l'espace annulaire de la voie des gaz, plus précisément avant la roue de la turbine du deuxième étage. Ces partitions peuvent être tournées à l'unisson avec des arbres qui pénètrent les douilles du corps de la turbine. Les leviers, fixés aux bouts des arbres, sont connectés par des articulations aux montants dans une bague de commande qui est tournée par un cylindre hydraulique. Les arbres des partitions sont installés dans le corps de la turbine pour maintenir des jeux minimaux entre les partitions et les anneaux de protection lorsque la turbine est à la température du régime figure (II.14). .[2], [3], [4]

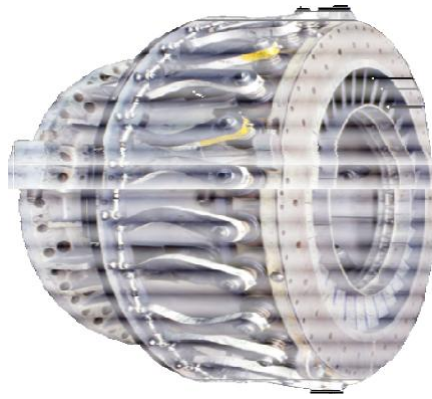


Figure. II.14. Directrice variable

Rotors et roues de la turbine

La turbine à gaz , objet de cette étude, est constituée deux rotors séparés:

- Le rotor du premier étage ou turbine haute pression qui fait actionner le compresseur à écoulement axial et d'autres accessoires actionnés par cet arbre (figure. II.15)
- Le rotor du deuxième étage ou de la turbine basse pression qui commande la charge (figure. II.16)



Figure. II.15. Rotor HP de la turbine à gaz MS5002C



Figure. II.16. Rotor BP de la turbine à gaz MS5002C

Les deux rotors de la turbine sont positionnés en ligne dans la section turbine mais ils sont mécaniquement indépendants l'un à l'autre, ce qui permet le fonctionnement des deux turbines à des vitesses différentes. La roue de la turbine du premier étage est boulonnée à un arbre de roué pour former le rotor turbine basse pression (charge), qui est soutenu par deux paliers.

Les aubages de la turbine sont assemblés dans les roués axialement, en queue d'aronde en forme de pin avec des couvercles installés au-dessus des tiges des aubes, chaque deuxième couvercle est un couvercle de blocage, les aubages sont bloqués en position par verrou tournant dont la tête est jalonnée en place. .[2], [3], [4]

II.5.5. Paliers et accouplements

Paliers

La turbine à gaz a quatre paliers principaux soutenant les rotors du compresseur et de la turbine, ces paliers sont numérotés 1, 2, 3 et 4, le palier N°1 se trouve dans le corps d'admission du compresseur, le palier N°2 dans le corps de refoulement du compresseur, et les paliers N°3 et N°4 se trouvent dans des allongements séparés, boulonnés à la partie arrière du déflecteur interne du cadre d'échappement.

Les paliers N°1 et N°2 soutiennent le rotor du compresseur turbine haute pression et les paliers N°3 et N°4 soutiennent le rotor de la turbine de puissance (basse pression).[2], [3], [4]

Les types de palier utilisés dans la turbine à gaz sont énumérés dans le tableau ci-dessous.

Palier		
N°	Genre	Type
1	Porteur	Elliptique
	Butée (actif)	Patin oscillant (six patins) Auto-équilibrant
	Butée (inactif)	Forme conique
2	Porteur	Elliptique
3	Porteur	Patin oscillant (cinq patins)
4	Porteur	Patin oscillant (cinq patins)
	Butée (actif)	Patin oscillant (huit patins) Auto-équilibrant
	Butée (inactif)	Patin oscillant (quatre patins) Non-équilibrant

Tableau. II.1. Ensembles des Paliers

Accouplement

Les fonctions de base des accouplements du type à denture utilisé sur cette turbine sont :

- De relier deux arbres en rotation, de manière à transmettre la couple de l'un à l'autre.
- De compenser les trois types de désalignement (parallèles, angulaire et la combinaison des deux).
- De compenser tous les mouvements axiaux des arbres, de manière qu'aucun des deux n'exerce une poussée excessive sur l'autre.

Le désalignement parallèle se présente lorsque les deux arbres accouplés sont parallèles mais ne sont pas dans le même alignement, le désalignement angulaire se présente lorsque les axes des deux arbres sont en alignement mais leurs lignes médianes ne sont pas parallèles. Un désalignement combiné se présente lorsque les arbres ne sont ni parallèles, ni en alignement. .[2], [3], [4]

Accouplement du réducteur des auxiliaires continuellement lubrifié

Cet accouplement est un dispositif du type élastique, lubrifié de façon continue, il est constitué d'un moyeu équipé à chaque extrémité d'un montage du type à engrenage à ses deux extrémités, l'accouplement s'engrène avec la denture des arbres à relier pour transmettre le couple.

La denture des arbres male de l'accouplement est bombée et peut coulisser vers l'avant et vers l'arrière à l'intérieur des cannelures femelles, ceci autorise les trois types de désalignement le manchon sur l'arbre coté réducteur des auxiliaires est boulonné (moyeu) qui a été emmanchée à chaud sur l'arbre du réducteur des auxiliaires. Le manchon sur l'extrémité coté turbine est boulonné directement l'arbre de la turbine. [2], [3], [4]

Accouplement de charge non lubrifié

L'accouplement non lubrifié est constitué de diaphragme souple, d'arbre de l'adaptateur et un arbre de centrage, les arbres de l'adaptateur montés aux extrémités de l'arbre de centrage, comprennent des brides qui se relient à la boîte d'engrenage de charge et à l'arbre du rotor de la turbine de charge, fournissant également les supports pour les diaphragmes souples. Les sections des diaphragmes leur assurent la flexibilité pour compenser tout désalignement pour les boîtes d'engrenage de charge et le rotor de la turbine de charge, permettant un mouvement axial de la turbine relative à la boîte d'engrenage de charge. [2], [3], [4]

II.5.6. Auxiliaires de la turbine

La turbine à gaz comprend un certain nombre de système de commande, de protection et auxiliaires associés au fonctionnement correct de la turbine.

Ces systèmes comprennent :

- Système du gaz combustible.
- Système d'huile de graissage.
- Système d'huile hydraulique.
- Système d'huile de commande.
- Système d'air d'étanchéité et de refroidissement.

- **Systeme du gaz combustible**

Le Système du gaz combustible est étudié pour envoyer le combustible gazeux aux chambres de combustions de la turbine à la pression et au débit appropriés pour satisfaire toutes les exigences de lancement, accélération et montée en puissance de la turbine.

L'élément principale de ce système est l'ensemble vanne de commande et arrêt / détente gaz située dans la zone accessoires, a cette vanne s'associe la vanne d'évent, les servo vannes de commande, les manomètres et la tuyauterie de distribution aux injecteurs. .[2], [3], [4]

- **Système de d'huile de Lubrification**

Le graissage de la turbine à gaz est réalisé par un circuit de graissage sous pression et qui comporte divers accessoires tel que: pompe, aéro, filtres, vannes et autres dispositifs de contrôle et de protection, l'huile de graissage à partir du réservoir est pompée dans un collecteur, elle est ensuite refroidie et filtrée avant d'être injecté dans les quatre paliers du compresseur axial. Une partie de cette huile alimente le circuit hydraulique, le circuit de contrôle et le circuit d'huile d'étanchéité. L'huile drainée des équipements retourne via un collecteur vers la bache d'huile, celle-ci est légèrement pressurisée par l'air d'étanchéité qui circule dans les joints de paliers et par conséquent arrive à la bache, le système d'huile de graissage est ventilé à l'atmosphère.[2], [3], [4]

- **Systeme d'huile hydraulique**

Les fonctions du système hydraulique sont nombreuses et comprennent entre autre l'alimentation en huile haute pression pour la commande de position de la vanne d'arrêt rapport de vitesse, de la vanne de commande du combustible, de la directrice du deuxième étage et le fonctionnement du système de déclenchement hydraulique de protection de la turbine.

L'huile de lubrification filtrée et régulée provenant du collecteur des paliers de la turbine est utilisée comme fluide haute pression nécessaire pour satisfaire aux besoins du système hydraulique, cette huile est d'abord pressurisée à l'aide d'une pompe du type à piston entraînée par l'engrenage accessoire. .[2], [3], [4]

- **Système d'air d'étanchéité**

La plus grande majorité de l'air comprimé est utilisée pour la combustion. Une partie de cet air est retirée du compresseur du 10^{ème} étage et utilisée comme air de refroidissement, l'autre partie provient du refoulement du compresseur et sert d'air de pressurisation, une autre refroidissement

- Face avant et arrière des roues de turbine HP et BP
- La tuyère 1^{ère} étage et sa bague de retenu.
- Entretoise de support de corps cylindrique intérieur.

Air extrait du 10^{ème} étage

L'air extrait du 10^{ème} étage du compresseur sert à :

- L'étanchéité des paliers N°1, 3 et 4 contre les fuites d'huile, cet air est d'abord passé à travers un séparateur de saleté centrifuge qui élimine toute particule de poussière ou de corps étrangers qui pourraient endommager les paliers, les saletés accumulées sont déchargées du séparateur par une extraction continue. L'air d'étanchéité quand à lui est purgé des paliers vers le réservoir d'huile principal. [2], [3], [4]
- Le refroidissement des faces avant et arrière des roues de turbines HP et BP, de la tuyère 1^{ère} étage, de l'enveloppe du rotor de turbine et de châssis d'échappement, en effet à ces endroits les températures sont très élevées et peuvent diminuer la durée de vie de ces pièces.

Air de fuite des joints HP

Le palier N2 qui supporte l'arbre de la turbine HP est étanché par les fuites d'air joint HP du compresseur axial. Cet air est aussi purgé vers réservoir d'huile.

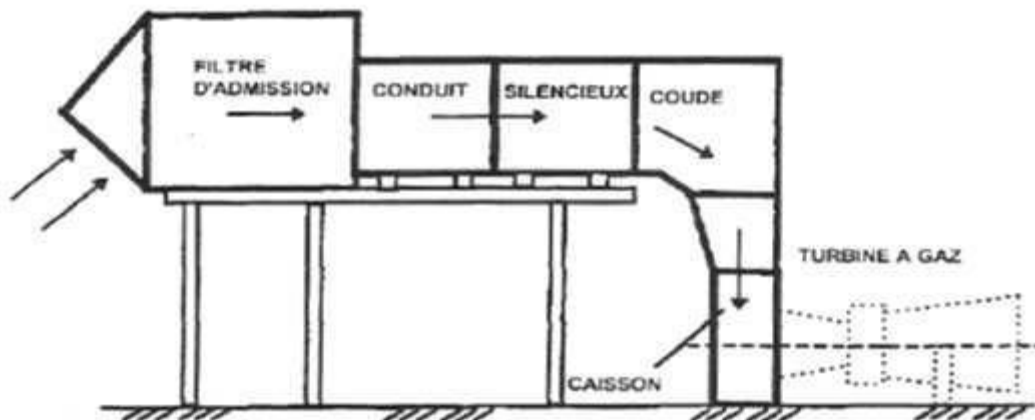


Figure II.17. Système typique d'admission

II.5.7. Systèmes de commande et de contrôle

Le rôle de la régulation est d'assurer un point de fonctionnement déterminé caractérisé par une grandeur à maintenir fixe à laquelle s'ajoutent des limitations d'autres paramètres de fonctionnement.

Une régulation automatique permet de maintenir un système stable, de sorte que quand elle reçoit la mesure d'une variable telle que la température, la pression et actionne un dispositif de consommation de manière à ce que la variable soit maintenue à la valeur désirée ou à proximité de cette valeur.

Il existe plusieurs systèmes de régulations des turbines :

- Régulation par microprocesseur
- Electropneumatique
- Electronique (speed tronic)

Le choix du type de régulation s'effectue selon deux facteurs fondamentaux :

- La précision de la régulation (résultat recherché)
- La difficulté de régulation du processus

Le fonctionnement de la turbine à gaz est géré par un ensemble de commandes qui prennent en charge la machine de la phase de lancement et d'accélération jusqu'à la mise en charge, nous développerons dans ce qui suit un système de commande très répandu spécifique au constructeur General Electric..[2], [3], [4]

Commande de vitesse

Le système de commande de vitesse compare la vitesse de la turbine avec un point de consigne numérique « Digital Set Point D.S.P » donc à la vitesse demandée (signal client) et règle le VCE combustible à la valeur nécessaire pour maintenir la vitesse de fonctionnement égale à la vitesse demandée, le système de commande de vitesse comprend essentiellement deux sous systèmes :

- Le signal de vitesse
- Le point de consigne de vitesse.

Diverses fonctions du système de commande de vitesse de la turbine sont programmées suivant la vitesse de l'arbre de la turbine, par conséquent un système de capteurs de vitesse est nécessaire pour le système de commande de vitesse. .[2], [3], [4]

• Commande de température**•**

Le système de commande de température compare la température à l'échappement de la turbine à un point de consigne limite de température et réduit le VCE combustible pour empêcher que cette limite de température ne soit dépassée, dans ce système la température à l'échappement de la turbine est mesurée comme indication du point de fonctionnement et elle est comparée à la limite du point de consigne par un système de commande.

Bien qu'on mesure la température à l'échappement, la limite réelle de la température est celle d'entrée de la première roue de la turbine, appelée température d'admission (firing température Tf). Si la température nominale à l'entrée de la turbine est dépassée, la durée de vie des pièces de la veine des gaz chauds en serait réduite, la température à l'admission de la turbine est difficile à mesurer avec précision car les thermocouples qui y seraient installés n'auraient qu'une durée de vie très courte du fait des températures qui y règnent. .[2], [3], [4]

Le système de commande de température comprend trois sous systèmes principaux:

- Mesure de température
- Module de traitement des signaux de thermocouples
- Comparaison des températures

• Commande d'une turbine à deux lignes d'arbre

Toutes les turbines à gaz à deux arbres ont deux roues de turbine mécaniquement indépendantes la roue du premier étage ou roue de turbine HP entraîne le compresseur à écoulement axial, la roue du deuxième étage, dite basse pression entraîne le compresseur qui représente la charge. L'emploi de deux roues de turbine séparées permet aux deux arbres de tourner à des vitesses différentes pour répondre aux exigences de charge variables du compresseur centrifuge, tout en permettant au générateur de gaz haute pression de fonctionner à la vitesse nominale du compresseur axial.

La directrice à angle variable du deuxième étage sépare les turbines hautes et basse pression, le niveau d'énergie total correspondant au débit de combustible est établi par les exigences de la charge sur l'arbre basse pression, tandis que la répartition d'énergie entre les turbines haute et basse pression est déterminée parla chute de pression existant à travers chacune des turbines. Lorsqu'on ouvre la directrice du deuxième étage à angle variable, la contre-pression sur la turbine haute pression diminue, ce qui augmente la chute de pression et le couple produit par la turbine haute pression. On peut ainsi commander la vitesse de l'arbre basse pression. .[2], [3], [4]

- **Aubes variables à l'admission du compresseur axial**

L'action des aubes variables à l'admission est double, tout d'abord en restreignant la circulation d'air du compresseur, elles modifient les conditions déterminant les pulsations du compresseur et en limitant le débit massique de la turbine et par conséquent elles réduisent son refroidissement ce qui donne une température à l'échappement plus élevée pour un débit de combustible donné.

Le compresseur axial est soumis à des pulsations en régime lent, la pulsation du compresseur est due à une instabilité ou une inversion de l'écoulement endommager la turbine. Les aubes variables à l'admission sont maintenues en position de faible débit et les purgeurs du dixième étage s'ouvrent pour protéger le compresseur contre les pulsations de lancement, disque la vitesse du compresseur n'est plus dans la zone de pulsation les aubes d'admission sont ouvertes et les purgeurs du dixième étage fermés. .[2], [3], [4]

Directrices variables de second étage

L'ensemble de la directrice du deuxième étage est composé d'aubes orientables qui permettent un angle variable avec la direction de l'écoulement des gaz dans la section annulaire juste avant le deuxième étage de la turbine.

On peut effectuer une rotation d'ensemble de ces aubes grâce à des axes qui dépassent les manchons prévus dans le corps de la turbine, des leviers sont clavetés à l'extrémité de ces axes et sont reliés par des biellettes à des points de la couronne de contrôle qui elle-même est actionnée par un piston hydraulique. .[2], [3], [4]

Les directrices à angle variable du second étage séparent les turbines HP et BP, le débit du combustible est déterminé par les demandes de charge de l'arbre BP alors que l'énergie répartie entre les turbines HP et BP est déterminée par la vitesse requise par la HP.

Les directrices variables divisent l'énergie disponible entre les deux roues en modifiant la chute des turbines respectives.

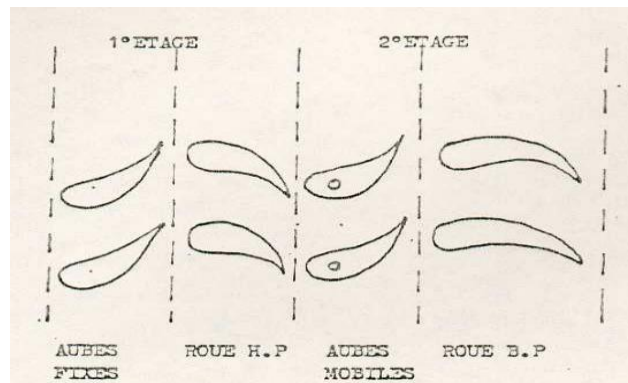


Figure. II.18. Directrices du second étage

La position d'ouverture minimale des aubes directrices permet d'avoir un démarrage facile car le compresseur axial demande peu de puissance à faible débit. De plus, la combustion se fait plus facilement car la température dans la chambre de combustion augmente. Cette position permet d'éviter les pulsations du compresseur.

Leur rôle est aussi de maintenir la vitesse de rotation de la turbine HP constante à 100 % de la vitesse nominale quelle que soit la charge demandée par la machine utile. .[2], [3], [4]

II.5.8. Systèmes de protection

La protection de la turbine est assurée par des systèmes de protection primaire et secondaire, les composants de certains système fonctionnent par l'intermédiaire du tableau de commande de la turbine et d'autres systèmes de protection agissent directement sur les composants de la turbine, et par conséquent ils sont indépendants du tableau de commande.

Le système de déclenchement hydraulique constitue l'interface de protection principale entre le tableau de commande de la turbine et les composants montés sur la turbine qui coupent le combustible principal en fermant les vannes d'arrêt, ces dispositifs provoquent la mise à l'arrêt de la turbine par l'intermédiaire du système hydraulique de déclenchement en déchargeant l'huile sous pression au moyen d'une vanne électro-hydraulique. .[2], [3], [4]

- **Protection contre les surchauffes (excès de température)**

Ce système protège la turbine à gaz contre les avaries possibles dues à un excès de combustion, c'est un système de réserve qui n'entre en jeu qu'après défaillance des boucles prioritaires de vitesse et de température.

Dans les conditions normales d'exploitation, le système de commande de température à l'échappement réagit pour régler le débit du combustible lorsque la limite de température à l'admission est atteinte , Toutefois pour certains modes de défaillances, la température à l'échappement et le débit du combustible peuvent dépasser les limites de la commande.

Dans ces conditions le système émet un signal d'alarme avant de provoquer le déclenchement. Ceci permet à l'opérateur de réagir pour réduire la charge. Le point de consigne d'alarme est à 11°C au dessus du point de consigne de température et le point de déclenchement à 22°C au dessus du point de commande. .[2], [3], [4]

- **Protection contre les vibrations**

Le système de protection contre les vibrations est composé de plusieurs canaux indépendants. Chaque canal détecte un niveau de vibrations excessif au moyen d'un transducteur de vibration monté sur le carter de palier de la turbine et sur les paliers de la machine entraînée. Le système détecte deux niveaux de vibration niveau d'alarme et niveau de déclenchement

Le système émet une alarme et déclenche la turbine en cas de vibration excessive par l'intermédiaire du tableau Speed tronic du système de déclenchement hydraulique et de la vanne de décharge. .[2], [3], [4]

- **Protection de survitesse (over - speed)**

La vitesse de la turbine à gaz est commandée par deux systèmes secondaires qui sont :

- Le système régulateur capteur de vitesse
- Le système de commande de température à l'échappement

Afin de réaliser une protection contre les survitesses, chaque arbre tournant de l'ensemble turbine à gaz est équipé de deux systèmes indépendants de déclenchement de survitesse, à savoir : le système électrique et le système mécanique

- **Système de détection de flamme et protection**

Le système de détection de flamme est employé pour détecter la flamme dans les chambres de combustion et pour provoquer son déclenchement en cas d'une combustion incorrecte pendant la phase de démarrage et celle du fonctionnement.

- Lors du lancement, le combustible est allumé par les bougies d'allumage lorsque la valeur de vitesse atteint 20 % de la vitesse nominale, ces bougies sont alimentées pendant environ une minute. Lorsque la période d'allumage est achevée, le détecteur de flamme doit signaler la présence d'une flamme dans les chambres de combustion à défaut d'annuler l'essai de lancement par la fermeture de la vanne d'arrêt du combustible et coupure de l'alimentation du circuit d'allumage. .[2], [3], [4]
- Au cours de la marche normale, la turbine est protégée aussi contre les pertes de flamme (extinction). Si une extinction de flamme est détectée la turbine est mise à l'arrêt.

Conclusion

Une description détaillée de la turbine à gaz MS 5002C a été présentée le long de ce chapitre. Toutes les parties constituantes de cette turbine ont été abordées du point de vue technologique et fonctionnel. enfin, une étude du système de commande et de contrôle ainsi que du système de protection a été présentée.

Chapitre III
Maintenance de la turbine à
gaz MS 5002C

Introduction :

Pour améliorer la production et la bonne conduite des différents équipements, les ingénieurs ont mis en place une maintenance dont ils ne peuvent s'en passer, car elle est devenue indispensable pour les entreprises.

III.1. Définition de la maintenance :

C'est l'ensemble des actions permettant de maintenir ou de rétablir un bien dans un état spécifié ou en mesure d'assurer un service déterminé. [5], [6]

III.2. le But de la maintenance :

Parmi les buts essentiels de la maintenance on cite : [5], [6]

- Prolonger la durée de vie du matériel
- Diminuer le temps d'arrêt en cas de panne
- Faciliter la Gestion des stocks
- Amélioration de production en optimisant les coûts engendrés des différentes opérations de maintenance
- Assurer le bon fonctionnement du matériel

III.3. Différents types de maintenance :

On distingue deux types de maintenance : la maintenance préventive et la maintenance corrective.

La maintenance corrective intervient après une défaillance ou un sinistre. Elle a pour but de remettre en fonctionnement, durablement ou provisoirement, un bien immobilier. La maintenance préventive a pour objet de réduire la probabilité de dégradation ou de sinistre d'un bien immobilier. Elle peut être systématique, c'est-à-dire récurrente à date fixe, ou bien conditionnelle, à réaliser en fonction de l'état de dégradation du bien. [5], [6]

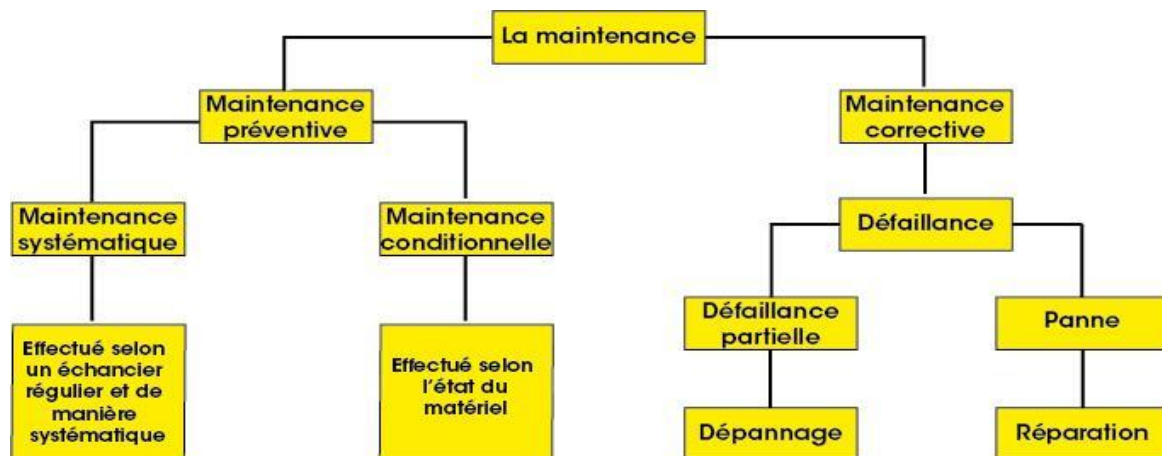


Figure III.1: Organigramme de maintenance

III.3.1. La maintenance préventive :

Elle vise à diminuer la probabilité de défaillance d'un système, pour cela elle s'appuie sur la maintenance systématique et la maintenance conditionnelle. La maintenance préventive se divise en deux formes essentielles. [5], [6]

III.3.1.1. Maintenance préventive systématique :

C'est la maintenance qui est effectuée selon un échéancier établi en fonction du temps, ou du nombre d'unités d'usage, cette maintenance se pratique quand on souhaite procurer à un équipement une sécurité de fonctionnement. [5], [6]

III.3.1.2. Maintenance préventive conditionnelle :

C'est une maintenance subordonnée à un type d'événement prédéterminé révélateur de l'état de dégradation du bien. Cette forme de maintenance permet d'assurer une surveillance continue des points sensibles de l'équipement au cours des visites préventives dont le rôle est d'éliminer les pannes accidentelles ou de les réduire à un niveau acceptable.

Il existe un troisième type de maintenance qui est la maintenance améliorative, qui consiste à débarrasser définitivement les causes de défaillance par des modifications, ce type de maintenance est nécessaire pour : [5], [6]

- Déterminer les causes réelles du problème traité.
- Imaginer les remèdes adaptés à leur suppression.

III.3.1.3.les Avantages de la maintenance préventive :**o Avantage**

- o Bonne préparation de l'intervention.
- o Durée de mobilisation du matériel minimisée.
- o Facilité de programmation et de planification des travaux.

III.3.2. La maintenance corrective :

Elle s'applique après la panne et consiste au dépannage ou à la réparation.

2.1.Maintenance corrective (curative) :**-Selon AFNOR :**

- Opération de maintenance effectuée après détection d'une défaillance ».

Elle consiste à remettre l'équipement en état de marche lors d'une panne la maintenance corrective débouche sur deux types d'intervention :

III.3.2.1. Les dépannages :

Ils Consistent à la remise en marche provisoire de l'équipement. Ils caractérisent la maintenance palliative. [5], [6]

III.3.2.2. Les réparations :

Dans ce cas la maintenance sera une intervention définitive et limitée, elles caractérisent la maintenance curative. Donc la maintenance corrective assure :

- Une amélioration éventuelle (correction), visant à éviter la répétition de panne ou à minimiser ses effets sur le système (surveillance par analyse de vibrations).
- Une mise en mémoire de l'intervention permettra une amélioration ultérieure.

III.3.2.3. Avantage et inconvénients de la maintenance corrective :

- **Avantage**

Un budget d'entretien moyen.

Coût direct minimisé.

Frais de gestion de stocks non important.

- **Inconvénient**

Temps d'arrêt et d'intervention trop élevé.

Coût de maintenance élevée.

Achats des pièces de rechange à un prix élevé

III.4. Les inspections appliquées sur la turbine à gaz MS50002C :**Introduction :**

Les installations techniques représentent un important capital investi. Ce capital doit être préservé et géré avec efficacité. La division de maintenance nécessite de réunir un vaste éventail de compétences dans des domaines variés, ce qui conduit à l'organisation de la maintenance autour de 4 services : services Inspection, électricité, instrumentation et mécanique industrielle.

Un programme de maintenance préventive est une nécessité primaire afin d'assurer la gestion correcte des installations conduites par des turbines à gaz où les arrêts forcés de l'installation doivent être réduits au minimum. Et pour cela nous pouvons classer les inspections de la turbine en deux type. [5], [6]

Types d'inspection

Deux types principaux ont été distingués pour les pièces les plus sujettes à l'action des gaz de combustions, les inspections peuvent être classifiées comme suit :

III.4.1. Inspection en fonctionnement (maintenance conditionnelle) :

Celles-ci consistent en la surveillance continue et générale de l'unité et des auxiliaires avec la turbine en marche.

Il est conseillé d'enregistrer les paramètres principaux pendant les premiers démarrages et la marche de la turbine : en effet, cette opération sert à avoir des valeurs de référence sur la consommation, les performances, etc., quand la machine est neuve. Ceci permettra une meilleure évaluation de tout changement de fonctionnement de la turbine à gaz au cours de sa vie et aidera à découvrir les causes des défauts possibles et à choisir la solution appropriée.

Les données de fonctionnement doivent être acquises dans les phases transitoires (démarrage, arrêt) et en condition de régime permanent. [5], [6]

Les paramètres principaux de l'inspection en marche sont :

- Vitesse de la roue HP et BP ;
- Charge ;
- Nombre de démarrage ;
- Nombre d'heures de fonctionnement ;
- Pression et température aux différents points de la turbine ;
- Température et pression ambiante ;
- Pression d'huile et du combustible ainsi que les différents filtres ;
- Vibrations des rotors de la turbine HP et BP ;

III.4.2. Inspections préventive périodique :**III.4.2.1. Inspection de la machine pas démontée :**

Les tâches principales selon inspection préventive périodique sont :

Tous les jours

- Vérifier l'étanchéité de la turbine
- Vérifier l'étanchéité des systèmes hydraulique, de Carburant et d'huile de lubrification
- Vérifier le niveau de l'huile de lubrification
- Vérifier tous les auxiliaires de la turbine (autonettoyant, système d'aération)

Chaque semaine

- Effectuer un lavage à chaud ou de préférence un lavage à froid.

Tous les mois

Effectuer un lavage à froid

Vérifier la pression du tuyau du reniflard

Vérifier le niveau du produit extincteur et vérifier le bon état du système Tester le système gaz et incendie

Vérifier que le conduit d'admission d'air n'est pas rouillé ni endommagé, nettoyer avec le dispositif de nettoyage à impulsions.

Actionner le système d'huile de lubrification d'urgence pour tester son intégrité [5], [6]

Tous les trois mois

- Effectuer une vérification des vibrations
- Vérifier l'intégrité des pompes d'huile de lubrification d'urgence, auxiliaire et principale
- Vérifier que tous les boulons de fixation de l'unité entraînée et de la turbine sont serrés

Tous les six mois

- Vérifier que les dispositifs anti-retours de flammes sont propres

Vérifier que le désembuer d'huile n'est pas obstrué [5], [6]

III.4.2.2. Inspection de la machine démontée (maintenance préventive systématique) :

Les vérifications de service de l'ensemble sont effectuées tous les ans, et les contrôles de service du turbomoteur sont réalisés sur la base d'un nombre équivalent d'heures (type de turbomoteur, conditions d'exploitation, type de carburant, charge, heures de fonctionnement)

Inspections nécessitant le démontage des enveloppes afin d'accéder aux pièces internes selon le degré d'inspection, les inspections peuvent être distinguées comme suite :

le plan d'entretien, on calcule les heures équivalentes selon la formule ci-après. [5], [6]

Heures équivalentes = heures d'exploitation/an + (10 x démarrages/an).

REMARQUE :

le minimum requis est une inspection annuelle de type A pour le générateur de gaz, la combustion et la turbine de puissance, indépendamment des heures équivalentes. Pour un plan d'entretien type basé sur des heures d'exploitation par an, se référer au (**Tab III.1**).

INSPECTION INTERVAL	FUEL	HEURS DE MARCHE
COMBUSTION	GAZ	12,000 H
LINERS/TRANSITION PIECES	GAZ	24,000 H
MAJOR	GAZ	48,000 H

Tableau III.1 : Plan de maintenance typique [5], [6]

Conclusion

La maintenance est une fonction complexe qui, selon le type de processus, peut être déterminante pour la réussite d'une entreprise. Les fonctions qui la composent et les actions qui les réalisent doivent être soigneusement dosées pour que les performances globales de l'outil de production soient optimisées.

Toute la difficulté tient à ce réglage qu'il faut ajuster en tenant compte de nombreux éléments :

- au niveau de l'entreprise : du contexte économique et social
- au niveau de l'installation : de l'interaction avec les autres systèmes
- au niveau du système maintenance : des divers effets de chacune des activités

Pour être efficace, il faut d'abord avoir une idée aussi claire que possible des mécanismes qui influent sur les grandeurs significatives (nombre de pannes, temps de réparation, délais logistiques, coûts de maintenance préventive, coûts du stockage des matières, actions de communication, etc.). Il faut ensuite mesurer ces grandeurs et construire des indicateurs pour juger de l'état du système maintenance et pour identifier des axes d'amélioration.

Nous avons essayé de donner une idée générale du système maintenance en le décomposant en sous-fonctions et en indiquant leurs interactions. Des pré diagnostics recouvrant les différentes activités peuvent être proposés pour évaluer les performances du système maintenance d'une installation. Ils sont éventuellement complétés par des diagnostics plus poussés de manière à quantifier avec une meilleure précision des indicateurs importants.

Cette présentation de la maintenance s'est voulue fonctionnelle de façon à pouvoir rester générique et L'organisation qui sera ensuite appliquée au système maintenance est le reflet de choix stratégiques.

Chapitre IV
Calcul des paramètres de
l'installation TAG MS5002C

IV. 1. Etude des cycles thermodynamiques et efficacité de la turbine à gaz :

La conversion de la chaleur dégagée dans la chambre de combustion en énergie mécanique dans la turbine de détente est réalisée suivant le cycle de BRAYTON comme le montre la figure (IV.1). A présent nous étudions les cycles idéal et réel, ainsi que les paramètres énergétiques qui régissent une turbine à gaz. [2], [7]

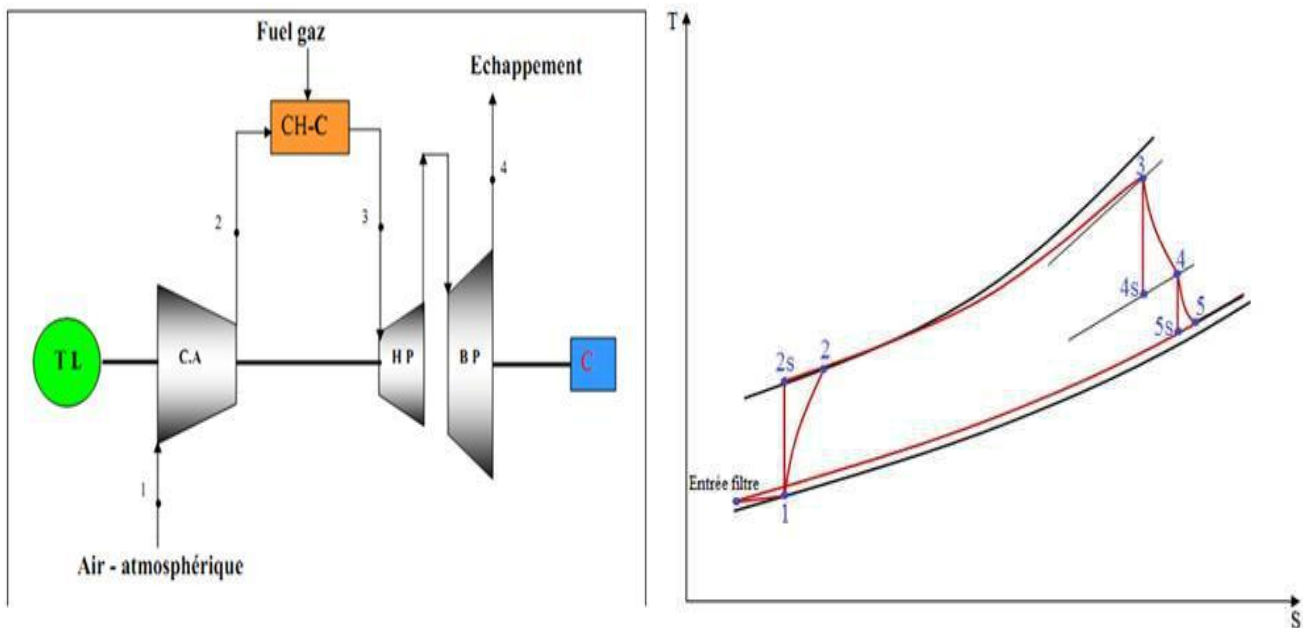


Figure IV.1 .Schéma généralisé d'une turbine à gaz

IV.1. 1. Etude du cycle idéal :

Le cycle idéal d'une turbine à gaz est le cycle de Brayton, se compose :

- D'une compression isentropique (dans un compresseur)
- D'un apport de chaleur isobare (dans la chambre de combustion)
- D'une détente isentropique (dans une Turbine de détente)
- D'un refroidissement isobare (dans un échangeur de chaleur dans un cycle fermé ou à l'atmosphère dans un cycle ouvert). [2], [7]

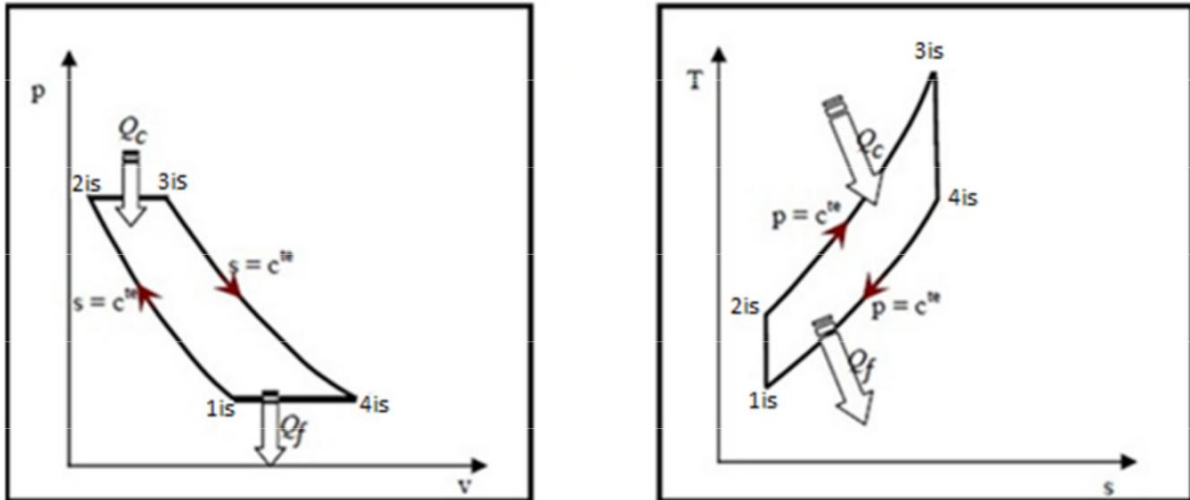


Figure IV.2 . Diagramme P-V et T-S d'un cycle idéal de Brayton

Les grandeurs principales qui fixent le cycle thermodynamique d'une turbine à gaz sont :

- La température minimale T_1 (température ambiante)
- La température maximale T_2 (température maximale du cycle)
- Le taux de compression du compresseur [2], [7]

$$\tau_c = \left(\frac{P_{t_2}}{P_{t_1}} \right) \quad (IV.1)$$

1.1. Étude de la compression :

le travail de compression W_c rapporté au kilogramme de fluide à pour expression :

$$W_c = \int_{T_1}^{T_{2is}} C_p(T) dT = \bar{C}_p(T_{2is} - T_1) \quad (IV.2)$$

Or dans une évolution isentropique :

$$\frac{T_{2is}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (IV.3)$$

Donc l'expression du travail idéal par kg de fluide devient : [2], [7]

$$W_c = \bar{C}_p T_1 \left(\tau_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (IV.4)$$

1.2. Étude de la combustion :

On a l'équation de la chaleur fournie par la combustion pour un Kg du mélange gazeux :

$$Q = \int_{T_{2is}}^{T_3} C_p(T) dT = \bar{C}_p T_1 \left(r - \tau_c \frac{\gamma-1}{\gamma} \right) \quad (IV.5)$$

$$\text{Avec} \quad r = \frac{T_3}{T_1}$$

1.3. Étude de la détente :

On a l'équation du travail de détente par Kg de fluide : [2], [7]

$$Wt = \int_{T_2}^{T_4} C_p(T) dT = \bar{C}_p (T_3 - T_4) \quad (IV.6)$$

On c'est que dans une évolution isentropique :

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \quad (IV.7)$$

Donc l'expression du travail idéal par kg de fluide devient : [2], [7]

$$Wt = \bar{C}_p T_3 \left(1 - \tau_d \frac{1-\gamma}{\gamma} \right) \quad (IV.8)$$

Avec le taux de détente de la turbine $\tau_d = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)$

Le travail massique net idéal fourni par la détente : [2], [7]

$$W_{net} = W_T - W_C = \int_{T_3}^{T_{4is}} C_p(T) dT - \int_{T_1}^{T_{2is}} C_p(T) dT \quad (IV.9)$$

En mettant en évidence le rapport de température $\left(\frac{T_3}{T_1} \right)$ qui caractérise le niveau de technologie de la machine, on obtient: [2], [7]

$$W_{net} = \bar{C}_p T_1 \left[\frac{T_3}{T_1} \left(1 - \tau_d \frac{1-\gamma}{\gamma} \right) - \left(\tau_c \frac{\gamma-1}{\gamma} - 1 \right) \right] \quad (IV.10)$$

On définit le rendement thermique comme étant le rapport entre le travail net de la turbine et la chaleur dégagée à la combustion: [2], [7]

$$\eta_{Th} = \frac{\bar{C}_p T_1 \left[\frac{T_3}{T_1} \left(1 - \tau_d \frac{1-\gamma}{\gamma} \right) - \left(\tau_c \frac{\gamma-1}{\gamma} - 1 \right) \right]}{\bar{C}_p T_1 \left(r - \tau_c \frac{\gamma-1}{\gamma} \right)} \quad (IV.11)$$

$$\text{Donc on aura :} \quad \eta_{Th} = \frac{(T_3 - T_{4is}) - (T_{2is} - T_1)}{(T_3 - T_{2is})} \quad (IV.12)$$

IV.2. Étude du cycle réel :

Le cycle réel de la turbine à gaz simple s'écarte du cycle idéal tant par les irréversibilités dans le compresseur et dans la turbine ainsi que par la chute de pression dans la chambre de combustion et les canaux d'écoulement. [2], [7]

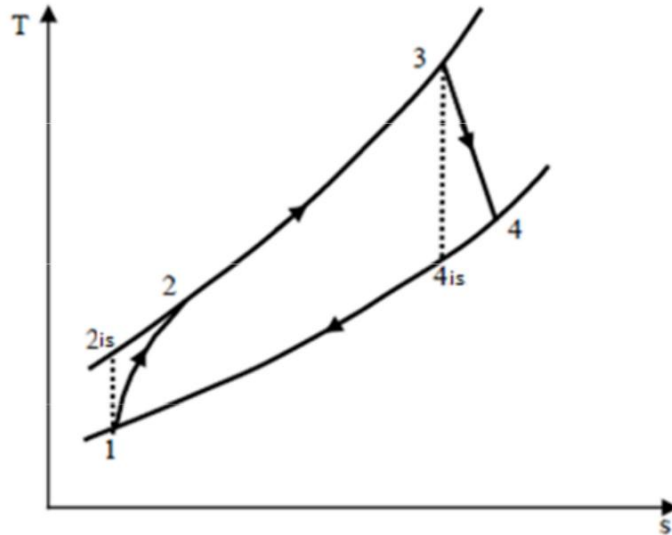


Figure IV.3 . Diagramme T-S d'un cycle réel sans pertes de pression.

IV.2.1. Étude de la compression :

On définit le rendement polytropique et isentropique du compresseur par :

$$\eta_{poly.c} = \frac{W_{c.poly}}{W_{c.réel}} = \frac{H_{t2.poly} - H_{t1}}{H_{t2} - H_{t1}} \quad (IV.13)$$

$$\eta_{c.is} = \frac{W_{c.is}}{W_{c.réel}} = \frac{H_{t2.is} - H_{t1}}{H_{t2} - H_{t1}} \quad (IV.14)$$

En supposant une chaleur spécifique constante , le rendement isentropique devient : [2], [7]

$$\eta_{c.is} = \frac{T_{t2.is} - T_{t1}}{T_{t2} - T_{t1}} \quad (IV.15)$$

Donc l'équation du travail réel par kg de fluide devient :

$$W_{c.réel} = \frac{W_{c.is}}{\eta_{c.is}} = \frac{T_{t1} C_p a}{\eta_{c.is}} \left(\tau_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (IV.16)$$

En utilisant la notion du rendement polytropique :

$$\eta_{p.c} = \frac{\gamma-1}{\gamma} \times \frac{k-1}{k} \quad (\text{IV.17})$$

Le travail réel de compression $W_{c,réel}$ rapport par kg de fluide en évolution à pour expression :

$$W_{c,réel} = \int_{T_1}^{T_2} C_p(T) dT \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \times \frac{1}{\eta_{p.c}}} - 1 \right) \quad (\text{IV.18})$$

IV.2.2. Étude de la combustion :

La quantité de chaleur fournit au fluide par unité de masse :

$$Q = \int_{T_2}^{T_3} C_p(T) dT = \bar{C}_p T_1 \left(r - \tau_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)$$

On obtient :
$$Q = \bar{C}_p \left[(T_3 - T_2) \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \times \frac{1}{\eta_{p.c}}} \right] \quad (\text{IV.19})$$

IV.2.3. Étude de la détente :

On définit le rendement polytropique et isentropique de la turbine par : [2], [7]

$$\eta_{T.poly} = \frac{W_{T,réel}}{W_{T,poly}} = \frac{H_{t3} - H_{t4}}{H_{t3} - H_{t4,poly}} \quad (\text{IV.20})$$

$$\eta_{T.is} = \frac{W_{T,réel}}{W_{T,is}} = \frac{H_{t3} - H_{t4}}{H_{t3} - H_{t4,is}} \quad (\text{IV.21})$$

Supposant une chaleur spécifique constante, le rendement isentropique devient:

$$\eta_{is.c} = \frac{T_{t3} - T_{t4}}{T_{t3} - T_{t4,is}} \quad (\text{IV.22})$$

Donc l'équation du travail réel devient :

$$W_{T,réel} = \eta_{T.is} C_p T_{t3} \left(1 - \tau_d^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \right) \quad (\text{IV.23})$$

IV.3. Étude du cycle réel pour un fonctionnement de la TAG MS 5002 C de l'UTGA à $T_{amb} = 43^{\circ}\text{C} = 316,15\text{ K}$:

IV.3.1. Les données du constructeur :

IV.3.1.1. Paramètres de l'air ambiant dans les conditions ISO :

- Température de l'air ambiante : $T = 15^{\circ}\text{C} = 288,15\text{ K}$.
- Pression atmosphérique : $P = 1,013\text{ Bar}$ [1], [2], [7]

IV.3.1.2. Caractéristiques du fonctionnement= du 6,55 générateur du gaz :

- Taux de compression du compresseur axial :
 - Rendement isentropique du compresseur axial : $\eta_{isc} = 0,8$
 - Rendement isentropique de la chambre de combustion : $\eta_{cc} = 0,95$
 - Rendement isentropique de la turbine haute pression : $\eta_{Thp} = 0,92$
 - Vitesse de rotation de la turbine haute pression : $N_{Thp} = 5100\text{ tr/min}$
 - Rendement isentropique de la turbine basse pression : $\eta_{bp} = 0,91$
 - Vitesse de rotation de la turbine haute pression : $N_{Tbp} = 4670\text{ tr/min}$
 - Température dégagée à la sortie de la chambre de combustion : $T_3 = 966^{\circ}\text{C}$
 - Puissance utile : $P_u = 29\text{ MW}$
 - Pouvoir calorifique du combustible : $\text{PCI} = 44500\text{ kJ/kg}$. [1], [2] [7]
- Compositions molaire et propriétés des gaz prélevés au niveau des stations de compression de TFT : [1], [2], [7]

Point de prélèvement	SORTIE PRESSION 2-ème étage(MF1- MF2-MF3-MF5)	ARRIVEE MF5	COLLECTEUR (MF1-MF2-MF3-MF4)
$T_{\text{prélèvement}}$ (°C)	130	33	35
$P_{\text{prélèvement}}$ (Bar)	20	5	1.5
Date prélèvement	19/10/2015		
Heure prélèvement	09h40	10h50	11h15
Date analyse	29/11/2015	25/11/2015	26/11/2015
Constituants	Molaire %		
Azote	1.515	1.830	1.753
Dioxyde de carbone	0.945	0.815	0.704
Méthane	74.709	74.051	74.929
Ethane	11.975	10.789	10.203
Propane	6.047	5.888	5.479
I-Butane	0.799	0.859	0.820
n-Butane	2.111	2.440	2.215

I-Pentane	0.539	0.867	0.852
n-Pentane	0.853	1.107	1.130
Hexanes	0.418	0.918	0.994
Heptanes	0.225	0.315	0.554
Benzène	0.002	0.003	0.006
Octanes	0.055	0.097	0.247
Toluène	0.002	0.003	0.009
Nonanes	0.003	0.014	0.059
Décanes	0.001	0.004	0.046
Undécanes	0.001	0.000	0.000
Dodécane	0.000	0.000	0.000
TOTAL	100.000	100.000	100.000
Propriétés des gaz			
M_a (g/mole)	22.30	23.18	23.35
$Z_{mél}(t_2, p_2)$	0.9959	0.9955	0.9954
$d(t_2, p_2)$	0.7729	0.8036	0.8096
$P(t_2, p_2)$	0.9471	0.9848	0.9920
$\check{H}_S(t_1, V(t_2, p_2))$ (Kcal/m ³)	1616.98	12022.24	12138.97
$\check{H}_l(t_1, V(t_2, p_2))$ (Kcal/m ³)	0551.01	10929.24	11037.75
$W(t_1, V(t_2, p_2))$ (Kcal/m ³)	3213.73	13410.97	13491.44

Tableau IV.1 donne la composition du fuel utilisé à l'UTGA pour la turbine MS 5002 C

IV.3.2. Calcul suivant les données du site :

Le tableau (IV.1) présente les valeurs affichées sur l'écran de la salle de contrôle :

Température T_1 (°K)	Température T_2 (°K)	Température T_5 (°K)	Pression P_2 (Bar)	Vitesse HP (tr/min)	Vitesse BP (tr/min)
316,15	595,15	788,15	6,3	5101	4705

Tableau IV.2. Valeurs affichées sur le MARK VI

IV.3.3. Procédure de calcul :

IV.3.3.1. Partie Compresseur :

- La pression d'admission s'exprime :

$$P_1 = P_0 - \Delta P$$

Avec : Perte de pression à l'aspiration : $\Delta P = 100 \text{ mmH}_2\text{O} = 9,8066 \cdot 10^{-3} \text{ bar}$.

P_0 : la pression atmosphérique régnante au site, qui est en fonction de l'altitude : [2], [7]

$$P_0 = P_{atm} \left(\frac{1-0.0065z}{288.5} \right)^{5.31} \quad (\text{IV.24})$$

L'altitude du site où est implantée la turbine : $Z=432\text{m}$.

Calcul du taux calcul de compression du compresseur axial : [2], [7]

$$\tau_c = \frac{P_2}{P_1} \quad (\text{IV.25})$$

Le débit massique de l'air à l'entrée compresseur :

Le débit massique de l'air est en fonction de sa masse volumique qui est une fonction de la température ambiante obéissant à la relation [2], [7]

$$\rho(T) = \rho(T = 0) \left(\frac{273.15}{T+273.15} \right) \quad (\text{IV.26})$$

$$\text{Pour } T = 0^\circ\text{C} \rightarrow \rho(\tau = 0) = 1.227 \text{ kg/m}^3$$

D'où

$$\rho(T = 15^\circ\text{C}) = \rho(T = 0^\circ\text{C}) \times \left(\frac{273.15}{273.15+15} \right) = 1.163 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{IV.27})$$

$$\rho(T = 43^\circ\text{C}) = \rho(T = 0^\circ\text{C}) \times \left(\frac{273.15}{273.15+43} \right) = 1.060 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{IV.28})$$

D'après les données du constructeur, pour des. conditions ISO, le débit massique de l'air à l'entrée compresseur est de : $m_a = 445000 \text{ kg/h}$

$$m_{a.iso} = 445000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \text{ à } T = 15^\circ\text{C} \text{ avec } m_a = q_a \times \rho(T = 15^\circ\text{C}) \quad (\text{IV.29})$$

$$\text{D'où : } q_a = \frac{445000}{(3600 \times 1.163)} = 106.28 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\text{Donc : } m_a = q_a \times \rho_a(T_{amb})$$

$$\text{D'où } m_{a(T=43^\circ\text{C})} = q_a \times \rho(T = 43^\circ\text{C}) = 112.66 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (\text{IV.30})$$

En supposant une compression isentropique, on peut calculer T_{2is} comme suit :

$$T_{2is} = T_1 \tau_c^{\frac{R}{C_{pa}}} \quad (\text{IV.31})$$

En supposant que l'air ne contient que de l'oxygène avec une fraction volumique de 0,21 et de l'azote avec une fraction volumique de 0,79.

En utilisant les fonctions des tables données en annexe(1) on calcule la chaleur spécifique moyenne de l'oxygène et du l'azote entre la température T_1 et la température T_{2is} .

$$\overline{C_{pO_2}} = \frac{1}{T_{2is}-T_1} \int_{T_1}^{T_{2is}} C_{pO_2}(T) dT \quad (\text{IV.32})$$

$$\overline{C_{pN_2}} = \frac{1}{T_{2is} - T_1} \int_{T_1}^{T_{2is}} C_{pN_2}(T) dT \quad (IV.33)$$

D'où la chaleur spécifique moyenne de l'air entre la température T_1 et T_{2is} s'exprime :

$$\overline{C_{pa}} \Big|_{T_1}^{T_{2is}} = 0.21 \overline{C_{pO_2}} \Big|_{T_1}^{T_{2is}} + 0.79 \overline{C_{pN_2}} \Big|_{T_1}^{T_{2is}} \quad (IV.34)$$

Maintenant on remplace l'équation (IV.34) dans l'équation (IV.31) pour calculer la valeur de T_{2is} et on répète les calculs de (IV.31) jusqu'à (IV.34) pour avoir la valeur exacte de la température T_{2is} et de la chaleur spécifique moyenne de l'air, et on compare à chaque fois la nouvelle valeur de T_{2is} avec la précédente jusqu'à ce que la différence entre deux valeurs successives de T_{2is} soit inférieure à 0.001, à ce moment on retient la valeur de T_{2is} et de $\overline{C_{pa}} \Big|_{T_1}^{T_{2is}}$. [2], [7]

IV.3.3.2. Combustion

Depuis que l'homme a su les déclencher et les maîtriser, les phénomènes de combustion lui ont permis d'assurer sa survie (chauffage, éclairage, alimentation) puis d'accéder à la civilisation industrielle. Dans notre monde moderne, la combustion vive du charbon, des hydrocarbures ou d'autres produits organiques permet le fonctionnement des foyers domestiques et industriels et des différents types de moteurs utilisés eux-mêmes pour le transport terrestre, fluvial, maritime et aérien, ou encore pour l'agriculture. [2], [7]

La masse moléculaire du combustible :

$$M_g = \sum M_i V_i = 18.67 \text{ kg/kmole} \quad (IV.35)$$

V_i : est la fraction volumétrique qui est égale à la fraction molaire (x_i) dans le cas des gaz.

La résolution du système d'équations précédent conduit à un coefficient d'excès d'air $\lambda = 4.8$

La masse moléculaire des fumées :

$$M_{mg} = \sum M_i V_i = 27.25 \text{ kg/kmole} \quad (IV.36)$$

La masse volumique des fumées :

$$\rho_{mg} = \frac{M_{mg}}{22.412} = 1.2158 \text{ kg/m}^3 \quad (IV.37)$$

La masse moléculaire de l'air :

$$M_a = 0.79 M_{N_2} + 0.21 M_{O_2} \quad (IV.38)$$

Calcul du pouvoir calorifique inférieur PCI :

$$PCI = \sum PCI_i V_i \quad (IV.39)$$

On a la masse volumique du combustible :

$$\rho_{combustible} = \frac{M_g}{22.413} = \frac{18.67}{22.413} = 0.8329 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{IV.40})$$

$$\text{D'où : } PCI = \frac{PCI_V}{\rho_{combustible}} (4.185) = 42468.0191 \text{ kJ/kg} \quad (\text{IV.41})$$

La température du mélange avant la combustion est obtenue à partir de la relation suivante :

$$T_e = \frac{1.694\gamma T_2 + T_g}{1.694\gamma + 1} \quad (\text{IV.42})$$

Ou :

T_2 : est la température sortie compresseur ;

T_g : est la température du fuel avant le mélange.

La chaleur spécifique du mélange gazeux entre la température T_e et T_g (la température maximale du cycle) .

La pression de fin de combustion P_3 est obtenue en tenant compte de la chute de pression à travers la chambre de combustion qui est estimée par le constructeur à l'ordre de 4%

$$P_3 = 0.96.P_2 \quad (\text{IV.43})$$

IV.3.3.3. Partie détente :

- Turbine génératrice de gaz :

L'équilibre de puissance entre le compresseur et la turbine de haute pression se traduit par l'égalité du travail produit par la turbine haute pression W_{hp} et celui reçu par le compresseur, ainsi on a : [2], [7]

$$W_{hp} = \frac{W_c}{\eta_{mec}} \quad (\text{IV.44})$$

Pour cette étape, on commence par le calcul de la chaleur spécifique moyenne pour le processus de détente par la relation suivante :

$$\overline{C_p} \Big|_{T_4}^{T_3} = \frac{a\overline{C_{pCO_2}} \Big|_{T_3}^{T_4} + b\overline{C_{pH_2O}} \Big|_{T_3}^{T_4} + d\overline{C_{pN_2}} \Big|_{T_3}^{T_4} + e\overline{C_{pO_2}} \Big|_{T_3}^{T_4}}{a+b+d+e} \quad (\text{IV.45})$$

La température à la sortie de la turbine haute pression T_4 s'obtient de la manière suivante :

- Le travail de la détente HP est donné par :

Le travail de la détente HP est donné par :

$$W_{hp} = \overline{C_p} \Big|_{T_4}^{T_3} (T_3 - T_4) \quad (\text{IV.46})$$

$$\text{Ou :} \quad T_4 = T_3 - \frac{W_{hp}}{\overline{C}_{pg}|_{T_4}^{T_3}} \quad (\text{IV.47})$$

La valeur exacte de T_4 et $\overline{C}_p|_{T_4}^{T_3}$ est obtenu en répétant le calcul de (IV.46) jusqu'à (IV.44), on

réduisant la valeur de T_4 avec un pas de 0,001 à partir de T_3 et on compare à chaque fois la nouvelle valeur de W_{hp} de (IV.44) avec (IV.46) jusqu'à ce que la différence entre (IV.44) et (IV.46) devient inférieure à 0.001 ; on retient alors cette dernière valeur de T_4 et de $\overline{C}_p|_{T_4}^{T_3}$

- Calcul de la pression à la sortie de la turbine HP :

Le rendement isentropique de la turbine HP est donné par la relation :

$$\eta_{Is\ hp} = \frac{\overline{C}_{pg}|_{T_4}^{T_3}(T_3 - T_4)}{\overline{C}_{pg}|_{T_{4s}}^{T_3}(T_3 - T_{4s})} \quad (\text{IV.48})$$

On calcule alors la pression à la sortie de la turbine HP avec la relation :

$$P_4 = P_3 \left(\frac{T_{4s}}{T_3} \right)^{\frac{\overline{C}_{pg}}{R}} \quad (\text{IV.49})$$

On répète les calculs de (IV.45) à jusqu'à (IV.48) pour avoir la valeur exacte de T_{4is} et

$$\overline{C}_{pg}|_{T_{4s}}^{T_3}$$

, on compare à chaque fois la nouvelle valeur de T_{4is} jusqu'à ce que la différence entre deux valeurs successives de T_{4is} devienne inférieure à 0.001 ; on retient alors cette dernière valeur

$$\text{de } T_{4is} \text{ et de } \overline{C}_{pg}|_{T_{4is}}^{T_3}$$

IV.3.3.4. Partie échappement :

Calcul de la puissance maximale récupérable des gaz d'échappement :

$$\dot{Q}_{ech} = \dot{m}_{mg} \overline{C}_p|_{T_{amb}}^{T_5} (T_5 - T_{amb}) \quad \text{avec} \quad \dot{m}_{mg} = \dot{m}_a + \dot{m}_g \quad (\text{IV.50})$$

IV.3.4. Calcul des grandeurs énergétiques du cycle :

À présent, on peut calculer les grandeurs énergétiques du cycle en introduisant les pertes mécaniques et thermiques pour corriger les différents paramètres afin d'avoir des résultats précis. [2], [7]

Travail du compresseur :

$$w_c = \overline{C}_{pa}|_{T_1}^{T_2} (T_2 - T_1) \quad (\text{IV.51})$$

Chaleur reçue dans la chambre de combustion :

$$q_{cc} = \overline{C}_{pa}|_{T_e}^{T_3} (T_3 - T_e) \quad (\text{IV.52})$$

On corrige la valeur de la chaleur reçue par le cycle, par un coefficient de perte thermique égal à 0.9928 .

$$Q_{cc} = \frac{q_{cc}}{0.9928} \quad (\text{IV.53})$$

Travail de détente :

➤ Turbine HP :

$$w_{hp} = \overline{C_{Pg}} \Big|_{T_3}^{T_4} (T_3 - T_4)$$

➤ Turbine BP :

$$w_{bp} = \overline{C_{Pa}} \Big|_{T_4}^{T_5} (T_4 - T_5)$$

➤ Travail net :

$$w_{net} = (1 - y)w_{bp} \quad \text{avec} \quad y = \frac{\dot{m}_{mg}}{\dot{m}_a} \quad (\text{IV.54})$$

On corrige la valeur du travail de la turbine basse pression, par un coefficient de perte

mécanique égal à 0.9928 :

$$W_{net} = w_{net} \cdot (0.9928) \quad (\text{IV.55})$$

Puissance nette :

$$W_{net} = \dot{m}_{mg} \cdot W_{net} \quad (\text{IV.56})$$

Rendement thermique de la turbine a gaz :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{(1-y)Q_{cc}} \quad (\text{IV.57})$$

IV.4. Présentation de l'installation améliorée :

IV.4.1. Principe de fonctionnement de l'installation :

Cette étude porte sur l'amélioration des performances d'une turbine à gaz par la récupération des rejets thermiques. L'idée est de récupérer la chaleur des fumées par un échangeur thermique pour faire chauffer le fluide du cycle organique de Rankine qui sera ensuite détendu dans une turbine de détente qui produira la puissance nécessaire qui entrainera le compresseur de la machine frigorifique. [2], [7]

IV.4.2. Étude du cycle organique de Rankine :

Le cycle organique de Rankine est comparable au cycle à vapeur d'eau de Rankine mais le fluide de travail est un composant organique.

Dans ce cycle, on utilise un fluide condensable qui est refroidi à une pression et une température suffisante pour qu'il soit entièrement liquéfié avant compression. Dans ces conditions, le travail de compression devient quasiment négligeable devant le travail de détente. [2], [7]

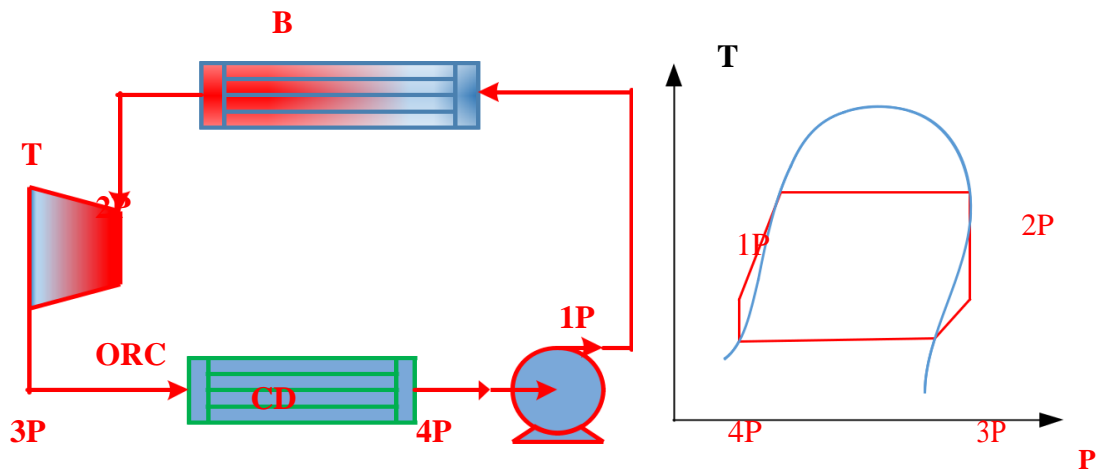


Figure IV.4 . Schéma généralisé du cycle organique de Rankine.

Le cycle simple de Rankine se compose : d'une Pompe , d'un échangeur de récupération, d'une turbine de détente et d'un condenseur.

Le cycle se compose des transformations suivantes :

4P \longrightarrow 1P : Aspiration /refoulement dans une pompe

1P \longrightarrow 2P : Préchauffage et évaporation isobare dans un échangeur de récupération.

2P \longrightarrow 3P : Détente dans une turbine

3P \longrightarrow 4P : Désurchauffe puis condensation isobare dans un condenseur

En régime stationnaire, la puissance consommée par la pompe est donnée par : [2], [7]

$$\dot{W}_p = \dot{m}_m(h_{1P} - h_{4P}) = \frac{\dot{m}_m}{\rho_{4P}}(P_{bouilleur} - P_{condenseur}) \quad (\text{IV.58})$$

L'entropie est donnée par :

$$\dot{S}_e = \dot{m}_m(s_{1P} - s_{4P}) \quad (\text{IV.59})$$

En régime permanent, le bilan d'énergie s'écrit simplement :

$$\dot{Q}_{ech} = \dot{m}_m(h_{2P} - h_{1P}) = m_{ech}C_{Pech}(T_4 - T_{4e}) \quad (\text{IV.60})$$

L'entropie générée est donnée par :

$$\dot{S}_{gén} = m_{ech}(s_{4e} - s_4) + \dot{m}(s_4 - s_{4e}) \quad (\text{IV.61})$$

En régime stationnaire, la puissance fournie par la turbine est donnée par :

$$\dot{W}_{TR} = \dot{m}_m(h_{2P} - h_{1P}) = \frac{\dot{W}_{CR}}{\eta_m} \quad (\text{IV.62})$$

η_m : Rendement de l'accouplement mécanique.

L'entropie générée est donnée par :

$$\dot{S}_e = \dot{m}_m(s_{2P} - s_{3P}) \quad (\text{IV.63})$$

Les variations d'énergie cinétique et potentielle sont encore très faibles devant les variations d'enthalpie. En régime stationnaire, le bilan d'énergie au compresseur s'écrit: [2], [7]

$$\dot{W}_{CR} = \dot{m}(h_{2R} - h_{1R}) \quad (\text{IV.64})$$

L'entropie générée est donnée par :

$$\dot{S}_{gén} = \dot{m}(s_{2R} - s_{1R}) \quad (\text{IV.65})$$

On trouve de la même façon que pour l'évaporateur :

$$\dot{Q}_C = \dot{m}(h_{3R} - h_{2R}) \quad (\text{IV.66})$$

L'entropie générée est donnée par :

$$\dot{S}_{gén} = \frac{\dot{Q}_c}{T_c} + \dot{m}(s_{3R} - s_{2R}) \quad (\text{IV.67})$$

En régime permanent, les variations d'énergie potentielle et cinétique étant négligeables, le premier principe s'écrit : $h_{3R} = h_{4R}$

$$\text{L'entropie générée est donné par : } \dot{S}_{gén} = \dot{m}(s_{4R} - s_{3R}) \quad (\text{IV.68})$$

IV.4. 3. Organigramme de calcul :

Voici un Schéma qui résume la procédure de calcul des paramètres thermodynamiques de l'installation :

T_{vap} : Température d'évaporation du fluide ORC

T_{amb} : Température ambiante

T_{sur} : Température ambiante

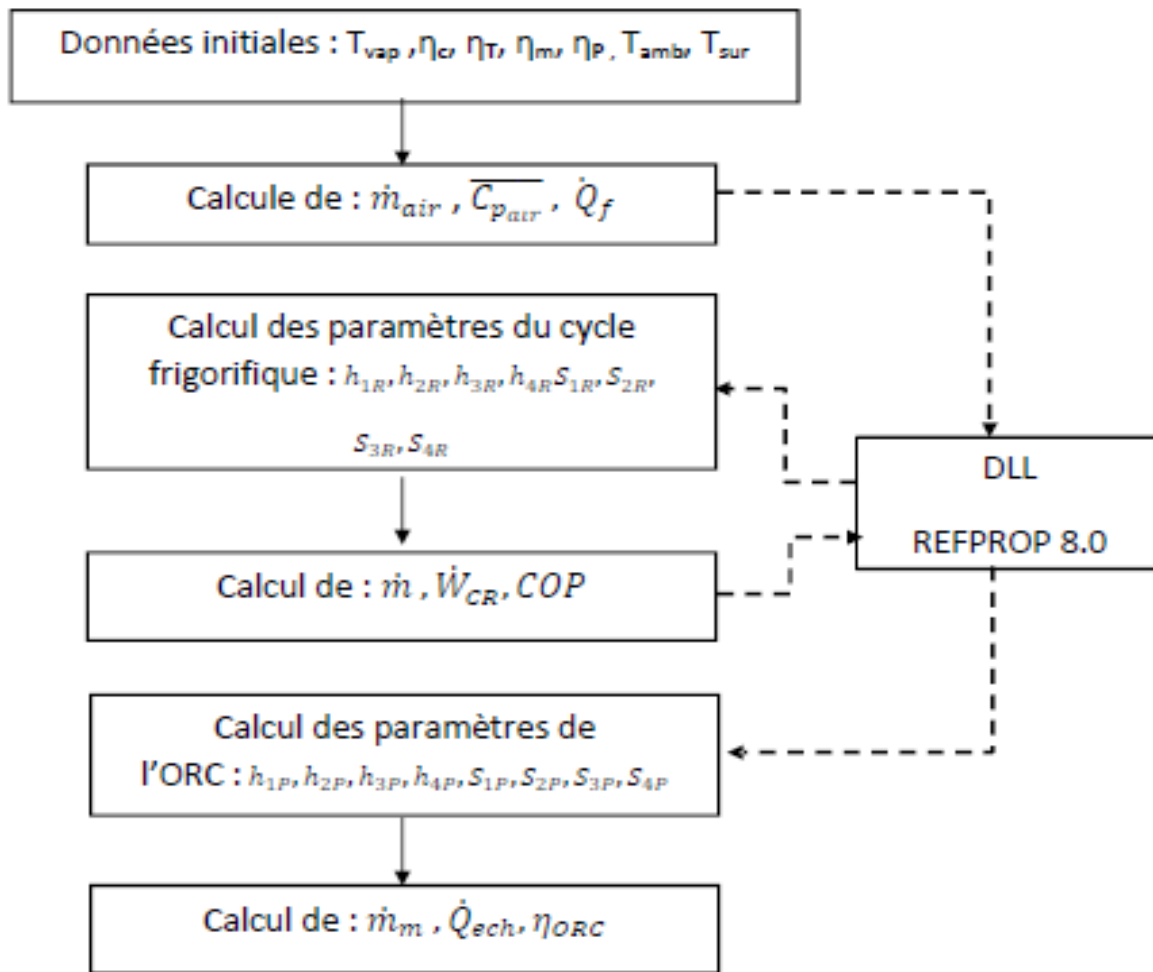


Figure IV.5. Organigramme de calcul des paramètres thermodynamiques

IV. 4.4. Traçage des cycles thermodynamique :

On peut voir dans les figures suivantes le tracé des diagrammes log P-H et T-S des cycles thermodynamiques de la machine frigorifique dans la figure (IV.6) et de l'ORC avec les données des cycles résumées dans le tableau (IV.3) : [1], [2], [7]

Cycle frigorifique		Cycle ORC	
Pression évaporation (Bar)	1,5	Pression évaporation (Bar)	24,36
Température évaporation (°C)	-17,13	Température évaporation (°C)	170
Pression condensation (Bar)	21,16	Pression condensation (Bar)	2,65
Température condensation (°C)	70	Température condensation (°C)	70
Température fin compression T _{2R} (°C)	90,93	Température sortie turbine T _{3P} (°C)	109,38

Tableau IV.3 . Données du Cycle ORC et frigorifique

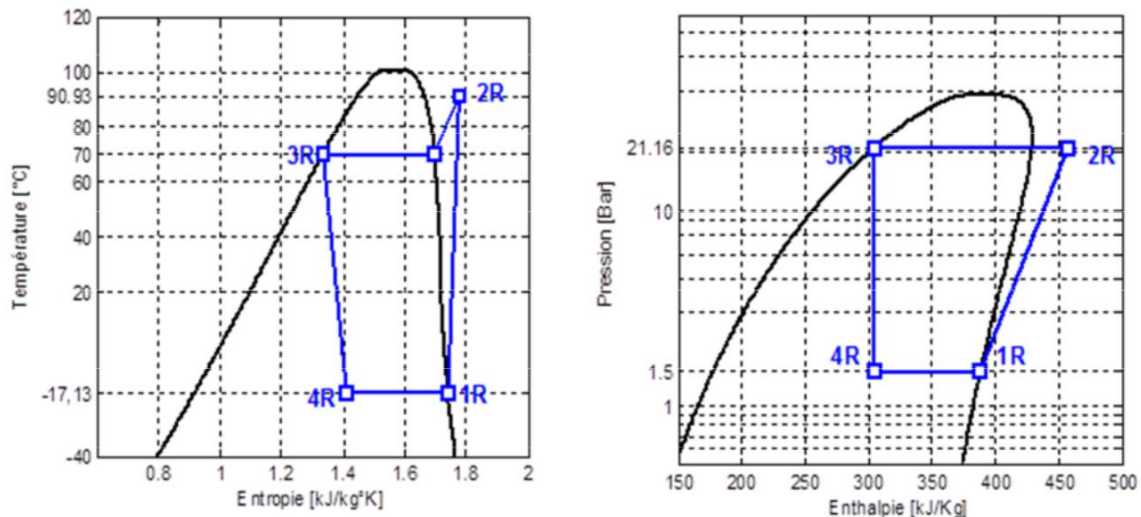


Figure IV.6: Diagramme T-S et log P-h du cycle frigorifique

- Le segment (1R-2R) représente une compression réelle de la pression d'évaporation (1.5 Bar) jusqu'à la pression du condenseur (21.16 Bar).
- Le segment (2R-3R) représente une condensation du fluide frigorigène à pression constante (pression du condenseur égal à 21.16 Bar) en dégageant la chaleur soustraite du fluide frigorigène vers l'atmosphère.
- Le segment (3R-4R) représente une détente du fluide frigorigène de la pression du condenseur (21.16) jusqu'à la pression de l'évaporateur (1.5).
- Le segment (4R-1R) représente une évaporation isobarique ($P=1.5$ Bar) du fluide frigorigène jusqu'à l'état de vapeur saturé, ce qui donne la production du froid qui sert à refroidir l'air ambiant à l'entrée compresseur axiale de la turbine à gaz

IV.5.1. Influence de la température ambiante sur les paramètres de l'installation :

Les installations motrices nécessitent généralement une certaine condition d'opération afin d'optimiser les performances de fonctionnement. De ce fait, les turbines à gaz sont parmi les installations les plus utilisées actuellement et dans des différents domaines (production d'électricité, transport, aéronautique,...), néanmoins ces turbines à gaz sont très influencées par l'ambiance (température de l'air, pression de l'air, pollution,...), dans ce stade, notre but est d'étudier l'influence de la température ambiante sur les paramètres influençant les performances des turbines à gaz, ainsi de proposer une installation pour améliorer les performances et minimiser la consommation en combustible. [2], [7]

1.1 Objectif de l'installation :

Au cours de l'année, la température de l'air varie avec les saisons, tel qu'elle atteinte des températures extrêmement élevées ,ce qui dégrade les performances énergétiques de la turbine à gaz. De ce fait, notre objectif est d'amener toujours la température d'entrée compresseur à une valeur fixe de 20°C.

Dans ce cas, les calculs sont réalisés sur des gammes de températures ambiantes (20-70 °C), et de rapport de compression de la turbine à gaz de 3 à 11, et une pression atmosphérique fixe (0,9620 Bar). [2], [7]

IV.5.2. Influence des conditions atmosphériques sur le fonctionnement de la turbine à gaz:

La turbine à gaz utilise de l'air atmosphérique, donc ses performances sont considérablement influencées par tous les facteurs qui ont un effet sur le débit massique de l'air aspiré par le compresseur, la figure (IV.7) illustre un cycle simple d'une turbine à gaz.

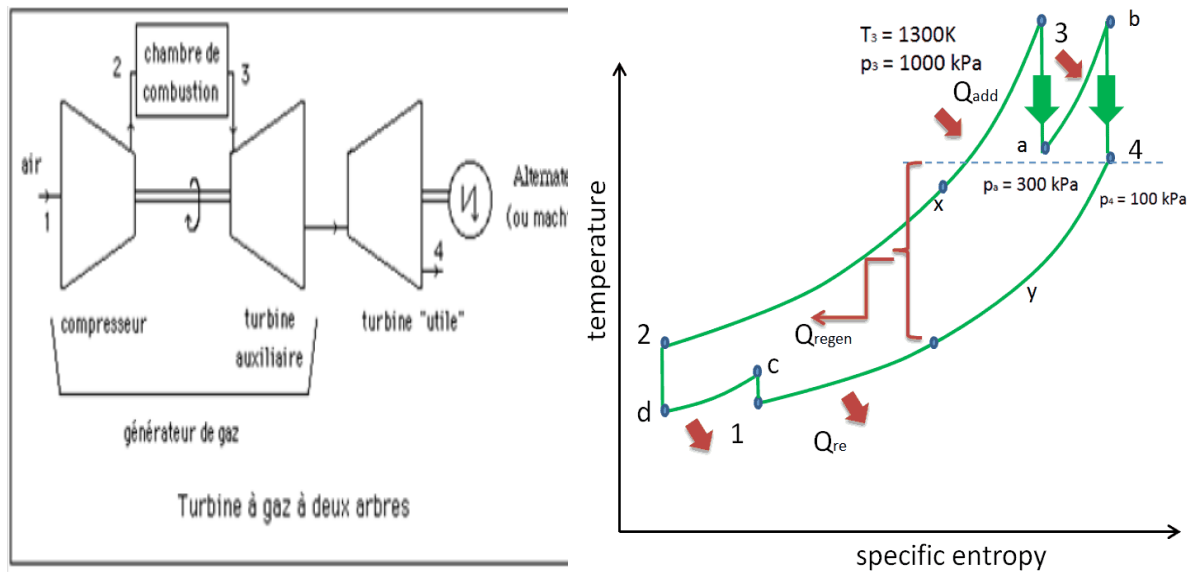


Figure IV.7 .Schéma généralisé d'une turbine à gaz

.2.1. Débit d'air aspiré par le compresseur :

D'après la figure (IV.8), on remarque que le débit massique de l'air aspiré par le compresseur varie avec la variation de la température $ma = 117 \text{ Kg/s}$ pour une température ambiante de 30 °C et chute à 107 Kg/s pour une température de 60 °C , c'est-à-dire, une diminution de 8,5% du débit initial), cela est dû à la variation de la masse volumique de l'air qui varie inversement à la température ambiante.

Donc le refroidissement de l'air à l'entré compresseur jusqu'à 20°C implique une augmentation du débit massique aspiré par le compresseur. [2], [7]

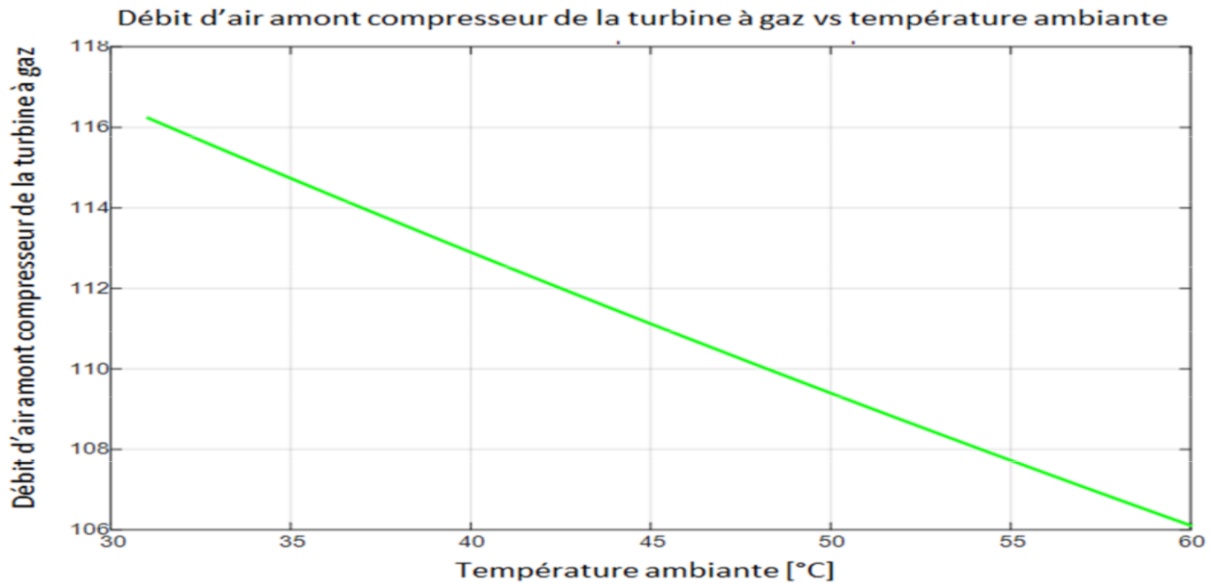


Figure IV.8. Débit d'air amont compresseur de la turbine à gaz en fonction de la température ambiante.

.2.2. Rapport débit carburant/débit air de la TAG :

Le rapport carburant/air nécessaire au fonctionnement de la turbine à gaz pour différentes températures ambiantes en fonction du taux de compression est représenté sur le figure (IV.9). [2], [7]

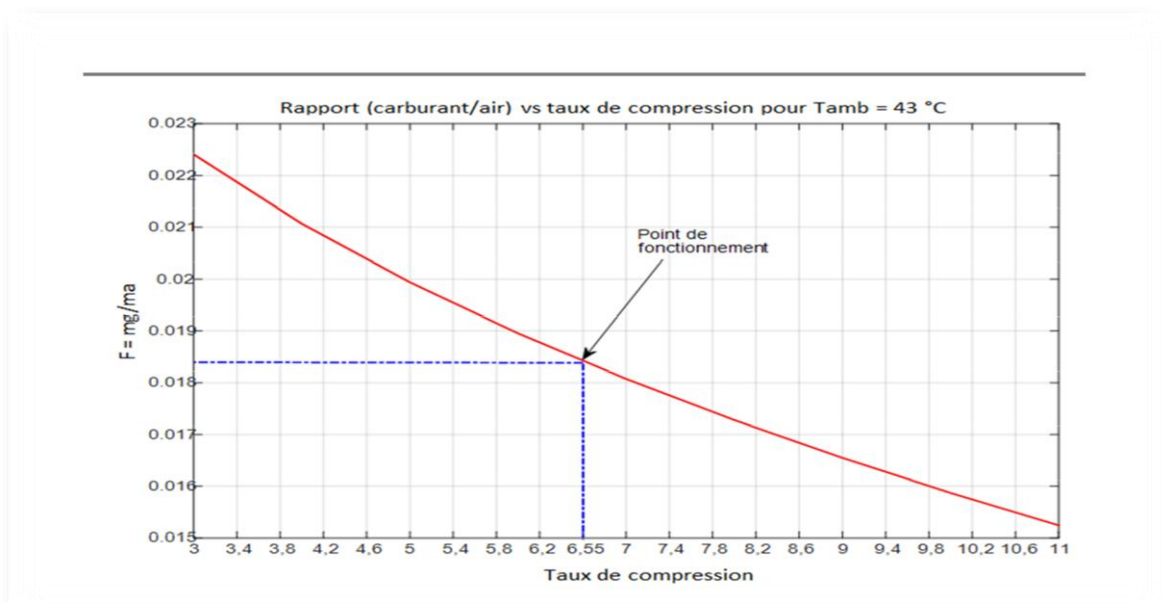


Figure IV.9 . Rapport (carburant/air) en fonction du taux de compression pour $T_{amb} = 43 \text{ °C}$

2.3. Puissance utile et rendement thermique :

D'après les figures (IV.10), on constate que la puissance absorbée par le compresseur et celle délivrée par la turbine sont proportionnelles à la variation du taux de compression, et pour un taux de compression fixe cette variation est plus importante sur la puissance absorbée par le compresseur que celle délivrée par la turbine[2], [7]

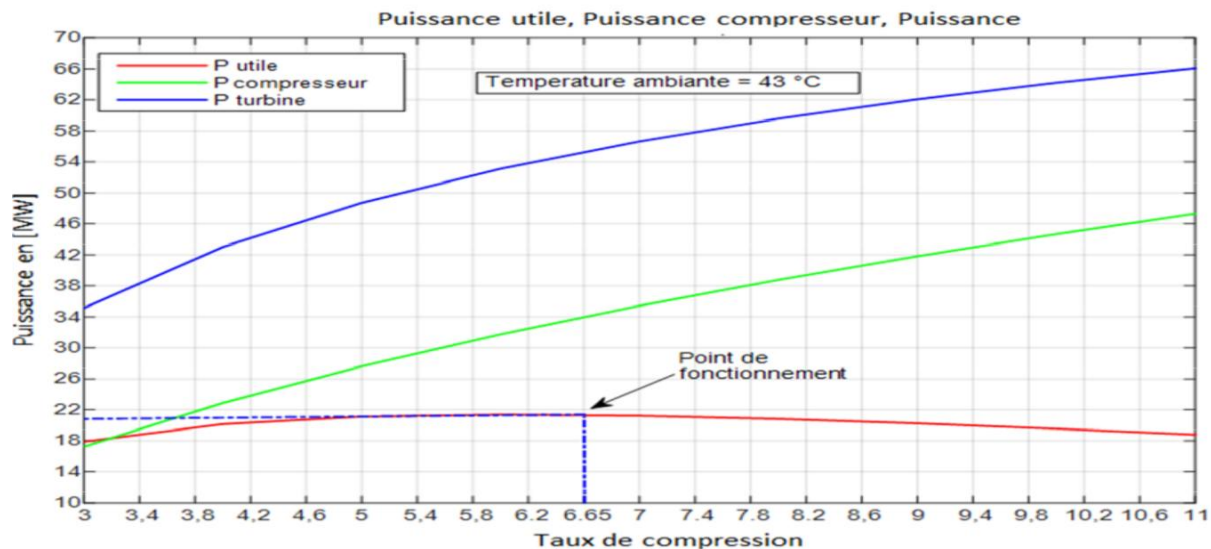


Figure IV.10. Puissance utile pour $T_{amb}=43^{\circ}\text{C}$

Cette augmentation de puissance absorbée par le compresseur par rapport à celle fournie par la turbine entraîne une diminution de puissance utile comme l'indique tandis que la variation de la puissance utile est inversement proportionnelle à la variation de la température ambiante (pour un $\tau=7$ la puissance utile à $T_{amb}=20^{\circ}\text{C}$ est égale à 26,1 MW, et elle chute jusqu'à 16,1 MW.

2.4. Influence de la température ambiante :

Pour une pression atmosphérique fixe, et pour un taux de compression fixe, l'influence de la température ambiante sur les performances de la turbine à gaz est portée sur la figure (IV.11).

D'après la figure (IV.12): le rendement thermique de la TAG varie d'une allure inversement proportionnelle à la variation de la température ambiante ; pour un taux de compression égal a 6.55, le rendement thermique chute de 24.9% pour une température ambiante de 32 °C vers 22.2% pour une température ambiante de 43 °C (environ 10.8%),

Cette diminution est due à l'augmentation de la puissance absorbée par le compresseur axial

quand la température ambiante augmente. [2], [7]

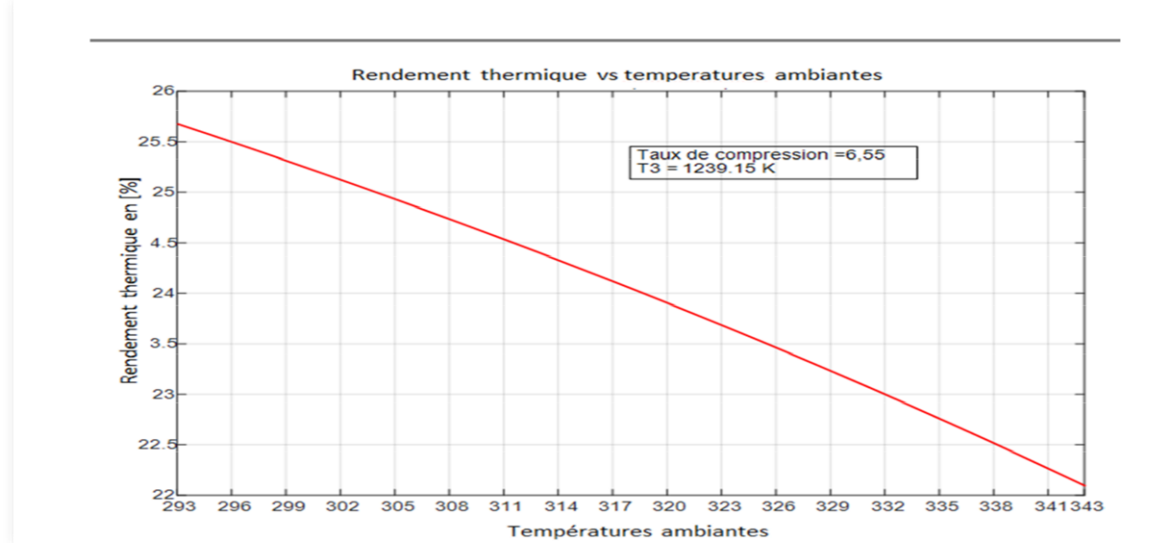


Figure (IV.11) : Rendement thermique en fonction de la température ambiante

2.5. Influence du taux de compression :

Les figures (IV.12) illustrent respectivement les évolutions des rendements en fonction de taux de compression, pour différentes températures ambiantes, et pour une température d'entrée turbine de 966 °C. On constate, d'après les figures (IV.12), que le rendement thermique est proportionnel aux taux de compression du compresseur, il augmente de 16,8% pour un taux de compression de 3, il atteint une valeur 25,5% pour un taux de compression de 9, c'est-à-dire il augmente de 51,8% du rendement initial figure (IV.12), et inversement proportionnelle à la température ambiante pour $\tau=6,6$ et $T_{amb}=20^{\circ}\text{C}$, le rendement est d'ordre 25,6% , et chute vers 22 % pour $T_{amb}=43^{\circ}\text{C}$ c'est-à-dire 14 %

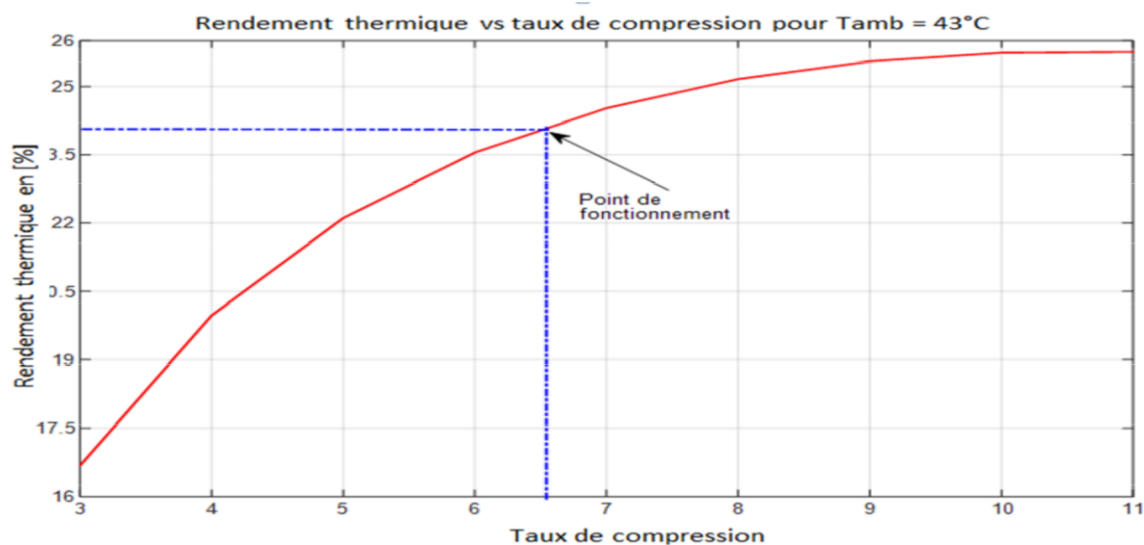


Figure IV.12. Rendement thermique en fonction du taux de compression pour $T_{amb} = 43^{\circ}\text{C}$

2.6. Influence de la température entrée turbine :

La figure (IV.13) illustre que pour un taux de compression fixe, le rendement augmente avec l'augmentation de la température entrée turbine T_{it} , prenant à titre d'exemple pour un $\tau=7$, on remarque que le rendement égal à 22.6%, 27.8%, 28.3%, pour T_{it} égal à 1100°k, 1400°K, 1500°K respectivement, et cela est dû qu'à mesure d'augmenté T_{it} le rapport carburant air diminue, et la différence d'enthalpie à travers la turbine augmente, ainsi que le travail spécifique qui s'accroît, ce qui implique une augmentation du rendement. [2], [7]

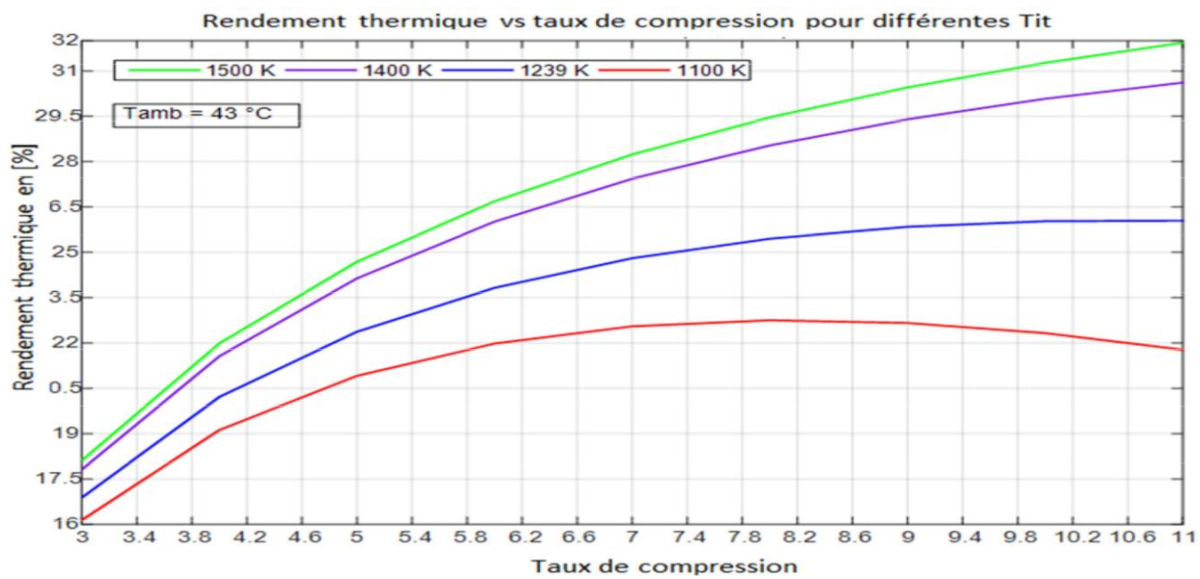


Figure IV.13. Rendement thermique vs taux de compression pour différentes T_{it}

En pratique on utilise une température d'entrée turbine inférieure à 1100 °K à cause de la résistance des matériaux utilisés. Pour des raisons environnementales par rapport à l'émission de CO qui apparaît quand la température des gaz est inférieure à 816 °C, et l'émission de NOX qui apparaît lorsque la température des gaz dépasse 1000°C, il est préférable de choisir une température intermédiaire pour minimiser ces émissions toxiques (pour une turbine à gaz MS 5002 C, T_{it} est d'ordre de 966 °C). [2], [7]

2.7. Puissance compresseur et effet frigorifique :

La figure (IV.14) montre que la variation de la puissance frigorifique et la puissance consommée par le compresseur sont proportionnelles à la variation de la température ambiante, à titre d'exemple la puissance consommée par le compresseur (environ 0,6 MW pour une température ambiante de 30 °C et atteint environ 3,6 MW pour une température ambiante de 43 °C), en raison de l'augmentation du débit de fluide aspiré par ce dernier.

Ainsi de la figure (IV.14), on constate que l'augmentation de la puissance consommée par le compresseur est plus élevée par rapport à l'augmentation de la puissance frigorifique est cela se traduit par la diminution du COP avec l'élévation de la température ambiante. [2], [7]

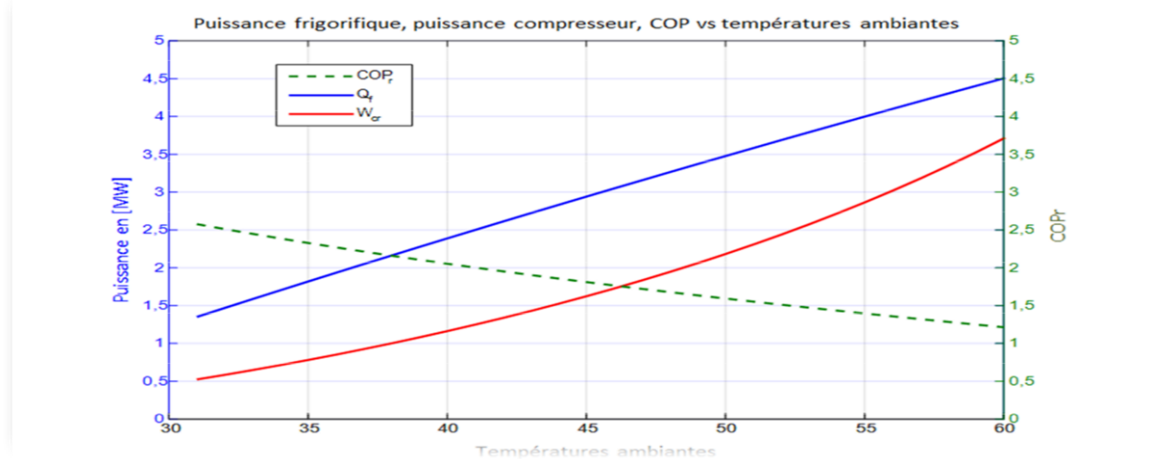


Figure IV.14. Puissance compresseur, effet frigorifique et COP en fonction de la température ambiante.

IV.6. Présentation des résultats :

6.1. Résultat d'analyse avant refroidissement :

Les résultats d'analyse du cycle de la turbine à gaz MS5002 C implantée à l'UTGA avant le refroidissement de l'air ambiant à l'entrée du compresseur axial sont résumés dans le tableau (IV.4) : [1], [2], [7]

Paramètre	Valeur
Température entrée compresseur	293,15 K
Pression entrée compresseur	0,9620 Bar
Taux de compression	6,55
Température réelle de fin de compression	533,18 K
Température isentropique de fin de compression	576,28 K
Pression sortie Compresseur	6,3 Bar
Pression dans la chambre de combustion	6,17 Bar
Température de fin de détente	1328.6 K
Température des gaz à l'échappement	798,23 K

Débit massique d'air	112,66 Kg/s
Débit massique du combustible	2,07 Kg/s
Travail de détente HP	311,64 Kj/Kg de gaz produits
Travail de détente BP	188,87 Kj/Kg de gaz produits
Rendement thermique de la turbine à gaz	24,19 %
Puissance utile	21,28 MW

Tableau IV.4. Résultats de fonctionnement de la turbine à gaz avant le refroidissement de l'air ambiant à l'entrée du compresseur axial

6.2. Résultat d'analyse après refroidissement :

Les résultats d'analyse du cycle de la turbine à gaz MS5002C implantée à l'UTGA après le refroidissement de l'air ambiant à l'entrée du compresseur axial sont résumés dans le tableau (IV.5) : [1], [2], [7]

Paramètre	Valeur
Température entrée Compresseur	293,15 K
Pression entrée Compresseur	0,9620 Bar
Taux de compression	6,55
Température réelle de fin de compression	549,84 K
Température isentropique de fin de compression	498,50 K
Pression sortie Compresseur	6,3 Bar
Pression dans la chambre de combustion	6,17 Bar
Température de fin de détente	952,48 K
Température des gaz à l'échappement	799,38 K
Débit massique d'air	121,52 Kg/s
Débit massique du combustible	2,39 Kg/s
Travail réel du Compresseur	277,62 Kj/Kg d'air
Travail de détente HP	286,20 Kj/Kg de gaz produits
Travail de détente BP	214,75 Kj/Kg de gaz produits
Puissance utile	26,11 MW
Rendement thermique de la turbine à gaz	25,68 %
Rendement de compression	84,19 %

Tableau IV.5 .Résultats de fonctionnement de la turbine à gaz après le refroidissement

6.3. Comparaison entre les deux systèmes (avec et sans refroidissement) :

Le tableau (IV.6) illustre les paramètres de fonctionnement de la turbine à gaz MS 5002 C implantée à l'UTGA avec et sans le système de refroidissement de l'air ambiant à l'entrée compresseur axial de la turbine a gaz. [1], [2], [7]

	Sans le système de Refroidissement	Avec le système de Refroidissement
Température d'admission (°C)	43	20
Débit massique de l'air (Kg/s)	112,66	121,52
Débit massique du combustible (Kg/s)	2,07	2,39
Travail massique de compresseur (Kj/Kg)	302,29	277,62
Travail massique de la turbine BP (Kj/Kg)	188,87	214,75
Puissance utile (MW)	21,28	26,11
Rendement thermique (%)	24,19	25,68

Tableau IV.6 . Comparaison des résultats

6.4. Discussion des résultats :

Le tableau (IV.4) montre clairement que le refroidissement de l'air amont compresseur améliore les performances de la turbine et cela est dû qu'à fur et à mesure que la température ambiante diminue, le débit massique de l'air ambiant à l'entrée compresseur augmente (121,52 Kg/s avec refroidissement contre 112,66 Kg/s sans refroidissement), et cela fait diminuer le travail spécifique du compresseur, et l'augmentation du travail spécifique de la turbine basse pression ; ce qui engendre l'augmentation de la puissance utile.

Conclusion :

Les résultats obtenus montrent que les performances de la turbine à gaz MS 5002C sont améliorées grâce au système de refroidissement où l'augmentation de la puissance utile est de 4,83 MW et l'augmentation du rendement thermique est de 6,16 %.

Ainsi qu'on peut déduire de cette étude qu'il est préférable d'appliquer un cycle sans surchauffe à notre installation (ORC) pour éviter un surcoût de dimensionnement de l'échangeur, et vu que le fluide organique utilisé est de type séchant, l'absence de surchauffe n'entraînera pas la dégradation de la turbine de détente par érosion vu que le fluide reste surchauffé à la sortie de la turbine.

Conclusion

Conclusion

Les turbines à gaz sont utilisées dans le monde entier, pour la génération de l'électricité dans les centrales thermiques et dans l'industrie des hydrocarbures. Elles sont implantées dans différents endroits géographiques, avec des conditions climatiques variables (température, pression, humidité relative).

Les turbines à gaz sont très sensibles à la variation des paramètres atmosphériques, de ce fait il est important de rendre la turbine à gaz utilisée dans les conditions du sud algérien insensible à la variation de la température ambiante.

Le cycle de la turbine à gaz est un cycle très souple de sorte que ses performances peuvent être améliorées en ajoutant des composantes supplémentaires à l'installation classique de la turbine à gaz.

Le refroidissement de l'air ambiant en amont du compresseur axial de la turbine à gaz est lié aux conditions climatiques, il est peu fréquent dans le monde, juste employé dans les régions les plus chaudes de la planète (cas du sud algérien).

Ce travail décrit une analyse théorique de l'influence de la température ambiante sur les performances de la turbine à gaz. À cet effet, plusieurs techniques de refroidissement d'air sont appliquées dans un cycle de joule, cette dernière cause l'augmentation de la charge massique à l'admission permettant une certaine amélioration de performance de l'installation.

Après que l'étude est achevée, elle nous donne de bonnes constatations sur l'efficacité de la turbine à gaz en refroidissant l'air ambiant amont compresseur axial avec une machine frigorifique trainée par un cycle organique de Rankine. Pour cela nous avons effectué un stage de 18 jours au niveau de l'unité de traitement des gaz associés (UTGA) sise à Tine fouye tabankort (TFT) wilaya d'Illizi afin de collecter les données nécessaires pour le calcul ainsi que les caractéristiques relatives au fonctionnement de la turbine à gaz MS 5002 C placé à la station pour trainer un compresseur centrifuge.

Nous avons procédé aux calculs thermodynamiques de la turbine à gaz MS 5002 C dans les conditions d'exploitation de 43°C afin de montrer que l'abaissement de la température amont compresseur à des degrés inférieurs provoque une augmentation du débit massique de l'air et donc l'augmentation du rendement thermique.

Les résultats obtenus montrent que les thermodynamiques de la turbine à gaz étudiée sont améliorées grâce à l'utilisation de la machine frigorifique trainée par un ORC où la puissance utile passe de 21,28 MW jusqu'à 26,11 MW et le rendement thermique de la turbine augmente de 24,19 % jusqu'à 25,68 %.

Malgré l'augmentation de la puissance utile de 4,83MW (environ 22,69 %) et l'augmentation du rendement thermique de la turbine à gaz de 6,16 % ; on est donc obligé à faire une étude économique pour estimer le coût de notre nouvelle installation (ORC, et machine frigorifique) enfin de bien déterminer un temps d'amortissement.

La réalisation de ce thème dans notre mémoire de fin d'étude, nous a permis de combler les lacunes autant théoriques que pratiques et d'approfondir notre connaissance dans ce domaine complexe de turbine à gaz et nous incorporés dans vie professionnelle.

Bibliographies

BIBLIOGRAPHIE :

- [1]- Document de la société TFT/SONATRACH.
- [2]- MEMOIRE : Etude et Amélioration Des performances De la turbine a Gaz MS5002C « UNIV MOULOUD MAAMERI -TIZIOUZOU ».
- [3]- ENGINEERING BOOK, «Manuel d'utilisation de la turbine a gaz MS5002C...» NUOVO PIGNONE , FLORENCE,1999.
- [4]- NUOVO PIGNONE , « Manuel d'entretien de la turbine à gaz MS 5002C» ,1982.
- [5]- MEMOIRE : Etude Thermodynamique et Maintenance de la Turbine à gaz SGT400 « UNIV KASDI MERBAH- OUARGLA».
- [6]- MEMOIRE : Etude thermodynamique et Améliorations du Rendement de la Turbine A Gaz MS5002C «UNIV ABDERRAHMAN MIRA-BEJAIA».
- [7]- Livre de Formalisme et principes de la thermodynamique préparé par Dr Jean-Noël JAUBERT et Dr Roland SOLIMANDO.