

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement supérieur
et de la Recherche Scientifique



Université M'Hamed Bougara Boumerdes
Faculté des Sciences de l'Ingénieur
Département Maintenance Industrielle



MEMOIRE DE MASTER

Filière : Génie Mécanique

Option: Mécanique et Maintenance Industrielle

Thème

*Etude des performances d'une turbine à gaz
bi-arbre MS5002d*

Réalisé par :

Mr. REGRADJ Samir
Mr. BOUHRI Islem

Encadreur :

Mme.GUERRACHE Fadila

Année universitaire 2016-2017

Remerciement

Nous remercions en premier lieu **ALLAH** de nous avoir donné cette volonté et la force pour pouvoir terminer se travail.

- Toutes nos infinies gratitudees à notre promotrice Mme GUERRACHE Fadila pour son encadrement et ses conseils et Mr REGRADJ Riadh pour ses aides précieuses.
- Nous remercions aussi les membres de jury qui nous font l'honneur d'accepter le jugement de ce travail.
- Nos sincères reconnaissances à nos enseignants de la faculté des sciences de l'ingénieur.
- Nos remerciements s'adressent aussi au staff SONATRACH et BP et STATOIL à IN AMENAS, plus particulièrement Mr T.SETTI et M.BIREM.

Enfin nous remercions tous ceux qui ont contribués de prés ou de loin à l'élaboration de ce travail.

Samir et Islem

Dédicace

Je dédie ce modeste travail à ma mère et mon père pour le sens du devoir qu'ils m'ont enseigné depuis mon enfance.

A mes chers frères et ma chère sœur.

A toute la famille REGRADJ et BOUHRI et à tous mes amis.

A tous ceux qui m'ont soutenu.



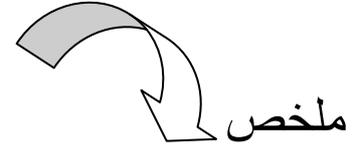
Je dédie ce modeste travail à ma mère pour le sens du devoir qu'elle m'a enseigné depuis mon enfance.

A mon cher frère et mes chères sœurs.

A toute la famille BOUHRI et REGRADJ et à tous mes amis.

A tous ceux qui m'ont soutenu.

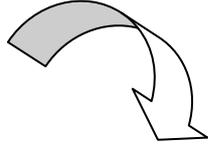




من خلال هذه المذكرة قمنا بدراسة الحرارية من توربينات الغاز الصناعية نوع MS5002d المستخدمة من قبل سوناتراك في وحدة معالجة الغاز في حقل غاز عين-أميناس. من خلال تحديد تأثير درجة حرارة الغرفة على كفاءة التوربينات التي تعمل في شروط مناخية محددة "منطقة الصحراء الكبرى". أهمية الصيانة وتنفيذ برنامجها للحفاظ على العمل السليم للنظام.

الكلمات المفتاحية: التوربينات الغاز MS5002d, درجة الحرارة, الرطوبة, الضغط, الغبار,

الأداء الحرارية, الطاقة, الأداء ونوع من الصيانة.



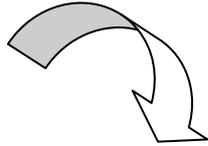
Résumé

Nous traitons à travers ce mémoire l'étude thermodynamique de la turbine à gaz industrielle de type MS5002d, utilisé par SONATRACH dans l'unité de traitement du gaz au niveau du champ gazier d'In-Amenas.

En déterminant l'influence de la température ambiante sur le rendement de la turbine qui opère dans des conditions climatique particulières « région saharienne ». L'importance de la maintenance et l'application de son programme permettant la préservation du bon état de fonctionnement de l'installation.

Mots clés : Turbine à gaz MS5002d, température, humidité, pression, poussière,

Thermodynamique performances, puissance, rendement, type de la maintenance.



Abstract

In this project, we did the thermodynamic studies of the industrial gas turbine type MS5002D used by SONATRACH in the gas processing unit at In-Amenas gas field.

By determining the influence of ambient temperature on the efficiency of the turbine operating under specific climatic conditions "Saharan region". The importance of the maintenance and the application of its program allowing the preservation of the good state of operation of the installation.

Keywords: Gas turbine MS5002d, temperature, humidity, pressure, dust,

thermodynamic performances, power, efficiency, type of maintenance.

Table des matières



INTRODUCTION GENERALE.....	01
-----------------------------------	-----------

CHAPITRE I. DESCRIPTION DU SITE INDUSTRIEL

I.1. Historique de la région	03
I.1.1. Situation géographique	03
I.1.2. Présentation de l'entreprise	04
I.1.3. Sociétés exerçantes au CPF.....	04
I.1.4. Structure du CPF	05
I.1.5. Objectif de l'entreprise	07
I.2. Présentation de centre de production	08
I.2.1. Section du centre de production.....	09
I.2.1.1. Acheminement et réception du fluide brut	09
I.2.2.1. Description des étapes de traitement	10

CHAPITRE II. GENERALITES SUR LES TURBINES A GAS

II.1. Introduction	15
II.2. Historique des turbines a gaz	15
II.3 .Classification des turbines a gaz.....	16
II.3.1. D'après le mode de construction.....	17
II.3.2 .D'après le mode de travail	18
II.3.3. D'après le mode de fonctionnement thermodynamique.....	18
II.4. Principaux domaines d'applications.....	19
II.5 .Cycle de baryton.....	19
II.5.1. Cycle thermodynamique d'une turbine à gaz	15

CHAPITRE III. ETUDE DESCRIPTIVE DE LA TURBINE A GAZ MS5002D

III.1. Introduction	21
III.2. Caractéristiques de la turbine à gaz MS5002d.....	22
III.3. Principe de fonctionnement.....	23
III.4. Section principales d'une turbine à gaz MS5002d.....	25
III.4.1. Section d'admission.....	25
III.4.2. Section compresseur.....	26
III.4.3. Section combustion.....	28
III.4.4. Rôle de la chambre de combustion.....	31
III.4.5. Section turbin.....	31
III.5. Système auxiliaire et instrumentation de la turbine.....	34
III.5.1. Système de démarrage.....	34
III.5.2. Système d'admission.....	35
III.5.3. Système de graissage.....	36
III.5.4. Système de commande de combustible.....	36
III.5.5. Système de refroidissement et d'étanchéité.....	37
III.5.6. Systèmes de protection.....	38
III.5.7. Système support et paliers de la turbine.....	40
III.5.8. Instrumentation de la turbine	41

CHAPITRE IV. MAINTENANCE DE LA TURBINE A GAZ MS5002D

IV.1. Introduction.....	43
IV.2. Définition de la maintenance	43
IV.3. But de la maintenance	43
IV.4. Type de maintenance	43
IV.4.1. Maintenance préventive	44
IV.4.2. Avantages et inconvénients de la maintenance préventive.....	45
IV.4.3. Maintenance corrective.....	45
IV.4.4. Avantage et inconvénients de la maintenance corrective.....	46
IV.5. Fonctions d'un service maintenance.....	46
IV.6. Objectifs de la maintenance.....	48
IV.7. Maintenance appliquée sur la turbine a gaz MS5002d.....	48

IV.7.1. Maintenance conditionnelle (inspection en fonctionnement).....	48
IV.7.2. Maintenance systématique (Inspections à l'arrêt).....	49
IV.7.2.1. Inspection de combustion (combustion inspection CI)	50
IV.7.2.2. Inspection du parcours des gaz chauds (hot gaz path inspection HGPI).....	50
IV.7.2.3 .Inspection générale (major inspection MI)	50

CHAPITRE V. CALCUL DES PERFORMANCES DE LA TAG MS5002D

V.1. Introduction.....	52
V.2. Calcule thermodynamique de la turbines à gaz MS5002d.....	53
V.2.1. Paramètre de l'air ambiant.....	53
V.2.2. Caractéristiques de fonctionnement d'une turbine à gaz	53
V.3. Calcul des paramètres de la turbine à gaz MS 5002d.....	54
V.3.1. Calculs des paramètres du compresseur axial.....	54
V.3.2. Calculs des paramètres de la chambre de combustion.....	56
V.3.3. Section turbine à gaz.....	58
V.3.3.1. Générateur de gaz (turbine à haute pression THP).....	58
V.3.3.2.Paramètres de la turbine de puissance (turbine basse pression TBP).....	60
V.4. Performances de la turbine.....	61
V.4.1. Travail massique de la turbine haute pression THP.....	61
V.4.2. Puissance de la turbine haute pression THP.....	61
V.4.3. Travail massique utile ou de la turbine basse pression TBP.....	61
V.4.4. Puissance utile de la turbine.....	61
V.4.5. Rendement global de la turbine.....	61
V.5. Influences des paramètres	62
V.5.1. Température ambiante.....	62
V.5.2. Pression atmosphérique.....	64
V.5.3. Humidité.....	64
V.5.4. Poussier.....	65
<i>Conclusion générale et perspective</i>	66
<i>Références Bibliographiques</i>	67

Liste des figures

Chapitre I

Figure I.1. Position de In Amenas sur la carte géographique.....	03
Figure I.2. Structure des divisions.....	06
Figure I.3. Structure de la division maintenance.....	07
Figure I.4. Evacuation des produits vers OHANET.....	08
Figure I.5. Présentation de CPF.....	09
Figure I.4. Unité d'expédition.....	14

Chapitre II

Figure II.1. Classification des turbines à gaz.....	16
Figure II.2. Schéma d'une turbine à gaz mono-arbre.....	17
Figure II.3. Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre.....	17
Figure II.4. Schéma d'une turbine à action et une turbine à réaction.....	18
Figure II.5. Schéma de cycle thermodynamique de la turbine à gaz.....	20

Chapitre III

Figure III.1. Diagramme de variation de la température et pression pour la TAG MS5002d	21
Figure III.2. Schéma fonctionnel.....	24
Figure III.3. Turbine à gaz MS5002d.....	25
Figure III.4. Schéma de la section d'admission.....	26
Figure III.5. Rotor et stator du compresseur axial.....	27
Figure III.6. Section combustion (12 chambres de combustion).....	28
Figure III.7. Enveloppe et écoulement de l'air et du gaz de la chambre de combustion.....	29
Figure III.8. Schéma de chambre de combustion.....	29
Figure III.9. Bougie à flamme.....	30
Figure III.10. Détecteur de flamme.....	30
Figure III.11. Injecteur du combustible.....	30
Figure III.12. Directrices 1 ^{ère} étage.....	32
Figure III.13. Directrices 2 ^{ème} étage.....	33
Figure III.14. Rotor HP et rotor BP.....	34
Figure III.15. Système d'admission, filtre à air.....	35
Figure III.16. Shéma de système de refroidissement et d'étanchiété.....	38
Figure III.17. Système support et paliers de la turbine.....	40

Chapitre VI

Figure IV.1. Organigramme de la maintenance.....	44
--	----

CHAPITRE V

Figure V.1. Cycle de Brayton.....	52
Figure V.2. Bilan énergétique de la chambre de combustion.....	57

FigureV.3. Courbe de $K(T)=\eta G$	63
FigureV.4. Courbe de $F(T)=P_U$	64

Liste des tableaux

Chapitre IV

Tableau IV.1. Modes de contrôle des paramètres importants.....	49
Tableau IV.2. Cycles des révisions.....	51

CHAPITRE V

Tableau V.1. Comparaison des résultats obtenus aux valeurs de constructeur.....	62
Tableau V.2. Puissance et le rendement de la turbine pour chaque moi.....	63

Nomenclature

T_a : la température ambiante [K]

P_a : la pression ambiante [bars]

τ: Taux de compression

Z : L'altitude [m]

ΔP_a: Pertes de charge d'entrée [bars]

Q_c : Débit de combustible [kg/s]

Q_a : Débit d'air total [kg/s]

Q_{ac} : Débit d'air pour la combustion [kg/s]

η_c : Rendement isentropique de compression

P_{ci} : Pouvoir calorifique inférieur du combustible [Kcal/m³]

ΔP_{cc} : Pertes de charge chambre de combustion [bar]

η_{cc} : Rendement de la chambre de combustion

η_{m thp} : Rendement mécanique de transmission compresseur - turbine THP

η_{is thp} : rendement isentropique de la turbine HP

N_{THP} : vitesse de rotation de la turbine HP [tr/min]

η_{is tbp} : Rendement isentropique de la turbine BP

N_{TBP} : Vitesse de rotation de la turbine TBP [tr/min]

ΔP_{ech} : Pertes de charge à l'échappement [bars]

η_{m tbp} : Rendement mécanique de la transmission de turbine - charge

P₁ : la pression d'admission [bars]

P₀ : la pression atmosphérique au niveau de mer [bars]

γ_a : exposant isentropique d'air

γ_g : exposant isentropique de gaz

C_p : Chaleur spécifique à pression constante [kJ/kg.K]

C_{p(T_a,T_b)}: chaleur spécifique moyenne [Kj/Kg.K]

m_{air,r}: la masse d'air réel [Kg/s]

m_{air,st} : la masse d'air stoechiométrique [Kg/s]

λ : coefficient d'excès d'air

η_{is hp} : rendement isentropique de détente haute pression

LISTE DES NOMENCLATURES

W_{THP} : le travail de turbine HP [Kj/Kg]

W_{TBP} : le travail de turbine BP [Kj/Kg]

P_{THP} : la puissance de turbine HP [KW]

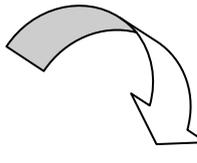
W_u : le travail massique utile [Kj/Kg]

P_u : la puissance utile [KW]

η_g : le rendement global de la turbine

INTRODUCTION GENERALE.....01-02



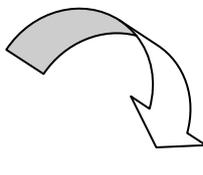


Préambule

Les turbines à gaz ont connus au cours de ces dernières années un développement considérable dans des nombreuses applications industrielles. En particulier dans le domaine du transport et de réinjection du gaz. Elle 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 thermique 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.

De nombreux progrès ont été réalisés ces dernières décennies sur le développement des turbines à gaz. Ces progrès, qui sont d'un apport considérable, ne mettent guère les turbines à gaz à l'abri des inconvénients. L'un des inconvénients majeurs des turbines à gaz demeure leur haute sensibilité à la température ambiante qui varie considérablement, selon que l'on est en été ou en hiver ou qu'il fait jour ou nuit.



Problématique

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 MS5002d, utilisé par SONATRACH dans l'unité de traitement du gaz au niveau du champ gazier d'In-Amenas. En déterminant l'influence de la température ambiante sur le rendement de la turbine qui opère dans des conditions climatique particulières (région saharienne).



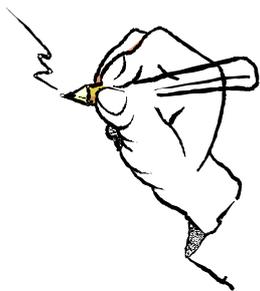
Description du mémoire

Ce mémoire est structuré en une ***introduction générale*** ainsi que cinq chapitres et des références bibliographiques. Dans ***le premier chapitre***, une description du champ d'IN-AMENAS, notamment sa situation géographique, sa capacité de production à été présenter.

Des généralités sur les turbines à gaz, ont été présentées dans le *deuxième chapitre*. Une description détaillée de la turbine à gaz MS5002d, utilisé au niveau du champ d'In-Amenas, à été abordé dans le **suivant chapitre**. Dans le **quatrième chapitre**, une étude de la maintenance appliquée sur la turbine à gaz MS5002d.

Dans *le dernier chapitre*, représentant le noyau du mémoire, un calcul thermodynamique des performances de la turbine à gaz MS5002d qui se terminent par l'étude de l'influence de différents facteurs lors du fonctionnement de la turbine. Finalement, se terminons ce mémoire par une *conclusion générale* qui illustre les principaux résultats obtenus sur le modèle de calcul sur la turbine développées dans ce mémoire ainsi **une perspective**.

CHAPITRE I
DESCRIPTION DU SITE INDUSTRIEL...03-14



I. PRESENTATION DU SITE INDUSTRIEL

I.1. INTRODUCTION

Le gaz naturel est un hydrocarbure d'une importante capitale et ce depuis sa découverte en 1921. Il joue un rôle très important dans l'économie ainsi que dans les relations entre les pays producteurs et les pays importateurs.

Après 1921, le gaz naturel a subi une évolution progressive en fonction de l'évolution de la technologie mondiale. Il est utilisé comme fuel gaz à l'usage domestique et comme étant l'énergie principale utilisée pour le transport et la production d'électricité dans le domaine industriel de par son coût attractif et sa disponibilité. L'Algérie possède environ 10% de réserve mondiale en gaz naturel, elle se place au cinquième rang international.

I.1.1. Historique de la région

Situation géographique

La région d'In-Amenas est située à 1300 km au sud-est d'Alger, à 240 km au Nord-est de la wilaya d'Illizi et à 820 km d'Ouargla. Géographiquement, Tiguentourine est limitée comme suite : au Nord selon l'axe (d'Est Ouest) par Ouan-Taradjeli, Taouratine, Irlalène, West-Ihansatene et Tihigaline. Au Sud (d'Est en Ouest) par Amenaned, In-teria, Tin-Mezoratine, Assekaifaf, Tihgaline et Couloir. A l'Est par la frontière Algéro-libyenne, à l'Ouest par l'Erg issaouane.

Le projet IN AMENAS est situé à 40 Km au sud-ouest de la ville d'In Amenas [1].



Figure I.1. Position de In Amenas sur la carte géographique.

I.1.2. Présentation de l'entreprise

In Amenas est un projet de développement de gaz humide en Algérie, le champ de Tiguentourine a été découvert en 1957 par les premiers puits d'exploration. Le puits TG 2, qui était l'un des premiers puits foré, suivi de plusieurs autres puits producteurs appartenant à la SONATRACH.

A l'arrivée de l'association SONATRACH / BP/ STATOÏL en 1998, cette dernière a transformé ces puits en monitoring et a commencé le développement du champ par le forage et la ré-complétion de nouveaux puits. Les produits finis à savoir, gaz sec, GPL et condensat sont évacués vers le réseau de SONATRACH à OHANET qui se situe à 88 Km de centre de traitement de gaz (CPF).

I.1.3. Sociétés exerçantes au CPF

Le projet est géré par l'association des trois sociétés :

- SONATRACH (51%)
- British Petroleum et Statoil par (49%)



- **SONATRACH Company**



Société Nationale pour la Recherche, la Production, le Transport, la Transformation, et la Commercialisation Hydrocarbures est une entreprise publique algérienne et un acteur majeur de l'industrie pétrolière, c'est la clé de voûte de l'économie algérienne.

Le groupe pétrolier et gazier SONATRACH intervient dans l'exploration, la production, le transport par canalisation, la transformation et la commercialisation des hydrocarbures et de leurs dérivés. SONATRACH se développe également dans les activités de pétrochimie, de génération électrique, d'énergies nouvelles et renouvelables, de dessalement d'eau de mer et d'exploitation minière.

- **British Petroleum**



C'est une compagnie britannique de recherche, d'extraction, de raffinage et de vente de pétrole fondée en 1909, Anciennement nommée Anglo-Persian Oil Company (APOC, 1909), puis Anglo-Iranian Oil Company (AIOC, 1935), puis British Petroleum Company (BP, 1954), puis BP Amoco (2001). Après sa fusion avec Amoco, Atlantic Richfield (Arco) et Burmah Castrol, elle est devenue la plus grande société du Royaume-Uni et la troisième compagnie pétrolière mondiale.

La division BP de Londres est évaluée à environ cinquante milliards de dollars (environ trente-neuf milliards d'euros). Internationalement, BP est présente dans plus de cent pays et emploie environ 79 700 personnes (2010).

- **Statoil Statoil**



C'est une compagnie pétrolière norvégienne fondée en 1972. C'est la plus grande entreprise de Norvège avec environ 29 000 employés. Le nom Statoil vient d'une contraction de « Statoïl », ou Pétrole d'État. Le groupe est devenu l'un des plus grands vendeurs de pétrole brut au monde, ainsi qu'un important fournisseur de gaz naturel du continent européen. Statoil possède également un réseau de 2000 stations-service dans neuf pays.

I.1.4. Structure du CPF

Elle a pour mission essentielle le développement et l'exploitation des hydrocarbures. Pour se faire et afin de répondre à son plan de charge convenablement, elle s'est dotée des sous directions et divisions.

- **Les divisions**

Les divisions du CPF sont représenté sur le schéma suivant :

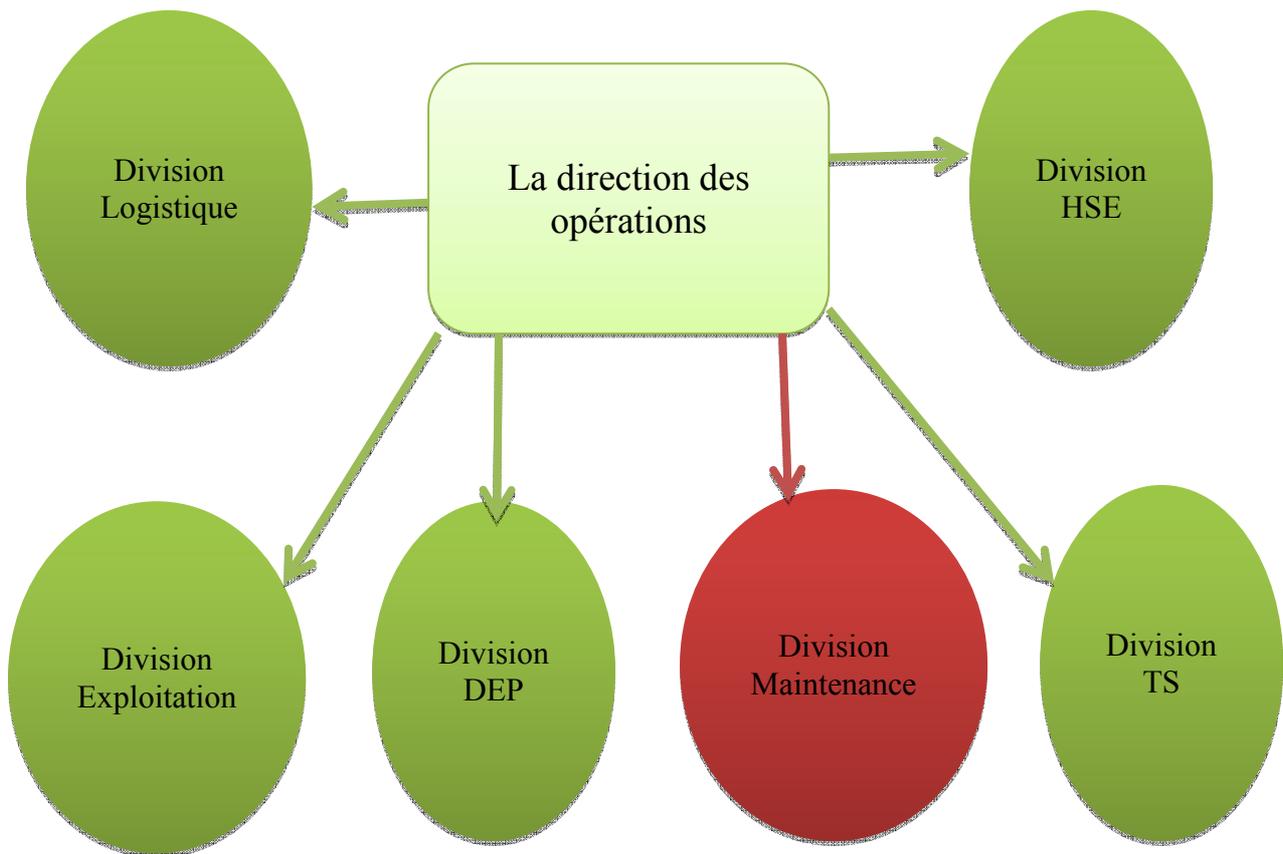


Figure I.2. Structure des divisions.

HSE : Hygiène Sécurité Environnement

DEP : Division Exploitation Puits

TS : Technique Support

- ***Les services de la division maintenance***

Dans la division maintenance (celle qui nous intéresse) sont inclus plusieurs services représentés dans la figure ci-dessous :

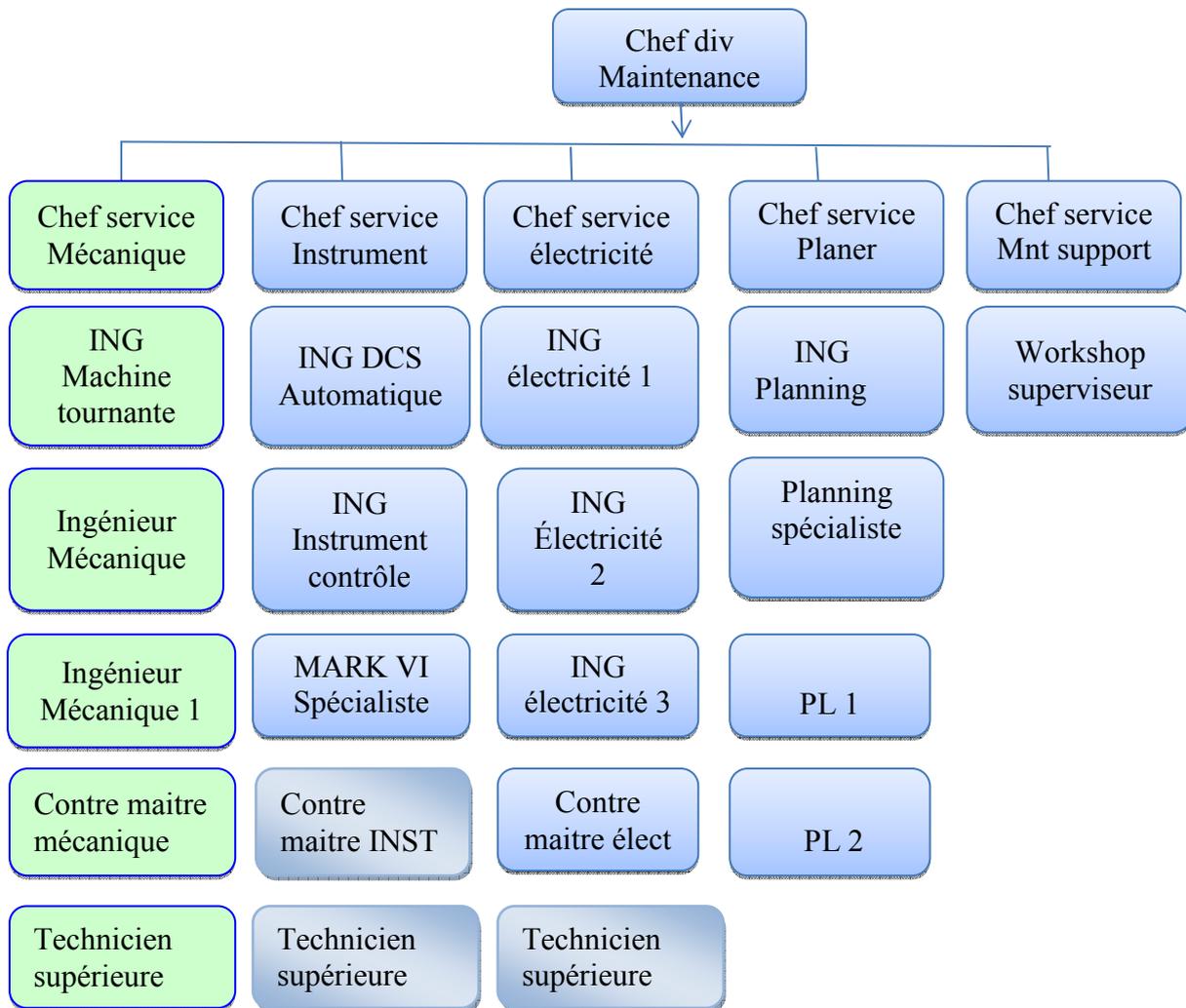


Figure I.3. Structure De La Division Maintenance.

I.1.5. Objectifs de l'entreprise

Le but du projet d'In Amenas est le développement et l'exploitation des gisements de gaz naturel situés dans la région d'In Amenas à 1300 Km au sud-est d'Alger et 40 Km au sud-ouest de la ville d'In Amenas.

Le projet est composé: d'un système de collecte, acheminant les fluides produits à partir des puits vers une unité centrale de traitement CPF. Les produits finis à savoir, gaz sec, GPL et condensat sont évacués vers le réseau de SONATRACH à l'aide de trois pipelines d'évacuation.

La capacité de traitement de l'unité est de 29.85 Millions Sm³/jour, et produira :

- 25.8 Millions Sm³/j de gaz sec
- 4460 Tonnes/j de condensat.
- 2630 Tonnes/j de GPL.

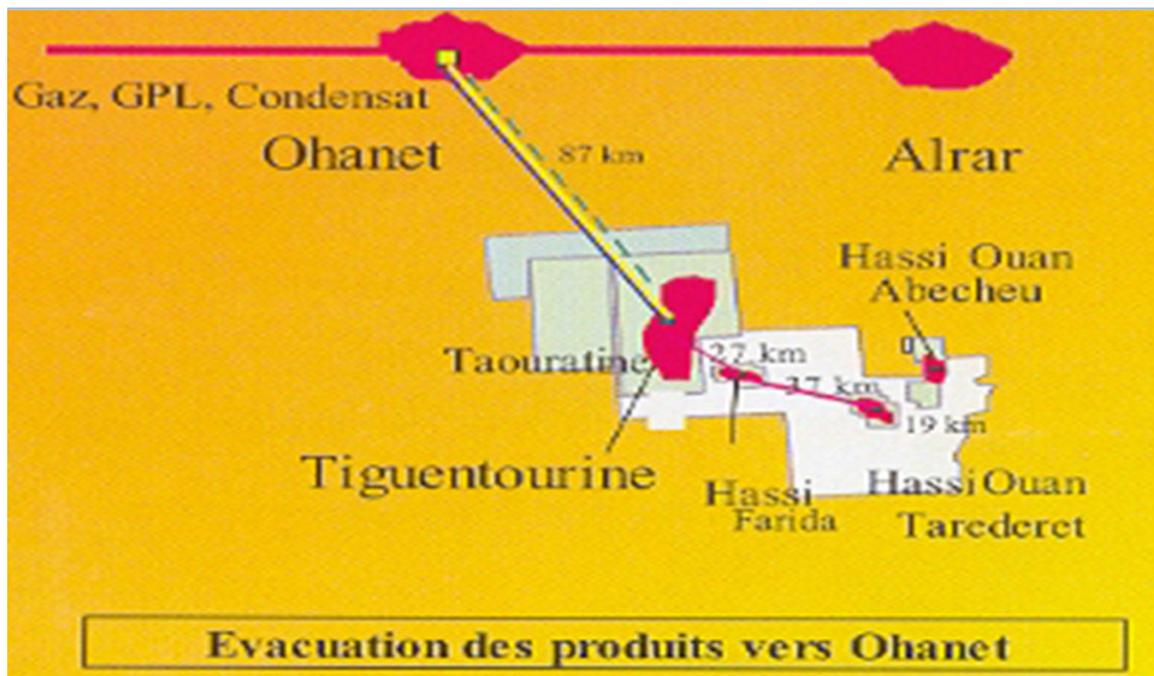


Figure I.4. Evacuation des produits vers OHANET.

I.2. PRESENTATION DU CENTRE DE PRODUCTION

Le nom **CPF** désigne l'unité centrale de traitement, ce dernier représente un système complexe installé pour traiter un gaz bien spécifique qui est celui de Tiguentourine. Les fluides hydrocarbures diffèrent d'un endroit à un autre et leur traitement tient compte des conditions météorologiques à dire température, humidité relative, moyenne annuelle de pluviométrie, vitesse du vent. Enfin le produit final doit répondre aux exigences de l'acheteur.

L'unité de traitement est alimentée par plusieurs puits qui sont situés aux alentours de CPF à des distances plus au moins grandes, on compte pour le moment environ **46** puits en exploitation [1].

Le **CPF** est composé des sections suivantes qui permettent le traitement et l'expédition du produit finis :

- Installation de réception.
- Trois trains identiques de traitement
- Section de compression de gaz résiduel (gaz Export).
- Section de stockage et expédition de GPL et condensat.



Figure I.5. Présentation de CPF.

I.2.1. Sections du centre de production

I.2.1.1. Acheminement et réception du fluide brut

Le système de collecte de production est composé d'un réseau de ligne de collecte (Flow Line) individuelle connecté via les collecteurs du champ aux quatre conduites principales (Trunk -Line), qui livrent les fluides produits aux Installations de réception au CPF.

La production des quatre conduites principales s'écoule dans le collecteur d'entrée 42'', qui transporte les fluides au Capteur-bouchon (Slug-Catcher). L'objectif du collecteur d'entrée et du système du Capteur-bouchon (Slug-Catcher) est de:

- Recevoir les fluides du système de collecte de production
- Séparer les fluides produits en phases de gaz, de liquide d'hydrocarbure et d'eau.
- Fournir un volume augmenté, une charge de liquide pour le condensât et l'eau produite provenant du système de collecte.
- Fournir une alimentation stable en gaz et en condensât pour les trains du procédé.
- Séparation dans le slug catcher.

Le slug -catcher représente la première étape de séparation du fluide brute venant des puits avant d'entamer son chemin qui les conduira aux trois trains de traitement. C'est un séparateur par gravité qui joue donc sur la densité des trois composants essentiels de ce fluide brut c'est-à-dire l'eau, condensat et le gaz.

Les slug -catcher sont conçus d'une manière à permettre la séparation en deux phases, liquide et gaz. Ces dimensions assez importantes permettent le temps à la formation des gaz qui vont se diriger en hauteur puis le condensat et l'eau se dirigent vers le fond. Ces trois derniers vont être récupérés par des conduits vers trois destinations, le gaz vers les trois trains de traitement, condensat vers le séparateur de pré flash et enfin l'eau vers le ballon de dégazage.

I.2.1.2. Description des étapes de traitement

Les gaz sortis du capteur-bouchant (slug-catcher) se divisent sur les trois trains pour subir les opérations de traitement :

- ***Traitement des gaz humides***

Le système de traitement du gaz humide reçoit le gaz humide non traité du capteur-bouchon, le gaz récupéré du système de condensat par les compresseurs de récupération de vapeur, le gaz de dégénération de la boucle de régénération des dés hydrateurs et le gaz recyclé provenant des compresseurs de gaz export.

- ***Absorptions du mercure et de l'H₂S***

Le gaz provenant du séparateur du condensat et du gaz, passe dans l'absorbeur du H₂S et du mercure pour le traitement.

- ✓ L'absorbeur de H₂S est vertical contenant un lit rempli d'absorbant puraspec p1038.
- ✓ L'absorbeur du mercure est vertical contenant un lit rempli d'absorbant puraspec p1157.

- ***La décarbonatation CO₂***

Les gaz provenant des post-filtres de H₂S entrent dans l'unité de décarbonations pour éliminer le dioxyde de carbone comme suite :

- ✓ Faire circuler le solvant d'amine pauvre jusqu'à l'absorbeur du CO₂ et de régénérer l'amine riche provenant de l'absorbeur.
- ✓ Éliminer le CO₂ des écoulements de filets d'eau du gaz alimenté vers l'unité de telle façon qu'après être mélangé avec le gaz déviant l'unité, ce mélange gazeux répondra aux spécifications du produit.

- ✓ L'absorption du dioxyde de carbone se produit dans l'absorbeur à une haute pression de 62.2 bar et à la température approximative de 70°C.

- ***La déshydratation des gaz***

Les déshydrateurs sont des ballons verticaux contenant le lit de tamis moléculaire d'absorption.

Le système de déshydrations du gaz reçoit le gaz traité des filtres après l'absorbeur de H₂S et de l'unité d'extraction de CO₂.

Le but du système de déshydrations est de :

- ✓ Enlever l'eau du gaz d'alimentation pour satisfaire les conditions de traitement.
- ✓ Enlever l'eau du gaz d'alimentation pour répondre aux spécifications du gaz résiduel produit.
- ✓ Fournir une alimentation sèche aux systèmes de traitement du gaz sec pour chaque train de traitement
- ✓ Fournir les moyens pour régénérer les déshydrateurs avec le gaz déshydraté de l'aval de déshydrateur.

- ***Traitement du gaz sec***

Le système de traitement du gaz sec reçoit le gaz déshydraté du filtre du gaz sorti déshydrateur.

Le but du système de gaz sec est de :

- ✓ Récupérer les composants liquides (propane et les lourds) du gaz par refroidissement.
- ✓ Enlever l'éthane et les composants légers du séparateur liquide par le fractionnement.
- ✓ Re-compresser le courant du gaz traité pour réduire la charge dans le compresseur d'expéditions.

- ***Stabilisation du condensat***

Le système de stabilisation reçoit les fluides du système slug-catcher, du système de gaz humide et du système des pompes de recyclage du condensat.

Le but principal du système de stabilisation du condensat est de :

- ✓ Séparer le gaz et l'eau du condensat.
- ✓ Enlever toutes les particules solides du condensat.
- ✓ Enlever les traces d'eau de l'hydrocarbure liquide.
- ✓ Produire un liquide stable pour alimenter le débutaniseur.
- ✓ Récupérer les gaz et les fournir à l'unité de récupération de vapeur.

- ***Séparations des produits liquides***

- ✓ Préchauffeur du débutaniseur.
- ✓ Débutaniseur.
- ✓ Rebouilleur du débutaniseur.
- ✓ Condenseur de tête de débutaniseur.
- ✓ Ballon de reflux du débutaniseur.
- ✓ Pompes de reflux du débutaniseur.
- ✓ Refroidisseur de condensat.

- ***Unité de récupération de vapeur***

L'unité de récupération de vapeur VRU reçoit simultanément les vapeurs provenant de la tête du stabilisateur condensat et le gaz flash du séparateur d'entrée pré-flash du condensat.

Les vapeurs de tête du stabilisateur du condensat sont comprimées dans le 1^{er} étage du compresseur VRU et se combinent avec les gaz-flash du séparateur d'entrée de pré-flash du condensat. Le courant mélangé est ensuite comprimé dans le 2^{ème} étage du compresseur VRU et, après son refroidissement, il doit être livré au séparateur d'entrée gaz/condensat dans le système de traitement du gaz humide.

- ***Unité de compression et de comptage du gaz résiduel***

Le système de gaz résiduel de compression reçoit le gaz traité provenant de chaque train à travers un collecteur commun d'aspiration de gaz sec. L'objectif du système de gaz résiduel de compression et d'expédition est comme suit :

- ✓ Comprimé le gaz résiduel arrivant du système de gaz de process sec jusqu'à la pression d'expédition.
- ✓ Comptage de gaz résiduel comprimé.
- ✓ Transport du produit gaz résiduel à travers le pipeline vers le pipeline de transport de SONATRACH situé à Ohanet.

La source de gaz d'amorçage de l'installation du gaz combustible est tirée à partir de gaz sec du collecteur d'aspiration.

Il ya trois unités de compression disposées en parallèle. Chaque unité contient un compresseur centrifuge (BCL/606) entraîné par une turbine à gaz (MS 5002d).

- ***Stockage et expédition du condensat***

Le but de système d'expédition et le stockage du condensat est comme suit :

- ✓ Fourni un volume de stockage et sur-capacité pour le condensat on-spec préalable à l'expédition.
- ✓ Fourni un volume de stockage et sur-capacité pour le condensat off-spec préalable au reprocessing.
- ✓ Produit de condensat pompé à partir de stockage à la pression suitable pour l'expédition.
- ✓ Transfert de produit condensat via pipeline de SONATRCH à Ohanet.

- ***Stockage et expédition du GPL***

Le système de stockage du GPL et expédition reçoit le GPL on-spécification et off spécification à partir des accumulateurs de tête de séparation de produit dans chaque train du process.

L'objet de stockage du GPL et le système d'expédition est comme suit :

- ✓ Enlever H₂S à partir du courant GPL afin d'assurer la spécification du GPL à atteindre.
- ✓ Fournir le volume de stockage et la capacité de pompage pour le produit GPL on-spec avant l'expédition.
- ✓ Fournir le volume de stockage et la capacité de pompage pour le produit GPL on-spec avant rétrocession.
- ✓ Pomper le produit GPL du stockage pour la pression souhaitable pour l'expédition.
- ✓ Compter le GPL pompé à l'exactitude de transfert en garde.
- ✓ Transférer le produit GPL via pipeline au pipeline de transportation de Sonatrach à Ohanet.

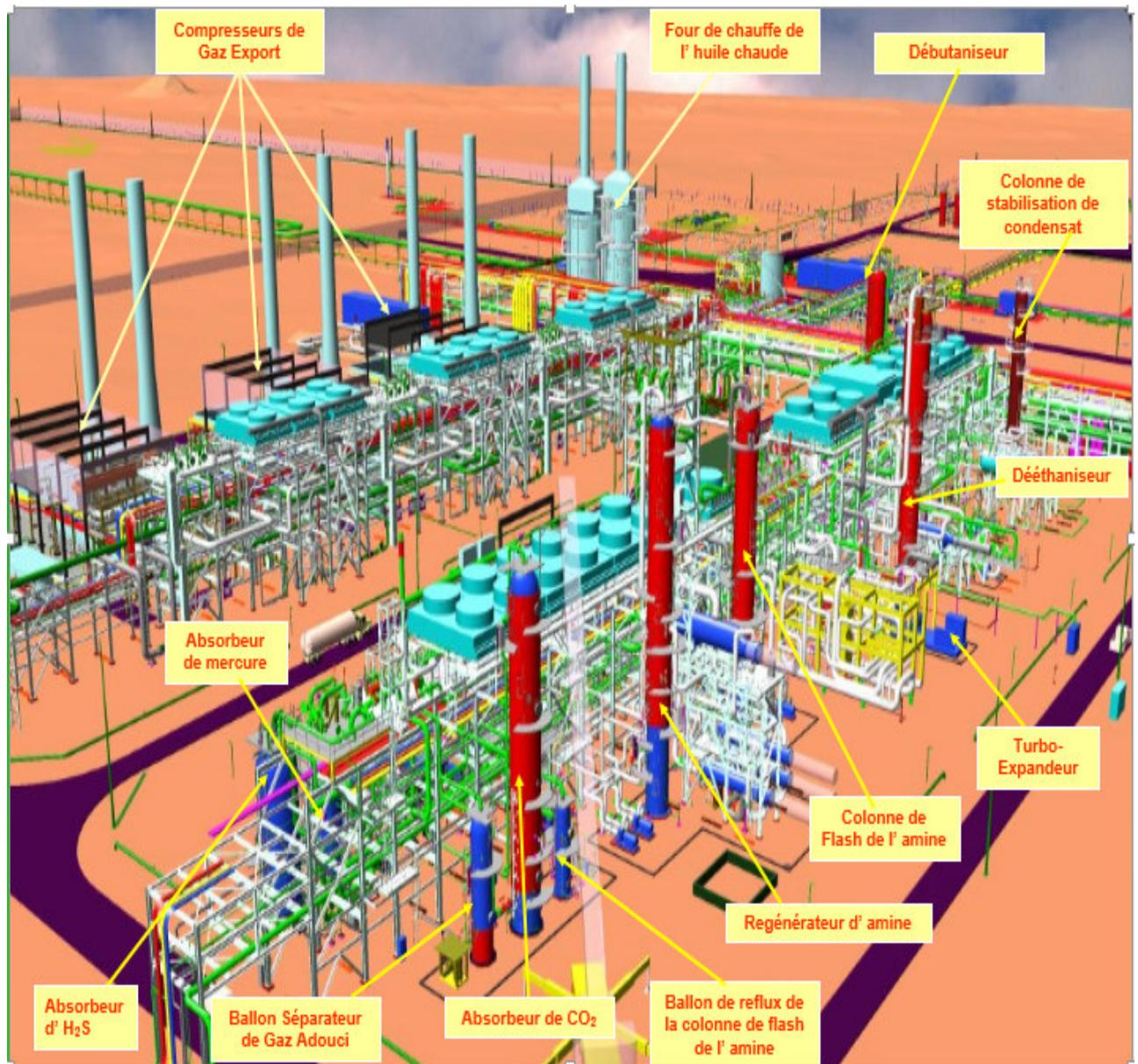


Figure I.6. Unité d'expédition.

Conclusion

Ce chapitre est consacré à une description du champ de Tigentourine de la région d'In Amenas, notamment sa situation géographique, sa capacité de production et son impact sur l'économie nationale. Durant notre stage à l'usine nous avons collecté le maximum de données qui nous ont permis d'évaluer la turbine à gaz.

CHAPITRE II
GENERALITES SUR LES TURBINES A GAZ15-20



II. GENERALITES SUR LES TURBINES A GAZ

II.1. Introduction

Les turbines à gaz font partie des turbomachines définies par Râteau comme étant des appareils dans lesquels a lieu un échange d'énergie entre un rotor tournant autour d'un axe à vitesse constante et un fluide en écoulement permanent. Une turbine à gaz appelée aussi turbine à combustion, est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique (rotation d'un arbre) à partir de l'énergie contenue dans un hydrocarbure.

Selon le type de fluide actif ou fluide moteur, on a une turbine hydraulique, une turbine à vapeur ou une turbine à gaz. Dans ce dernier cas, le fluide moteur le plus fréquemment utilisé provient des gaz de combustion d'un combustible liquide ou gazeux. Selon le type de l'énergie délivrée, les turbines à gaz se répartissent en deux classes : d'une part, les turbomoteurs fournissant de l'énergie mécanique disponible dans un arbre et d'autre part, les turboréacteurs fournissant de l'énergie cinétique utilisable pour la propulsion.

La grande puissance, le bon fonctionnement ainsi que les hautes performances des turbines à gaz font d'elle un des moyens les plus sollicités pour l'entraînement des charges mécaniques.

II.2. HISTORIQUE DES TURBINES A GAZ

Les premières turbines à gaz sont apparues sur le marché à la fin des années 40, elles sont généralement employées dans les chemins de fer et avaient l'avantage de brûler du combustible liquide. La turbine MS 3001 construite par GE (General Electric), ayant une puissance de 4500HP, a été spécifiquement employée pour le service locomoteur.

Les progrès réalisés dans le côté métallurgique, en plus des résultats favorables des recherches approfondies sur la combustion, ont permis des améliorations rapides des performances de ces machines, en terme de puissance, rendement, longévité,etc. .

Evidement, l'augmentation de la température d'entrée à la première turbine a eu comme effet une augmentation du rendement thermodynamique, qui est passé des valeurs inférieures

à 20% dans les premières machines, à des valeurs courantes supérieures à 40% (turbine LM6000) [2].

Quelques dates de fabrications et développements

1936 : Première turbine aéronautique britannique ;

1939 : Turbine à gaz expérimentale (en cycle fermé) de 200KW par Escher wiss ;

1944 : Turbine à gaz pour propulsion marine Elliott ;

1960 : Général Electric lance la 5000, la plus réponde des turbines à gaz ;

1975 : La turbine à gaz dépasse 100MW (modelé 9001Alsthom-Atlantique) ;

Depuis l'arrivé des nouveaux constructeurs dans le domaine est assez rare, vu le niveau technologique atteint par ces machines.

II.3. CLASSIFICATION DES TURBINES A GAZ

On peut classer les turbines selon différents points :

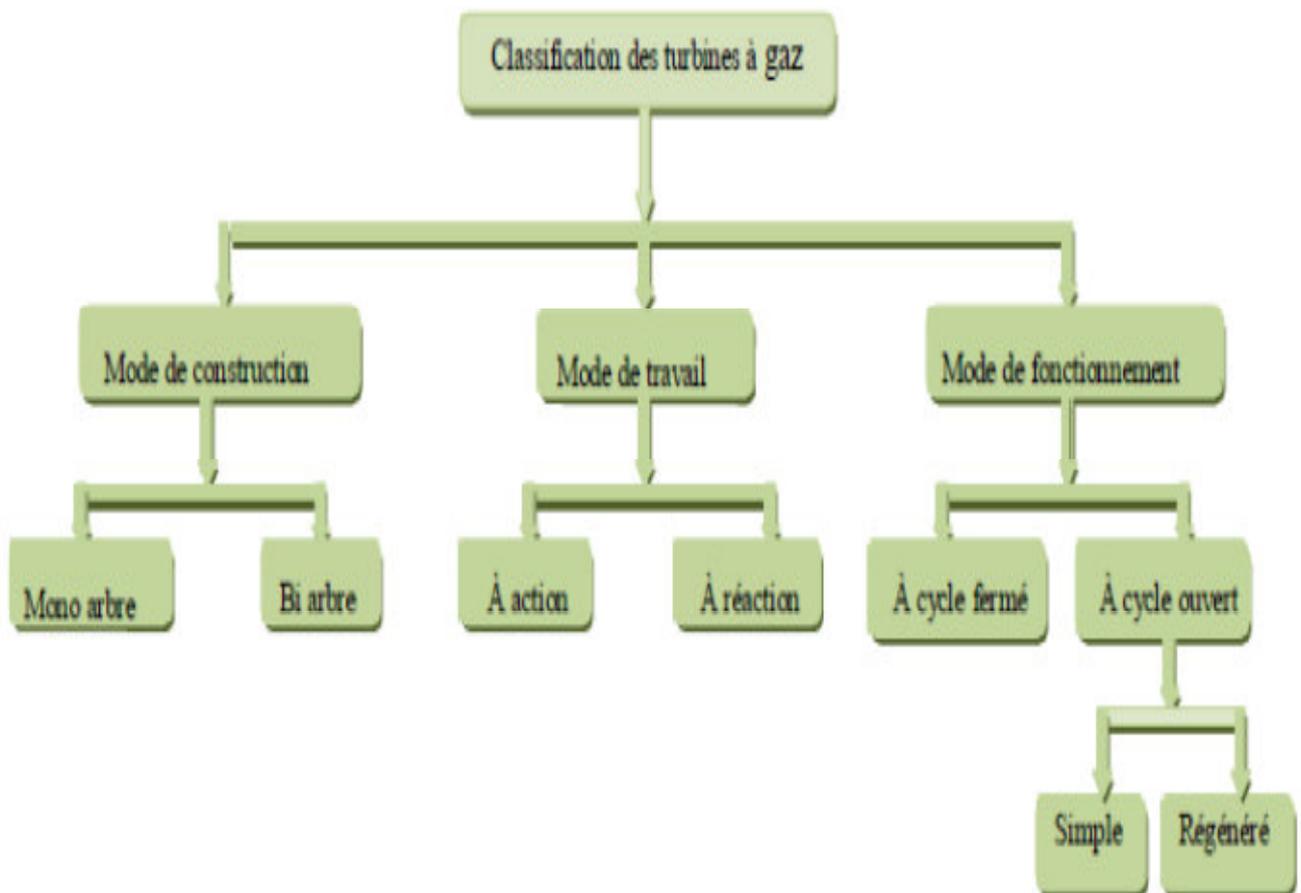


Figure II.1. Classification des turbines à gaz.

II.3.1. D'après le mode de construction

- *Turbine mono-arbre* : Le compresseur et les sections de la turbine sont montés sur un même arbre ce qui permet de tourner à la même vitesse, ce type est utilisé pour les applications qui n'ont pas besoin des variations de vitesse telle que l'entraînement des génératrices pour production de l'électricité.

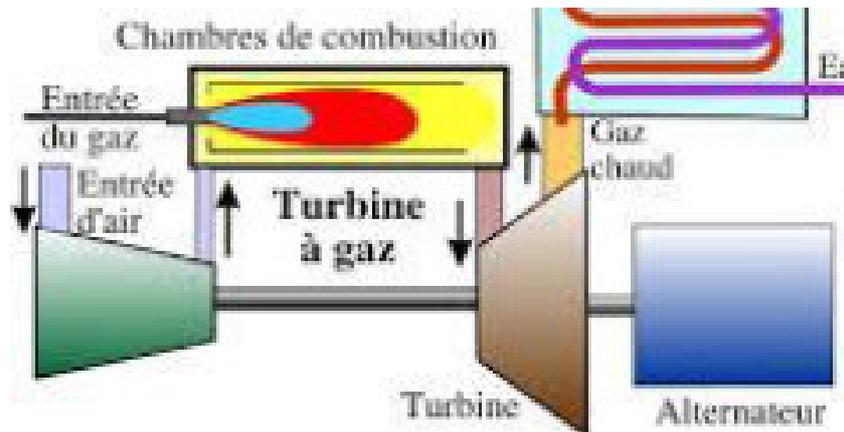


Figure II.2. Schéma d'une turbine à gaz mono-arbre.

- *Turbine bi-arbre* : La turbine à gaz se compose de deux roues turbines indépendantes mécaniquement. La roue turbine HP entraîne le rotor du compresseur axial et les accessoires, tandis que la roue BP deuxième étage sert à entraîner l'organe récepteur (ex : les compresseurs, les pompes). Le but des roues turbines non reliés est de permettre aux deux roues de fonctionner à des vitesses différentes pour satisfaire aux exigences de charge variable de récepteur.

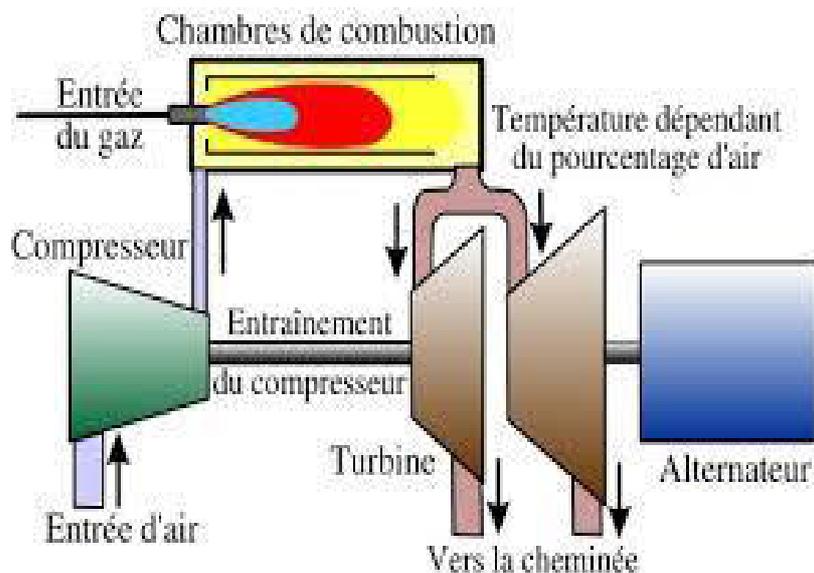


Figure II.3. Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre.

II.3.2. D'après le mode de travail

On distingue deux types de turbine :

- *Turbine à action* : Le principe de fonctionnement d'une turbine à action, est que la transformation thermodynamique du fluide se fait uniquement dans la directrices (entre aubages fixes) Les aubes mobiles n'ont qu'un rôle à jouer, c'est de transformer l'énergie cinétique acquise par la détente ($p_1 > p_2$) en travail mécanique communiqué au rotor. L'évolution des gaz dans la roue se fait sans variation de pression statique ($p_2 = p_3$).
- *Turbine à réaction* : Dans les turbines à réaction, nous savons que la détente se fait aussi bien dans les canaux fixes que dans les canaux mobiles, c'est-à-dire qu'une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique. L'évolution des gaz dans la roue se fait avec variation de la pression statique $p_1 > p_2 > p_3$.

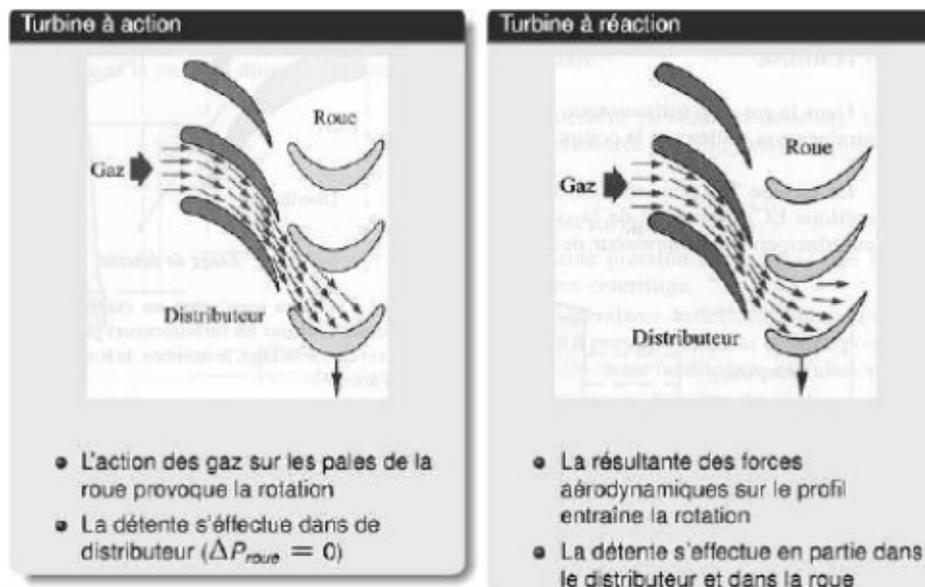


Figure II.4. Schéma d'une turbine à action et une turbine à réaction.

II.3.3. D'après le mode de fonctionnement thermodynamique

La turbine à gaz à cycle ouvert dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère, ce type de turbines qui est le plus répandu se divise en deux classes : turbine à cycle simple et turbine à cycle avec régénération ou mixte [2].

- *Turbine à cycle simple* : c'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique après la détente les gaz possédant encore un potentiel énergétique sont perdus dans l'atmosphère à travers la cheminée.

- *Turbine à cycle avec régénération* : Les pertes de chaleur causées par les gaz d'échappement sont les plus importantes dans l'installation de turbine à gaz. Pour cela le rendement des installations de turbine à gaz peut être augmenté, en conduisant les gaz d'échappement dans un échangeur thermique où ils réchauffent l'air sortant du compresseur avant son entrée dans les chambres de combustion on récupère une partie de chaleur sensible de ces gaz qui se trouvait perdue dans l'atmosphère.

II.4. PRINCIPAUX DOMAINES D'APPLICATIONS

De nos jours la turbine à gaz connaît une large utilisation et dans différents domaines et en particulier dans le domaine des hydrocarbures à cause de leur grande gamme de puissance et leurs propres avantages.

Chaque cas d'application d'une turbine à gaz comprend un nombre important de paramètres de définitions spécifiques : type de combustible, durée de fonctionnement par an, températures extérieures extrêmes, montage. Il en résulte qu'une installation de turbine à gaz doit être personnalisée afin de répondre aux conditions d'exploitation envisagées.

Les domaines d'application des turbines à gaz peuvent être devisés en deux catégories :

- *Domaines fixes (utilisation industrielle)* :
 - Entraînement des compresseurs;
 - Entraînement des pompes;
 - Entraînement des alternateurs.
- *Domaines mobiles* :
 - Pour la traction ferroviaire;
 - Pour l'application marine (turbo hélice);
 - Pour l'aviation (turbo réacteur).

II.5.CYCLE DE BRAYTON

II.5.1. Cycle thermodynamique d'une turbine à gaz

Le cycle thermodynamique d'une turbine à gaz est connu tant que cycle de Brayton. Ce diagramme est utile pour comprendre plus facilement la signification du cycle thermodynamique [3].

L'étude du cycle thermodynamique décrit réellement dans une turbine à gaz devrait, en toute rigueur, tenir compte de toutes les imperfections des différentes parties de cette machine.

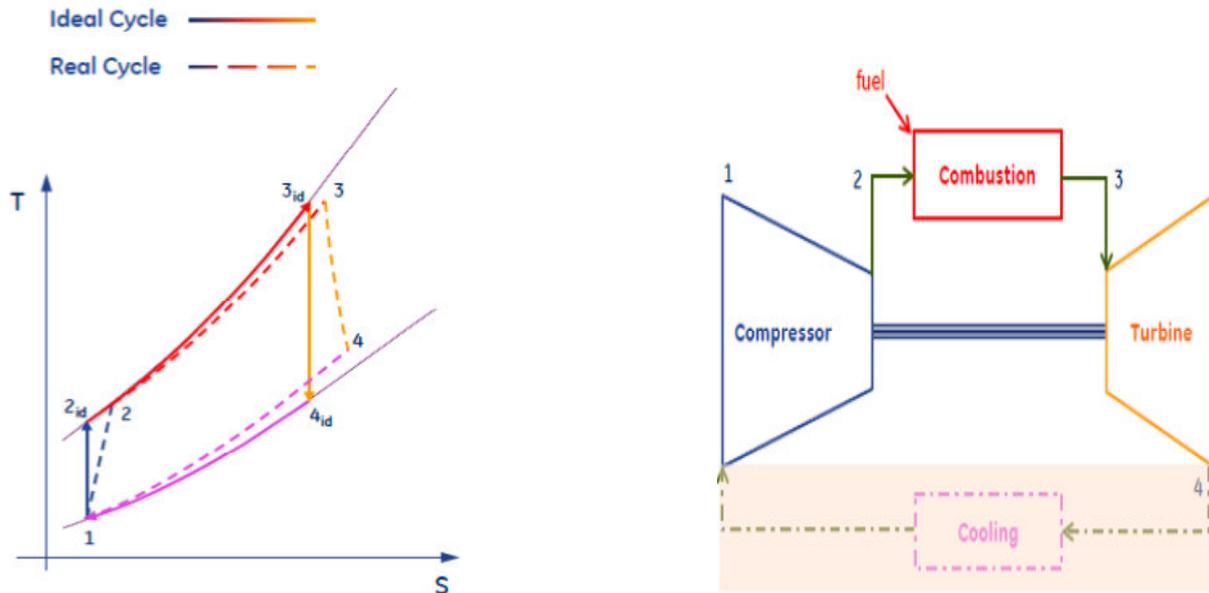


Figure II.5. Schéma de cycle thermodynamique d'une turbine à gaz.

Conclusion

Ce chapitre nous a donné une initiation sur les différentes familles des turbines à gaz, notamment ces différents domaines d'application industrielle, ainsi que l'aspect thermodynamique des turbines à gaz.

CHAPITRE III

ETUDE DESCRIPTIVE DE LA TURBINE A GAZ

MS5002D.....21-42



III. ETUDE DESCRIPTIVE DE LA TURBINE A GAZ MS5002D

III.1. INTRODUCTION

Les turbines au niveau d'In Amenas sont de modèle MS5002d, elles sont utilisées pour entrainer des compresseurs centrifuge multi étages.

La turbine à gaz MS5002d est une machine rotative à combustion interne, elle pressurise de l'air, le mélange avec un combustible et brûle ainsi le mélange dans des chambres de combustion. Les gaz ainsi produits sont détendus au niveau des aubes d'une turbine de détente.

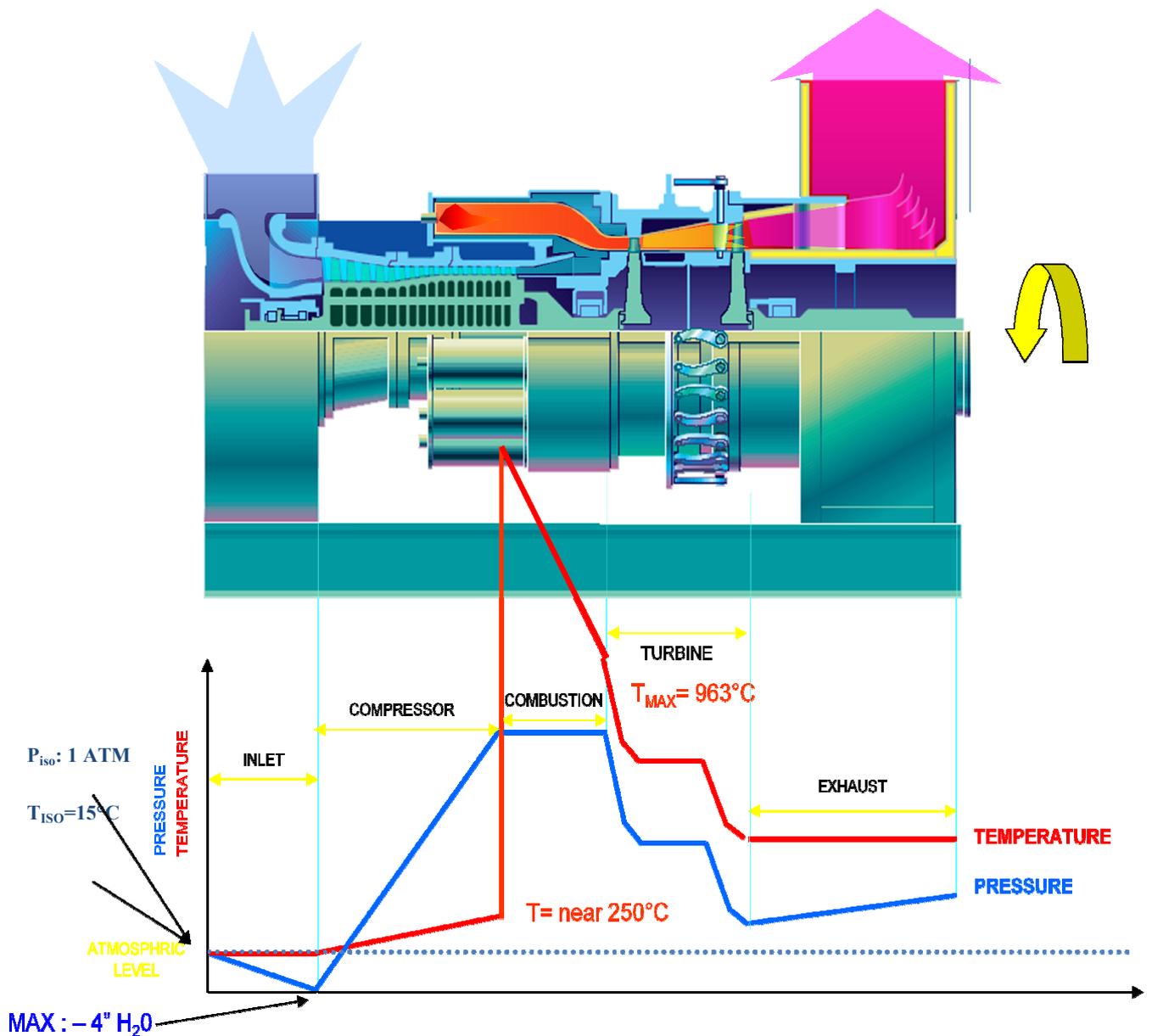


Figure III.1. Diagramme de variation de la température et pression pour la TAG MS5002d.

III.2.CARACTERISTIQUES DE LA TURBINE A GAZ MS5002D [4]

- MarqueGénérale Electricque
- Fabricant.....NOUVOPIGNONE
- Série du modelMS5002d
- CycleSimple
- Rotation de l'arbresens inverse des aiguilles d'une montre
- Type de fonctionnement..... continu
- Débit carburant2.49 Kg/s
- Rendement thermique29,4%
- Système de démarragemoteur électrique
- Atténuation du bruit.....silencieux d'admission et d'échappement

Vitesse des arbres

- Vitesse de l'arbre HP.....5100tr/min
- Vitesse de l'arbre BP.....4670 tr/min
- Commande.....MARK VI

Section du compresseur

- Nombre des étages du compresseur axial.....17
- Type du compresseur.....écoulement axial, série lourde
- Plan de joint.....bride horizontale
- Type d'aubes directrice d'entrée.....variable
- Pression à l'admission1,01325 bars
- Pression de refoulement.....6,06 bars

Section turbine

- Nombre des étages de la turbine..... 02
- Plan de joint.....bride horizontale
- Directrice du premier étage.....fixe
- Directrice du deuxième étage..... variable

Section Combustion

- Typedeuze bruleurs multiples de débit renversent
- Disposition des chambres.....positionnées concentriquement autour du compresseur.
- Injecteur de combustible.....type combustible gazeux, un par chambre
- Bougies.....deux, type électrode
- Détecteur de flamme.....quatre, type ultraviolet

Ensemble paliers

- Quantité.....quatre
- Lubrification.....sous pression

Pompes d'huile de graissage

- Pompe de graissage principale.....entraînée par arbre intégral avec le réducteur auxiliaire.
- Pompe de graissage auxiliaire.....entraînée moteur, verticale, centrifuge, immergée
- Pompe de graissage de secours.....entraînée par moteur, verticale centrifuge, immergée filtre (fluide de graissage)
- Typedébit plein avec vanne de transfert
- Quantitédeux

Pompe d'alimentation hydraulique

- Pompe d'alimentation hydraulique
Principalentraînée par réducteur auxiliaire, volumétrique, variable, piston axial
Auxiliaire.....entraînée par moteur à engrenage
- Type.....débit plein
- Quantité.....deux, avec vanne de Transfer

III.3. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT

Grâce à un système de lancement (démarrage), le rotor de la turbine HP est lancé à 20% de sa vitesse nominale. Le compresseur axial aspire l'air de l'atmosphère et le refoule dans les chambres de combustion où un apport de combustible permettra de produire un fluide moteur (gaz chauds) à pression constante

Les gaz chauds ainsi produits viennent donc se détendre sur la roue haute pression puis dans la roue basse pression pour s'échapper ensuite dans l'atmosphère. Donc on produit un travail utile pour entraîner les compresseurs centrifuges, à partir du rotor de la roue BP.

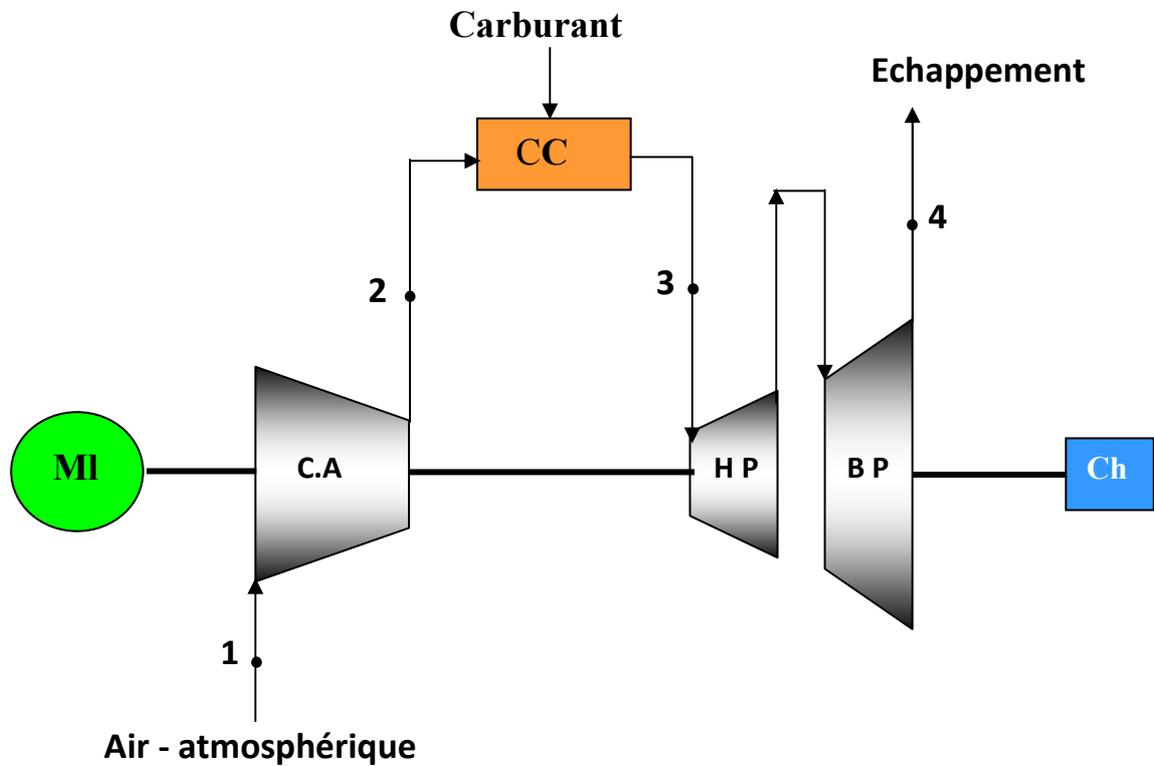


Figure III.2. Schéma fonctionnel.

Désignation

ML : Moteur de lancement

CA : Compresseur d'air.

CC : Chambre de combustion.

HP : Turbine à gaz haute pression.

BP : Turbine à gaz base pression

Ch : Charge (récepteur).

III.4. SECTION PRINCIPALES D'UNE TURBINE A GAZ MS5002D

Principaux composants de la turbine :

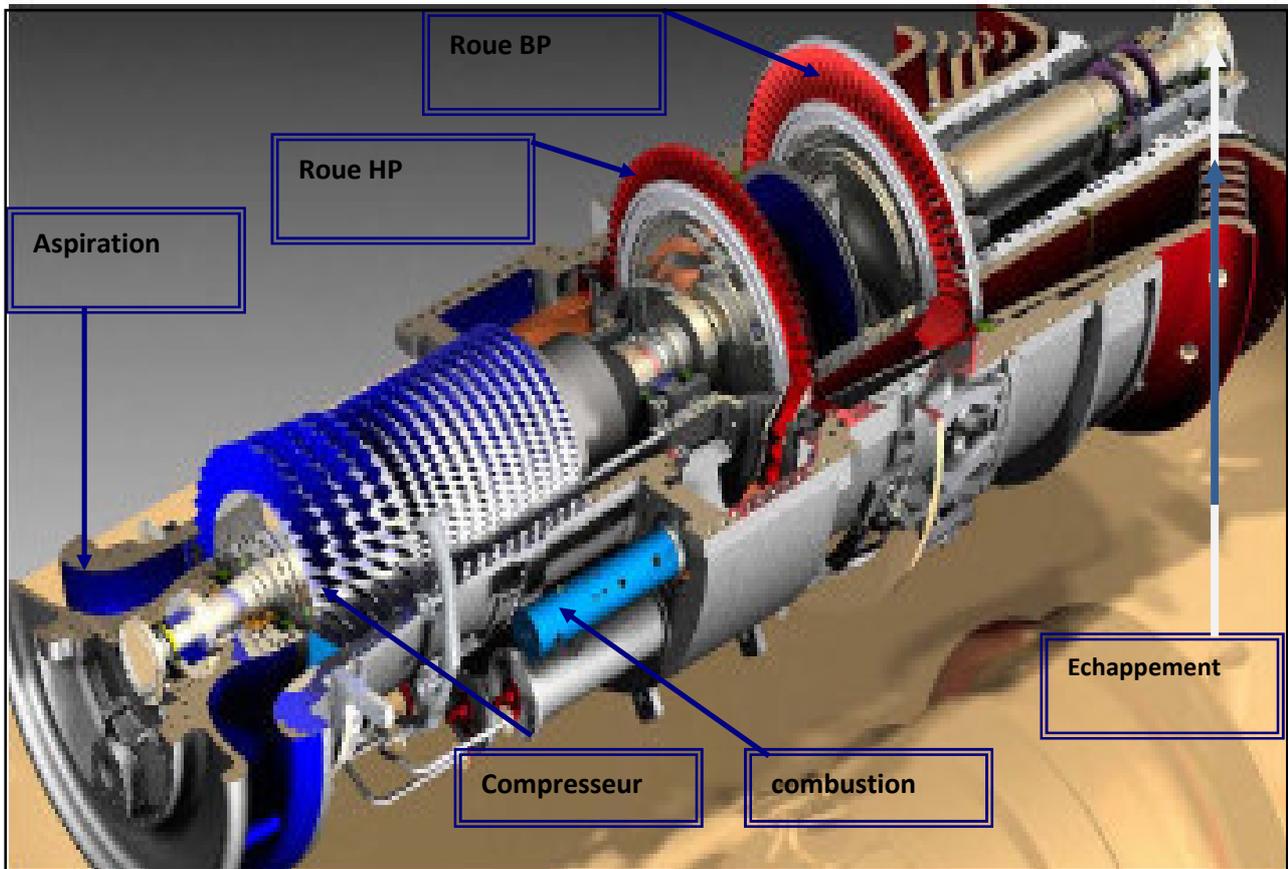


Figure III.3. Turbine à gaz MS5002d.

III.4.1. Section d'admission

La section d'admission (Figure III.4) d'une turbine à gaz a pour but de diriger l'air ambiant dans l'admission du compresseur axial afin de garantir:

1- Une bonne filtration de l'air pour le bon fonctionnement de la turbine.

- Les particules solides contenues dans l'air admis (surtout pour les atmosphères humide) peuvent se collées sur les bouts d'ailettes de compresseur, ainsi que sur la base des aubes de stator par effet des forces centrifuges, donc une perte de rendement du compresseur et une augmentation de la consommation spécifique de la turbine.
- Des grains de sable non bloqués par le filtre pour le cas des turbines implantées dans le Sahara, causent une usure érosive surtout aux hautes vitesses de rotation, cela peut changer le profil aérodynamique des ailettes, et peut même aller jusqu'à l'arrachement des ailettes du compresseur.

- La présence des agents corrosifs par exemple: (Chlorure de Sodium près de la mer et dans les régions salées), peut induire une dégradation corrosive des équipements de la machine.

2- Un débit d'air admis régulier afin de produire la puissance voulue. Le bouchage du filtre limite le débit d'air admis, qui a pour conséquences une chute de puissance, et une augmentation de la consommation spécifique.

La section d'admission comprend les éléments principaux suivants: filtre d'admission, conduite, silencieux, coude, caisson d'admission et accessoires. L'air entre dans le filtre, traverse la conduite, le silencieux, le coude et le caisson d'admission et enfin le compresseur [4].

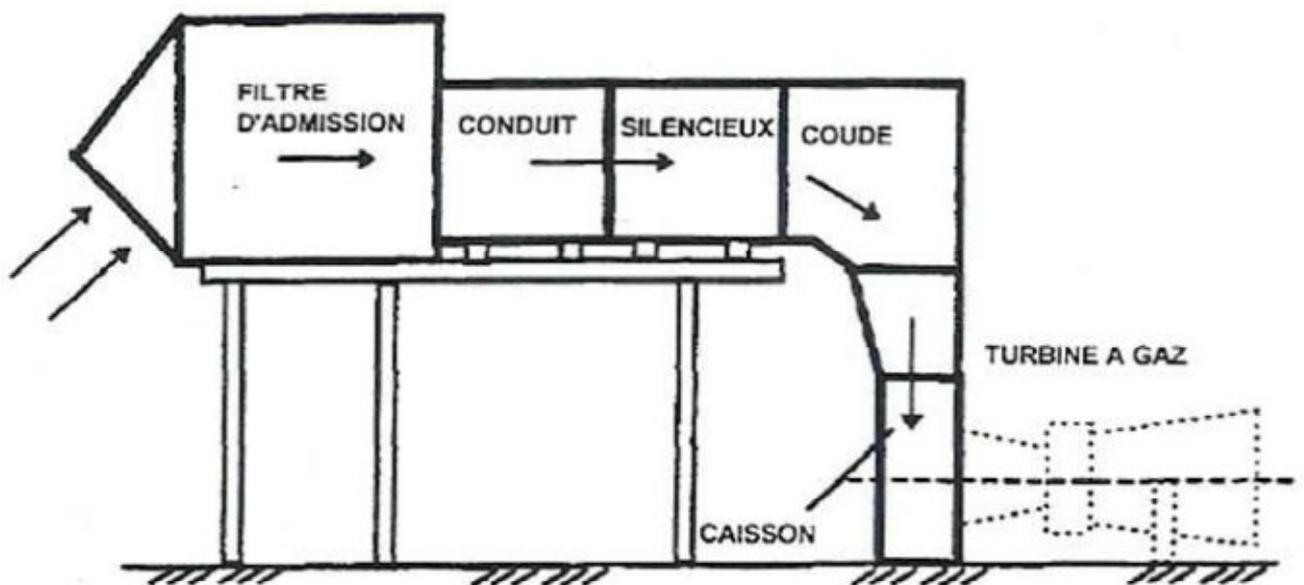


Figure III.4. Schéma de la section d'admission.

III.4.2. Section compresseur

La section du compresseur axial comprend le rotor et le corps du compresseur de dix sept (17) étages de compression, les aubes variables de la directrice et de deux déflecteurs de sortie.

L'air est comprimé à travers d'une série d'aubes du rotor et les aubes du stator guident l'air et l'orientent dans l'étage suivant du rotor [4].

Le rôle du compresseur axial, est essentiel, il se résume en :

- Assurer l'alimentation des chambres de combustion avec l'air comprimé, pour l'opération de combustion.

- Assurer un débit et une pression de valeurs convenables pour avoir une puissance utile suffisante.
- Assurer le débit d'air nécessaire pour le refroidissement des pièces exposées aux fortes.

La partie stator (corps du compresseur) est composée de quatre éléments principaux qui sont :

- Corps coté aspiration*: Le corps d'admission se trouve à l'avant de la turbine à gaz, sa fonction est de diriger l'air de façon uniforme vers le compresseur, il porte le premier palier du stator.
- Corps partie avant*: Contient les quatre premiers étages du stator, il transmet également les charges de structure qui viennent du corps adjacent vers le support avant.
- Corps partie arrière* : Contient les derniers étages du stator, les orifices d'extraction prévus dans ce corps permettent de prélever l'air au niveau du dixième étage du compresseur.

Cet air est employé pour refroidir, assurer les fonctions d'étanchéité et contrôler les pulsations au démarrage et à l'arrêt.

- Corps coté refoulement* : C'est l'élément final et la pièce coulée la plus longue, situé à mi-chemin entre les supports avant et arrière. Ce corps porte le deuxième palier de la turbine.

Sa fonction est de contenir les sept derniers étages de compression et forme avec la paroi intérieure et extérieure le diffuseur du compresseur.



Rotor du compresseur axial



Stator du compresseur axial

Figure III.5. Rotor et stator du compresseur axial.

III.4.3. Section combustion

La section de chambre de combustion de la turbine à gaz MS5002d comporte l'enveloppe de combustion qui est composée de douze corps de combustion extérieure, douze ensembles chapeau et chemises de combustion, douze ensembles de pièces de transition et douze injecteurs de combustible, deux bougies d'allumage, deux détecteurs de flamme, douze tubes à foyer et divers garnitures [4].



Figure III.6. Section combustion (12 chambres de combustion).

a) Enveloppe de combustion

L'enveloppe de combustion soutient les douze corps de combustion et renferme les douze pièces de transition. C'est un élément soudé entourant la partie arrière du corps de refoulement du compresseur et recevant l'air de refoulement du compresseur à flux axial. Le combustible est envoyé dans chaque chemise des chambres de combustion par un injecteur de combustible monté dans le couvercle de cette dernière et pénétrant dans la chemise. Lorsque l'allumage se produit dans les tubes foyer, ils vont allumer le mélange air combustible des autres chambres [1].

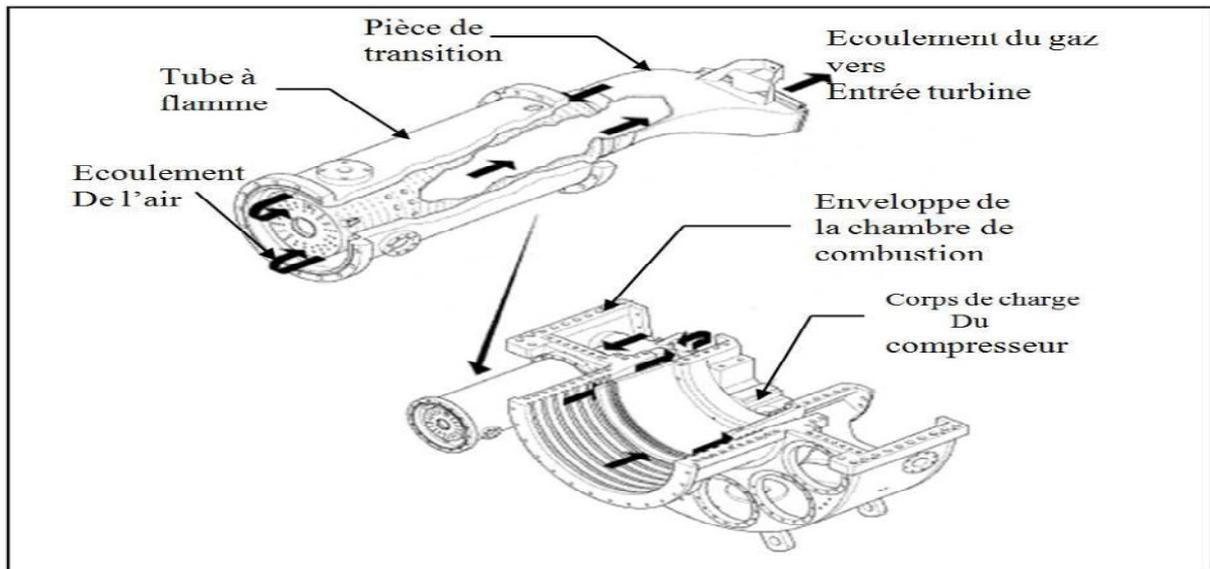


Figure III.7. Enveloppe et écoulement de l'air et du gaz de la chambre de combustion.

b) Corps de combustion

Les brides arrière des douze corps de combustion sont montées sur la surface verticale avant de l'enveloppe de combustion. Les ensembles chapeau-chemise se trouvent à l'extérieur de chaque corps. Les injecteurs de combustibles montés dans les couvercles du corps de combustion pénètrent dans les chambres et assurent l'alimentation en combustible.

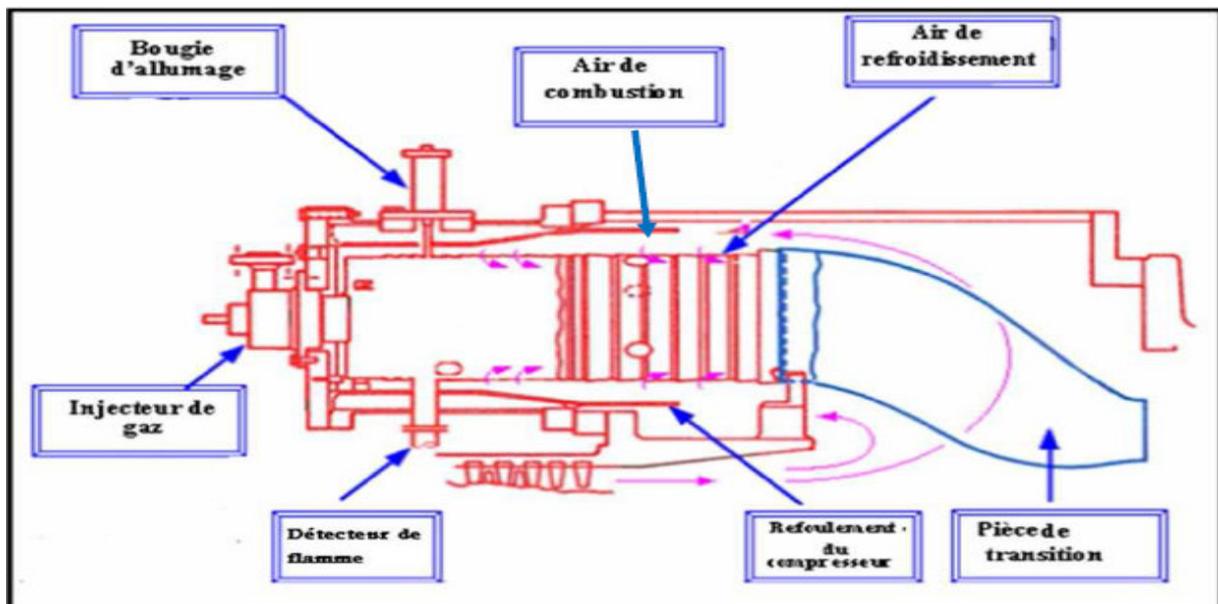


Figure III.8. Schéma de chambre de combustion.

c) Bougie d'allumage

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

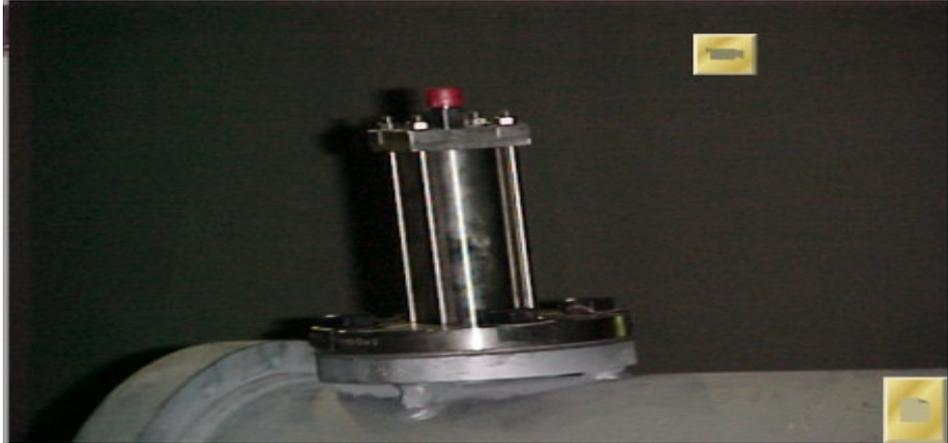


Figure III.9. Bougie à flamme.

d) Détecteurs de flamme ultraviolets

Pendant la séquence de lancement, on envoie une indication de présence ou d'absence de flamme au système de commande, géré par le système de contrôle de flamme. Le capteur de flamme est sensible à la présence des radiations ultraviolettes émises par la flamme aux hydrocarbures.



Figure III.10. Détecteur de flamme.

e) Injecteur de combustible

Chacune des chambres de combustion est équipée d'un injecteur de combustible qui pulvérise sous forte pression une quantité donnée 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 combustible.

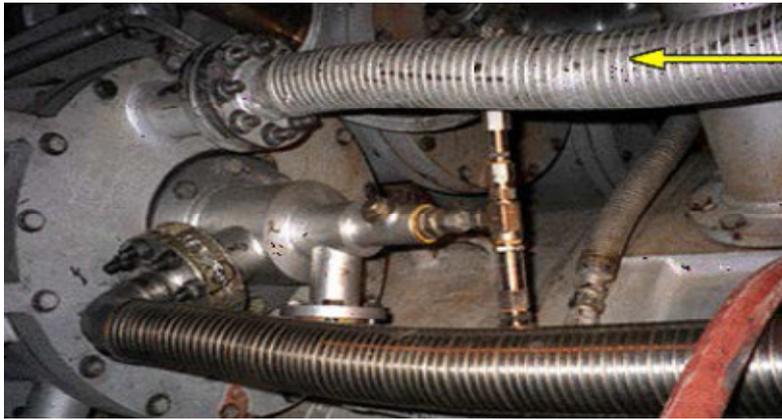


Figure III.11. Injecteur du combustible.

III.4.4. Le rôle de la chambre de combustion

Le rôle de la chambre de combustion est de fournir la quantité de chaleur nécessaire pour le cycle de la turbine à gaz. La forme des chambres de combustion est conçue pour remplir les conditions suivantes:

- Durée de vie la plus longue possible ;
- Avoir un encombrement minimal ;
- Garantir un bon allumage et une stabilité de la flamme ;
- Assurer une combustion la plus complète possible ;
- Eviter le dépôt de carbone sur les brûleurs et les parois ;
- Réduire les pertes de charges ;

III.4.5. Section turbine

Cette section comprend les éléments suivants: Le corps de la turbine, la directrice de premier étage, la roue de la turbine premier étage (turbine HP), la directrice à aubes variables de deuxième étage et la roue de la turbine de deuxième étage (turbine BP). Cette section comprend aussi le diaphragme (séparer les deux étages de la turbine et former le couloir de passage d'air) l'étanchéité d'air et la veine des gaz entre les divers étages.

Pour permettre le montage du rotor et faciliter l'entretien, le corps du stator est fondue en deux parties à surface de contact horizontale [4].

a) Directrice de premier étage

Elles sont supportées dans la veine de gaz par un dispositif de fixation prévu dans le corps de la turbine. L'air refoulé par le compresseur à partir des enveloppes de combustion vient dans l'anneau support de retenu des aubes creuses de la directrice, pour s'échapper par les trous d'extraction dans la veine de gaz vers l'échappement. Ce flux d'air permet le refroidissement des aubes de la directrice.



Figure III.12. Directrices 1ère étage.

b) Directrices deuxième étage

Elles sont Composées d'aubes orientables, qui forment un angle variable avec la directrice d'écoulement des gaz dans la section annulaire juste avant le deuxième étage de la turbine BP. On peut donner une rotation grâce à des axes qui dépassent des manchons prévus dans le corps de la turbine. Les leviers clavetés à l'extrémité de ces axes et sont reliés par des biellettes à des points de la couronne de contrôle qui sont actionnés par un piston hydraulique.

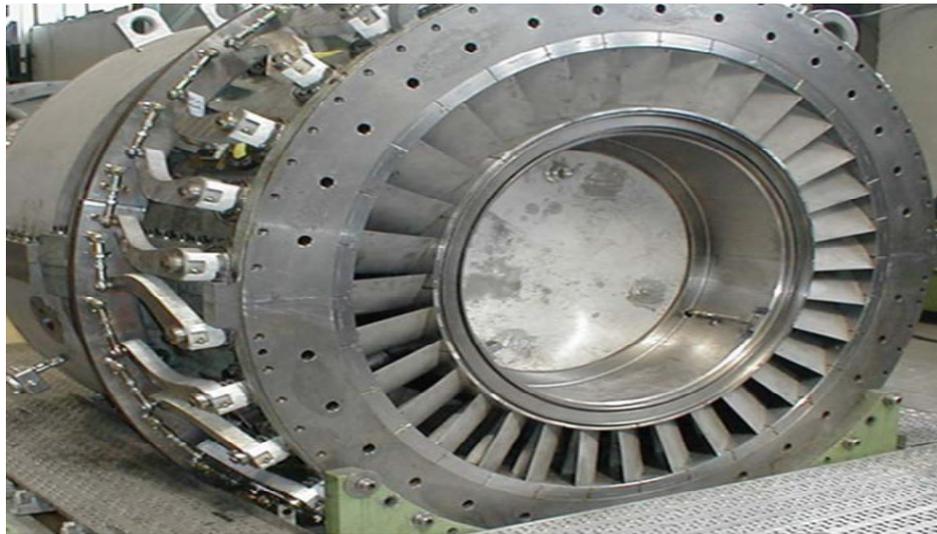


Figure III.13. Directrices 2ème étage.

c) Rotor de la turbine

La turbine à gaz dispose de deux rotors séparés : celui du 1er étage ou de la turbine haute pression, et le rotor de la turbine de 2ème étage, ou de la turbine basse pression. Les deux rotors de la turbine sont alignés dans la section turbine et sont mécaniquement indépendants l'un de l'autre, ce qui permet aux deux turbines de tourner à des vitesses différentes.

La roue de la turbine du premier étage est boulonnée directement sur le demi-arbre arrière du rotor du compresseur.

La roue de deuxième étage est boulonnée sur l'arbre de la roue pour former le rotor de turbine basse pression (de puissance). Ce rotor est soutenu par deux paliers : le coussinet lisse N°3 situé à l'avant du cadre d'échappement et le palier de butée et coussinet lisse N°4 situé dans un logement de palier boulonné à l'arrière du cadre d'échappement.



Roue HP

Roue BP

Figure III.14. Rotor HP et rotor BP.

III.5. Système auxiliaire et instrumentation de la turbine

Les systèmes d'une turbine à gaz jouent un rôle très important dans le fonctionnement de l'installation, car la continuité de service et la durée de vie de la turbine dépendent en grande partie de leurs caractéristiques, leur précision, la rapidité et leurs temps de réponse.

III.5.1. Système de démarrage

Le but principal du système de démarrage est d'accélérer la turbine jusqu'à la vitesse minimale d'autonomie. Le lancement de la turbine est assuré par le moteur asynchrone qui fonctionne au travers d'un convertisseur de couple pour assurer le couple de démarrage nécessaire pour la turbine.

Le moteur de lancement fait croître la vitesse du rotor de la turbine jusqu'à 20% de sa vitesse nominale dans une minute, l'ensemble se stabilise pendant les cinq minutes qui suivent à la vitesse de 20%, afin de permettre le balayage des gaz résiduels, et l'alimentation avec le gaz combustible.

Après le balayage, la flamme est ensuite enflammée, et le processus de démarrage commence l'accélération jusqu'à une vitesse de 60% de la vitesse nominale. Le passage de 20% à 60% se fait dans environ 8 minutes. A cette vitesse le moteur de lancement est déconnecté du

compresseur axial et la turbine atteint la phase de son autonomie, où elle accélère jusqu'à sa vitesse nominale.

III.5.2. Système d'admission

Le système d'admission d'une turbine à gaz a pour but de diriger l'air de combustion dans la section d'admission du compresseur axial afin de garantir:

- Le degré de filtration pour le fonctionnement correct du compresseur et de la turbine dans les limites des conditions ambiantes existantes de l'installation.
- Un débit d'air régulier vers la section d'admission du compresseur, et donc un fonctionnement fluide-dynamique régulier de ce dernier.

Le système d'admission comprend les éléments principaux suivants:

filtre d'admission, conduite, silencieux, coude, caisson d'admission et accessoires. L'air entre dans le filtre, traverse la conduite, le silencieux, le coude et le caisson d'admission et enfin le compresseur.

La configuration interne du filtre choisi, le degré d'insonorisation obtenu dans le silencieux et la géométrie du coude et tous ces facteurs influencent sur la résistance rencontrée par l'air qui traverse tous ces éléments.

La chute de pression provoque une réduction du débit massique de l'air, qui a comme conséquence la baisse de la puissance et l'accroissement de la consommation spécifique.

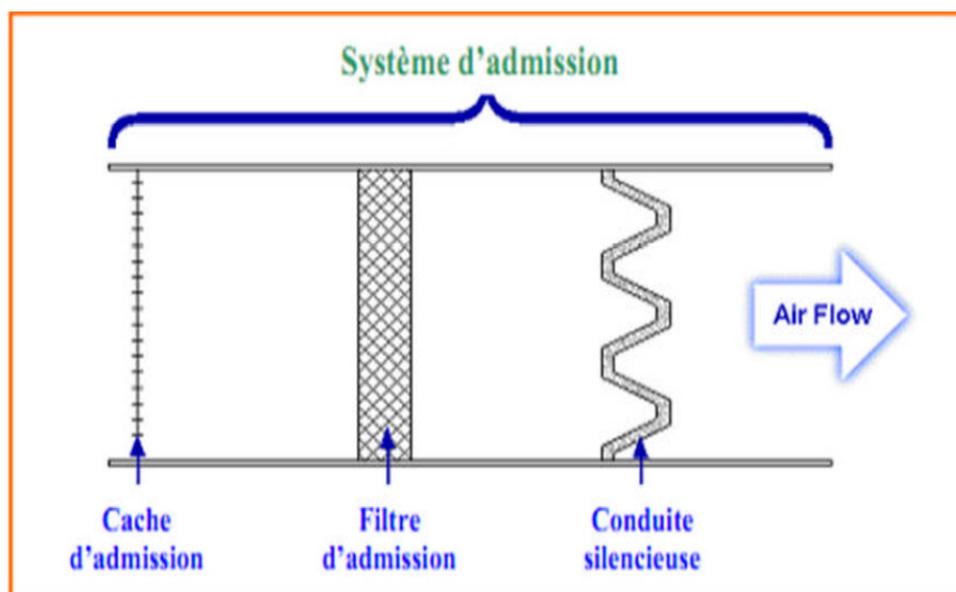


Figure III.15. Système d'admission, filtre à air.

III.5.3. Système de graissage

Il assure la lubrification des pièces en contact en mouvement dans la turbine à gaz. C'est un système d'huile sous pression en boucle fermée, comprenant un bac à huile, des pompes, des échangeurs de chaleur (réfrigérants huile), filtres, vannes et des dispositifs divers qui contrôlent et protègent le système.

L'huile de graissage conditionné par le système circule jusqu'à atteindre les paliers de la turbine, et les équipements de charge entraînés.

Le système de graissage est équipé de 3 pompes :

a) Pompe principale

C'est une pompe volumétrique, montée et entraînée par le réducteur auxiliaire. Elle pompe l'huile de graissage du réservoir vers les différents points de graissage de l'installation durant la marche normale.

b) Pompe auxiliaire

Elle est entraînée par un moteur à courant alternatif, sa fonction est de fournir de l'huile aux paliers et l'accouplement lors du démarrage et l'arrêt de la turbine quand la pompe principale ne peut fournir une pression suffisante pour le fonctionnement en conditions de sécurité.

c) Pompe de secours

La pompe centrifuge d'huile de graissage de secours fonctionne en cas où la pompe auxiliaire a été forcée hors service ou elle est incapable de maintenir la pression adéquate de l'huile de graissage. Elle est entraînée par un moteur à courant continu (alimentée par des batteries).

III.5.4. Système de commande de combustible

Le rôle de ce système est d'assurer l'alimentation des chambres de combustion par le combustible (le gaz naturel pour le cas de la turbine étudiée), avec la pression et le débit appropriés pour satisfaire à toutes les exigences de lancement.

Le gaz doit arriver à la turbine sous pression, après filtrage, à travers deux vannes situées en série : la vanne arrêt /détente SRV et la vanne de contrôle du combustible GCV (SRV servo commander la vanne SRV et GSV servo commander la vanne GCV). Le combustible, parfaitement dosé, parvient au brûleur (1 par chambre de combustion) à travers

un distributeur annulaire. La vanne arrêt/détente a la double fonction d'arrêter et de régler la pression du gaz en aval (cette vanne étant commandée par le système de protection de la turbine).

A cette régulation il faut ajouter celle exercée par la vanne de contrôle du combustible (GCV) laquelle s'ouvre en fonction linéaire par rapport au signal qu'elle reçoit de l'armoire de commande et de contrôle.

III.5.5. Système de refroidissement et d'étanchéité

Dans une turbine à gaz, certaines parties sont exposées à des contraintes thermiques très élevées. Leur refroidissement est indispensable, afin d'éviter leur détérioration. Pour cette raison, une partie de l'air frais soutirée du compresseur axial, ainsi qu'une deuxième partie aspirée de l'atmosphère sont envoyées pour le refroidissement des endroits critiques, et servir aussi à l'étanchéité (pressuriser les joints d'huile des paliers).

Les pièces refroidies sont :

- Les roues de la turbine du premier et deuxième étage;
- La directrice du premier étage.
- Le carter du rotor de la turbine.

En effet, un excédent d'air de refroidissement serait positif pour la durée de vie des pièces, mais négatif pour le rendement de la machine, et vice-versa.

En plus, l'air de refroidissement soutiré du compresseur, ne va pas participer à la combustion, donc il va réduire le travail utile obtenu.

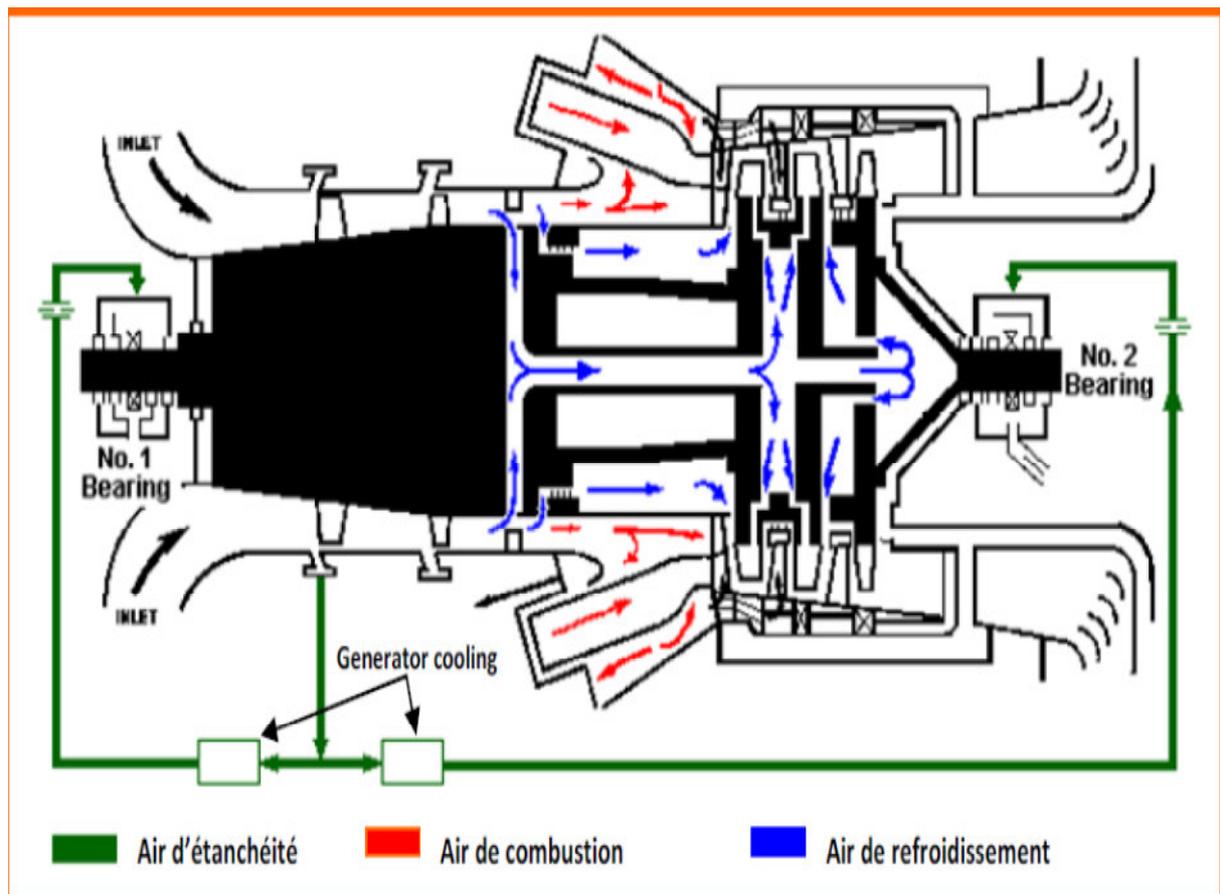


Figure III.16. Schéma de système de refroidissement et d'étanchéité.

III.5.6. Systèmes de protection

a) Système de protection de survitesse

Lors d'un problème de survitesse un signal est émis par le contrôleur électrique pour arrêter le carburant. Au-delà d'une valeur limite, une sorte de freinage mécanique (arrêt de la machine) est déclenché automatiquement.

La masse de survitesse HP est assemblée dans l'arbre du réducteur des auxiliaires. La masse de survitesse BP est placée dans l'arbre de la turbine seconde étage.

b) Système de protection de dépassement de température

Le système de protection de dépassement de température est l'un des systèmes de protection primaires de la turbine à gaz. Le système déclenche une alarme dès que la température dépasse la limite fixée.

c) Système de protection et de détection des vibrations

Le système est constitué de plusieurs détecteurs de vibrations. Il agit pour mettre la turbine soit en alarme soit en déclenchement. Les capteurs ou détecteurs de vibrations sont répartis stratégiquement en différents points de la turbine.

d) Système de protection et de détection de flamme

Le système sert pour les trois fonctions principales suivantes :

- Lorsque la vanne de régulation qui contrôle l'arrivée du combustible pour l'allumage est en fonctionnement et que les circuits d'allumage sont sous tension dans la séquence de démarrage, la vanne d'arrêt de combustible se déclenche si la flamme n'est pas détectée dans le temps réglé du temporisateur d'allumage (généralement 60 secondes).
Et les circuits d'allumage ne sont plus sous tension. Cela permet d'éviter un excès de concentration de combustible dans la turbine et dans le système d'échappement pour éviter tout risque d'explosion dans les conduites.
- Lorsque la flamme est établie et détectée au moment de l'allumage dans la séquence de démarrage, la détection de la flamme est utilisée pour commander d'autres phases de la séquence de démarrage pour la montée en régime de la turbine. S'il y a une disparition de flamme après que l'allumage ait été établi, la totalité du débit de combustible alimentant la chambre est immédiatement arrêtée pour empêcher le combustible non brûlé de pénétrer dans l'échappement.

e) Dispositif d'anti-pompage

Le pompage est marqué par la rupture complète de l'écoulement continu à travers le compresseur et résulte en larges oscillations de débit avec le temps ce qui ferait des endommagements importants sur les organes mécaniques

La protection contre le pompage est donc une nécessité. Deux modes de protection sont appliquées :

- **Débit entrant réglable (variable) :** En amont du compresseur axial est placé un étage d'aubes mobiles en rotation (variables) dites IGV, la fermeture de ces aubes permette de limiter le débit d'air admis et cela lors du démarrage, où la vitesse du rotor est encore faible, l'ouverture de ces aubes croît progressivement avec l'accélération de la turbine, jusqu'à atteindre une ouverture complète correspondante au maximum de débit et vitesse de rotation.

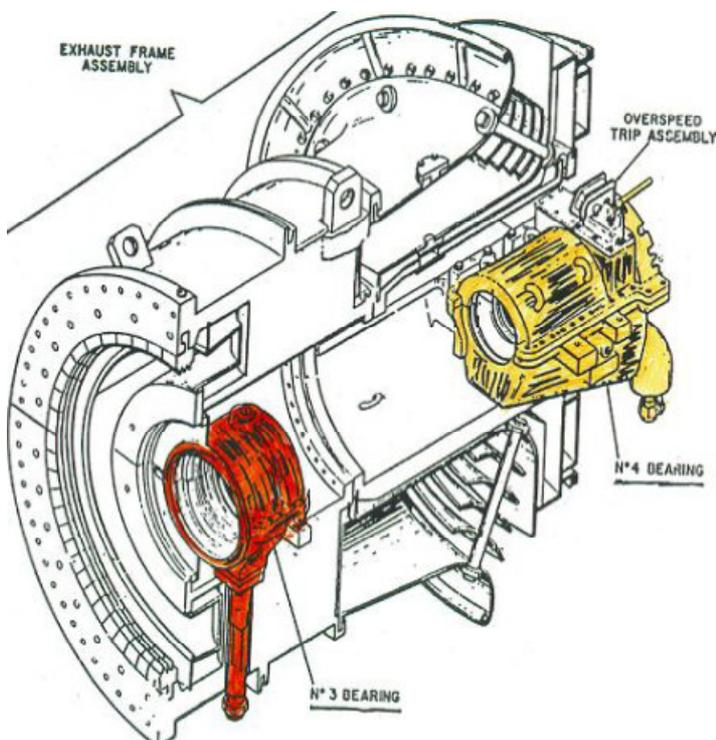
- **Vanne anti-pompage (VAP):** Un piquage au niveau du 10^{ème} étage du compresseur vers l'atmosphère, sert à évacuer une partie de l'air admis à l'atmosphère afin d'éviter la pulsation du débit (retour de l'écoulement).

III.5.7. Systèmes support et paliers de la turbine

Il existe un socle turbine et le socle des accessoires, d'une part il supporte la turbine d'autre part il sert de surface de montage pour l'entrée et l'échappement ainsi comme réservoir pour l'huile de graissage.

La turbine soutenue sur le socle par deux plaques des supports souples, l'une se trouve sous la caisse d'admission l'autre sous la caisse d'échappement.

La turbine à gaz comporte quatre paliers principaux, qui supportent le compresseur et les rotors des turbines.



Paliers porteurs



Support

Figure III.17. Système support et paliers de la turbine.

III.5.8. INSTRUMENTATION DE LA TURBINE [4]

- **Capteur de vitesse** : placé en face à une roue dentée solidaire à l'arbre tournant permet d'engendrer par induction un signal électrique dont la fréquence est proportionnelle à la vitesse de rotation (ex : 77S, 77HC,.....).
- **Capteur de température** : ou thermocouple qui est un dipôle constitué de deux métaux différents solidaires par une extrémité qui, si elle est chauffée, crée une tension de quelque MV aux bornes dipôle proportionnelle à sa température.
- **Transmetteur de pression (ex : 96FG)** : capteur analogique monté sur une conduite dont il mesure la pression en la convertissant, d'une façon linéaire, en tension ou en courant.
- **Capteur de vibration (39V)** : il est du type sismique (vélocité), il permet de mesurer les vibrations absolues par induction sur les arbres HP et BP.
- **Capteur de position (LVDT)** : il est constitué d'un transformateur de position fixe muni d'un noyau droit solidaire à l'axe du piston en mouvement et permet de mesurer sa position par la variation linière de la tension de sortie du transformateur.
- **Servo-valve** : Élément électro-hydraulique de commande de mouvement des cylindres par le changement des voies de passage de l'huile hydraulique (distributeur) à l'aide d'un courant électrique parcourant ces bobines (moteur).
- **Contact à pression (pressostat : 63)** : contact qui ferme ou ouvre à partir d'un seuil de pression. C'est un élément réglable dans une gamme de valeurs.

- **Contact à température (thermostat : 26) :** contact qui ferme ou ouvre à partir d'un seuil de température.
- **Contact fin de course (33) :** interrupteur actionné par un élément en mouvement pour indiquer une position extrême.
- **Détecteur de niveau (71) :** interrupteur actionné par un flotteur pour indiquer un niveau extrême.
- **Electrovanne (20) :** fonctionnant comme électroaimant et assimilé à un robinet à action électrique pour fermer ou ouvrir le passage à différents fluides, air, gaz, huile.
- **Détecteur de flamme (28 FD) :** principalement, constitué d'un condensateur se trouvant dans une ampoule remplie de gaz s'ionisant à l'exposition des ultraviolets émis par une flamme. L'ionisation de charge de condensateur alimenté par un courant continu engendrant un signal variable dont la fréquence est proportionnel à l'intensité des rayons ultraviolets.
- **Bougie d'allumages :** alimentées par un THT, permettent de fournir des étincelles (arc) pour l'allumage.

Conclusion

Ce chapitre nous a permis de comprendre le fonctionnement de la turbine à gaz MS5002d, et une étude descriptive détaillée sur les différentes sections et systèmes de l'installation de la turbine à gaz.

CHAPITRE IV

MAINTENANCE DE LA TURBINE A GAZ

MS 5002D....43-51



IV. MAINTENANCE DE TURBINE A GAZ MS 5002D**IV.1. INTRODUCTION**

Il est admis de nos jours par tout le monde que le problème de production dans les entreprises est en relation directe avec la maintenance. La préoccupation principale de toute l'entreprise consiste à réduire les coûts de production en minimisant les périodes d'immobilisation des installations.

Les installations et les équipements se détériorent sous l'action de multiples causes ; surcharge en cours de fonctionnement, mauvaise exploitation, action des agents corrosifs, chimique, atmosphérique,... etc. Ces détériorations peuvent être à l'origine des arrêts de fonctionnement (pannes), de la diminution de production, l'augmentation des coûts de façon générale.

IV.2. DEFINITION DE LA MAINTENANCE

Suivant la norme AFNOR (NF : X60-010), la maintenance est l'ensemble des actions permettant de maintenir ou de rétablir un bien dans un état spécifié ou en mesure d'assurer un service bien déterminé [5].

IV.3. BUT DE LA MAINTENANCE

- Augmenter la durée de vie des matériels.
- Diminuer la probabilité de défaillance en service.
- Diminuer les temps d'arrêt en cas de révision ou de panne.
- Prévenir et aussi prévoir les interventions de maintenance corrective coûteuse.
- Permettre de décider la maintenance corrective dans les bonnes conditions.
- Eviter les consommations anormales d'énergie, de lubrifiant ... etc.
- Diminuer les budgets de la maintenance.
- Supprimer les causes des accidents graves.
- Améliorer les conditions de travail du personnel de production.

IV.4 .TYPE DE MAINTENANCE

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

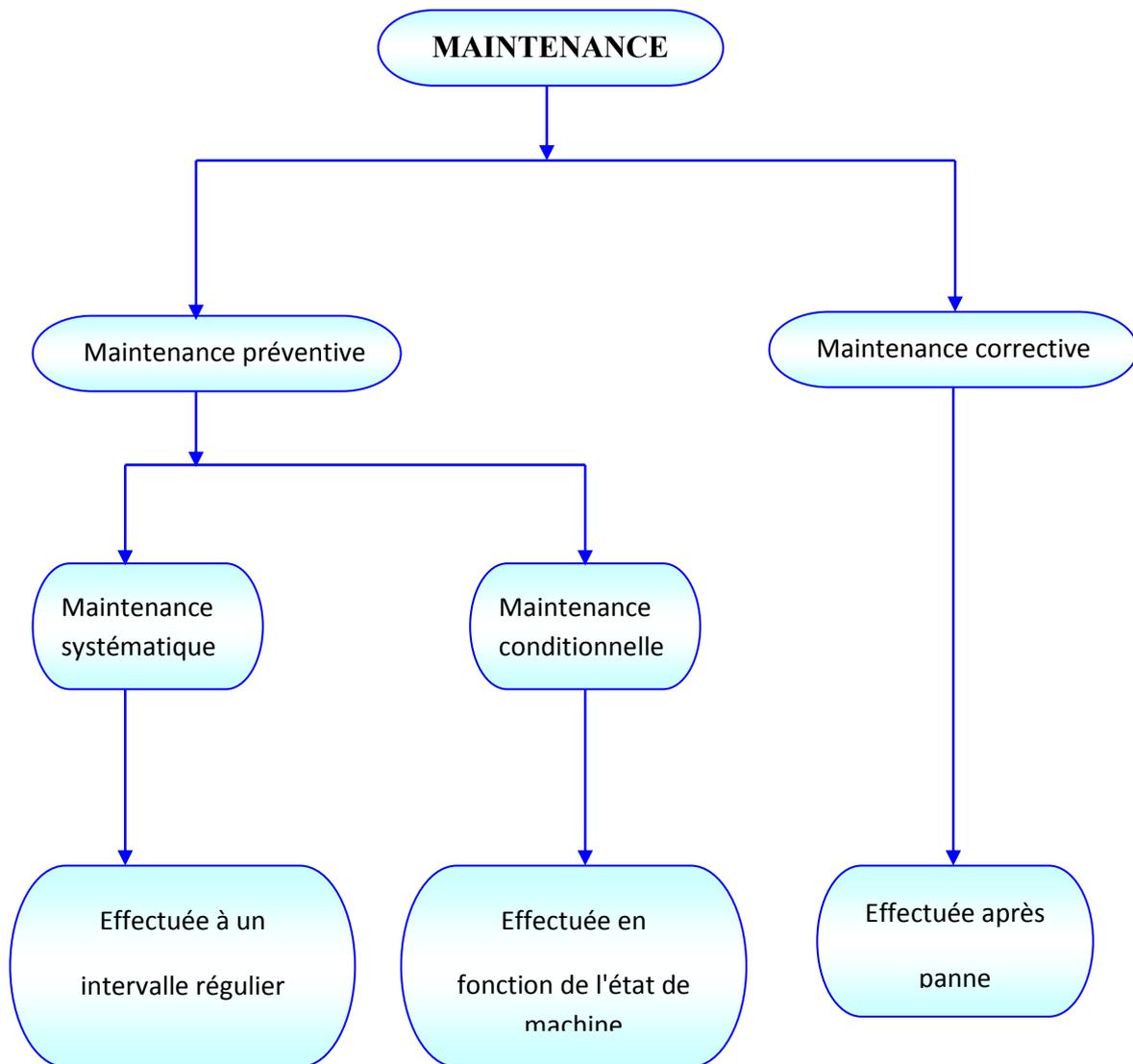


Figure IV.1. Organigramme de la maintenance.

IV.4.1. Maintenance préventive

La maintenance préventive effectuée dans l'intention de réduire la probabilité de défaillance d'un bien ou la dégradation d'un service rendu. C'est une intervention de maintenance prévue, préparée et programmée avant la date probable d'apparition d'une défaillance, elle doit permettre d'éviter les défaillances des matériels en cours d'utilisation.

Le programme de la maintenance préventive comporte les activités fondamentales suivantes :

- Inspections périodiques et surveillance des machines.
- Entretien de l'entreprise pour éviter les perturbations de production.

Dans la maintenance préventive, on a deux types de maintenances :

- a) La maintenance préventive systématique.
- b) La maintenance préventive conditionnelle.

a) Maintenance préventive systématique

C'est une maintenance effectuée selon un échéancier établi en fonction du temps et du nombre d'unités d'usage, elle s'applique dans le cas d'atelier touchant la sécurité du personnel.

Elle vise à diminuer des arrêts par des opérations planifiées de remplacement, de réglage et de contrôle avant l'application d'une panne catalectique par cette politique on arrive à réduire le nombre de défaillance (donc leur coût), à améliorer la disponibilité de l'équipement, la sécurité et à augmenter sa durée de vie.

b) Maintenance préventive conditionnelle

Elle est effectuée à la suite d'un événement observé par un homme, un capteur, un système, révélateur d'un état limite, d'une dégradation ; ces conditions qui doivent être détectables et perceptibles. Elle nécessite aussi des traitements qui dégagent des éléments à partir desquels un diagnostic, une localisation peuvent être dégagés.

IV.4.2. Avantages et inconvénients de la maintenance préventive

❖ Avantages

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

❖ Inconvénients

- Frais de gestion des stocks importants ;
- Frais dus à la planification ;
- Charges supplémentaires dues formation du personnel ;

IV.4.3. Maintenance corrective

Ensemble des activités réalisées après la défaillance d'un bien, ou la dégradation de sa fonction, pour lui permettre d'accomplir une fonction requise, au moins provisoirement. Elle consiste à remettre l'équipement en état de marche lors d'une panne.

La maintenance corrective comprend en particulier:

- La localisation de la défaillance et son diagnostic.

- La remise en état avec ou sans modification.
- Le contrôle du bon fonctionnement.

La maintenance corrective débouche sur deux types d'intervention :

a) Les dépannages

Ils Consistent à la remise en marche provisoire de l'équipement.

b) 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.

IV.4.4. Avantage et inconvénients de la maintenance corrective

❖ **Avantages**

- Un budget d'entretien moyen ;
- Coût direct minimisé ;
- Frais de gestion de stocks non important ;

❖ **Inconvénients**

- Temps d'arrêt et d'intervention trop élevé ;
- Coût de maintenance élevée ;
- Achats des pièces de rechange à un prix élevé ;

IV.5. LES FONCTIONS D'UN SERVICE MAINTENANCE

a) Fonction méthode

Cette fonction est considérée comme le cerveau du service de maintenance, elle définit:

- ce qu'il faut faire, avec qui le faire et comment le faire;
- les méthodes et les techniques d'intervention;
- les moyens et les normes d'entretien;
- la création et l'exploitation de la documentation technique et historique;
- l'élaboration des méthodes d'entretien.

Elle détermine les moyens nécessaires (matériels et humains) et les fréquences d'intervention.

b) La fonction d'ordonnement

Cette fonction rassemble les moyens et matériels pour rendre exécutable les travaux à réaliser, elle établit la programmation des travaux, suit leur avancement et veille au respect des délais. Elle définit les besoins en main d'œuvre, contrôle et regroupe les informations relatives aux travaux.

c) La fonction de la préparation

Bien que découlant de la fonction méthodes, la préparation du travail détermine le processus des différentes phases, les moyens nécessaires, les durées opératoires et la préparation de la main d'œuvre.

d) La fonction de lancement

Assure la distribution du travail selon un planning établi en fonction de la charge et assure la gestion et la conduite des hommes pour la bonne exécution des travaux. Elle s'occupe de la surveillance et de l'orientation du personnel.

e) La fonction d'exécution

C'est la fonction opérationnelle de la maintenance. Elle assure la remise en route des machines par l'exécution des interventions. Elle garantit le niveau de qualité requis dans les délais prévus, à la date fixe et dans les meilleures conditions de sécurité.

f) La fonction de la gestion des stocks

La première tâche est de prévoir à chaque moment les besoins de l'usine en articles courants du magasin de maintenance, pièces de rechanges spécifiques aux installations de production. Elle détermine les quantités à réapprovisionner en fonction du niveau des stocks, des consommations et des délais de livraison.

g) La fonction de la gestion des coûts

Le service de la maintenance pourra, par la diminution de ses coûts, augmenter la rentabilité de l'entreprise. Pour la maîtriser, il sera nécessaire de connaître les coûts de la maintenance.

IV.6. OBJECTIFS DE LA MAINTENANCE

a) Objectifs opérationnels

- Maintenir l'équipement dans un état acceptable.
- Assurer la disponibilité maximale de l'outil de production à un prix raisonnable.
- Créer un service qui élimine les pannes à tout instant.
- Augmenter à la limite la durée de vie de l'outil de production.
- Obtenir un rendement maximal.
- Maintenir les installations dans une priorité.

b) Objectifs économiques

- Réduire au maximum les coûts de la maintenance.
- Réduire les temps d'arrêt de production.

IV.7. LA MAINTENANCE APPLIQUEE SUR LA TURBINE A GAZ MS5002D

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 quatre services: services turbomachines, 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 types [5] :

- *Inspections pendant le fonctionnement de la turbine.*
- *Inspections pendant l'arrêt de la turbine avec démontage.*

IV.7.1. La maintenance conditionnelle (inspection en fonctionnement)

Elle comprend la somme des observations faites durant le fonctionnement de l'unité. Des données en opération devant-être enregistrées pour permettre d'évaluer les performances de l'équipement, les besoins d'entretien et d'intervention lorsque ces relevés indiquent des alarmes qui vont déclencher la turbine par la suite.

Les plus importants sont:

- Les vibrations des rotors de la turbine HP et BP.
- La température à l'échappement.
- La température à la sortie du compresseur.
- La température autour des chambres de combustion.
- La température de l'huile de graissage.
- La vitesse des roues HP et BP.
- Le débit de combustible à injecter.
- La pression de refoulement du compresseur.

Le tableau suivant montre les paramètres importants à contrôler ainsi que leurs modes de contrôle.

Tableau IV.1. Modes de contrôle des paramètres importants.

Les paramètres	Mode de contrôle			
	I	E	S	P
-Vitesse de rotation de la turbine HP et BP	+			
- Température à l'échappement.	+		+	+
-Température à l'entrée de la turbine	+	+	+	+
- Vibration au niveau des paliers	+	+	+	+
- Risque de pompage	+		+	+
- ΔP filtre à air			+	
- Température sortie du compresseur	+		+	
- Contrôle présence de la flamme			+	+
- Haute température des paliers	+		+	+
- Température d'huile de graissage	+		+	+

I: Indication **E:** Enregistrement **S:** Signal d'alarme **P:** Protection

IV.7.2. Maintenance systématique (Inspections à l'arrêt)

Elle nécessite le démontage de la turbine à différents degrés:

- ❖ Inspection de combustion (combustion inspection CI): chaque 8000 h de fonctionnement;
- ❖ Inspection du parcours des gaz chauds (hot gaz part h inspection HPGI): chaque 16000 h de fonctionnement;

- ❖ Inspection générale (major inspection MI) : c'est une révision générale qui est faite chaque 32000 h de fonctionnement.

IV.7.2.1. Inspection de combustion (combustion inspection CI)

C'est une courte inspection qui est faite en période d'arrêt, consiste à inspecter les tubes à flamme et injecteurs de combustible, les éléments étant reconnus comme les premières pièces qu'il faut changer.

L'entretien convenable de ces éléments contribuera à augmenter la durée de vie des pièces en aval, tel que les directrices, et les aubes des roues de détente.

Afin de réduire le temps d'arrêt pendant l'inspection, on remplacera les tubes à flamme et les injecteurs de combustible par des pièces neuves ou réparées. On devrait en plus, procéder à l'inspection visuelle des pièces intermédiaires et de la directrice du premier étage, pour noter la progression de l'usure et de la détérioration de ces éléments.

L'inspection de combustion est une source d'information qui nous permet de planifier et préparer la deuxième inspection.

IV.7.2.2. Inspection du parcours des gaz chauds (hot gaz path inspection HGPI)

Elle comprend l'inspection de combustion que l'on vient de décrire, avec en plus une inspection détaillée des directrices et aubes des turbines HP et BP.

Il est donc nécessaire, pour cette inspection de démonter la moitié supérieure de l'enveloppe turbine. On contrôle l'état de la veine des gaz chauds et on contrôle aussi les jeux au niveau des roues HP et BP.

IV.7.2.3. Inspection générale (major inspection MI) ou révision générale

Elle consiste en une inspection de parcours des gaz chauds, avec en plus un démontage et une inspection détaillée et vérification des jeux, pièces de rotor et de stator, des paliers principaux, des accouplements et des pièces associées.

Avant et après chaque révision générale, il faudra contrôler l'alignement et le comparer avec les données de base afin de s'assurer s'il y a eu des changements.

Les cycles des révisions:**Tableau IV.2.** Cycles des révisions.

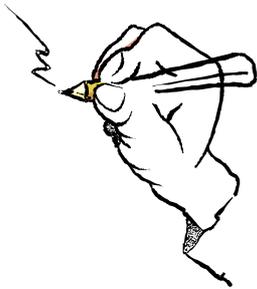
Les inspections	Horaire de révision	Durées des interventions
Inspection de combustion (CI) Inspection boroscopique	12000 h	7 jours
Inspection du parcours des gaz chauds (HGPI) Inspection boroscopique	24000 h	20 jours
Inspection de combustion (CI) Inspection boroscopique	36000 h	4 jours
Inspection générale (MI)	48000 h	45 jours

Conclusion

Ce chapitre nous a permis d'acquérir des informations sur la maintenance en générale notamment la politique des inspections programmé du constructeur GE.

Pour conclure, le bon fonctionnement de la turbine à gaz ainsi que la durée de vie de ses pièces maitresse dépendent du respect des intervalles d'inspection recommandé par le constructeur, afin d'optimiser de bonne performance.

CHAPITRE V
CALCUL THERMODYNAMIQUE SUR LA TURBINE A
GAZ MS5002D....52-65



V.1 INTRODUCTION

En général, les turbines à gaz sont fabriquées par les constructeurs, pour travailler dans des conditions standard, qui ne peuvent être que théoriques. En réalité celles-ci travaillent dans des conditions différentes (régions aux conditions climatiques différentes).

Le calcul est réalisé :

- D’après les données standards du constructeur.
- D’après les conditions climatiques (particulièrement aux températures ambiantes différentes selon le site).

Les calculs énergétiques ont pour but de déterminer les performances dans les conditions d’exploitation de ces machines MS5002d en utilisant les paramètres du site et permettent de vérifier leur aptitude énergétique dans ces conditions de fonctionnement et de déterminer éventuellement l’influence des paramètres climatiques sur les performances de ces machines.

Le cycle thermodynamique de la machine à la fois idéal (1, 2, 3, 4, 5) et réel (1, 2', 3, 4', 5') est représenté dans le diagramme (T, S) de **Figure V.1** suivante :

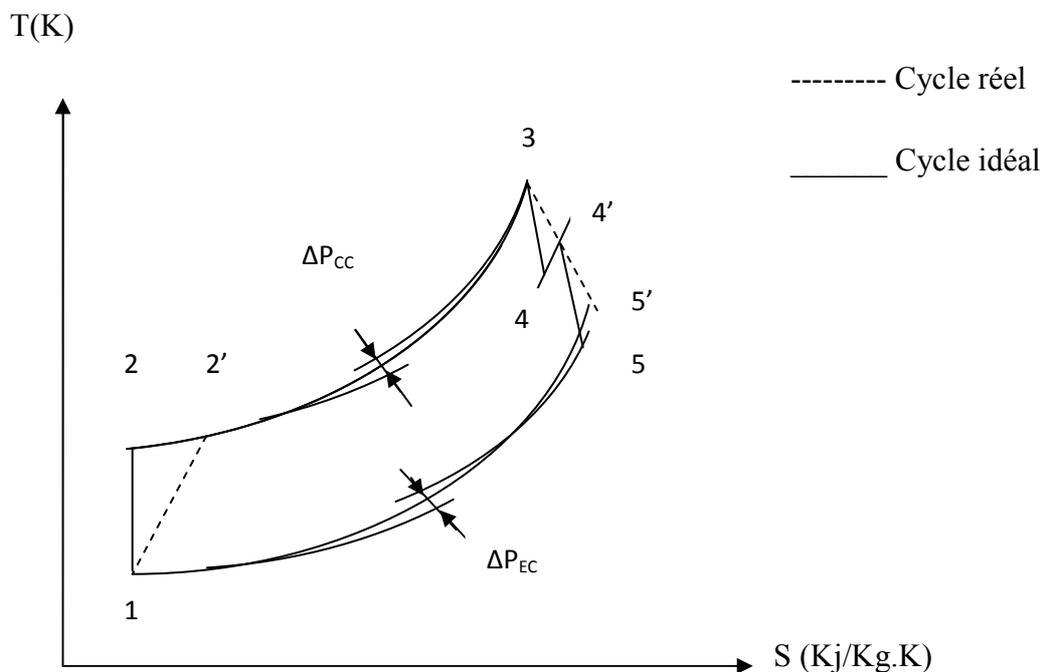


Figure V.1.Cycle réel et idéal de la turbine à gaz.

1-2: Compression isentropique dans le compresseur ;

1-2' : Compression réelle dans le compresseur ;

2-3: Combustion isobare ;

3-4: Détente isentropique dans la turbine (HP) ;

3-4' : Détente réelle dans la turbine (HP) ;

4'-5: Détente isentropique dans la turbine (BP) ;

4'-5' : Détente réelle dans la turbine (BP) ;

5-1: Echappement vers l'atmosphère ;

V.2 Calcul thermodynamique de la turbine à gaz MS5002d

V.2.1 Paramètre de l'air ambiant

- Température ambiante $T_a=20^\circ \text{C} = 293,15\text{K}$
- pression ambiante : $P_a=1,01325 \text{ bars}$

V.2.2 Caractéristiques de fonctionnement d'une turbine à gaz

Données du constructeur :

- Taux de compression : $\varepsilon_c= 6,5$
- Altitude $Z=600\text{m}$
- Pertes de charge d'entrer $\Delta P_a= 0,0119\text{bars}$
- Débit de combustible : $Q_c=2,64\text{kg/s}$
- Débit d'air total : $Q_{aa}=100,4 \text{ kg/s}$
- Débit d'air pour la combustion : $Q_{ac}=60 \text{ kg/s}$
- Rendement isentropique de compression : $\eta_{isc}=0,88$
- Pouvoir calorifique inférieur du combustible (gaz naturel) $P_{ci}=44550 \text{ Kcal/m}^3$
- Pertes de charge chambre de combustion $\Delta P_{cc}= 0,273\text{bars}$
- Rendement de la chambre de combustion : $\eta_{cc}=0,97$
- Température à la sortie de la chambre de combustion $T_3=986^\circ\text{C} \Rightarrow T_3=1259,15^\circ\text{K}$.
- Rendement mécanique de transmission compresseur - turbine THP, $\eta_{mthp}=0,98$
- Rendement isentropique de la turbine HP : $\eta_{isthp}=0,88$
- Vitesse de rotation de la turbine HP : $N_{THP} =5100\text{tr/min}$
- Rendement isentropique de la turbine BP : $\eta_{istbp}=0,87$
- Vitesse de rotation de la turbine TBP : $N_{TBP} =4670\text{tr/min}$
- Pertes de charge à l'échappement $\Delta P_{ech} = 0,63 \cdot 10^{-3}\text{bars}$
- Rendement mécanique de la transmission de turbine - charge : $\eta_{mtbp}=0,97$

- Puissance utile **P_u=2858 KW**
- Rendement de l'installation **η_g=29,4 %**

La présentation de ces données réelles permettent de calculer les paramètres fondamentaux avec les quelles fonctionne chaque partie de cette machine et d'autre part, certains de ces données serviront pour la comparaison aux résultats de calcul.

V.3 CALCULS DES PARAMETRES DE LA TURBINE A GAZ MS 5002D

V.3.1 Calculs des paramètres du compresseur axial

- ❖ Température à l'admission du compresseur **T₁**

$$T_1 = T_a \quad (V.1)$$

$$T_1 = 293,15 \text{ K}$$

La température du compresseur de la turbine est considérée égale à la température ambiante.

- ❖ **Pression d'admission du compresseur P₁**

A l'admission du compresseur, la pression de l'air est estimée par :

$$P_1 = P_a - \Delta P_a \quad (V.2)$$

Où :

ΔP_a = 0,034 bars c'est la chute de pression dans le canal d'admission.

P_a est la pression atmosphérique à l'endroit où la turbine est implantée. Elle est exprimée en fonction de l'altitude (**Z**) comme suit

$$P_a = P_0 \cdot \left(1 - \left(\frac{0.0065}{288.15} \right) Z \right)^{5.255} \quad (V.3)$$

Pour notre turbine, on a :

P₀ : la pression atmosphérique au niveau de la mer, **P₀ = 1,01325bars**

P_a = 0,9432bars

Z = 600m

Donc : **P₁ = 0,9313 bars**

P₁ = 0,9313 bars	T₁ = 293,15K
------------------------------------	--------------------------------

❖ Pression P_2 et la température T_2 de fin de compression isentropique

$$P_2 = P_1 \quad (V.4)$$

$$P_2 = 0,9313.6,5$$

$$P_2 = 6,062 \text{ bars}$$

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} \quad (V.5)$$

$$\gamma_a = \frac{C_p(T_1, T_2)}{C_p(T_1, T_2) - r} \quad (V.6)$$

Avec $r = 0,287 \text{ KJ/kg.K}$

- La chaleur spécifique moyenne de l'air entre les températures T_1 et T_2

$$C_p(T_1, T_2) = \frac{C_{pT_2}(T_2 - 273.15) - C_{pT_1}(T_1 - 273.15)}{(T_2 - T_1)} \quad (V.7)$$

La chaleur spécifique de l'air C_p à la température $T < 1300 \text{ K}$

$$C_{pT} = 0,9648 + 0,099 \cdot (T / 1000) \quad (V.8)$$

Application numérique

$$C_{pT1} = 0,9934 \text{ kJ / (kg.k)}$$

$$C_{pT2} = 1,0177 \text{ kJ / (kg.k)}$$

$$C_{p(T1, T2)} = 1,0194 \text{ kJ / (kg.k)}$$

$$\gamma_a = 1,3918$$

$$T_2 = 496,688 \text{ K}$$

$P_2 = 6,062 \text{ bars}$	$T_2 = 496,688 \text{ K}$
----------------------------	---------------------------

❖ La Pression P_2' et la température T_2' de fin de compression polytropique

$$P_2' = P_2 \quad (V.9)$$

$$P_2' = 6,062 \text{ bars}$$

Calcul de T_2'

$$T_2' = T_1 + \frac{C_p(T_1, T_2)(T_2 - T_1)}{\eta_c C_p(T_1, T_2')} \quad (V.10)$$

$$C_p(T_1, T_2') = \frac{C_{pT_2'}(T_2' - 273.15) - C_{pT_1}(T_1 - 273.15)}{(T_2' - T_1)} \quad (V.11)$$

On pose

$$C_p(T_1, T_2') = C_p(T_1, T_2)$$

Application numérique

$$T_2' = 524,911 \text{ K}$$

$$C_{pT_2'} = 1,0167 \text{ kJ / (kg.k)}$$

$$C_{P(T_1, T_2')} = 1,0184 \text{ kJ / (kg.k)}$$

On remplace la valeur de $C_{p(T_1, T_2')}$ pour dans l'équation (V.10) et on refait le calcul de T_2' , on aura

$$T_2' = 525,142 \text{ K}$$

$P_2' = 6,062 \text{ bars}$	$T_2' = 525,142 \text{ K}$
-----------------------------	----------------------------

❖ **Calcul de puissance isentropique de compression**

$$P_c = Q_{aa} \cdot C_{P(T_1, T_2')} \cdot (T_2' - T_1)$$

$$P_c = 24072,0788 \text{ W}$$

❖ **Calcul de rendement isentropique de compression**

$$\eta_c = \frac{C_p(T_1, T_2)(T_2 - T_1)}{C_p(T_1, T_2')(T_2' - T_1)} \tag{V.12}$$

$$\eta_c = 0,88\%$$

$P_C = 24072,0788 \text{ KW}$	$\eta_c = 0,88\%$
-------------------------------	-------------------

V.3.2 Calculs des paramètres de la chambre de combustion

Le calcul énergétique de la chambre de combustion permettra de déterminer les paramètres de fin de combustion étant donné que les paramètres de début de combustion sont celles de fin de compression.

❖ **La pression de fin de combustion P3**

$$P_3 = P_2' - \Delta P_{cc} \tag{V.13}$$

avec

$$\Delta P_{cc} = 0,224 \text{ bars}$$

Application numérique

$$P_3 = 6,45 \text{ bars}$$

❖ La température de fin de combustion T_3

La valeur de la température T_3 est déterminée du bilan de la chambre de combustion suivant

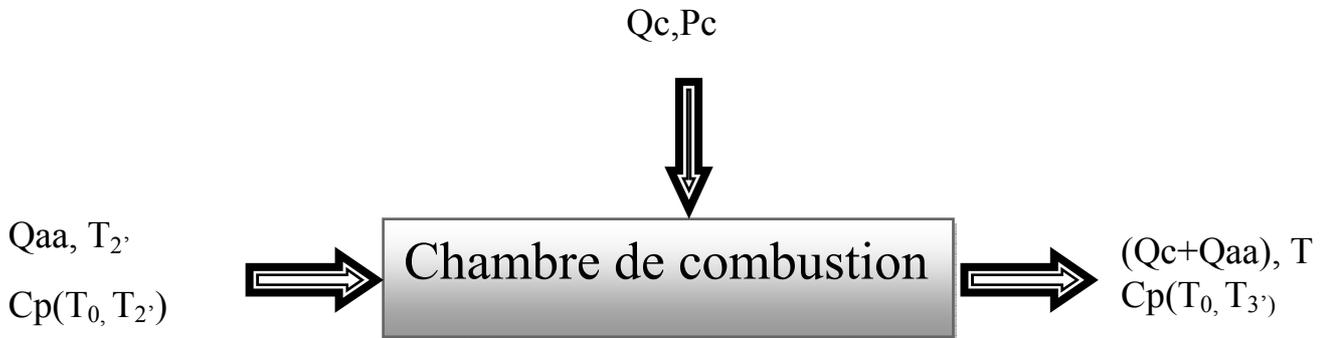


Figure V.2. Bilan énergétique de la chambre de combustion.

$$Q_{ac} \cdot C_{p(T_2', T_0)} (T_2', T_0) + \eta_{cc} Q_c P_{ci} = (Q_{ac} + Q_c) \cdot C_{p(T_0, T_3)} (T_3 - T_0) \tag{V.14}$$

$T_0 = 273,15 \text{ K}$

P_{ci} (pouvoir calorifique) = 44550 Kcal/m³

$$T_3 = T_0 + \frac{Q_{ac} \cdot C_{p(T_2', T_0)} (T_2' - T_0) + \eta_{cc} \cdot Q_{ac} \cdot P_{ci}}{(Q_{ac} + Q_c) \cdot C_{p(T_0, T_3)}} \tag{V.15}$$

La chaleur spécifique massique des gaz de combustion à la sortie de la chambre de combustion est donnée par la relation suivant :

$$C_p (T_0 - T_3) = 0.9718 + \frac{0.0414}{\lambda} + \left(\frac{0.0536}{\lambda} + 0.0927 \right) \frac{T_3}{1000} \tag{V.16}$$

Il est nécessaire de déterminer le coefficient d'excès d'air λ qui est donné par le rapport suivant

$$\lambda = \frac{m_{air,r}}{m_{air,st}} \tag{V.17}$$

$m_{air,r}$ = la masse d'air réel

$m_{air,st}$ = la masse d'air stœchiométrique

❖ Calcul la masse d'air réel

Le débit massique de l'air pour la vitesse de rotor 5100 tr/min est : $Q_{ac} = 60 \text{ Kg/s}$

Débit massique du gaz combustible : $Q_c = 2,71 \text{ Kg/s}$

$$m_{air,r} = \frac{Q_{ac}}{Q_c} \tag{V.18}$$

Application numérique

m_{air,r} = 22,14 kg/s

Calcul d'excès d'air λ:

Le coefficient d'excès d'air : λ= 3,05

Ou Les valeurs de CP(T₀, T₃) et de T₃ sont déterminées à partir des équations (V.15) et (V.16)

CP(T₀, T₃) = 1,0477 kJ/kg.k

T₃ = 1183,15 K

P₃ = 6,45 bars	T₃ = 1183,15 K
----------------------------------	----------------------------------

V.3.3 Section turbine à gaz

La section turbine est composée de la turbine haute pression(THP) et de la turbine basse pression (TBP).

La première entraine directement le compresseur d'air qui fournit le débit d'air de l'installation.

La deuxième est la turbine motrice de puissance.

Les deux turbines peuvent fonctionnées à des vitesses de rotation différentes.

Calculs des paramètres de turbine

V.3.3.1 Générateur de gaz (turbine à haute pression THP)

❖ **Calcule de température de fin de détente réelle T_{4'}**

$$T_{4'} = T_3 - \frac{Q_{aa} \cdot C_{p(T_1 T_2')} (T_2' - T_1)}{(Q_{ac} + Q_c) \cdot C_{p(T_3 T_4')} \cdot \eta_{mthp}} \tag{V.19}$$

La valeur de la température T_{4'} et CpT_{4'} sera déterminée de la relation (21) et (6) et pour cela il faut la chaleur spécifique moyenne au de la détente haute pression Cp(T₃, T_{4'}) est supposée en premier égale CP(T_{2'}, T₃) qui est déterminée de l'équation suivante:

$$C_p (T_2', T_3) = 0.9102 + \frac{0.1187}{\lambda} + 0.1187 \frac{(T_2' + T_3)}{1000} \tag{V.20}$$

Le coefficient d'excès d'air :λ= 3,05

Donc :

CP(T_{2'}, T₃) = 1,1287 kJ /kg.k

T_{4'} = 921,733K

D'apres l'équation (V.8) on calcule C_{PT4'}

C_{PT4'} = 1,056Kj /Kg.K.

$$C_{p(T_3, T_4')} = \frac{C_{pT_3} (T_3 - 273.15) - C_{pT_4'} (T_4' - 273.15)}{(T_3 - T_4')} \quad (V.21)$$

CP(T3,T4') = 1,08999 Kj /Kg.K

❖ **Calcule de la température de fin de détente isentropique T₄ à partir du rendement isentropique de détente haute pression**

$$\eta_{is\ hp} = \frac{C_{pT_3T_4'} (T_3 - T_4')}{C_{pT_3T_4} (T_3 - T_4)} \quad (V.22)$$

$$T_4 = T_3 - \frac{C_{pT_3T_4'} (T_3 - T_4')}{C_{pT_3T_4} \cdot \eta_{is\ hp}} \quad (V.23)$$

Considérons CP(T₃, T₄) = CP(T₃, T₄)

Application numérique

ηis hp=88%

T₄ = 948,722K

D'après l'équation (V.8) on calcule

CP_{T4} = 1,0514kj /kg .k

$$C_{pT_3T_4} = \frac{C_{pT_3} (T_3 - 273.15) - C_{pT_4} (T_4 - 273.15)}{(T_3 - T_4)} \quad (V.24)$$

CP(T₃, T₄) = 1,137kj /Kg.k

On remplace la valeur de Cp(T₃,T₄) dans l'équation (V.23) et on refait le calcul de T₄, on aura

T₄ = 875,722 K

❖ **Calcul la pression à la sortie de la turbine HP exprimée par**

$$P_4 = P_3 \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{\gamma_{ghp}}{\gamma_{ghp} - 1}}$$

L'exposant isentropique γghp est donné par

$$\gamma_{ghp} = \frac{C_p (T_3 T_4)}{C_{p(T_3, T_4)} - 0.287} = 1.28 \quad (V.25)$$

P₄ = 2,84 bar

P₄ = 2,84 bars	T₄ = 875,722 K	T_{4'} = 921,733 K
----------------------------------	----------------------------------	-----------------------------------

V.3.3.2 Paramètres de la turbine de puissance (turbine basse pression BP)

❖ **Pression d'échappement P_5 et $P_{5'}$**

$$P_5 = P_1 + \Delta P_{ech} \tag{V.26}$$

Avec : $P_1 = 0,9313$ bars

ΔP_{ech} est donnée égale à : $\Delta P_{ech} = 0,63 \cdot 10^{-3}$ bars

d'où $P_5 = P_{5'} = 0,9319$ bars

❖ **La température de fin de détente isentropique T_5**

$$T_5 = T_{4'} \left(\frac{P_5}{P_{4'}} \right)^{\frac{\gamma_{gbp} - 1}{\gamma_{gbp}}} \tag{V.27}$$

L'exposant isentropique γ_{gbp} est déterminé par :

$$\gamma_{gbp} = \frac{CP(T_{4'}, T_5)}{CP(T_{4'}, T_5) - r}$$

avec

$$r = 0,128$$

$$\gamma_{gbp} = 1,4605$$

Donc:

$$T_5 = 659,815 \text{ K}$$

D'après l'équation (V.8) on calcul CP_{T_5} on trouve

$$CP_{T_5} = 1,030 \text{ kJ/kg.k.}$$

$$C_{p4'5} = \frac{C_{pT4'}(T_{4'} - 273.15) - C_{pT5}(T_5 - 273.15)}{(T_{4'} - T_5)} \tag{V.28}$$

$$CP(T_{4'}, T_5) = 1,066 \text{ kJ/kg.k}$$

❖ **Température de fin de détente réelle $T_{5'}$**

$$\eta_{is \text{ bp}} = \frac{C_{pT4'T_{5'}}(T_{4'} - T_{5'})}{C_{pT4'T_5}(T_{4'} - T_5)} \tag{V.29}$$

$$T_{5'} = T_{4'} - \frac{\eta_{is \text{ bp}} C_{pT4'T_5}(T_{4'} - T_5)}{C_{pT4'T_{5'}}} \tag{V.30}$$

Considérons $CP(T_4, T_{5'}) = CP(T_{4'}, T_5)$

Puis calcul de $T_{5'}$ et de la même façon que pour la fin de la détente réelle,

$$T_{5'} = 680,431 \text{ K}$$

Calcule $CP_{T_{5'}}$ par l'équation (V.8) on trouve :

$$CP_{T_{5'}} = 1,0476 \text{ KJ/Kg.K}$$

$$C_{pT_4'T_5'} = \frac{C_{pT_4'}(T_4' - 273.15) - C_{pT_5'}(T_5' - 273.15)}{(T_4' - T_5')} \quad (V.31)$$

CP(T_{4'}, T_{5'})=1,1209 Kj/Kg.K

P₅ = 0,9319 bars	T₅ = 659,815 K	T_{5'} = 680,431 K
------------------------------------	----------------------------------	-----------------------------------

V.4.PERFORMANCES DE LA TURBINE

V.4.1 Le travail massique de la turbine haute pression THP

W_{THP} = CP (T₃, T_{4'}). (T₃ - T_{4'})

W_{THP} = 0,9102. (1259,15 - 921,733)

W_{THP} = 307,116 Kj/Kg

V.4.2 La puissance de la turbine haute pression THP

P_{THP} = (Q_{ac} + Q_c) . W_{THP}

P_{THP} = (60 + 1,49) . 307,116

P_{THP} = 19256,248 KW

W_{THP} = 307,116 kj/kg	P_{THP} = 19256,248 KW
--	---------------------------------------

V.4.3 Le travail massique utile ou de la turbine basse pression TBP

W_u = CP (T_{4'}, T_{5'}). (T_{4'} - T_{5'})

W_u = 1,0526. (635,2588 - 444,6445)

W_u = 418,453 Kj/Kg

V.4.4 La puissance utile de la turbine

P_u = W_u . Q_{gc}

P_u = Cp. (T_{4'}.T_{5'}). (T_{4'}-T_{5'}). (Q_c+Q_{ac})

P_u = 200,6414. (2,49 + 60)

P_u = 26293,2119 KW

W_u = 418,453 kj/kg	P_u = 26293,2119 KW
--------------------------------------	--------------------------------------

V.4.5 Le rendement global de la turbine

$$\eta_g = \frac{P_u}{P_{th}}$$

P_{th}: la puissance thermique

P_{th} = η_{cc}. Q_c. P_{ci}

$P_{th} = 100745,45 \text{ KW}$

D'où

$\eta_g = 0,2609$

Donc le rendement globale de la turbine

$\eta_g = 26,09 \%$

Dans le tableau V.2 sont présentées les valeurs des performances du constructeur et les résultats de calcul de cette étude.

Tableau V.1. Comparaison des résultats obtenus aux valeurs du constructeur

	Donner constructeur	Résulta de calcule
<i>Température ambiante °C</i>	15	20
<i>Puissance utile Pu (KW)</i>	28580,4416	26293,2119
<i>Rendement global ηg (%)</i>	28,4%	26,09%

D'après les résultats obtenus du calcul thermodynamique, les performances calculées sont un peu différentes de celle du constructeur. Car certaines conditions de fonctionnement réelles sont différentes des conditions nominales utilisées par le constructeur.

Réellement il y a des facteurs ; *la température, la pression et l'humidité* qui présentent une influence différente sur les performances de la machine. Mais ces performances restent dans une marge pour un fonctionnement acceptable de la machine.

V.5 LES INFLUENCES DES PARAMETRES

Une turbine à gaz emploie 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 refoulé au compresseur.

Ces factures sont :

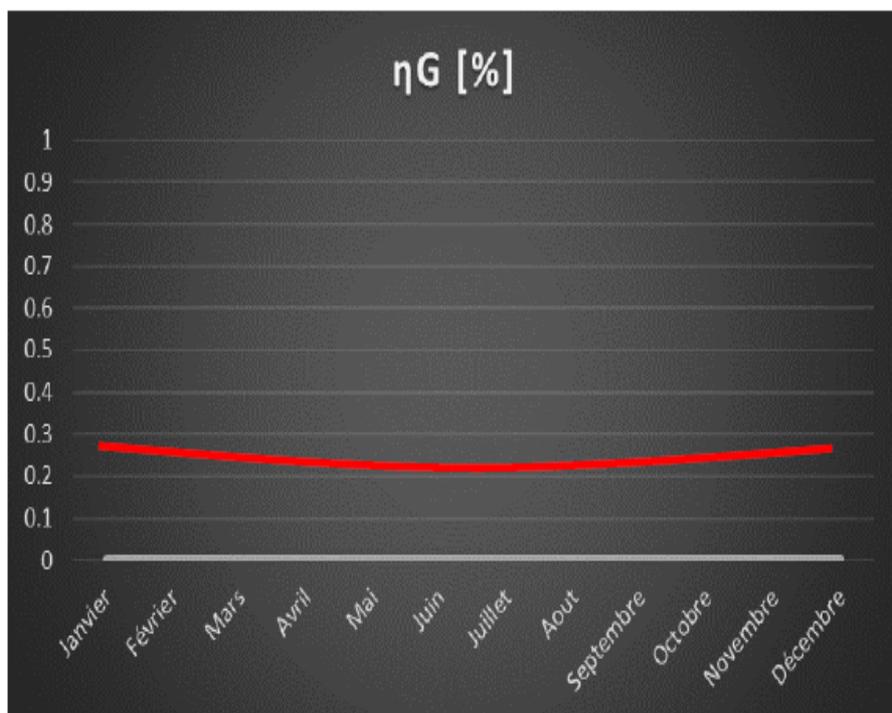
V.5.1 La température ambiante

Les valeurs de calcul des performances de la turbine pour les différentes températures des mois de l'année sont illustrées dans le tableau suivant (V.2) et sur les Figures (V.3) et (V.4)

Tableau V.2 Puissance et le rendement de la turbine pour chaque mois.

MOIS	Janvier	Février	Mars	Avril	Mai	Juin
T [K]	283,15	285,65	288,15	293,15	298,65	305,15
PU[KW]	27468,1084	27175,4693	26882,1133	26293,2119	25641,9694	24867,5121
η_G [%]	27,26	26,97	26,68	26,09	25,45	24,68
MOIS	Juillet	Aout	Septembre	Octobre	Novembre	Décembre
T [K]	310,65	315,15	308,15	301,65	295,15	287,65
PU[KW]	24208,0010	23665,4467	24508,2647	25285,1848	26056,8200	26940,8423
η_G [%]	24,02	23,49	24,32	25,09	25,86	26,74

η_G



T [K]

Figure V.3. Courbe de $k(T)=\eta_G$

PU[KW]

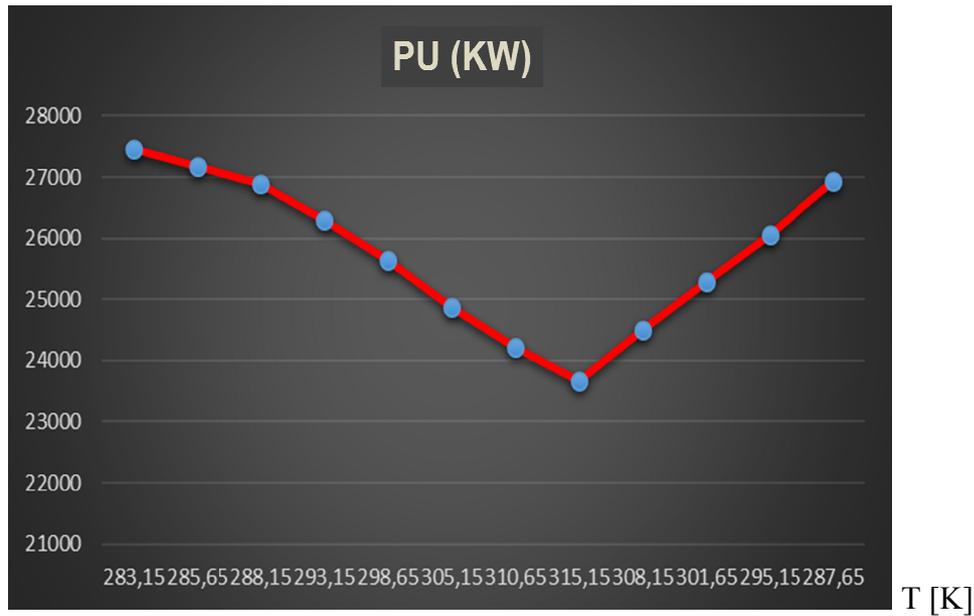


Figure V.4. Courbe de $F(T)=P_u$

D’après le calcul thermodynamique, on constate que l’augmentation de la température ambiante influe sur les valeurs performances de la turbine à gaz MS5002d. En effet il est à noter que plus cette température augmente, plus la puissance et le rendement global diminuent, donc on a proposé dans les périodes chaude l’air admis dans le compresseur est refroidi jusqu’à une température acceptable dans un échangeur annexe.

V.5.2. La pression atmosphérique

Si la pression atmosphérique diminue par rapport à la pression de référence, le débit massique de l’air diminue (en raison d’une réduction de sa masse volumique) et la puissance utile est proportionnellement réduite parce qu’elle est proportionnelle au débit massique du gaz. Au contraire, les autres paramètres du cycle thermodynamique ne sont pas influencés.

V.5.3 L’humidité

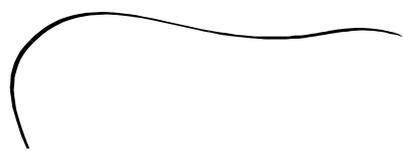
En effet, l’air humide est plus léger que l’air sec, car le poids moléculaire de l’eau est 18g/mol tandis que le poids moléculaire moyen de l’air est 28.95 g/mol. Donc si l’humidité relative augmente, la puissance débitée diminue.

V.5.4 La poussière

Lorsque la concentration de poussière dans l'atmosphère augmentée à cause du vent de sable la quantité d'air admise dans le compresseur diminue ce qui fait diminuer la puissance de notre turbine.

Conclusion

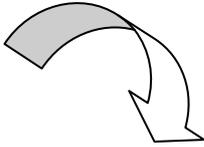
Dans ce chapitre un calcul thermodynamique détaillé a été effectué et a permis de voir clairement l'influence très importante de la température de l'air ambiant, qui provoque en premier lieu l'augmentation du travail du compresseur axial et une chute du débit d'air aspiré par ce dernier. Nous avons constaté aussi que l'augmentation de la température de 15°C à une valeur de 42°C a causé la diminution de la puissance utile de la turbine à gaz de 12% et le rendement thermique de 14%.



Conclusion générale et perspective.....66

Références bibliographiques.....67



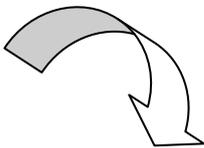


Conclusion

Cette étude nous à permis de connaître les caractéristiques, la structure de la turbine à gaz, de bien comprendre son fonctionnement et son utilité dans les différents domaines industriels.

Le bon fonctionnement de la turbine dépend du programme de maintenance préventive dans le but de maintenir les équipements en bon état de marche, détecter les problèmes existants diagnostiquer la nature et la gravité des pannes mécaniques qui surviennent et comment les gérée.

Les calculs thermodynamiques ont montré que les performances de ces machines sont influencées par la température de l'air ambiant qui varie considérablement durant les différentes saisons, elle présente la cause de chute des performances de la turbine.



Perspective

Les résultats ont montrés qu'il existe une relation d'inversement proportionnelle entre le rendement de la turbine et la température ambiante. D'où la nécessité d'installer des systèmes pour réduire la température d'entrée d'air qui influence positivement le rendement et la puissance de sortie de la turbine a gaz.

- [1]. Documentation SONATRACH, BP, IN AMENAS.
- [2]. Document de l'entreprise, "Manuel d'utilisation, Nouvo Pignone, Florence, 1999.
- [3]. M. Mostafavi, A.Alaktiwi et B.Agnew "Thermodynamique analysis of combined open-cycle-twin-shaft gaz turbine (Brayton cycle) and exhaust gaz operated absorption refrigeration unit", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 18,pp. 847-856, 1998.
- [4]. Document de l'entreprise, "Manuel d'utilisation de la turbine à gaz MS5002D", *Nuovo Pignone, Florence*, 1987.
- [5]. Document de l'entreprise, "Manuel de maintenance ", NAFTOGAZ, HMD 2001.
- [6]. Earl, Logan (Turbomachinery, basic theory and application), *Marcel dekker, Inc*, 1953.

