

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE Kasdi Merbah - Ouaregla
FACULTE DES SCIENCES ET TECHNOLOGIE ET SCIENCE DE LA MATIER
Département d'hydrocarbure et chimie

Mémoire
MASTER PROFESSIONNEL



Domaine : Sciences et Techniques
Filière : hydrocarbures et chimie
Option : forage

Présenté Par :
MOSLI HASSENE
BEN SEDDIK DJAMAL EDDINE
BRAHIMI SMAIL

THÉME

Etude de turbine à gaz MS5002b

Soutenu publiquement devant le jury:

Mr. Brahmia allaoua

President

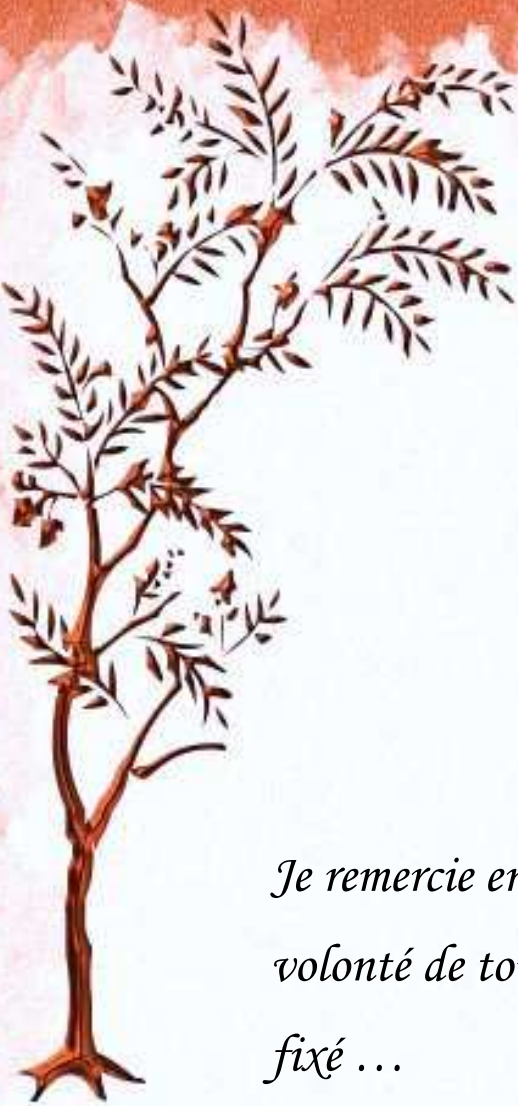
Mr. Zerouati Ali

Encadreur

Mr. Ben mennine djamel

Examineur

Année Universitaire 2012/2013



Remerciements

Je remercie en premier lieu ALLAH de m'avoir donné cette volonté de toujours atteindre les objectifs que je me suis fixé ...

Je remercie Mr ZEROUATI pour tous les efforts qu'il a fournis pour mettre se travail à terme ...

Je remercie toutes les personnes qui ont participé de près ou de loin à l'élaboration de ce projet ...



SOMMAIRE

page

Introduction général	01
 I. Chapitre i: généralité	
I.1. présentation du champ de Hassi R'mel.....	02
I.1.1. Développement des champs de HASSI R'MEL.....	02
I.1.1.1. Installations gazières du champ de HASSI R'MEL.....	02
I.1.1.2. Projet BOOSTING.....	03
I.1.2. Production des champs de HASSI R'MEL.....	04
I.1.3. Description du procède de la phase B.....	04
I.1.4. Les installations de la phase B.....	04
I.2. Définition.....	04
I.3. Historique de la turbine à gaz.....	05
I.4. Classification des turbines à gaz	05
I.4.1. D'après le mode de construction.....	05
I.4.2. D'après le mode de travail.....	06
I.4.3. D'après le mode de fonctionnement thermodynamique.....	07
I.5. Le cycle thermodynamique de turbine bi-arbre.....	07
I.6. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz.....	08
 II. Chapitre II: étude descriptive de turbine à gaz MS5002b	
Introduction.....	10
II.1. Caractéristiques de la turbine MS 5002b.....	10
II.2. Section d'admission.....	11
II.3. Section compresseur.....	12
II.4. Section de combustion.....	13
I.4.1. Corps de combustion.....	14
I.4.2. Bougie d'allumage.....	15
I.4.3. Détecteurs de flamme ultraviolets.....	16
I.4.4. Injecteur de combustible	16
I.4.5. Le rôle de la chambre de combustion.....	16

II.5. Section turbine	17
II.5.1. Directrice de premier étage.....	17
II.5.2. Directrices deuxième étage.....	17
II.5.3. Rotor de la turbine	18

III. Chapitre III: systèmes de l'installation de turbine à gaz MS5002b

Introduction.....	19
III.1. Système de démarrage.....	19
III.2. Système de graissage.....	19
III.2.1. Pompe principale.....	19
III.2.2. Pompe auxiliaire.....	20
III.2.3. Pompe de secours.....	20
III.3. Système de commande de combustible.....	20
III.4. Système de refroidissement et d'étanchéité.....	21
III.5. Systèmes de protection.....	22
III.5.1. Système de protection de survitesse.....	22
III.5.2. Système de protection de dépassement de température.....	22
III.5.3. Système de protection et de détection des vibrations.....	23
III.5.4. Système de protection et de détection de flamme.....	23
III.5.5. Dispositif d'anti-pompage.....	23

IV. Chapitre IV: maintenance de turbine à gaz MS5002b

Introduction.....	25
IV.1. Définition de maintenance.....	25
IV.2. Les formes de la maintenance.....	25
IV.3. Maintenance appliquée sur les turbines à gaz ms5002b.....	26
IV.3.1. La maintenance systématique (les inspections à l'arrêt).....	26
IV.3.1.1. Une inspection du système combustion (combustion inspection CI).....	26
IV.3.1.2. Inspections de la veine des gaz chauds (hot gaz parth inspection HPGI)....	27
IV.3.1.3. Révision générale (major inspection MI).....	28
IV.3.2. La maintenance conditionnelle (inspection en fonctionnement).....	29
Conclusion	29

V. Chapitre V: calcul énergétique et des performances de la turbine à gaz MS5002b

introduction.....	30
V.1.donnees du constructeur et/ou de littérature des turbines a gaz bi-arbres	31
V.1.1.paramètre de l'air ambiant.....	31
V.1.2.Caractéristiques de fonctionnement de turbine à gaz	31
V.2.calcul des paramètres de la turbine a gaz (ms 5002b).....	32
V.2.1.calculs des paramètres du compresseur axial.....	32
V.2.2.calculs des paramètres du chambre de combustion.....	33
V.2.3.section turbine à gaz.....	37
V.2.3.1.générateur de gaz (turbine à haute pression thp).....	37
V.2.3.2.paramètres de la turbine de puissance (turbine basse pression tbp).....	38
V.3.performances de la turbine.....	39
V.3.1.le travail massique de la turbine haute pression thp.....	39
V.3.2.la puissance de la turbine haute pression thp.....	40
V.3.3.le travail massique utile ou de la turbine basse pression tbp.....	40
V.3.4.la puissance utile de la turbine.....	40
V.3.5.le rendement global de la turbine.....	40
V.4. les influence environnemental.....	41
V.4.1. la température ambiante.....	41
V.4.2. la pression atmosphérique.....	43
V.4.3. l'humidité.....	43
V.4.4. la poussier.....	43
Conclusion général.....	44
Références bibliographiques.....	45

LISTE DES TABLEAUX :page

Tableau IV.1 : Inspections typiques de système de combustion.....26

Tableau IV.2 : Inspections typiques de la veine des gaz chauds.....27

Tableau IV.3 : Inspections typiques de révision générale.....28

Tableau IV.4 : modes de contrôle des paramètres importants.....29

Tableau V-1: Composition du gaz combustible.....33

Tableau V-2: la comparaison des résultat obtenue.....40

Tableau V-3 la puissance et le rendement de la turbine pour chaque mois.....41

LISTE DES FIGURES :page

I.1: Répartition des différentes installations sur le champ de HASSI R'MEL.....	03
I.2 : schéma de turbine mono-arbre.....	05
I.3 : schéma de turbine à gaz bi-arbre.....	06
I.4 : schéma de turbine à action et turbine à réaction.....	06
I.5 : schéma de cycle thermodynamique de turbine bi-arbre.....	07
I.6 : schéma de principe de turbine à gaz bi-arbre.....	09
II.1 : Schéma de la section d'admission.....	12
II.2 : Schéma de rotor et stator du Compresseur axial.....	13
II.3 : Schéma de section de combustion.....	14
II.4 : schéma de chambre de combustion.....	15
II.5 : schéma de bougie d'allumage.....	15
II.6 : schéma de Détecteurs de flamme ultraviolets.....	16
II.7 : schéma de directrice de premier étage.....	17
II.8 : schéma de directrice de deuxième étage.....	18
II.9 : schéma de rotor HP et rotor BP.....	18
III.1 : schéma de système de graissage.....	20
III.2 : Schéma de système de commande de combustible.....	21
III.3 : Schéma de système de refroidissement et d'étanchéité.....	22
IV.1 : Les différents types de maintenance.....	23
V.1: Cycle réel de la turbine à gaz.....	30
V.2:Schéma de principe du bilan de la chambre de combustion.....	34

V.3: courbe de $k(T)=\eta g$42

V.4: courbe de $F(T)=Pu$42



LISTE DES NOMENCLATURES:

- 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'entré [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
 $\eta_{m\ thp}$: Rendement mécanique de transmission compresseur - turbine THP
 $\eta_{is\ thp}$: rendement isentropique de la turbine HP
 N_{THP} : vitesse de rotation de la turbine HP [tr/min]
 $\eta_{is\ tbp}$: Rendement isentropique de la turbine BP
 N_{TBP} : Vitesse de rotation de la turbine TBP [tr/min]
 ΔP_{ec} : Pertes de charge à l'échappement [bars]
 $\eta_{m\ tbp}$: Rendement mécanique de la transmission de turbine - charge
 P_1 : la pression d'admission [bars]
 P_0 : la pression atmosphérique au niveau de mer [bars]
 γ_a : exposant isentropique d'air
 γ_g : exposant isentropique de gaz
 C_{pT} : chaleur spécifique [Kj/Kg.K]
 $C_{p(T_a, T_b)}$: chaleur spécifique moyenne [Kj/Kg.K]
 $m_{air,r}$: la masse d'air réel
 $m_{air,st}$: la masse d'air stœchiométrique
 λ : coefficient d'excès d'air
 $\eta_{is\ hp}$: rendement isentropique de détente haute pression
 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

V_m : volume massique [m^3/Kg]

M : la masse molaire [g/mol]

m : la masse [Kg]

INTRODUCTION GENERALE

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

Notre travail est une contribution dans l'étude d'une turbine à gaz de la station de compression; cette station a pour but de récupérer les gaz moyenne pression des unités de traitement M0 et M1 et de fournir les frigorifiques nécessaires pour le refroidissement des gaz et récupération de GPL des ces modules.

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

Parmi les turbines utilisées dans les centres industriels, les turbines MS5002b qui possèdent deux arbres indépendants mécaniquement, fabriqué par NUOVO PIGNONE.

Nous avons réalisé ce mémoire sur l'étude de la turbine en insistant sur l'organisation et la maintenance de la turbine à gaz en vu d'obtenir un fonctionnement plus requis et l'étude énergétique et de performance pour déterminer les différents paramètres. Ce travail est terminé par l'étude de l'influence de différents facteurs qui peuvent engendrés des problèmes lors du fonctionnement de la turbine.

I.1. PRESENTATION DU CHAMP DE HASSI R'MEL :

Le réservoir de gaz de Hassi R'mel se situe approximativement à 500 Km au sud d'Alger, à une altitude de 760 m. Ce gisement s'étend sur une superficie de 3500 Km² soit 70 Km environ dans la direction Nord-sud et 50 Km environ dans la direction ouest.

I.1.1. Développement des champs de HASSI R'MEL :

Le développement du champ de HASSI R'MEL s'est trouvé étroitement lié au développement de l'industrie du gaz dans le monde et les importantes réserves décelées par ce gisement, plus de 2000 milliards de m³ ont constitué un atout important pour lancer une politique d'industrie gazière de grande envergure pour le pays.

Trois étapes importantes ont marqué le développement du champ de HR :

* Première étape (1961) : Réalisation d'une petite unité de traitement de gaz de 1,3 milliards de m³/an, cette réalisation a coïncidé avec la construction de la première usine de liquéfaction de gaz en 1964.

* Deuxième étape : La capacité de traitement des champs de HASSI R'MEL atteint, après la nationalisation des hydrocarbures en 1971, 14 milliards de m³/an.

* Troisième étape : Cette période a permis de caractériser un plan de développement qui concerne l'ensemble du champ en mesure de répondre aux besoins énergétique du pays ainsi qu'aux besoins de nos partenaires.

Ce plan a permis également de doter HASSI R'MEL d'un modèle d'exploitation en mesure d'optimiser la récupération de différents produits.

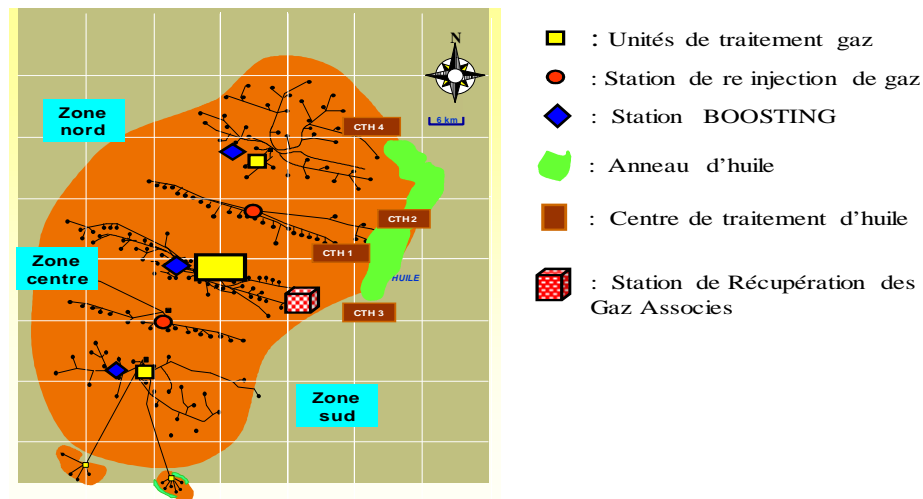
La capacité de traitement a été portée à 94 milliards de m³/an par :

- La réalisation de 4 complexes de traitement de 20 milliards de m³.
- Le forage de 150 puits producteurs.
- Le forage également de 52 puits injecteurs.
- La réalisation des réseaux de collecte et de dessert de 1000 Km, haute pression (en entrée).
- La réalisation de deux stations de réinjections de gaz d'une capacité unitaire de 30 milliards de m³ et d'une puissance unitaire de 600000 CV.
- La réalisation d'un réseau routière de 400 Km.

I.1.1.1. Installations gazières du champ de HASSI R'MEL:

Les champs de HASSI R'MEL se composent de trois zones d'exploitation (nord, centre et sud) entre lesquelles ont été intercalée deux zones de réinjection.

- ❖ Zone nord : est constituée du module 3 et de la station de compression Nord.
- ❖ Zone centrale : est constituée des modules (0, 1 et 4).
 - CSTF : le Centre de Stockage et de Transfert des Fluides (condensât et du GPL).
 - CTH : le Centre de Traitement d’Huile.
 - SRGA : le Station de Récupération des Gaz Associés.
 - CNDG : le Centre National de Distribution du Gaz.
 - l’unité commune-phase B.
- ❖ Zone sud : est constituée du module 2, la station de compression Sud.



FigureI.1: Répartition des différentes installations sur le champ de HASSI R’MEL

I.1.1.2. Projet BOOSTING:

L’exploitation du gisement s’accompagne avec une baisse de pression .Et tenant compte des conditions de fonctionnement des procédés utilisés, de l’optimisation de la récupération des condensable et des caractéristiques commerciales des différents produits, le BOOSTING du gaz brut est nécessité incontournable.

Il se compose de :

- Le forage de puits additionnels.
- Modification du réseau de collectes existant.
- Trois stations BOOSTING pour la compression du gaz brut à l’entrée des unités.

I.1.2. Production des champs de HASSI R'MEL :

Le développement final du champ permis d'atteindre les capacités de production suivantes :

- 100 milliards de m³ de gaz par an.
- 12 millions de tonnes de condensât par an.
- 3.5 millions de tonnes de GPL par an.

I.1.3. Description du procédé de la phase B :

les branchements communes dans la phase B sont constituées d'un système de contact (Glycol /Gaz) tel que :

- la déshydratation du Gaz de tête d'ethaniseurs des modules 0 et 1.
- de l'équipement pour la régénération du Glycol.
- du système de compression du Gaz de tête d'ethaniseurs.
- du système de production et de stockage de propane pour l'appoint du Réfrigérant.

Elle comprenne aussi des utilités des équipements auxiliaires communs.

I.1.4. Les installations de la phase B est :

- La zone de déshydratation au Glycol.
- La zone de compression de tête du d'ethaniseurs.
- La zone de production et du stockage de propane.
- La partie de réfrigération au propane.
- Les utilités.
- Et la partie torche.

I.2. DEFINITION :

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne, dont le rôle est la reversion de l'énergie thermique due à la combustion d'un hydrocarbure en énergie mécanique (couple mécanique sur l'arbre de la turbine). La turbine à gaz prend l'air atmosphérique et le comprime dans son propre compresseur, augmente la puissance énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et convertie cette puissance en énergie mécanique utile pendant le processus de détente qui a lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement en puissance utile à une machine réceptrice « alternateurs, pompes centrifuges, compresseurs de gaz...Etc.).

I.3. HISTORIQUE DE LA TURBINE A GAZ:

Dans l’histoire de la turbine à gaz, on peut distinguer trois périodes :

En 1791, l’Anglais John Barber brevetait un appareil hybride puisque cette turbine à gaz comportait un compresseur alternatif. Pour les turboréacteurs, c’est le Français Lorin qui, en 1911, en fait breveter le principe.

Entre 1901 et 1906, les recherches des Français Armengaud et Le Male aboutissent au premier turbomoteur autonome avec un rendement global à 3%.

En 1930: Brevets par Frank Whittle de moteurs à réaction d’aviation qui sont des turbines à gaz

Années 1950: utilisation des turbines pour la production d’électricité avec un rendement de 30%

Années 60: diminution du coût du gaz, utilisation des turbines à gaz se multiplie dans le domaine industriel notamment dans l’industrie pétrolier et de gaz.

I.4. CLASSIFICATION DES TURBINES A GAZ :

I.4.1. 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.

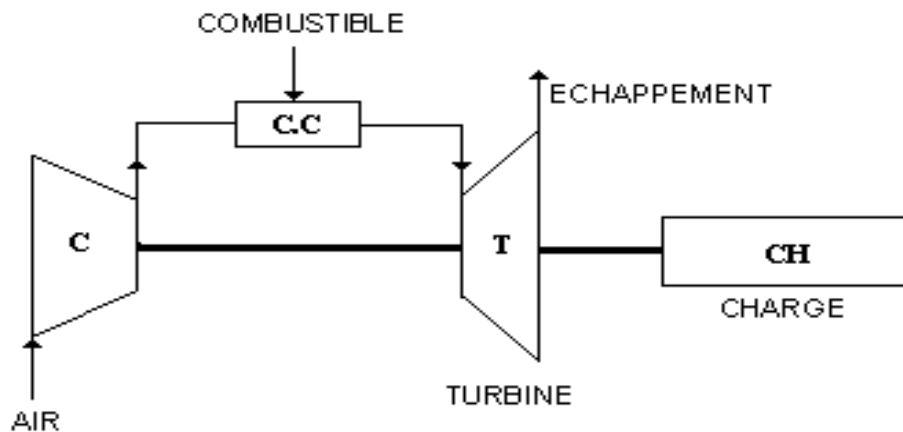


Figure I.2 : schéma de turbine mono-arbre

- **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).

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 l'organe récepteur.

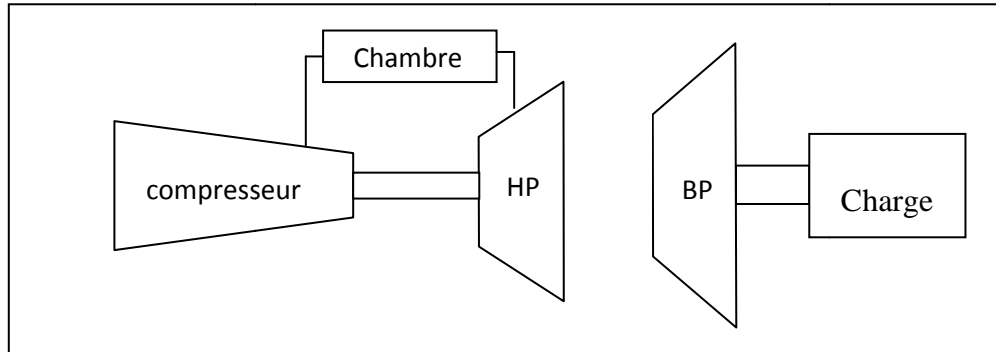


Figure I.3 : schéma de turbine à gaz bi-arbre

I.4.2. D'après le mode de travail :

- Turbine à action** : Le principe de fonctionnement d'une turbine à action, est que la transformation thermodynamique du fluide se fait uniquement dans la directrice (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-à-d 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 $p_1 > p_2 > p_3$.

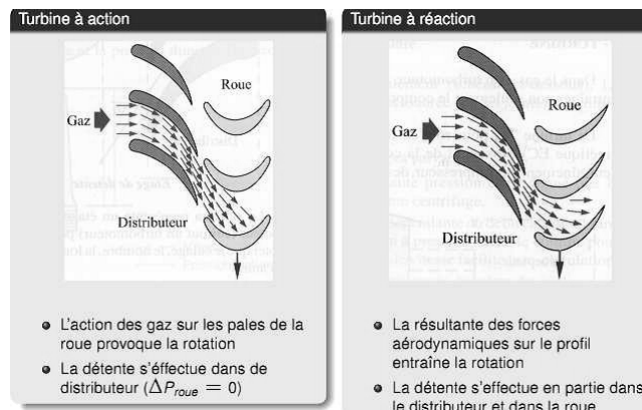


Figure I.4 : schéma de turbine à action et turbine à réaction

I.4.3. 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.

- **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.

I.5. LE CYCLE THERMODYNAMIQUE DE TURBINE BI-ARBRE:

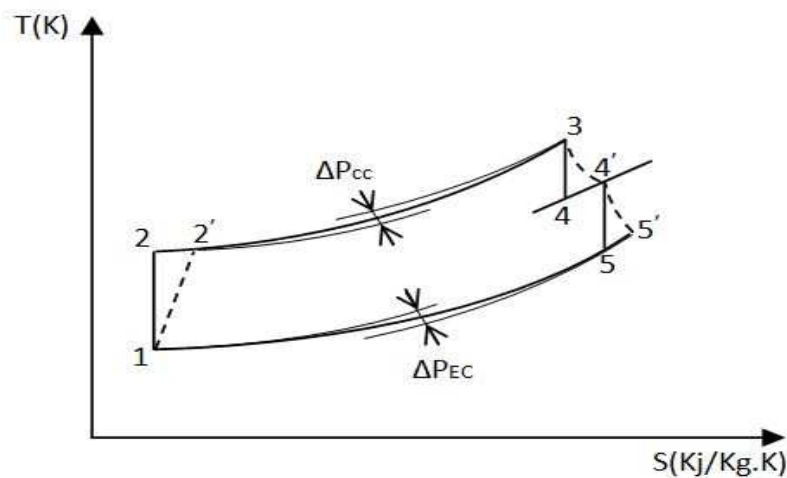


Figure I.5 : schéma de cycle thermodynamique de turbine bi-arbre

- 1-2: Compression isentropique dans le compresseur.
- 1-2' : compression réelle dans le compresseur.
- 2-3: Apport de chaleur à pression constante dans la chambre de combustion.
- 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

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. Dans le diagramme T, S de figure I-4 ci-dessus, sont représentées à la fois le cycle idéal (1,2,3,4,5) et cycle réel (1,2',3,4',5') donc les valeurs de T₂, T₄, T₅ sont données par les relations :

- Le travail :

$$W_c = C_p(1,2') (T_2' - T_1)$$

$$W_{THP} = C_p(3,4') (T_4' - T_3)$$

- Le travail utile devient :

$$W_u = W_{TBP} = C_p(4',5') (T_4' - T_5')$$

- le rendement :

$$\eta_{THP} = \frac{C_p(T_3, T_4')(T_3 - T_4')}{C_p(T_3, T_4)(T_3 - T_4)}$$

$$\eta_{TBP} = \frac{C_p(T_4, T_5')(T_4 - T_5')}{C_p(T_4, T_5)(T_4 - T_5)}$$

I.6. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DE LA TURBINE A GAZ :

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

- elle extrait de l'air du milieu environnant
- elle le comprime à une pression plus élevée.
- elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion.
- elle achemine de l'air à pression et à température élevées vers la section de la turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre - turbine
- La détente se produit sur deux étages à travers deux roues indépendantes mécaniquement, la première roue dite roue HP est destinée uniquement à l'entraînement du compresseur d'air et les accessoires attelés à l'arbre tandis que la deuxième roue dite roue BP (roue de puissance) et relie à la charge (récepteur).

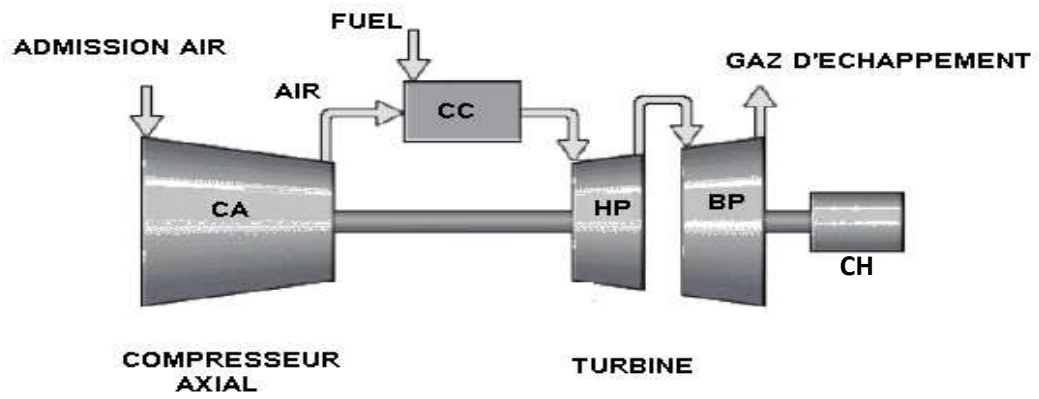


Figure I.6 : schéma de principe de turbine à gaz bi-arbre

INTRODUCTION :

L'objectif de ce chapitre est de présenter une étude descriptive des différentes sections et systèmes de l'installation de la turbine à gaz "MS 5002B"

Les turbines à gaz au niveau du champ de Hassi R'mel sont de modèle MS 5002, elles sont utilisées pour entraîner des compresseurs centrifuges multi étages dans les stations de traitement de gaz

II.1. CARACTERISTIQUES DE LA TURBINE MS 5002B :[1]

Marque	GENERALE ELECTRIQUE
Fabricant	NUOVO PIGNONE
Série du model	MS 5002b
Cycle	Simple
Rotation de l'arbre	sens inverse des aiguilles d'une montre
Type de fonctionnement	Continu
Vitesse de l'arbre HP.....	5100 tr/min
Vitesse de l'arbre BP.....	4670 tr/min
Commande.....	MARK II
Débit carburant	2 Kg/s
Système de démarrage	Turbine à détente
Rendement thermique	≈ 28%
Atténuation du bruit.....	silencieux d'admission et d'échappement selon les exigences locales ;

❖ Section du compresseur :

Nombre des étages du compresseur axial.....	16;
Type du compresseur.....	écoulement axial, série lourde ;
Plan de joint.....	bride horizontale ;
Type d'aubes directrice d'entrée.....	variable ;
Pression à l'admission	1,013 bar ;
Pression de refoulement.....	6 bars ;

❖ Section de la turbine :

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

❖ **Section de combustion :**

Type.....12 multiples foyers, types à flux inverses ;
Configuration des chambres.....concentrique autour du compresseur ;
Combustible Gaz naturel ;
Bougies d'allumage.....deux, types à électrodes à ressort, auto rétractant;
DéTECTEUR de flamme.....deux, type ultraviolet ;

❖ **Ensemble paliers :**

Quantité.....04 ;
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 par moteur, verticale, centrifuge, immergée ;
Pompe de graissage de secours.....Entraînée par moteur, verticale, centrifuge, immergée ;

II.2. SECTION D'ADMISSION :

La section d'admission (figure II.1) 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.[1]

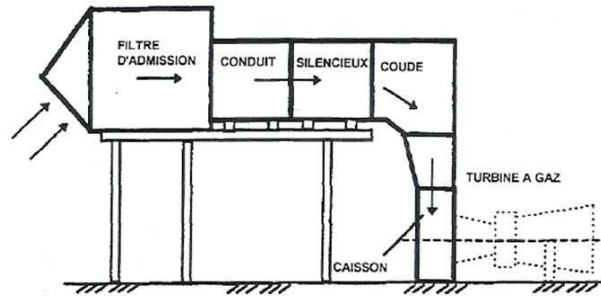


Figure II.1 : Schéma de la section d'admission

II.3. SECTION COMPRESSEUR :

La section du compresseur axial comprend le rotor et le corps du compresseur de seize (16) 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.[2]

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 contraintes thermiques



stator du compresseur axial



Rotor du compresseur axial

Figure II.2 : Schéma de rotor et stator du Compresseur axial

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.

II.4. SECTION DE COMBUSTION :

La section de chambre de combustion de la turbine à gaz MS5002B 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.

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]

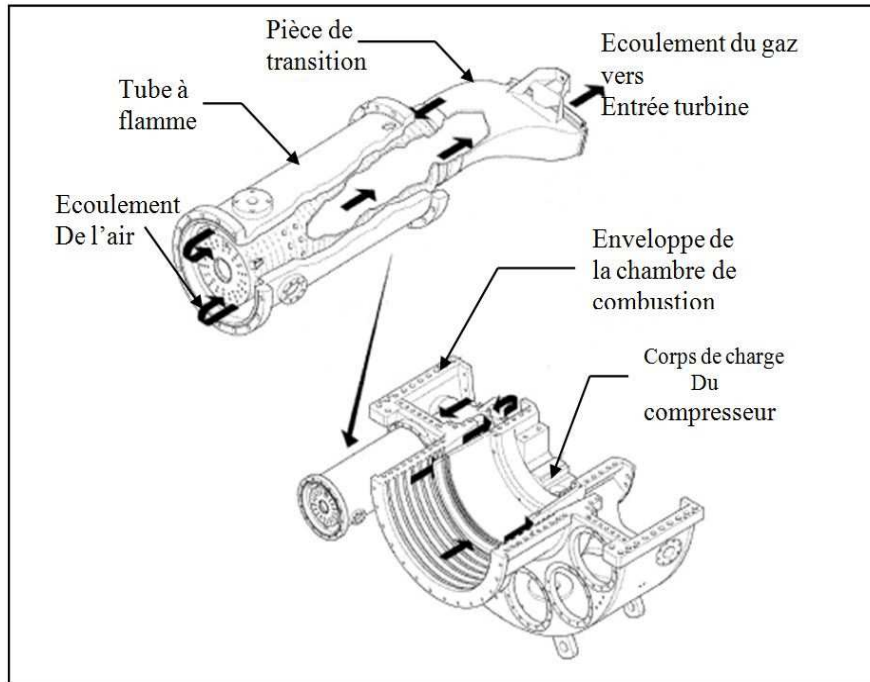


Figure II.3 : Schéma de section de combustion

II.4.1. Corps de combustion:

Les brides arrières 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

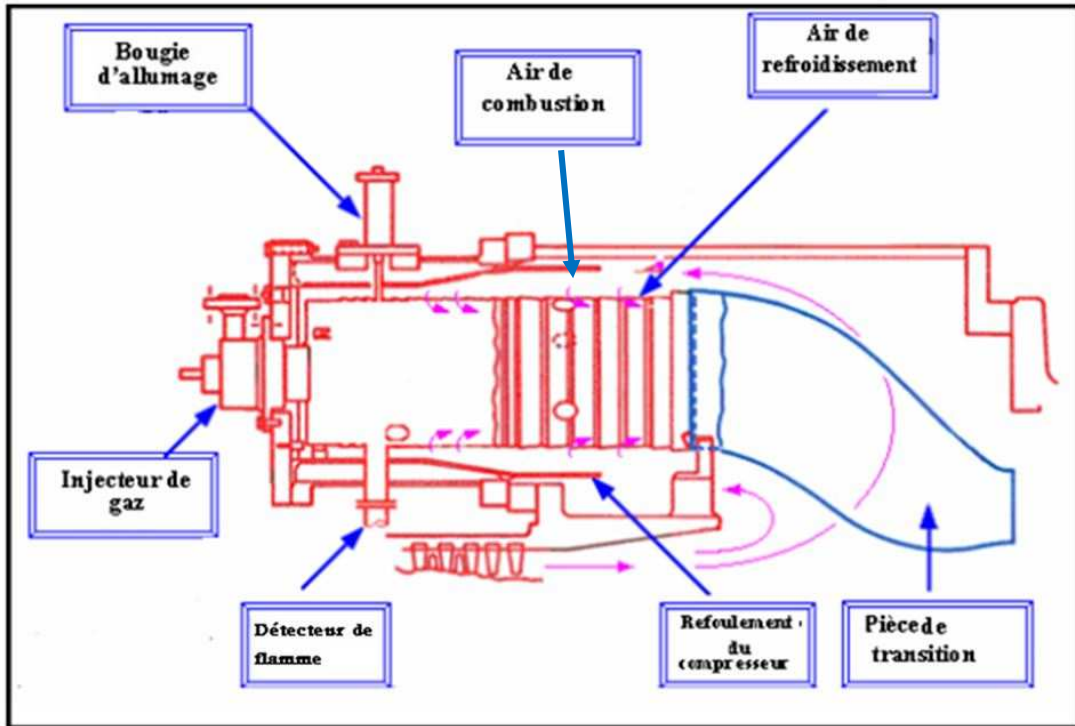


Figure II.4 : schéma de chambre de combustion

II.4.2. 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 II.5 : schéma de bougie d'allumage

II.4.3. 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 II.6 : schéma de Détecteurs de flamme ultraviolets

II.4.4. 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.

II.4.5. 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:

- La 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, ainsi que des fumées.
- Réduire les pertes de charges.

II.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.[2]

II.5.1. 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 retenue 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 II.7 : schéma de directrice de premier étage

II.5.2. 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 II.8 : schéma de directrice de deuxième étage

II.5.3. 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 rotos de la turbine sont alignés dans la section turbine et sont mécaniquement indépendant 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 soutenue 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.



Figure II.9 : Schéma de rotor HP et rotor BP

INTRODUCTION:

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.1. SYSTEME DE DEMARRAGE :

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 22% de sa vitesse nominale dans une minute, l'ensemble se stabilisé pendant les cinq minutes qui suivent à la vitesse de 22%, 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 22% à 60% se fait dans environ 8mn. A cette vitesse le moteur de lancement est découplée du compresseur axial et la turbine atteint la phase de son autonomie, où elle accélère jusqu'à sa vitesse nominale.

III.2. SYSTEME 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 :

III.2.1. 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.

III.2.2. 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.

III.2.3. 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).

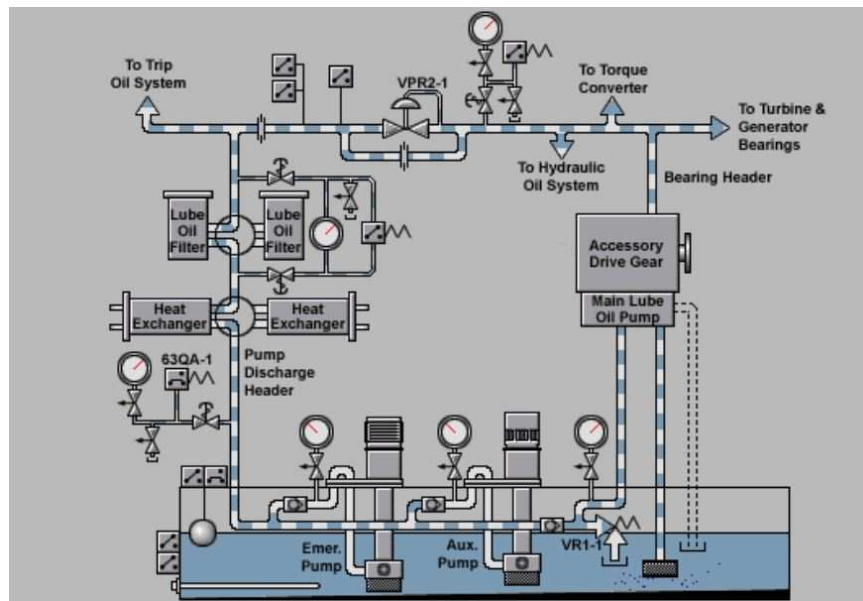


Figure III.1 : schéma de système de graissage

III.3. SYSTEME 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.

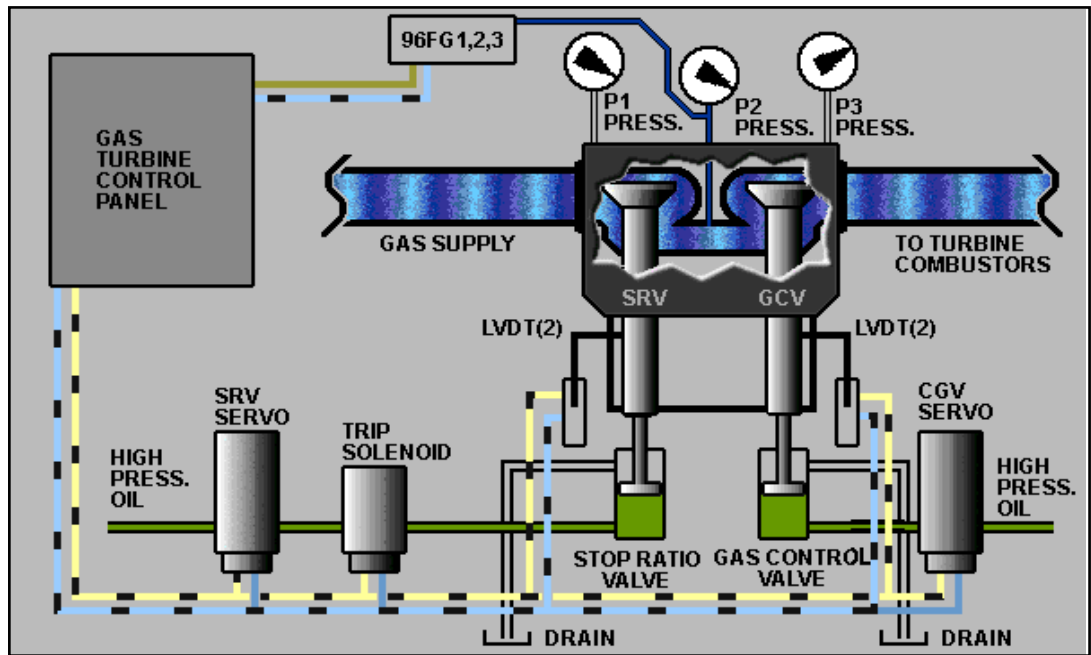


Figure III.2 : Schéma de système de commande de combustible

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.4. SYSTEME DE REFROIDISSEMENT ET D'ETANCHEITE :

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.

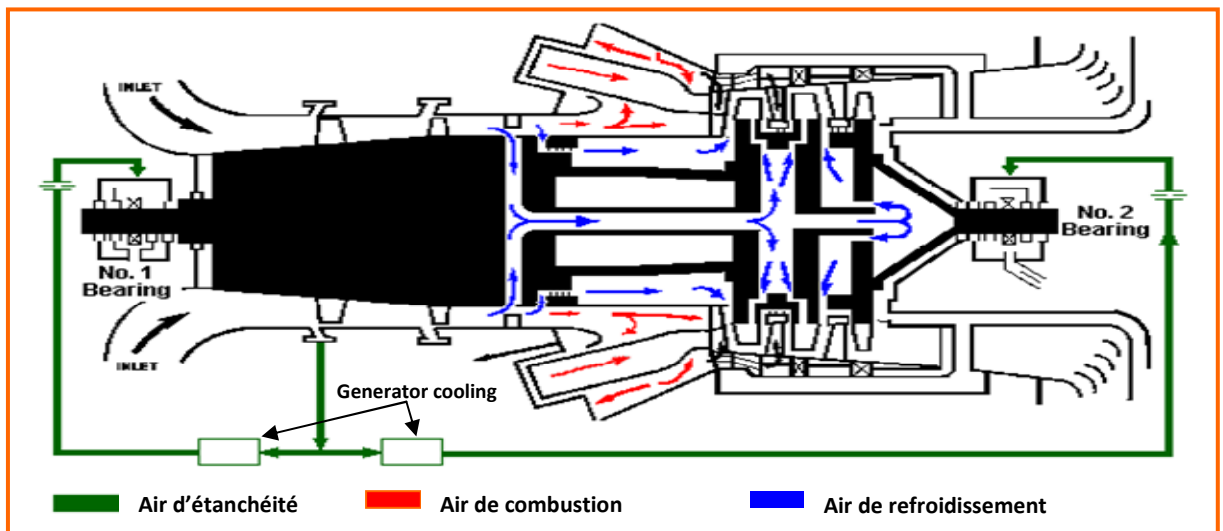


Figure III.3 : Schéma de système de refroidissement et d'étanchéité

III.5. SYSTEMES DE PROTECTION :

III.5.1. 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

III.5.2. 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.

III.5.3. 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.

III.5.4. 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.

III.5.5. 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 10e 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).

INTRODUCTION:

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.1. DEFINITION DE MAINTENANCE:

Ensemble de toutes les opérations visant à assurer un taux de disponibilité des équipements dans les meilleures conditions de cout et de sécurité.

IV.2. LES FORMES DE LA MAINTENANCE:

Les différents types de la maintenance sont illustrés dans le diagramme suivant :

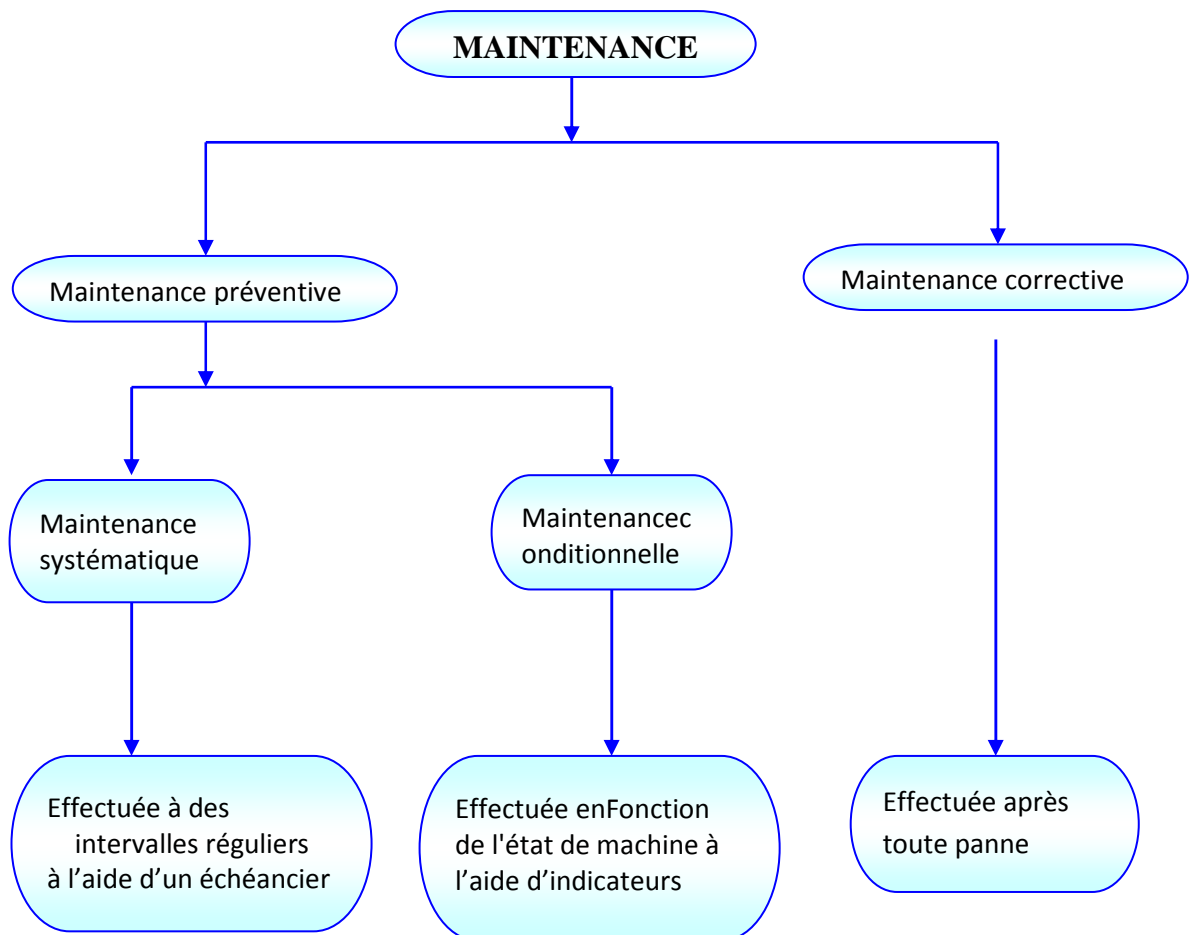


Figure IV.1 : Les différents types de maintenance

IV.3. MAINTENANCE APPLIQUEE SUR LES TURBINES A GAZ MS5002B:

IV.3.1. La maintenance systématique (les inspections à l'arrêt):

Elle nécessite le démontage de la turbine à différents degrés:

IV.3.1.1. Une inspection du système combustion (combustion inspection CI): chaque 8000 h de fonctionnement;

Une inspection du système combustion réclame un temps d'arrêt relativement court de la turbine à gaz afin de vérifier l'état des éléments suivants :

- Brûleur.
- Chambre de combustion (chemise, chapeau, douille d'écoulement).
- Tubes d'interconnexion.
- Bougies d'allumage.
- Détecteurs de flammes. [3]

Elément	Objet de l'inspection	Actions potentielles
Chemise de combustion Chapeau de combustion	Corps étrangers Usure anormale	Réparer/remettre en état <u>Chambres de combustion</u> Criques/Erosion/Usure Réparation TBC <u>Pièce de transition</u> Usure
Brûleur Pièce de transition	Fissures Trous refroidissement obstrués	Réparation TBC Déformation <u>Brûleurs</u>
Tubes d'interconnexion Vanne de purge Clapets anti-retour	Condition TBC Oxydation/Corrosion/Erosion Traces de température excessive locale	Obturation Usure/Erosion <u>Tubes d'interconnexion</u>
Bougies d'allumage	Perte de petites particules intérieures	Usure/Températures excessive
Détecteurs de flammes Conduits de combustible aux brûleurs	Jeux Inspection au boroscope	

Tableau IV.1 : Inspections typiques de système de combustion

TBC : Revêtement de Protection Thermique. Protection extérieure des chambres de combustion et des pièces de transition.

Le boroscope se compose d'un générateur de lumière, d'un conducteur de lumière flexible et d'un appareil optique rigide avec lentille haute qualité.

IV.3.1.2. Inspections de la veine des gaz chauds (hot gaz parth inspection HPGI):chaque 16000 h de fonctionnement :

Le but de ce niveau d'inspection est d'examiner les pièces de la turbine les plus soumises aux contraintes par les températures élevées du système des gaz de combustion ; cette visite comprend essentiellement :

- Directrices, tous les étages.
- Aubes du rotor, tous les étages.
- Anneaux de protection extérieurs, tous les étages. [3]

Elément	Objet d'inspection	Action potentielle
Système de combustion Directrices, tous les étages	Voir le tableau 1 Corps étrangers	Voir le tableau 1 Réparer/remettre en état
Aubes, tous les étages	Usure anormale	<u>Directrices</u> Réparation par soudure
Anneau de protection extérieure	Fissures Les trous de refroidissement sont obstrués	Revêtement de restitution
Joints à labyrinthes	Etat de revêtement	<u>Aubes</u> Dévetissage et nouveau revêtement
Thermocouple de l'espace de roue	Oxydation/Corrosion/Erosion	Durée de vie résiduelle après fluage
Carter d'échappement de turbine	Traces de la température excessive locale Perte de petites particules intérieures	
Aubes ⁽¹⁾ de refoulement compresseur axial IGV ⁽²⁾	Distorsions et déformation Jeux	

Tableau IV.2 : Inspections typiques de la veine des gaz chauds

Notes :

⁽¹⁾inspection au boroscope, accès au carter intermédiaire de la turbine.

⁽²⁾inspection visuelle directrice ou au boroscope du caisson d'admission.

IV.3.1.3. Révision générale (major inspection MI) :

c'est une révision générale qui est faite chaque 32000 h de fonctionnement

Le but d'une révision générale est d'examiner toutes les pièces intérieures du stator et du rotor, de l'admission de la chambre des filtres jusqu'aux systèmes d'échappement y compris le réducteur de charge et la machine conduite.[3]

Elément	L'objet d'inspection ⁽¹⁾	Action potentielle
Système de combustion	Voir le tableau 1	Voir le tableau 1
Veine des gaz chauds	Voir le tableau 2	Voir le tableau 2 Réparer/Remettre en état
Aubes du compresseur	Corps étrangers	<u>Directrices aubes</u>
Roues de la turbine	Usure anormale	Détérioration du revêtement
Queues d'aronde des aubes	Fissures	Signe de frottement Fissures
Zone supportée de l'arbre ⁽²⁾	Traces de fuite intérieure	Dommmages dus à des corps étrangers Durée de vie
Paliers	Oxydation/Corrosion/Erosion	résiduelle au fluage
Joints à labyrinthes	Perte de petites particules intérieures	<u>Anneaux de protection du stator</u> ⁽³⁾
Système d'admission	Distorsions et déformations	Fissures
Système d'échappement		Oxydation
D'autres systèmes auxiliaires	Jeux	Erosion <u>IGV</u> Usure des douilles Dommmage dû à des corps étrangers <u>Paliers et joints</u> Marquage Usure <u>Aubes du compresseur</u> Corrosion Erosion Frottement Dommmages dus à des corps étrangers

Tableau IV.3 : Inspections typiques de révision générale.

⁽¹⁾ méthodes principales d'inspection : visuelle, par ressuage, par les ultrasons.

⁽²⁾ Y compris les zones adjacentes aux joints à labyrinthes.

⁽³⁾ Anneaux de protection extérieure, concentrique aux diamètres extérieurs des aubes.

IV.3.2. La maintenance conditionnelle (inspection en fonctionnement):

Elle comprend la somme des observations faites durant le fonctionnement de l'unité. Des données en opération devant-êtré 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. [3]

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

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

Tableau IV.4 : modes de contrôle des paramètres importants

Conclusion :

Il est vivement recommandé de faire marcher le groupe à charge nulle pendant quelque minutes chaque mois pour assécher l'humidité qui se serait accumulée à l'intérieur des conduites et autres composants en raison des variations de température et d'humidité atmosphérique. Cela permettra aussi de faire ré-circuler le lubrifiant, recouvrant ainsi les pièces mobiles d'une huile de graissage qui les protégera de la corrosion.

INTRODUCTION:

Les calculs énergétiques ont pour but de déterminer les performances dans les conditions d'exploitation de ces machines (MS5002b) 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.1 suivante :

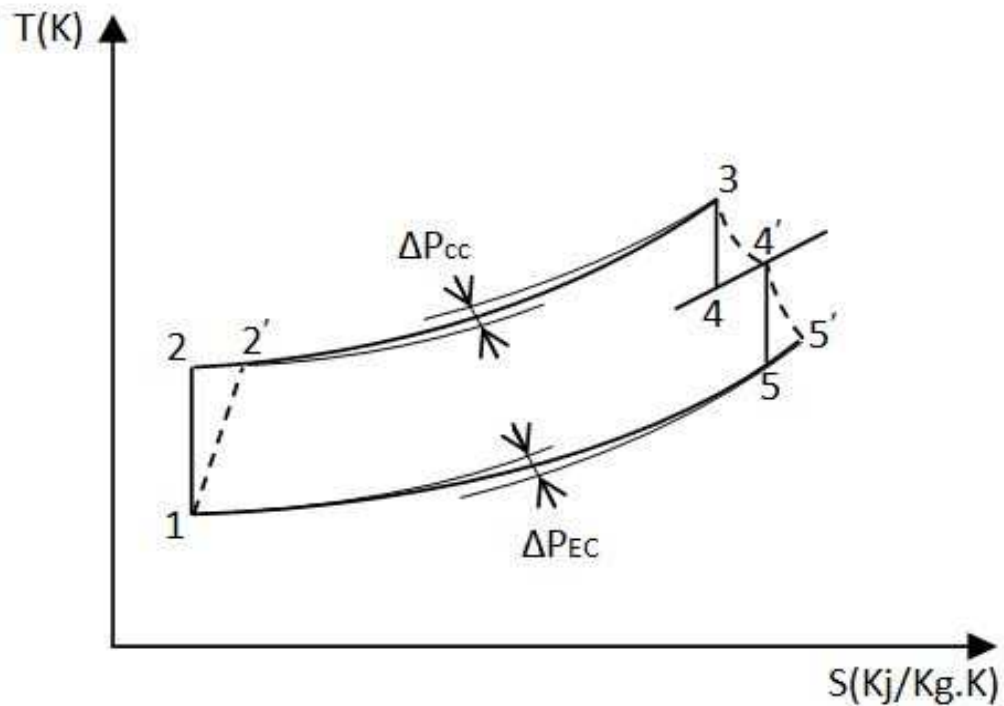


Figure V-1: Cycle réel de la turbine à gaz

V.1.DONNEES DE TURBINES A GAZ BI-ARBRES :**V.1.1.Paramètre de l'air ambiant :**

- Température ambiante $T_a=20^\circ\text{C}$
- pression ambiante d'après l'équation (3)

V.1.2.Caractéristiques de fonctionnement de turbine à gaz :

Données du constructeur

- Taux de compression : $\tau=6$
- L'altitude $Z=750\text{m}$
- Pertes de charge d'entrer $\Delta P_a= 0,0119$ bars
- Débit de combustible : $Q_c=2\text{kg/s}$
- Débit d'air total : $Q_{aa}=100,4$ kg/s
- Débit d'air pour la combustion : $Q_{ac}=95\text{kg/s}$
- Rendement isentropique de compression : $\eta_c=0,88$
- Pouvoir calorifique inférieur du combustible (gaz naturel)
- $P_{ci}=8500\text{Kcal/m}^3$
- Tableau de composition du combustible (voir page 34)
- Pertes de charge chambre de combustion $\Delta P_{cc}= 0,224$ bar
- Rendement de la chambre de combustion : $\eta_{cc}=0,97$
- 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 $\Delta P_{ec} = 9,81.10^{-3}$ bars
 - Rendement mécanique de la transmission de turbine - charge : $\eta_{m\ tbp}=0,97$
 - Puissance utile $P_u=24970\text{KW}$
 - Rendement de l'installation $\eta_g =0,28$

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.2.CALCUL DES PARAMETRES DE LA TURBINE A GAZ (MS 5002b):**V.2.1.Calculs des paramètres du compresseur axial :**

- Température à l'admission du compresseur T_1 :

$$T_1 = T_a \dots \dots \dots (1)$$

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

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

- Pression de d'admission du compresseur P_1 :

$$P_1 = P_a - \Delta P_a \dots \dots \dots (2)$$

Où :

P_a : la pression atmosphérique dans la zone d'installation de la turbine.

ΔP_a : chute de pression dans le canal d'admission

$$P_a = P_0 \cdot \left(1 - \left(\frac{0,0065}{288,15}\right) Z\right)^{5,255} \dots \dots \dots (3)$$

P_0 : la pression atmosphérique au niveau de la mer, $P_0 = 1,0133 \text{ bar}$

$$P_a = 0,9264 \text{ bar}$$

donc

$$P_1 = 0,9264 - 0,0119 = 0,9145$$

$$P_1 = 0,9145 \text{ bar}$$

- Pression P_2 et température T_2 de fin de compression isentropique:

$$P_2 = P_1 \cdot \tau \dots \dots \dots (4)$$

$$P_2 = 0,9145 \cdot 6 = 5,487$$

$$P_2 = 5,487 \text{ bars}$$

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

- ✓ La chaleur massique moyenne :

La chaleur spécifique de l'air C_p à la température $T < 1300 \text{ K}$ [4]:

$$C_{pT} = 0,9648 + 0,099 \frac{T}{1000} \dots \dots \dots (6)$$

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

$$C_{P(T_1, T_2)} = \frac{C_{pT_2}(T_2 - 273,15) - C_{pT_1}(T_1 - 273,15)}{(T_2 - T_1)} \dots \dots \dots (7)$$

$$\gamma_a = \frac{C_{P(T_1, T_2)}}{C_{P(T_1, T_2)} - r} \dots \dots \dots (8)$$

Avec $r = 0,287 \text{ KJ/kgK}$

Les valeurs de T_2 , C_{pT} , $C_{P(T1, T2)}$ et de γ_a sont déterminées respectivement à partir des équations (5), (6), (7) et (8) en procédant par itération avec une valeur initiale de γ_a choisi $\gamma_a = 1,4$:

$$T_2 = 486,553 \text{ K}$$

$$C_{pT1} = 0,994 \text{ kJ/(kg.K)}$$

$$C_{pT2} = 1,013 \text{ kJ/(kg.K)}$$

$$C_{P(T1, T2)} = 1,015 \text{ kJ/(kg.K)}$$

$$\gamma_a = 1,394$$

- Pression P_2' et température T_2' de fin de compression polytropique:

$$P_2' = P_2 \dots \dots \dots (9)$$

$$P_2' = 5,487 \text{ bars}$$

Calcul de T_2' :

Le rendement de compression isentropique est défini par :

$$\eta_c = \frac{C_{P(T1, T2)}(T_2 - T_1)}{C_{P(T1, T2')} (T_2' - T_1)} \dots \dots \dots (10)$$

Donc

$$T_2' = T_1 + \frac{C_{P(T1, T2)}(T_2 - T_1)}{\eta_c C_{P(T1, T2')}} \dots \dots \dots (11)$$

$$C_{p(T1, T_2')} = \frac{C_{pT_2'}(T_2' - 273,15) - C_{pT_1}(T_1 - 273,15)}{(T_2' - T_1)} \dots \dots \dots (12)$$

Les valeurs de T_2' , $C_{pT_2'}$, $C_{P(T1, T_2')}$ sont déterminées respectivement à partir des équations (11), (6) et (12) par itération avec une valeur initiale de $C_{P(T1, T_2')}$ choisi, $C_{P(T1, T_2')} = C_{P(T1, T_2)}$:

$$T_2' = 512,926 \text{ K}$$

Après plusieurs itérations, les valeurs de T_2' et $C_{P(T1, T_2')}$ et $C_{pT_2'}$ sont :

$$T_2' = 512,374 \text{ K}$$

$$C_{pT_2'} = 1,016 \text{ KJ/Kg.K}$$

$$C_{P(T1, T_2')} = 1,0175 \text{ KJ/Kg.K}$$

V.2.2. Calculs des paramètres du 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.

- Pression de fin de combustion P_3 :

$$P_3 = P_2' - \Delta P_{cc} \dots \dots \dots (13)$$

$$P_3 = 5,487 - 0,224$$

$$P_3 = 5,263 \text{ bars}$$

- Température de fin de combustion T_3 :

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

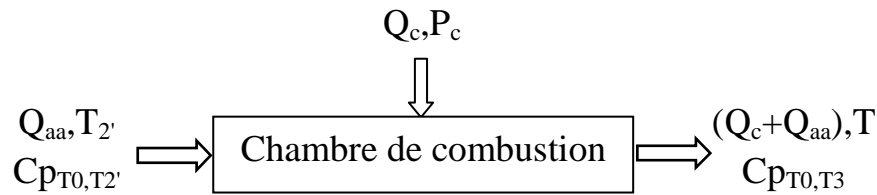


Figure V-2: Schéma de principe du bilan de la chambre de combustion

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

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

$$P_{ci} = 8500 \text{ Kcal/m}^3$$

$$\text{Volume molaire aux conditions normales} = 22,4 \text{ m}^3$$

Donc le volume massique aux conditions normales :

$$22,4$$

$$V_m = \frac{\quad}{20,33} = 1,102 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$P_{ci} \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{m}^3} \right) = P_{ci} \cdot V_m \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} \right) \dots \dots \dots (15)$$

$$P_{ci} = 9367 \text{ Kcal/Kg} = 39341,4 \text{ Kj/Kg}$$

$$T_3 = T_0 + \frac{Q_{ac} \cdot C_{p(T_2', T_0)} (T_2' - T_0) + \eta_{cc} \cdot Q_c \cdot P_{ci}}{(Q_{ac} + Q_c) \cdot C_{p(T_0, T_3)}} \dots \dots \dots (16)$$

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

$$C_{p(T_0, T_3)} = 0,9718 + \frac{0,0414}{\lambda} + \left(\frac{0,0536}{\lambda} + 0,0927 \right) \cdot \frac{T_3}{1000} [4] \dots \dots \dots (17)$$

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

$$\lambda = \frac{m_{\text{air}, r}}{m_{\text{air}, st}} \dots \dots \dots (18)$$

$m_{\text{air}, r}$ = la masse d'air réel

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

La masse stœchiométrique de l'air de combustion $m_{\text{air}, st}$ est déterminée des réactions des différents composants du combustible.

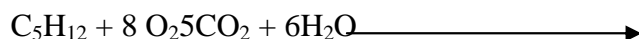
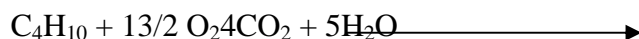
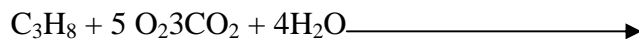
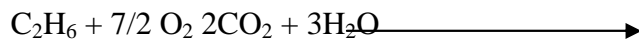
Le combustible utilisé dans la turbine à gaz est un gaz naturel provenant de l'usine de gaz HASSI R'MEL et dont la composition est présentée dans le tableau suivant :

Composé Gaz	Symbole	Formule chimique	Fraction molaire	Masse molaire
Méthane	C ₁	CH ₄	73,69	16,049
Ethane	C ₂	C ₂ H ₆	21,26	30,08
Propane	C ₃	C ₃ H ₈	1,11	44,11
Iso-butane	iC ₄	iC ₄ H ₁₀	0,08	58,141
Normal-butane	nC ₄	nC ₄ H ₁₀	0,49	58,141
Iso-pentane	iC ₅	iC ₅ H ₁₂	0,36	72,17
Normal-pentane	nC ₅	nC ₅ H ₁₂	0,37	72,17
Azote	N ₂	N ₂	2,17	28,013
Dioxyde de carbone	CO ₂	CO ₂	0,35	44,01
Masse Moléculaire	21,26			

Tableau V-1: Composition du gaz combustible

❖ Réaction chimique de la combustion :

La combustion provient de l'oxydation des différents composant du gaz naturel selon les réaction suivantes :



❖ Détermination la masse d'air stoechiométrique :

la quantité d'oxygène pour la combustion d'un composant C_mH_n est n_i

$$n_i = (m + n/4) \cdot x_i \dots \dots \dots (18-1)$$

La quantité molaire d'oxygène nécessaire est obtenue par :

$$n_{(O_2)min} = 2(0,7369) + 7/2 (0,2126) + 5(0,0111) + 13/2 (0,0008 + 0,0049) + 8(0,0036 + 0,0037)$$

$$n_{(O_2)min} = 2,36885 \text{ moles}$$

La masse d'oxygène nécessaire est donc :

$$m_{(O_2)min} = n_{(O_2)min} \cdot M_{O_2} = 75,83 \text{ g}$$

Comme l'air est composé de l'oxygène et de l'azote avec les proportions suivant :

- en volume 79 % d'azote et 21 % d'oxygène
- en masse 76,8 d'azote et 23,2 % d'oxygène

Alors la masse totale d'air minimale nécessaire à la combustion est :

$$m_{(\text{air})\text{min}} = m_{(\text{O}_2)\text{min}}/0,232 = 326,9 \text{ g}$$

La masse du combustible correspondante est :

$$m_c = \sum x_i \cdot M_i = 20,33 \text{ g} \dots \dots \dots (18-2)$$

x_i = fraction molaire du composant i du gaz

M_i = les masse molaire du composant i du gaz

D'où le rapport stœchiométrique :

$$m_{\text{air},st} = \frac{\text{masse d'air}}{\text{masse du combustible}} \dots \dots \dots (18-3)$$

$$m_{\text{air},st} = \frac{326,9}{20,33} = 16,08$$

❖ Calcul la masse d'air réel :

Le débit massique de l'air pour la vitesse de rotor 5100 tr/min est :

$$Q_{ac} = 95 \text{ Kg/s}$$

Débit massique du gaz combustible:

$$Q_c = 2 \text{ Kg/s}$$

$$m_{\text{air},r} = \frac{Q_{ac}}{Q_c} \dots \dots \dots (18-4)$$

❖ Calcul d'excès d'air λ :

Donc, le coefficient d'excès d'air : $\lambda = m_{\text{air},r} / m_{\text{air},st}$

$$\lambda = \frac{47,5}{16,08} = 2,954$$

Les valeurs de $C_{P(T_0, T_3)}$ et de T_3 sont déterminées à partir des équations (17) et (16) par itération avec une valeur initiale de T_3 choisi

Note: généralement la valeur de la température de fin de combustion supérieure 1100 K et inférieure 1300 K [4], donc utilise la température moyenne, $T_3 = 1200 \text{ K}$, de l'équation (17) calcule de $C_{P(T_0, T_3)}$ puis de (16) recalcule de T_3 et ainsi de suite :

$$C_{PT_3} = 1,1177 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

$T_3 = 1189,979 \text{ K}$

V.2.3. Section turbine à gaz :

La section turbine est composée de la turbine haute pression (THP) et de la turbine basse pression (TBP). La première entraîne 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 fonctionner à des vitesses de rotation différentes.

Calculs des paramètres de turbine :

V.2.3.1. Générateur de gaz (turbine à haute pression THP) :

- Calcule de température de fin de détente réelle $T_{4'}$:

La puissance de la turbine HP est utilisée pour l'entraînement du compresseur d'air, donc :

$$P_c = P_{THP} \cdot \eta_{m thp} = Q_{aa} \cdot C_{p(T_1 T_2')} (T_{2'} - T_1) \dots \dots \dots (19)$$

P_c : puissance de la compresseur

P_{THP} : puissance de la turbine haute pression

$$P_{THP} = (Q_{ac} + Q_c) \cdot C_{p(T_3 T_4')} \cdot (T_3 - T_{4'}) = \frac{Q_{aa} \cdot C_{p(T_1 T_2')} (T_{2'} - T_1)}{\eta_{m thp}} \dots \dots \dots (20)$$

$$T_{4'} = T_3 - \frac{Q_{aa} \cdot C_{p(T_1 T_2')} (T_{2'} - T_1)}{(Q_{ac} + Q_c) \cdot C_{p(T_3 T_4')} \cdot \eta_{m thp}} \dots \dots \dots (21)$$

$$C_{p(T_3, T_4')} = \frac{C_{p T_3} (T_3 - 273,15) - C_{p T_4'} (T_{4'} - 273,15)}{(T_3 - T_{4'})} \dots \dots \dots (22)$$

La valeur de la température $T_{4'}$ et $C_{p T_4'}$ sera déterminée de la relation (21) et (6) et pour cela il faut la chaleur spécifique moyenne au de la détente haute pression $C_{p(3,4')}$ est supposée en premier égale $C_{p(2',3)}$ qui est déterminée de l'équation suivante:

$$C_{p(T_2', T_3)} = 0,9102 + \frac{0,1187}{\lambda} + 0,1187 \cdot \frac{(T_{2'} + T_3)}{1000} \dots \dots \dots (23)$$

Donc $C_{p(3,4')} = C_{p(2',3)} = 1,15 \text{ Kj/Kg.K}$

La valeur de la température $T_{4'}$ est calculée de l'équation (21)

$$T_{4'} = 985,553 \text{ K}$$

Puis par plusieurs itérations jusqu'à fixer les valeurs:

$$C_{p T_4'} = 1,0652 \text{ Kj/Kg.K}$$

$$C_{p(T_3, T_4')} = 1,3389 \text{ Kj/Kg.K}$$

$$T_{4'} = 1014,019 \text{ K}$$

- Calcule de la température de fin de détente isentropique T_4 à partir du rendement isentropique de détente haute pression :

$$\eta_{is hp} = \frac{C_{p T_3 T_4'} (T_3 - T_{4'})}{C_{p T_3 T_4} (T_3 - T_4)} \dots \dots \dots (24)$$

$$T_4 = T_3 - \frac{C_{p T_3 T_4'} (T_3 - T_{4'})}{C_{p T_3 T_4} \eta_{is hp}} \dots \dots \dots (25)$$

$$C_{p_{T3T4}} = \frac{C_{p_{T3}}(T_3 - 273,15) - C_{p_{T4}}(T_4 - 273,15)}{(T_3 - T_4)} \dots \dots \dots (26)$$

Considérons $C_{P(T3, T4)} = C_{P(T3, T4')}$

Calcule C_{PT4} par l'équation (6)

Puis calcul de T_4 et de la même façon que pour la détente réelle, recherche par itération des valeurs:

$$C_{PT4} = 1,0624 \text{Kj/Kg.K}$$

$$C_{P(T3, T4)} = 1,3108 \text{Kj/Kg.K}$$

$T_4 = 985,733 \text{ K}$

- Calcul la pression à la sortie de la turbine HP exprimée par

$$P_4 = P_3 \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\gamma_{ghp} / \gamma_{ghp} - 1} \dots \dots \dots (27)$$

L'exposant isentropique γ_{ghp} est donné par :

$$\gamma_{ghp} = \frac{C_{p(T3T4)}}{C_{p(T3T4)} - 0,287} = 1,28 \dots \dots \dots (28)$$

D'où

$$P_4 = 5,263 \left(\frac{985,733}{1189,979} \right)^{1,28 / 0,28} = 2,23$$

$P_4 = 2,23 \text{ bars}$

$P_{4'} = P_4 = 2,23 \text{ bars}$

V.2.3.2. Paramètres de la turbine de puissance (turbine basse pression BP) :

- Pression d'échappement P_5 et $P_{5'}$:

$$P_5 = P_1 + \Delta P_{ech} \dots \dots \dots (29)$$

Avec : $P_1 = 0,9145 \text{ bars}$

ΔP_{ech} est donnée égale à : $\Delta P_{ech} = 9,81 \cdot 10^{-3} \text{ bars}$

d'où

$P_5 = P_{5'} = 0,924 \text{ bars}$

- La température de fin de détente isentropique T_5 :

$$T_5 = T_{4'} \left(\frac{P_5}{P_{4'}} \right)^{\gamma_{ghp} - 1 / \gamma_{ghp}} \dots \dots \dots (30)$$

$$C_{p_{4'5}} = \frac{C_{p_{T_{4'}(T_{4'}-273,15)}} - C_{p_{T_5}(T_5-273,15)}}{(T_{4'}-T_5)} \dots\dots\dots(31)$$

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

$$\gamma_{gbp} = \frac{C_{p(T_{4'}T_5)}}{C_{p(T_{4'}T_5)} - r} \dots\dots\dots(32)$$

Avec $r = 0,287 \text{ KJ/kgK}$

Les valeurs de C_{PT_5} et de $C_{P(T_{4'}, T_5)}$ et de T_5 sont déterminées à partir des équations (6) et (31) et (30) par itération avec une valeur initiale de γ_{gbp} choisi

ex : $\gamma_{gbp} = \gamma_{ghp}$, de (31) calcule de $C_{P(T_{4'}, T_5)}$ puis de (30) recalcule de T_5 et ainsi de suite :

$\gamma_{gbp} = 1,3453$

$C_{PT_5} = 1,0449 \text{ kJ/(kg.K)}$

$C_{p_{T_5 T_{4'}}} = 1,1183 \text{ kJ/(kg.K)}$

$T_5 = 809,1461 \text{ K}$

- Température de fin de détente réelle $T_{5'}$:

$$\eta_{is\ bsp} = \frac{C_{p_{T_{4'}T_{5'}}(T_{4'}-T_{5'})}{C_{p_{T_{4'}T_5}(T_{4'}-T_5)} \dots\dots\dots(33)$$

$$T_{5'} = T_{4'} - \frac{\eta_{is\ bsp} C_{p_{T_{4'}T_5}(T_{4'}-T_5)}}{C_{p_{T_{4'}T_{5'}}} \dots\dots\dots(34)$$

$$C_{p_{T_{4'}T_{5'}}} = \frac{C_{p_{T_{4'}(T_{4'}-273,15)}} - C_{p_{T_{5'}(T_{5'}-273,15)}}{(T_{4'}-T_{5'})} \dots\dots\dots(35)$$

Considérons $C_{P(T_{4'}, T_{5'})} = C_{P(T_{4'}, T_5)}$

Calcule $C_{PT_{5'}}$ par l'équation (6)

Puis calcul de $T_{5'}$ et de la même façon que pour la fin de la détente réelle, recherche par itération des valeurs:

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

$C_{P(T_{4'}, T_{5'})} = 1,1209 \text{ KJ/Kg.K}$

$T_{5'} = 836,2056 \text{ K}$

V.3.PERFORMANCES DE LA TURBINE:

V.3.1.Le travail massique de la turbine haute pression THP :

$$W_{THP} = C_{P(T_3, T_{4'})} \cdot (T_3 - T_{4'}) \dots\dots\dots(36)$$

$W_{THP} = 1,3389 \cdot (1189,979 - 1014,019)$

$W_{THP} = 235,5918 \text{ KJ/Kg}$

V.3.2.La puissance de la turbine haute pression THP:

$$P_{THP} = (Q_{ac} + Q_c) \cdot W_{THP} = (Q_{ac} + Q_c) \cdot C_p (T_3, T_4) \cdot (T_3 - T_4) \dots \dots \dots (37)$$

$$P_{THP} = (95+2) \cdot W_{THP}$$

$$P_{THP} = 22852,402 \text{ KW}$$

V.3.3.Le travail massique utile ou de la turbine basse pression TBP:

$$W_u = C_p (T_4', T_5') \cdot (T_4' - T_5') \dots \dots \dots (38)$$

$$W_u = 1,1209 \cdot (1014,019 - 836,2056)$$

$$W_u = 199,3167 \text{ Kj/Kg}$$

V.3.4.La puissance utile de la turbine est :

$$P_u = W_u \cdot Q_{gc} \dots \dots \dots (39)$$

$$= C_p (T_4', T_5') \cdot (T_4' - T_5') \cdot (Q_c + Q_{ac})$$

$$= 199,3167 \cdot (2 + 95)$$

$$P_u = 19333,7181 \text{ KW}$$

V.3.5.Le rendement global de la turbine est par définition :

$$\eta_g = \frac{P_u}{P_{th}} \dots \dots \dots (40)$$

P_{th} : la puissance thermique

$$P_{th} = P_{ci} \cdot Q_c \cdot \eta_{cc} \dots \dots \dots (41)$$

$$\eta_g = 0,2533$$

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

Tableau V-2: la comparaison des résultats obtenus aux valeurs du constructeur

	Puissance utile P_u (KW)	Rendement global η_g (%)
Donner de constructeur	24970	28
Résulta de calcule	19333,7181	25,33

Tableau V-2: la comparaison des résultats obtenues

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.4. INFLUENCE 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 facteurs sont :

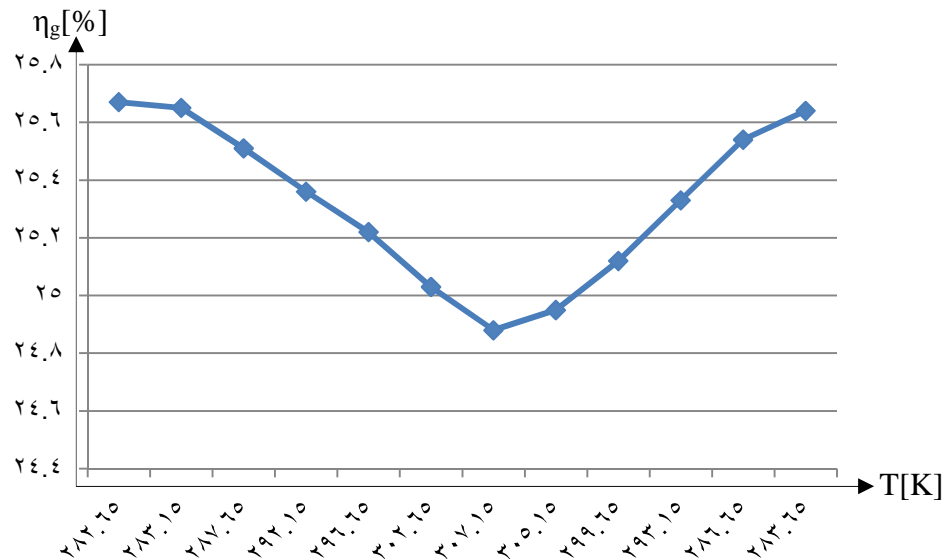
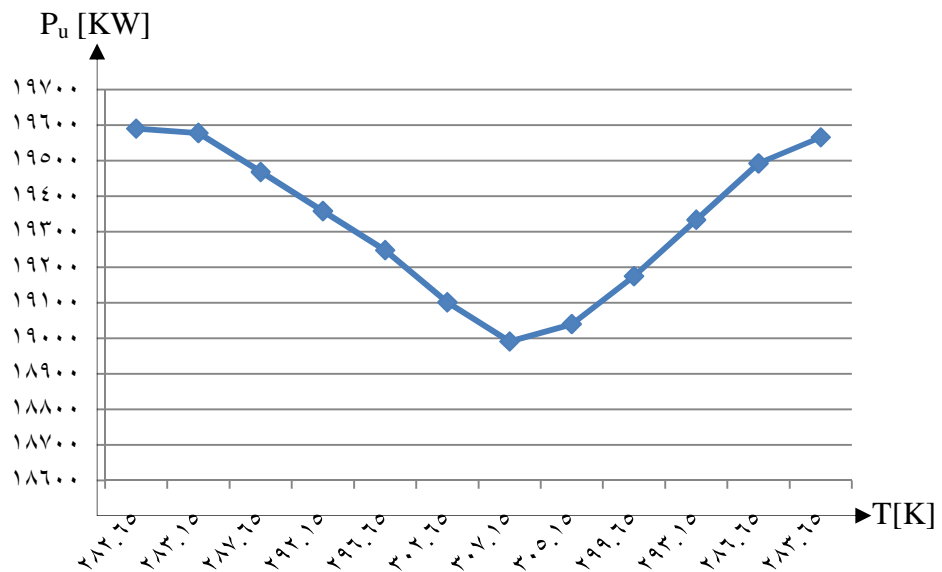
V.4.1. la température ambiante :

Les valeurs de calcul des performances de la turbine pour les températures des différents mois de l'année sont illustrées dans le tableaux V-3 et sur les figures V-3 et V-4

Tableau V-3 la puissance et le rendement de la turbine pour les différents températures mois de l'année.

Mois	JAN	FIV	MAR	AVR	MAI	JUI
T[K]	282,65	283,15	287,65	292,15	296,65	302,65
P_U [KW]	19590,24	19578,034	19468,143	19358,17	19248,11	19101,24
η_G [%]	25,67	25,65	25,51	25,36	25,22	25,03
Mois	JULL	AUT	SEP	OCT	NOV	DEC
T[K]	307,15	305,15	299,65	293,15	286,65	283,65
P_U [KW]	18991	19040,003	19174,693	19333,7181	19492,571	19565,83
η_G [%]	24,88	24,95	25,12	25,33	25,54	25,64

tableau V-3 la puissance et le rendement de la turbine pour chaque mois

FigureV-3: courbe de $k(T)=\eta_g$ FigureV-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 MS5002b. 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.4.2. 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.4.3. 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 28.95g/mol . Donc si l'humidité relative augmente, la puissance débitée diminue.

V.4.4. 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 GENERALE

Cette étude nous a 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 est 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 rechercher les solutions à ces problèmes.

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.

On constate que la température des gaz d'échappements est élevée ce que implique une grande perte d'énergie à l'échappement d'où l'idée de récupération de cette énergie indispensable pour améliorer le rendement de l'installation.

La turbine à gaz contribue dans une large mesure aux motorisations actuelles. Leur avantage de légèreté en impose l'usage dans l'aéronautique, tandis que dans le domaine des fortes puissances (production d'électricité) elles se démarquent par leur adaptation à des cycles combinés ou de cogénérations très performantes. Les moteurs à explosion eux ont leur puissance limitée à environ 10 MW pour des raisons de masse et d'encombrement.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES :

- [1] Document de l'entreprise, "Manuel d'utilisation de la turbine à gaz MS 5002b",Nuovo Pignone, Florence, 1987.
- [2] Document de l'entreprise, "Manuel d'utilisation de la turbine à gaz MS 5002c", NuovoPignone,Florence,1999.
- [3] Document de l'entreprise, "Manuel de maintenance ",NAFTOGAZ ,HMD ,2001.
- [4] J.KRYSINSKI, "Turbomachines", Théorie Générale Office des publicationsUniversitaire,Alger,1994.
- [5] M.RABAH,"turbine à Gaz ", Cours, école nationale polytechnique ,2003.
- [6] H. BOUZID, "*Évaluation de la quantité du CO2 émise par La Turbine à Gaz* ",mémoire fin d'étude master académique, mécanique énergétique, Univ. Lagouat ,2012.

RESUME:

Ce travail a été réalisé sur l'étude d'une turbine à gaz industrielle MS5002B utilisée dans une station pétrolière. L'étude de l'organisation et le calcul des performances dans des conditions d'exploitation de l'installation et qui nous ont permis de vérifier l'aptitude énergétique de fonctionnement de la machine dans ces conditions et l'étude de l'influence de la température ambiante sur ces performances et les moyens utilisés pour remédier à la baisse de puissance en période chaude. 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 MS5002b; organisation; performances; influence des paramètres,

:

. /012 3 +4 0 - # \$ % & ' () * + , MS5 ! "

2 3 : % ; 5 / < = > % 1 / 0 @ AB ' C A 7 * (% 5 D (EDF * 89 567 7 *

-R0 KS >+: T \$ F P Q L / \$ L M N O < H D % ' % I \$ J K , () * + , AG

A(>% V2 3 W W O VMS5 ! U :

SUMMARY:

This work has been done on the study of an industrial gas turbine MS5002B used in an oil station. The study of organization and calculation of performance in the operating conditions of the facility and we were allowed to check the energy capacity of machine operation under these conditions and the study of the influence the ambient temperature on the performance and the means used to address power reduction in hot weather. The importance of maintenance and the implementation of its program for the preservation of the good working of the system.

Keywords: gas turbine MS5002b, organization, performance, influence of parameters,