



République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur
et de la recherche scientifique



UNIVERSITE Abderrahmane MIRA BEJAIA

Faculté de Technologie

Département de Génie Mécanique

MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Installation énergétique et Turbo Machine

Par :

MAOUNI AMIR

MAY CHAFIK

Thème

**ETUDE ET RENOVATION DE LA TURBINE A
GAZ MS5002 DE HASSI R'MEL**

Soutenu le2021 devant le jury composé de:

Mr. HAMDACHE

Président

Mr. LAGGOUNE

Rapporteur

Mr. BEN SAID

Examineur

Remerciements

Nous tenons tout d'abord à remercier DIEU le Tout Puissant de nous avoir accordés la Santé, la force et le courage pour la réalisation de ce mémoire.

Nous remercions profondément le gouvernement et le peuple algériens pour tout ce qu'ils Nous ont apportés ; nous leur souhaitons un progrès, une stabilité et une prospérité Continue.

Ensuite, nos sincères remerciements au Mr R.laggoune d'avoir volontairement

Accepté notre encadrement.

Ce dernier a été marqué par sa disponibilité, sa loyauté, ses Orientations, sa patience et surtout sa gentillesse ; sans oublier l'ensemble des enseignants du département de génie mécanique de l'université Abderrahmane mira Bejaia.

Nous voudrions aussi remercier les personnels de SONATRACH HASSI R'MEL, Précisément MAY YAKOUB pour ses apports documentaires ; Sans oublier L'ensemble des enseignants du département de génie mécanique de L'université Abderrahmane mira Bejaia.

Et enfin, nos remerciements vont à l'endroit des membres du jury pour avoir accepté D'évaluer soigneusement notre recherche.

Dédices

J'ai le grand honneur de dédier ce modeste travail :

À ma très chère mère qui me donne toujours l'espoir de vivre et qui n'a jamais cessé de prier pour moi ainsi que pour son amour et ses conseils.

À mon très cher père, mon exemple, pour ses encouragements, son soutien, surtout pour son amour et son sacrifice afin que rien n'entrave le déroulement de mes études.

À mes frères Sami et houssam

Et ma sœur

À toute ma famille de près et de loin.

Aussi, je dédie ce travail à tous mes chers amis sans exception.

Maouni Amir

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

*Ma très chère mère qui pense à moi toujours
Dans ma présence et mon absence, et à mon très
Chère père Qui ma donné force pour continuer
Mes études.*

A mes chères sœurs.

A toute ma famille

A tout mes amis et collègues sans exception.

*A ceux qui ont été à mes cotés durant la réalisation de
ce travail*

May Chafik

Nomenclature

Symboles	unités	Significations
C_p	kcal / kg °c	Capacité thermique massique à pression constant
C_v	kcal / kg °c	Capacité thermique massique à volume constant
E	kg air/l kg comb	Excès d'air
F	-	Facteur de correction
H	kcal/kg	Enthalpie spécifique
h	kcal/kg	Enthalpie spécifique du carburant
ha	w/m ² K	Coefficient de transfert de chaleur pour l'eau
he	w/m ² K	Coefficient d'échange convectif pour l'air
K	w/m ² K	Coefficient d'échange de chaleur globale
L	m	Longueur des tubes
M	kg/k mol	Masse molaire
\dot{m}	kg/h	Débit massique
\dot{m}_{cg}	kg/h	Débit massique du carburant gagné
\dot{m}_{car}	kg/h	Débit massique du carburant cycle avec récupération
\dot{m}_{csr}	kg/h	Débit massique du carburant cycle sans récupération
P	Atm	Pression
P_n	Atm	Pression inter étage
P_{ca}	kw	Puissance absorbée par le compresseur axial
PT	kw	Puissance totale de la turbine
PU	kw	Puissance utile fournit à la machine réceptrice
PCI	kcal/kg	Pouvoir calorifique inférieur du combustible
PM	kg/k mol	Poids moléculaire
Q1	kcal	Chaleur fournie dans la chambre de combustion
Q2	kcal	Chaleur perdue à l'échappement

Nomenclature

\dot{q}	m^3/h	Débit volumique d'air absorbé par le compresseur axial
r	$\text{kcal}/\text{kg k}$	Constante des gaz
T	K	Température
T_{ce}	K	Température d'entrée du fluide chaud
T_{cs}	K	Température de sortie du fluide chaud
T_{fe}	K	Température d'entrée du fluide froid
T_{fs}	K	Température de sortie du fluide froid
W	kcal/kg	Travail spécifique
γ		Exposant isentropique
ε		Taux de compression compresseur axial
τ		Taux de détente
η		Rendement
ρ	Kg/m^3	Masse volumique

Sommaire

CHAPITRE I : GENERALITE SUR LES TURBINES A GAZ

I.1	INTRODUCTION :.....	13
I.2	GENERALITES SUR LES TURBINES A GAZ :.....	13
I.3	PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DE LA TURBINE A GAZ :.....	15
I.4	PRINCIPALES APPLICATIONS	20
I.5	AVANTAGES ET INCONVENIENTS DES TURBINES A GAZ.....	21
I.6	CONCLUSION	22I

CHAPITRE II : PRESENTATION DU CHAMP DE HASSI RMEL ET DE LA TURBINE A GAZ MS5002C

II.1	INTRODUCTION :.....	24
II.2	HISTORIQUE DU CHAMP DE HASSI R'MEL.....	24
II.3	ACTIVITES DU CHAMP DE HASSI R'MEL.....	25
II.4	STATIONS BOOSTING.....	26

II PRESENTATION DE LA TURBINE A GAZ MS5002C

II.3	INTRODUCTION:.....	27
II.4	ROLE DE TAG MS5002C DANS CE SITE INDUSTRIEL :	27
II.5	PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT:	29
II.6	SECTIONS PRINCIPALES DE LA TURBINE	30
II.7	SECTION COMBUSTION	32
II.8	SECTION TURBINE.....	35
II.9	SYSTEMES AUXILIAIRES DE LA TURBINE	39
II.10	CONCLUSION :.....	43

CHAPITRE III : CALCUL THERMIQUE DE L'INSTALLATION DE LA TURBINE A GAZ MS 5002C

III.1	INTRODUCTION :.....	44
III.2	DONNEES DU PROBLEME :.....	44
III.3	CARACTERISTIQUE DE LA TURBINE MS 5002 C :.....	46

Sommaire

III.4. PARAMETRE OPERATOIRE :	47
III.5. DEBIT DE COMBUSTIBLE CONSOMME PAR UNE TURBINE A GAZ :	47
III.6 . DETERMINATION DES PARAMETRES NECESSAIRES AU CALCUL DU DEBIT COMBUSTIBLE QC :	49
III.7. TRAVAIL ET PUISSANCE UTILE ABSORBES PAR LE COMPRESSEUR CENTRIFUGE POUR UNE TURBINE :	51
III.8 . DETERMINATION DE LA TEMPERATURE THEORIQUE T_{4TH} :	61
III.9. DETERMINATION DE $C_p T_3$:	62
III.10. DETERMINATION DE $C_v T_3$:	62
III.11. DETERMINATION DU RENDEMENT DE LA DETENTE DE LA TURBINE :	62
III.12. DETERMINATION DU RENDEMENT GLOBAL DE LA TURBINE :	62
III.13. DETERMINATION DE LA CHALEUR FOURNIE DANS LA CHAMBRE DE COMBUSTION :	63
III.14. DETERMINATION DE LA CHALEUR PERDUE A L'ECHAPPEMENT :	63
III.15. DONNEES DE DEPART :	64
III.16. RESULTATS DES CALCULS :	64
III.17. CONCLUSION :	65

CHAPITRE IV : MAINTENANCE ET RENOVATION DU TURBINE A GAZ MS5002C

IV.1 INTRODUCTION :	67
IV.2 L'ENTRETIEN DE LA MS5002C	67
IV.3 PLAN DE MAINTENANCE	69
IV.4 LES PLANS DE MAINTENANCE APPLIQUES POUR LA MS5002C	69
IV.5 REVISION GENERALE (MI : MAJORE INSPECTION) :	71
IV.6 DESCRIPTION DU PROBLEME	72
IV.7 PRESENTATION DES KITS DE COMBUSTION INSTALLES DANS LES PHASES 1 ET 2 ET CELUI CHOISI POUR LE RENOUVELEMENT	73
IV.8 PRESENTATION DE NOUVEAU KIT DE LA CHAMBRE DE COMBUSTION	78
IV.9 CONCLUSION :	81

LISTE DES TABLEAUX

Tableau III- 1.Paramètres de fonctionnement de la turbine MS 5002 C	46
Tableau III - 2. Condition opératoire de fonctionnement de turbine MS 5002C	47
Tableau III- 3.Compositions et caractéristiques du gaz combustible	50
Tableau III- 4.Paramètres de marche du compresseur centrifuge	51
Tableau III- 5.Paramètres de marche de la turbine	52
Tableau III- 6.Masse de l'O ₂ nécessaire à la combustion d'1kg de combustible	56
Tableau III- 7.Le débit d'air en fonction de la température ambiante	58
Tableau III- 8.Quantités de CO ₂ et H ₂ O émises par les gaz d'échappement	60
Tableau III- 9.Centrations et poids moléculaire des gaz d'échappement	61
Tableau III- 10.Résultats des calculs pour les données du constructeur.	63
Tableau III- 11.Résultats des calculs	64
Tableau III- 12.Comparaison entre les deux cas de fonctionnement	65

LISTE DES FIGURES

Chapitre I

Figure (1): Principaux organes d'une turbine à gaz.....	14
Figure (2): variation de pression et de température dans les différentes sections de la turbine.....	16
Figure (3): Classification des turbines à gaz.....	17
Figure (4): Mode de travail.....	18
Figure (5) : Turbines à gaz à un arbre et à deux arbres.....	19

Chapitre II

Figure(II.1) : Position géographique du champ de Hassi R'mel.....	25
Figure (II.2) : Composition du parc exploitation.....	26
Figure(II.3): Présentation de la turbine MS 5002C.....	27
Figure (II-4) : Rotor du Compresseur de la turbine à gaz MS 5002C.....	30
Figure (II-5) : Chambre de combustion de la turbine à gaz MS 5002C.....	32
Figure (II-6) : Chemise de la chambre de combustion.....	33
Figure (II.7) : Bougie d'allumage.....	33
Figure (II.8) : Détecteur de flamme ultraviolette.....	34
Figure (II.9) : Injecteur de combustible.....	35
Figure (II.10) : Directrice 1ere étage.....	36
Figure (II.11) : Directrice 2eme étage.....	36
Figure (II.12) : Vue du rotor de la turbine basse pression.....	38
Figure (II.13) : les aubes de la turbine.....	38
Figure (II.14) : Système d'admission, filtre à air.....	39
Figure (II.15) : Paliers.....	40
Figure (II-16) : Circuit d'air de refroidissement et d'étanchéité.....	43

Chapitre III

Figure (III.1): Turbine à gaz MS5002C.....	44
Figure (III.2) : Cycles théorique et réel du fonctionnement d'une turbine à gaz.....	45
Figure (III.3) : Compresseur centrifuge.....	51
Figure (III.4) : Compresseur axial.....	53

Chapitre IV

Figure (IV.1) : Tube à flamme STD.....	74
Figure (IV.2): Structure de tube à flamme STD.....	75
Figure (IV.3): Comparaison entre LHE et STD.....	78
Figure (IV.4): Vue d'ensemble de kit EXTENDOR TM.....	78
Figure (IV.5): Tube à flamme d'EXTENDER TM.....	80

INTRODUCTION GENERALE

La turbine à gaz est l'un des moyens les plus puissants de production d'électricité, son invention a permis aux ingénieurs d'atteindre un niveau de puissance plus important que les moteurs thermiques traditionnels.

Utiliser ce mode la production d'électricité est largement adopté dans différents domaines d'activité, notamment la production d'électricité, la propulsion aéronautique, l'industrie pétrochimique et le pétrole et gaz.

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

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. Les différents travaux réalisés ont montré qu'il existe une relation d'inversement proportionnelle entre le rendement de la turbine et la température ambiante.

Par ailleurs la température augmente à l'intérieur de la chambre de combustion, ce qui affecte négativement le tube à flamme, provoquant le problème de fissuration du tube. De plus, les démarrages et les arrêts fréquents de la turbine engendrent la diminution de la durée de vie des composants.

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

Dans le premier chapitre, des généralités sur les turbines à gaz sont données, elles concernent la comparaison entre les différentes catégories, les modes de fonctionnement, les avantages et les inconvénients.

Le deuxième chapitre est dédié a la description du champ de Hassi R'mel, notamment sa situation géographique, et une description détaillée de la turbine à gaz MS5002C, utilisée au niveau du ce champ, où l'on a passé en revue tous les organes constitutifs de la turbine tout en détaillant

leur technologie, leur fonctionnalité, les mécanismes de fonctionnement, les paramètres d'influences.

Dans le troisième chapitre, le calcul thermodynamique de l'installation turbine à gaz MS5002C est présentée en détail, et les calculs sont d'abord effectués dans les conditions de fonctionnement ISO, en tenant compte de tous les facteurs affectant directement ou indirectement les performances de la turbine, en particulier le débit de carburant et le débit d'air aspiré dans le dixième étage du compresseur axial. Le deuxième calcul a été effectué selon la même procédure, mais dans les conditions d'exploitation de l'usine de Hassi R'mel. Une comparaison des deux cas extrêmes a été effectuée.

Dans la dernier chapitre, nous avons donné quelques recommandations concernant le plan de maintenance de la turbine, des recommandations relatives a la résolution du problème de dégradation des tubes a flamme ont été également donnes. Et nous terminons par une conclusion générale et une liste de références bibliographiques.

I Chapitre I : Généralité sur les turbines a gaz

I.1 Introduction :

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.

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne de tous les points de vue. Elle peut être considérée comme un système autosuffisant. En effet, elle prend et comprime l'air atmosphérique dans son propre compresseur, augmente la puissance énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et convertit cette puissance en énergie mécanique utile pendant les processus de détente qui ont lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel.

La turbine à gaz (au sens large du terme), est le siège de l'ensemble de transformations constituant le cycle thermodynamique décrit par le fluide. Elle est assimilée aux moteurs à combustion interne mais les transformations s'effectuent dans des enceintes juxtaposées dans l'espace

I.2 Généralités sur les turbines à gaz :

Les turbines à gaz font partie de turbomachine 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 (fuel, gaz...) [1,2].

Selon le type de fluide utilisé, appelé fluide actif ou fluide moteur, il existe une turbine hydraulique, Turbine à vapeur ou turbine à gaz. Dans ce dernier cas, le fluide moteur le plus fréquemment utilisé provient des gaz de combustion de combustibles liquides ou gazeux sont souvent utilisés. Selon le type d'énergie fournie, les turbines à gaz se divisent en deux catégories : d'une part, Les moteurs à turbine fournissent de l'énergie mécanique utilisable sur l'arbre, d'autre part, Les turboréacteurs fournissent une énergie cinétique qui peut être utilisée pour la propulsion. Dans le secteur aéronautique, les turbines à gaz sont devenues une priorité.

Turboréacteur Presque universellement utilisé pour la propulsion des aéronefs à voilure fixe : les aéronefs Et des missiles. Seule l'aviation générale (tourisme, affaires) utilise encore des moteurs alternatifs Mais leur domaine a été sans cesse érodé par les turbines à gaz. Pour le rotor, De même, les turbomoteurs sont également équipés de presque tous les types de moteurs Hélicoptère les turboalternateurs, destinés aux centrales de pointe et aux groupes de secours, bénéficient au mieux des qualités fondamentales de la turbine à gaz que sont la rapidité de démarrage, la facilité de mise en œuvre, la fiabilité élevée ;

- Les machines utilisées dans les stations de pompage et décompression des gazoducs et oléoducs ainsi que sur les plates-formes pétrolières off-shore qui bénéficient des mêmes avantages avec en plus l'emploi d'un carburant local bon marché ;
- la traction terrestre, qu'elle soit ferroviaire avec les turbotrans ou d'application militaire pour les véhicules blindés, utilise en outre la grande puissance volumique de la turbine à gaz comparée à celles des moteurs Diesel ; les installations industrielles dites à énergie totale où le turbomoteur peut fournir simultanément trois formes d'énergie : électrique (alternateur), pneumatique (par prélèvement d'air sur le compresseur), calorifique (récupérateur de chaleur des gaz d'échappement). Le rendement d'ensemble de telles installations est ainsi fortement

Revalorisé et peut atteindre 50 à 60 % ; les groupes auxiliaires de puissance ou GAP constituent enfin une classe de machine bien adaptée à la turbine à gaz : les groupes de conditionnement d'air sont utilisés tant sur les aéronefs que sur les turbotrans ; d'autres types de GAP sont employés à des fins militaires (génération d'électricité) ou civiles (groupes de mise en œuvre et de maintenance au sol des avions).

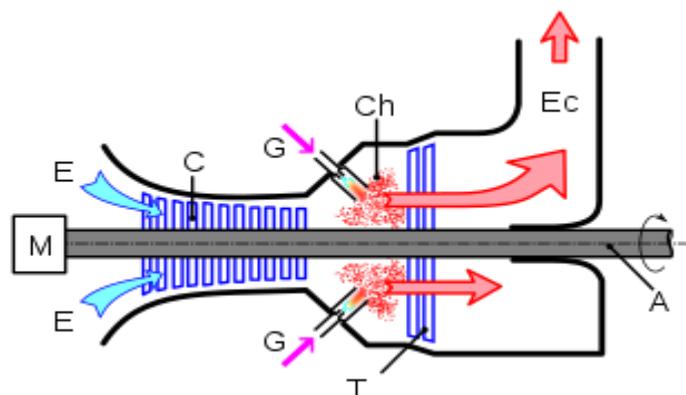


Figure (I.1): Principaux organes d'une turbine à gaz

I.3 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz :

Les turbines à gaz produisent soit de l'énergie mécanique, soit des gaz d'échappement à haute vitesse et à haute température ou une combinaison des deux. L'énergie mécanique peut être utilisée pour alimenter un compresseur, un ventilateur ou une pompe tandis que les gaz d'échappement à haute température peuvent être utilisés pour produire de la vapeur ou de l'eau chaude dans une chaudière de récupération de la chaleur. Les turbines à gaz peuvent également être utilisées comme machines auxiliaires de systèmes combinés où l'énergie provenant d'autre sources est utilisée pour augmenter la puissance d'entrée de la turbine et où les gaz d'échappements sont utilisés comme air de combustion chaud dans un notre brûleur

La chambre de combustion peut brûler une variété de combustibles y compris le gaz naturel, le diesel et les huiles lourdes résiduelles. L'air comprimé alimente la combustion et refroidis les différentes parties de la turbine à gaz. L'air comprimé qui n'est pas introduit dans la chambre de combustion entoure et refroidis l'enveloppe de celle-ci.

Une certaine quantité d'air est dégagée à travers de petites fentes formant sur la surface interne de la chambre de combustion une pellicule d'air froide qui protège l'enveloppe contre les températures élevées des gaz.

L'espace annulaire entourant l'arbre est également refroidi par de l'air provenant du compresseur.

La turbine transforme la haute vitesse du gaz qui se détend en énergie mécanique.

La figure (I.2) montre les variations de pression et de température dans les différentes sections de la machine correspondant aux phases de fonctionnement mentionnées ci-dessus.

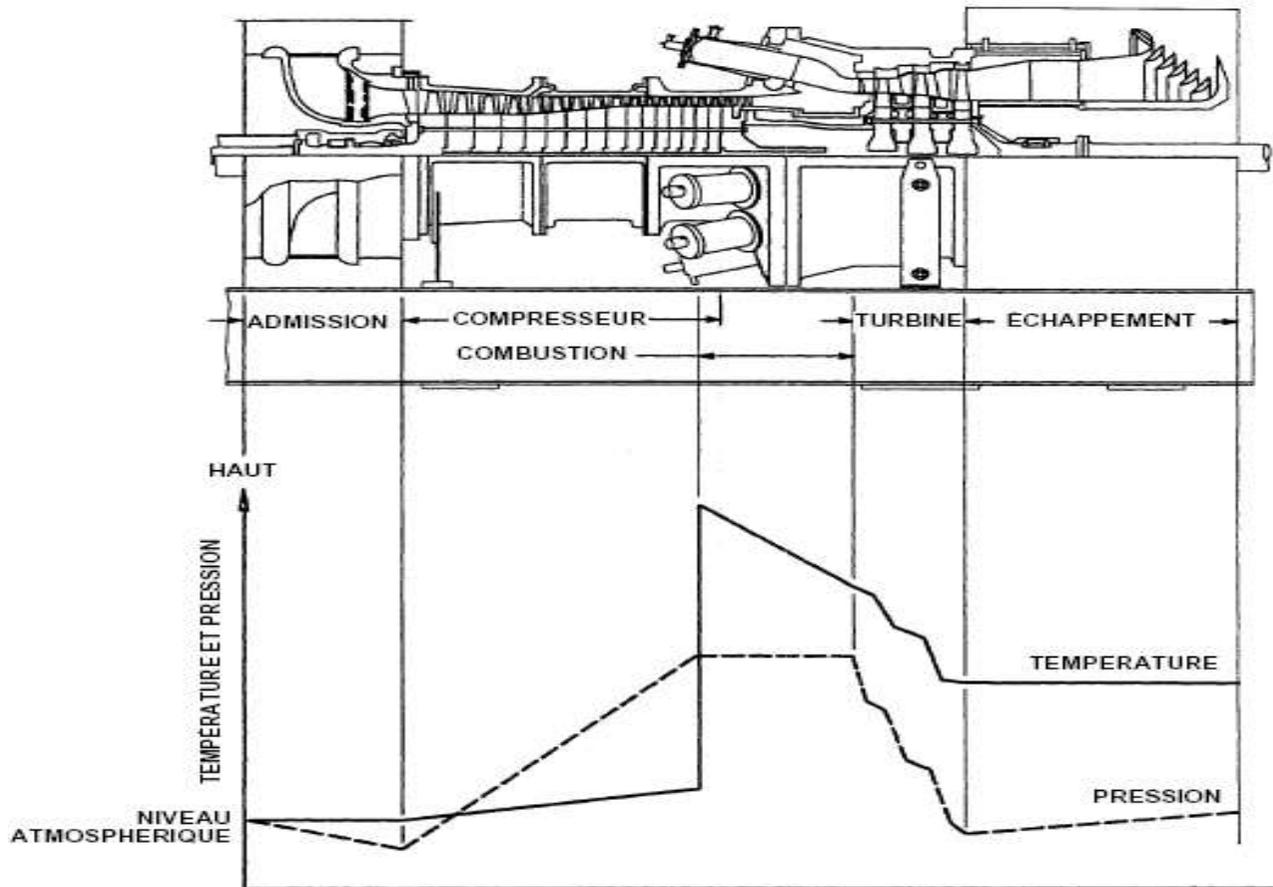


Figure (I.2): Les variations de pression et de température dans les différentes sections de la turbine [2]

I.3.1 Classification des turbines à gaz :

On peut classer les turbines selon différents points:

- Par le mode de travail ;
- Par le mode de fonctionnement thermodynamique ;
- Par le mode de construction

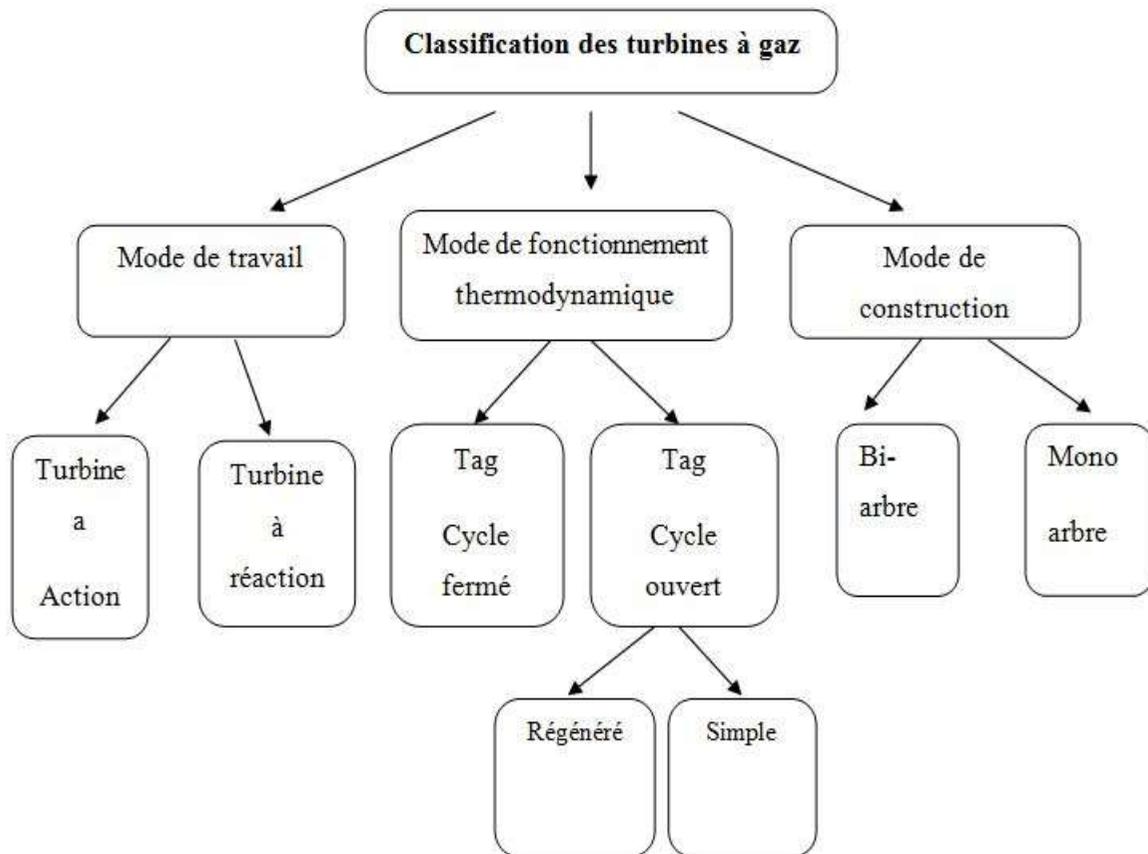


Figure (I.3): Classification des turbines à gaz

I.3.1.1 Par le mode de travail

On distingue deux types de turbine :

➤ **Turbine à action**

Où l'énergie thermique est transformée complètement en énergie cinétique dans la directrice. L'évolution des gaz dans la roue se fait sans variation de pression statique $P_1 > P_2 = P_3$.

➤ **Turbine à réaction**

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 $P_1 > P_2 > P_3$. Le taux de réaction ϵ caractérisera le % d'énergie thermique totale. [1]

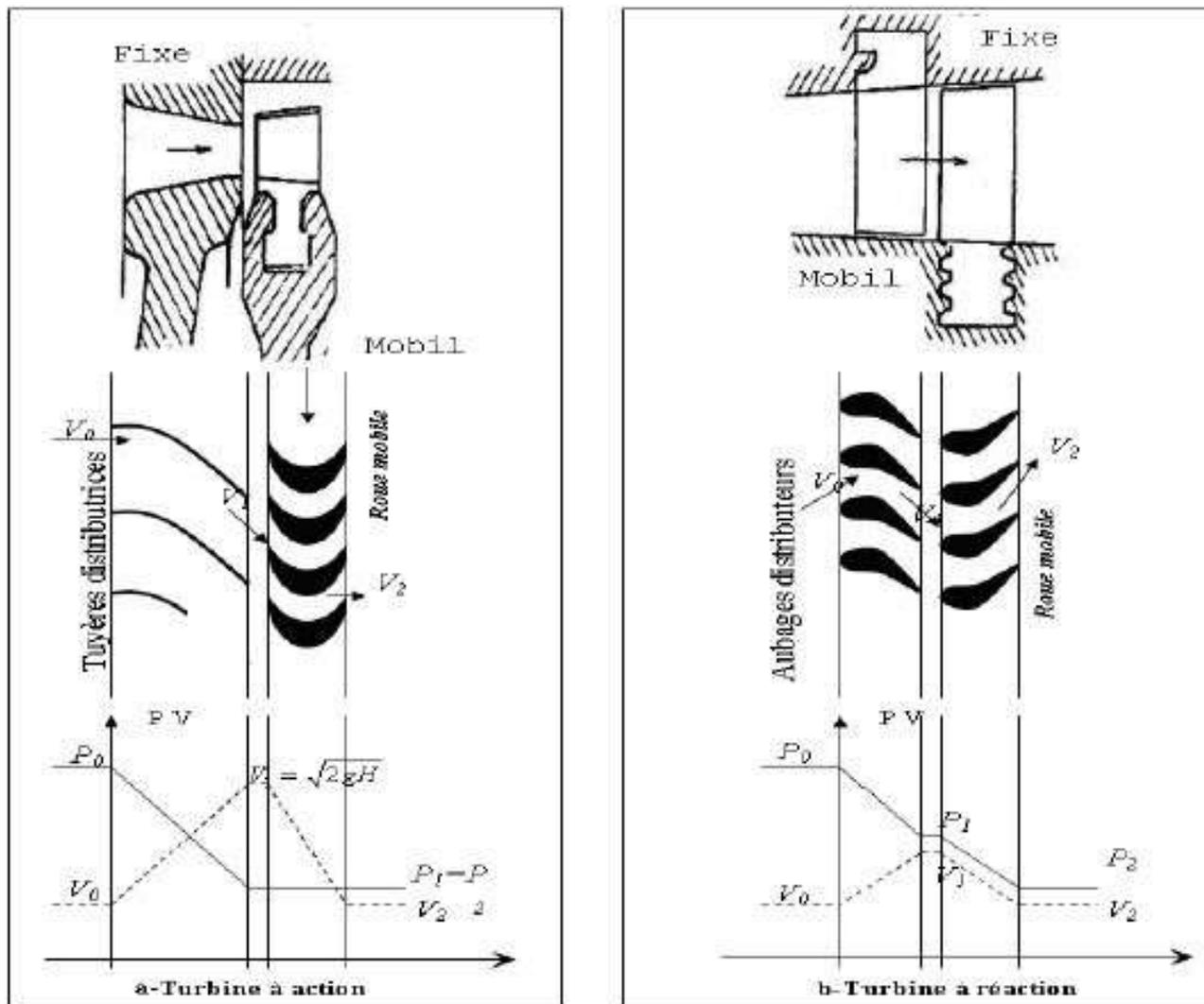


Figure (I.4): Mode de travail.

I.3.1.2 Par le mode de fonctionnement thermodynamique

Il existe deux cycles thermodynamiques :

➤ **Turbine à gaz à cycle fermé**

Dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

➤ **Turbine à gaz à cycle ouvert**

C'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère. Ce type de turbine qui est le plus répandu se divise en deux classes :

- **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 est perdus dans l'atmosphère à travers l'échappement.

- **Turbine à cycle régénéré** : c'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait intervenir plusieurs fluides moteurs dans le but d'augmenter le rendement de l'installation

I.3.1.3 Par le mode de construction

L'objectif pour lequel, on utilise la turbine à gaz définit le type qu'on doit choisir. Dans l'industrie, on trouve les turbines à un seul arbre, dites aussi « mono-arbre ». Elles sont généralement utilisées dans le cas où on cherche un fonctionnement avec une charge constante (pour entraîner les générateurs d'électricité).

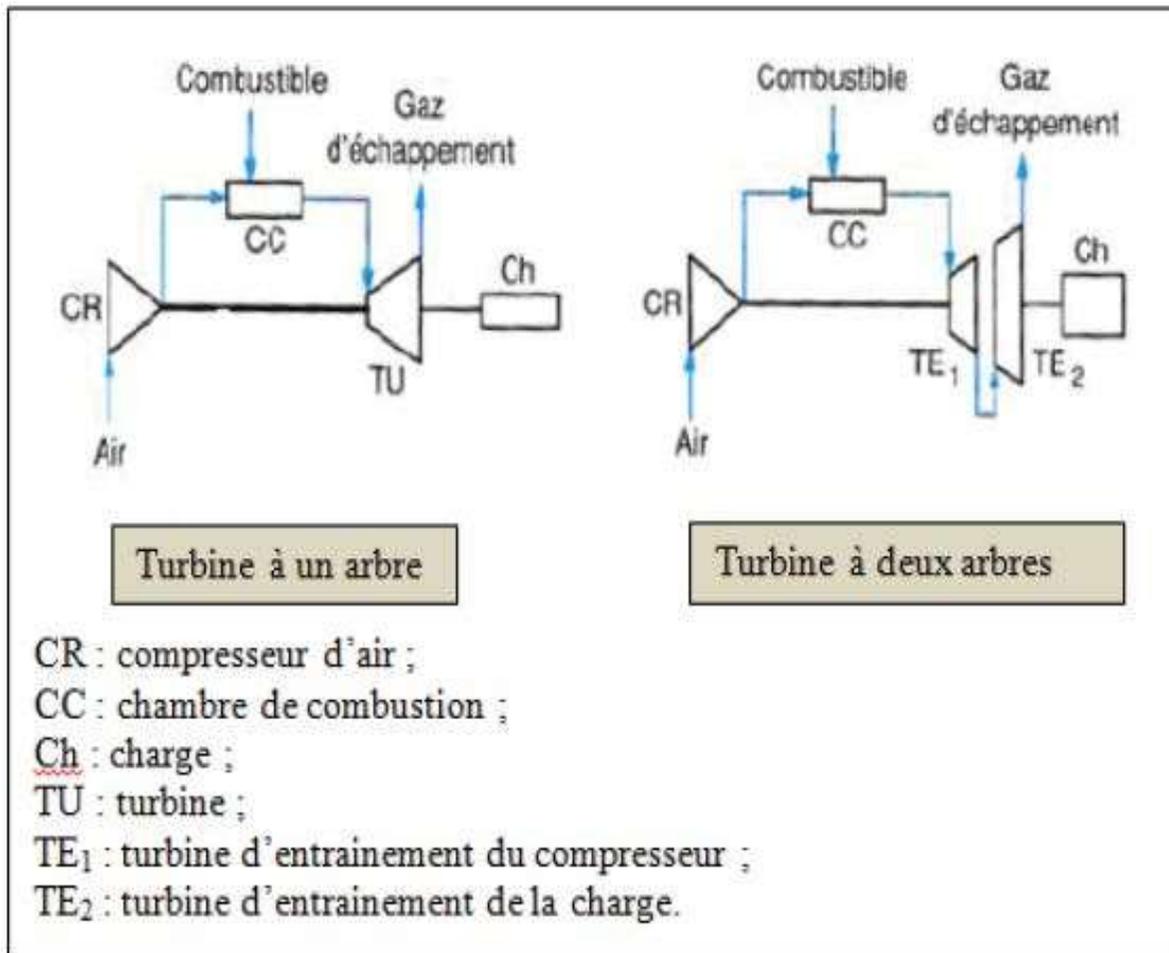


Figure (I.5) : Turbines à gaz à un arbre et à deux arbres

Un deuxième type, englobe les turbines à deux arbres « bi-arbres »; elles ont l'avantage d'entraîner des appareils à charges variables (pompes, compresseur,...). Elles se composent de deux parties, la première assure l'autonomie de la turbine, la deuxième est liée à la charge.

Un troisième type peut être aussi cité, ce sont les turbines dites dérivées de l'aéronautique; Elles ont une conception spéciale suivant le domaine dans lequel elles sont utilisées. Dans ce troisième type, la partie qui assure l'autonomie de la turbine existe toujours, et l'énergie encore emmagasinée dans les gaz d'échappement est utilisée pour créer la poussée, en transformant cette énergie (thermique et de pression) en une énergie cinétique de jet dans une tuyère [3]

en outre, dans chaque cas d'application envisagé, le constructeur de la turbine à gaz ou le fournisseur pressenti pour la fourniture du groupe devra préciser les performances attendues dans les différentes conditions de fonctionnement prévues [3].

I.4 Principales 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, nuisances, etc. Il en résulte qu'une installation de turbine à gaz doit être personnalisée afin de répondre aux conditions d'exploitation envisagées.

Étudions tout d'abord les utilisations principales avant de passer en revue, au paragraphe suivant, les critères servant de base de réflexion pour choisir le dimensionnement d'une installation.

I.4.1 Utilisation des turbines à gaz pour la propulsion

L'utilisation de la turbine à gaz dans l'aviation (avions, hélicoptères) est bien connue. Dans le domaine des transports civils et militaires, les turbines à gaz sont également utilisées pour la propulsion, car elles permettent d'obtenir de grandes puissances avec des poids et dimensions faibles par rapport à ceux des moteurs diesels.

I.4.2 Production d'électricité

Cette application est extrêmement courante : l'arbre de la turbine entraîne un réducteur dont l'arbre à petite vitesse entraîne un alternateur. Le système mécanique est simple et peut être comparé à un groupe turboalternateur à vapeur. Produire uniquement de l'électricité avec une turbine à gaz n'est intéressant que pour des conditions d'exploitation imposant ce système.

I.4.3 Turbines à gaz pour des véhicules

Les problèmes et les caractéristiques de conception des turbines à gaz utilisées par les véhicules extérieurs sont considérablement différents de ceux des turbines à gaz d'avion.

- **Automobiles**

Des tentatives ont été faites par un certain nombre de compagnies de fabrication d'automobile dans plusieurs pays de perfectionner des turbomoteurs pour des voitures. Un échangeur de chaleur d'échappement a été employé pour une consommation optimale du carburant. Un certain degré de succès a été réalisé dans le domaine des véhicules avec des moteurs de plus de

200 kilowatts. Beaucoup de concepteurs ont utilisé la combinaison d'une turbine axiale et d'un compresseur centrifuge de basse pression avec un échangeur de chaleur rotatif.

- **Locomotives ferroviaires**

Dans beaucoup de pays, les trains de voyageurs de longue distance utilisent des locomotives à turbine à gaz et celles avec transmission électrique peuvent être présentées dans les secteurs où la traction électrique est peu économique.

- **Suralimentation par les gaz d'échappement**

De petites turbines à gaz sont également utilisées dans des automobiles pour la Suralimentation. Tous les grands camions et locomotives à moteur diesel ferroviaire sont suralimentés. ils utilisent les turbines entraînées par les gaz d'échappement pour l'entraînement des compresseurs d'air.

I.5 Avantages et inconvénients des turbines à gaz

I.5.1 Les avantages des turbines à gaz :

- encombrement restreint permettant l'installation dans un local dans lequel un groupe diesel de même puissance ne pourrait être logé ;
- faible poids permettant l'installation en étage ou en terrasse ;
- très faibles vibrations ;
- atténuations sonores facilement réalisables ;
- pas d'irrégularités cycliques entraînant des distorsions dans le courant alternatif produit (courant propre) ;
- démarrage facile par grand froid ;
- faible consommation de courant pour maintenir le groupe en situation de démarrage ;
- pas d'utilisation d'eau donc pas de risque de gel ;
- possibilité d'utiliser deux combustibles (gaz naturel et fuel domestique par exemple) ;
- possibilité de fonctionner à faible charge ou à vide sans problèmes.

I.5.2 Les inconvénients des turbines à gaz

- au-dessous de 3 000 kW environ, prix installé supérieur à celui du groupe diesel ;

- temps de lancement beaucoup plus long que celui d'un groupe diesel ; à titre indicatif : 30 à 120 s pour une turbine, 8 à 20 s pour un groupe diesel.
- Rendement inférieur à celui d'un moteur diesel (cycle simple). À titre indicatif : 28 à 33 % pour une turbine de 3000 KW, 32 à 38 % pour un groupe diesel. Performances dépendant des conditions extérieures (dégradées si T augmente ou si P diminue).

I.6 CONCLUSION

En conclusion il ressort clairement de cette revue bibliographique que Il existe de nombreux types de turbine à gaz, mais nous serons plus intéressés Surtout ceux utilisés dans l'industrie des hydrocarbures Le climat rigoureux dans la partie sud du Sahara et un grand nombre de machines en fonctionnent.

II CHAPITRE II :

PRESENTATION DU CHAMP DE HASSI RMEL ET DE LA TURBINE A GAZ MS5002C

II.1 Introduction :

Depuis sa découverte en 1921, le gaz naturel est un hydrocarbure avec une importante valeur en capital. Joue un rôle très important dans l'économie et les relations entre pays producteurs et pays producteurs pays d'importation.

Après 1921, le gaz naturel a connu une évolution progressive basée sur l'évolution du gaz naturel. Technologie mondiale. Il est utilisé comme gaz domestique et énergie

Principalement utilisé pour le transport et la production d'électricité dans le secteur industriel Son coût attractif et sa disponibilité.

L'Algérie détient environ 10% des réserves mondiales de gaz naturel, se classant cinquième International. Plus de 50 % de ces réserves connues sont concentrées dans le gisement de Hassi R'mel.

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

II.2 HISTORIQUE DU CHAMP DE HASSI R'MEL

II.2.1 Historique du champ

Le champ de Hassi R'mel est une vaste étendue, où sont réparties d'import Le premier puits HR1 a été foré en 1956, ce puits a mis en évidence la présence de gaz riche en condensât.

Le développement de Hassi R'mel, s'est trouvé étroitement lié à la croissance de l'industrie du gaz dans le monde, et les importantes réserves sont estimées à 2000 milliards de mètre cube. Antes installations, alimentées à partir des puits forés aux différents points du champ.

II.2.2 Position géographique

Le gisement de gaz de Hassi R'mel se situe approximativement à 550 Km au sud d'Alger et, 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 dans la direction Est-Ouest. Le paysage est constitué d'un vaste plateau rocailleux, le climat est caractérisé par une humidité moyenne de 19 % en été et de 34 % en hiver.

Les amplitudes sont importantes variant de - 5 °C en hiver à 45 °C en été.

La position géographique du champ a été montrée dans la figure Figure(II.1)



Figure(II.1) : Position géographique du champ de Hassi R'mel

II.2.3 Production du champ:

La production du champ de Hassi R'mel peut atteindre les capacités suivantes :

- 100 milliards de m³ en gaz sec.
- 12 millions de tonnes de condensât.
- 3,5 millions de tonnes de GPL.

II.3 ACTIVITES DU CHAMP DE HASSI R'MEL

II.3.1 Zones d'activités

Le champ de Hassi R'mel se compose de trois zones principales d'exploitation :

- Zone Nord : Constituée de :
 - Usine de traitement de gaz (Module 03).
 - Station de compression Nord.
- Zone Centrale : Constituée de :
 - Trois usines de traitement de gaz, (Module 0, 1 et 4).
 - Centrale de stockage, de traitement GPL et de Condensât (CSTF).
 - Station de récupération des gaz associés (SRGA).
 - Centres de traitement d'huile et expédition comme gaz brut (CNDG).
- Zone Sud : Constituée de :
 - Usine de traitement de gaz (Module 02).

- Usine de traitement de gaz (Djebel Baissa).
- Station de compression (Hassi R'mel Sud).

II.3.2 Composition du parc exploitation

- Modules
- Stations de compression
- Salles de contrôle
- Centre de Stockage et Transfert (CSTF)
- Station de Récupération des Gaz Associés (SRGA)
- Centre National de Dispatching Gaz (CNDG)
- Anneau d'huile
- Centre de formation



Figure (II.2) : Composition du parc exploitation.

II.4 STATIONS BOOSTING

II.4.1 But de la réalisation

Ces stations sont réalisées pour comprimer le gaz brut provenant des puits producteurs, en vue de maintenir une pression d'entrée de 120 bars pour le fonctionnement des modules de

traitement de gaz. Une station boosting, comporte trois turbocompresseurs K-901, deux en marche et un réserve en cas de panne.

II.4.2 Turbocompresseur K-901

Construit par la société italienne NUOVO PINILOGNE, pour comprimé le gaz brut de 75 bars jusqu'à une pression d'environ 120 bars.

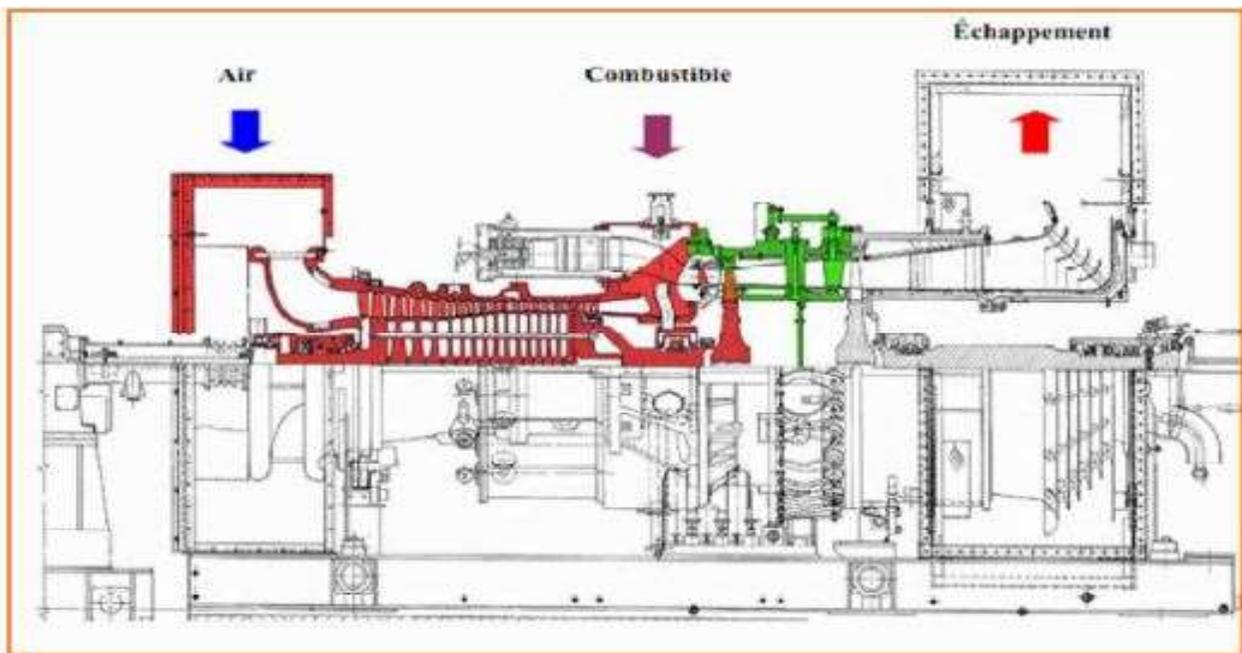
Il comporte deux principales machines industrielles, une turbine à gaz MS5002 C et un compresseur centrifuge BCL 606-3/A.

II PRESENTATION DE LA TURBINE A GAZ MS5002C

II.3 Introduction:

La turbine à gaz MS 5002C est un moteur rotatif à combustion interne qui pressurise l'air, est mélangé avec du carburant pour brûler le mélange dans la chambre de combustion, figure (II.1).

Le gaz ainsi produit se détend sur le plan horizontal des aubes de turbine de détente.



Figure(II.3): Présentation de la turbine MS 5002C.

II.4 LE ROLE DE TAG MS5002C DANS CE SITE INDUSTRIEL :

La turbine a gaz a deux arbres a entrainement mécanique modèle série 5002C est une machine utilisée pour entrainer un compresseur centrifuge de charge.

L'extrémité avant du socle de la turbine a gaz comprend une chambre d'admission de l'air et le conduit contenant le silencieux a l'entrée qui affaiblit le bruit haute fréquence et un séparateur air inertiel éliminant les matières étrangères avant l'admission de l'air dans la turbine.

II.4.1 Caractéristiques de la turbine MS 5002C :

✓ Données générales de conception

Série du modèle de turbine à gaz.....MS5002C.
 Emploi de la turbine à gaz.....Entraînement mécanique.
 Cycle.....Simple.
 Rotation de l'arbre.....Sens antihoraire.
 Type de fonctionnement.....Continu.
 Vitesse d'arbre :
 VHP.....5100 tr/min.
 VBP.....4903 tr/min.
 Commande électronique..... Mark VI, SPEEDTRONIC.
 Protections.....Survitesse, Température excessive, Détection de vibration et Flamme.
 Données nominales de la plaque
 Puissance de base.....38000 HP ou 28337 KW.
 Température d'admission.....59 °F ou 15 °C.
 Pression d'échappement..... 14,7 PSI ou 1,013 Bars.

✓ Section Compresseur

Nombre d'étages.....16.
 Type de compresseur.....Flux axial, grande capacité.
 Type des aubes directrices.....Variable.

✓ Section Turbine

Nombre d'étage.....2 « Deux arbres ».
 Injecteurs premier étage.....Zone fixe.
 Injecteurs deuxième étage.....Variables.

✓ Section Combustion

Type.....12 brûleurs multiples.
 Disposition des chambres.....Positionnées concentriquement autour du compresseur.
 Injecteur combustible.....Type combustible gazeux, un par chambre.
 Bougies.....2, type électrode.

Détecteur de flamme.....	4, type ultraviolet.
✓ Ensemble palier	
Nombre de palier.....	4
✓ Système de démarrage	
Dispositif de démarrage.....	Moteur électrique.
✓ Système de combustible	
Type.....	Gaz naturel.
Signal contrôle combustible.....	Panneau de commande turbine.
Vanne arrêt gaz, rapport et commande.....	Servocommande électro-hydraulique.
✓ Système de lubrification	
Lubrifiant.....	A base de pétrole (huile minérale).
Capacité totale.....	23530 litres.
Pression sur les appuis.....	25 PSI ou 1,72 Bars.
Pompes de graissage (Principale, Auxiliaire, Urgence).....	3
✓ Système d'alimentation hydraulique	
Pompe hydraulique (Principale, Auxiliaire).....	2
Filtre hydraulique d'alimentation.....	Double avec vanne de transfert. [4]

II.5 PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT:

Le Rotor de la turbine haute pression/compresseur atteint d'abord 20% de la vitesse grâce Au dispositif de lancement. l'air aspire de l'atmosphère dans le compresseur est envoyé a l'aide de tuyaux aux chambres de combustion ou le combustible est débit sous pression. une et in celle haute tension allume le mélange combustible-air. (apres l'allumage la combustion Continuera dans la chambre). Les gaz chauds font monter la vitesse du rotor turbine haute pression/compresseur. A son tour elle fait augmenter la pression de refoulement du compresseur. quand la pression commence a monter, le rotor de la turbine basse pression commencera à tourner et les deux rotors de la turbine accéléreront jusqu'a la vitesse de Service. Les produits de la combustion (gaz haute pression et la température) se détendent d'abord a travers la turbine haute pression et en suite a travers la turbine basse pression et sont Décharges a l'atmosphère. En passant a travers la turbine haute pression et les aubes de la turbine, ces gaz de détenteur et font tourner la turbine aussi bien que le compresseur, soumette les auxiliaires entraines a un couple de sortie. Les gaz font tourner aussi la turbine a basse pression qui entraine la charge avant d'être évacues. L'emploi de deux roues de turbine séparées permet aux deux arbres de tourner a des vitesses différentes pour reprendre aux exigences de charge

variable du compresseur centrifuge tout en permettant au générateur de gaz haute pression de fonctionner a la vitesse nominale du compresseur axial. [5]

II.6 SECTIONS PRINCIPALES DE LA TURBINE

II.6.1 Section compresseur

La section du compresseur axial comprend le corps (stator) et le rotor. le rotor comporte 16 étages de compression, les aubes de la directrice et 2 déflecteurs de sortie. les aubes du rotor acheminent l'air en lui donnant la force nécessaire à la compression. ils sont insérés dans des rainures et maintenues dans une position axiale par l'empilage et le bouclage au bout des rainures. Les aubes du stator guident cet air pour le faire pénétrer dans les étages successifs du rotor. Les disques et le demi-arbre sont assemblés pour assurer la conicité, et maintenus par des tirants.

II.6.2 Rotor du compresseur :

Le rotor du compresseur est un assemblage compose de seize roues, d'un demi-arbre, de tirants et des aubes du rotor du compresseur.

Chaque roue comporte des rainures brochées dans les quelles s'insèrent les aubes et sont maintenues en place dans le sens axial par des entretoises, elles même bloquées a chaque extrémité des rainures.



Figure (II-4) : Rotor du Compresseur de la turbine à gaz MS 5002C [7]

II.6.3 Stator de compresseur :

Le stator du compresseur comprend trois sections principales :

- ◆ Le corps d'admission.

- ◆ Le corps avant du compresseur.
- ◆ Le corps de refoulement du compresseur.

ces sections et la caisse de la turbine forment la structure externe principale de la turbine a gaz. elles supportent le rotor à l' endroit des paliers et constituent la paroi externe de l'espace Annulaire de la veine des gaz. L'alésage du corps a pour des raisons d'efficacités, des tolérances serrées en ce qui concerne les extrémités d'aubes du rotor.

- **Corps d'admission :**

Le corps d'admission se trouve a l'avant de la turbine a gaz. Sa fonction principale est de diriger l'air de manière uniforme dans le compresseur. Le corps soutient également l'ensemble du palier N°1 dont la partie inferieure du logement constitue un corps sépare, a brides et boulonne a la moitié inferieure du corps d'admission. L'évasement interne est relie a l'évasement externe par sept entretoises radiales a profil aérodynamique et sept triangles de liaison axiaux. les entretoises et les triangles se trouvent dans les parois des envasements. les aubes variables permettent a la turbine d'accélérer rapidement et en douceur, sans pompage (pulsation) du compresseur. L'huile hydraulique sert a mettre en marche les aubes variables par l'intermédiaire d'une grande couronne dentée et de plusieurs petits pignons d'engrenage. Au moment du lancement, les aubes sont mises a 44° ce qui représenté la position fermée [8].

- **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.7 Section combustion

La section combustion de la turbine à gaz MS5002C comporte l'enveloppe de combustion qui est composée de 12 corps de combustion extérieure, de 12 ensembles chapeau-chemise, de 12 pièces de transition, de 12 injecteurs de combustible, de 2 bougies d'allumage, de 4 détecteurs de flamme et de 12 tubes à foyer et, divers garnitures.



Figure (II.5) : Chambre de combustion de la turbine à gaz MS 5002C.

- **Enveloppe de combustion**

Soutient les 12 corps de combustion qui renferment les 12 pièces de transition.

C'est une enceinte soudée, montée dans la partie arrière du refoulement du compresseur, elle reçoit l'air de refoulement à flux axial.

- **Corps de combustion**

Les brides arrière des 12 corps de combustion sont montées sur la surface verticale avant de l'enveloppe de combustion avec chaque corps par les tubes de foyer.

Les ensembles chapeaux et chemises se trouvent à l'extérieur de chaque corps.

Les injecteurs de combustible sont montés dans les couvercles du corps de combustion, ils pénètrent dans les chambres et assurent l'alimentation en combustible.

Le rôle de la chambre de combustion c'est de fournir la quantité de chaleur nécessaire pour le cycle de la turbine à gaz.

La forme de la chambre de combustion est étudiée pour remplir les conditions suivantes :

- Durée de vie la plus longue possible.
- Encombrement minimal.
- Garantir un bon allumage et une stabilité de la flamme.

- Assurer une combustion plus complète que possible.
- Réduire les pertes de charges.

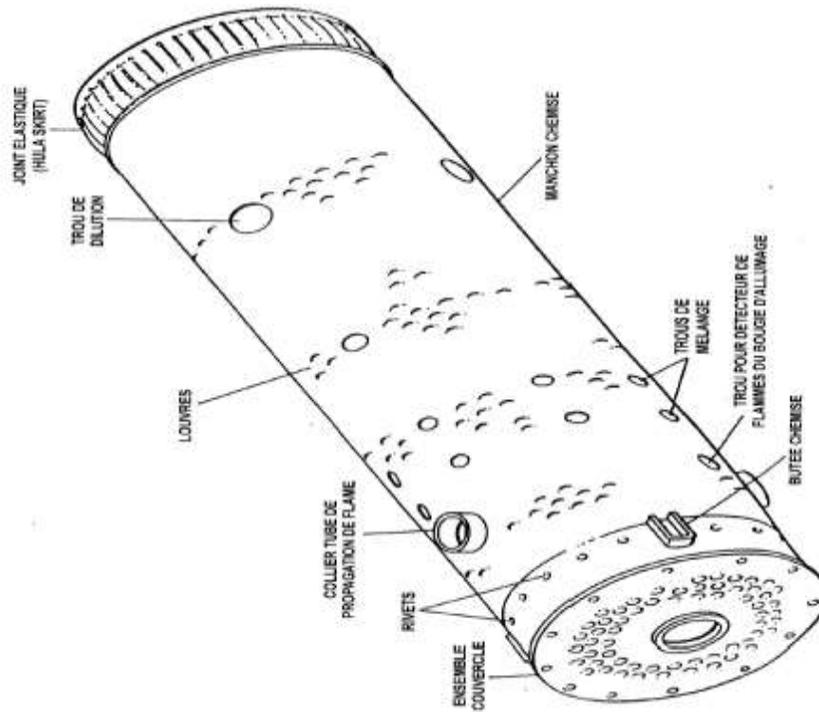


Figure (II.6) : Chemise de la chambre de combustion.

II.7.1 Bougie d'allumage

Le déclenchement de la combustion du mélange combustible est assuré par des bougies d'allumage avec électrode. Deux bougies sont installées dans chacune des deux chambres de combustion 9 et 10, et reçoivent l'énergie du transformateur d'allumage. Les autres chambres sont allumées à travers les tubes d'interconnexions.



Figure (II.7) : Bougie d'allumage

II.7.2 Détecteur de flamme ultraviolette

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.8) : Détecteur de flamme ultraviolette.

II.7.3 Injecteur de combustible :

Chaque chambre de combustion est équipée d'un injecteur qui émet une quantité mesurée de combustible dans la chemise de combustion. Le combustible gazeux est introduit Directement dans chaque chambre par des trous de mesurage places au bord extérieur de la tôle de turbulence. Lorsqu'on utilise de combustible liquide, il est atomisé dans la buse à chambre de turbulence par l'air à haute pression.

Le mélange atomisé combustible/air est répandu après dans la zone de combustion. L'action de la buse répand un tourbillon longitudinal à l'air de combustion ayant comme résultat une combustion complète et surtout un fonctionnement sans fumée de la turbine.

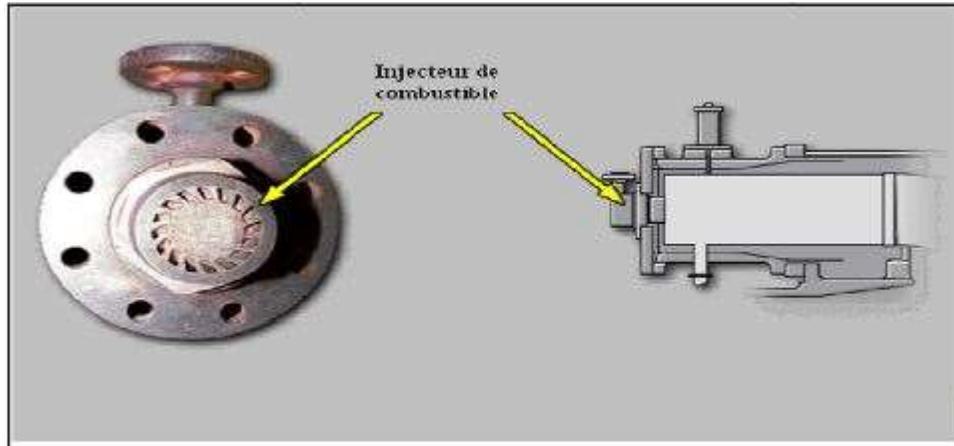


Figure (II.9) : Injecteur de combustible

II.7.4 Tubes – foyers :

Les douze chambres de combustion sont interconnectées par les tubes-foyers. Ces tubes font que la flamme des chambres allumées contenant les bougies d'allumage, s'étend aux chambres pas encore allumées.

II.8 Section turbine

Elle comprend le corps rotor de la turbine, l'aube directrice du premier étage, la roue de la turbine premier étage HP, la roue de la turbine du second étage BP, l'ensemble diaphragme, l'ensemble d'étanchéité et la conduite de gaz inter-étages.

Le stator de cette section est en deux parties, séparé par un plan de joint médian horizontal afin de faciliter l'entretien.

II.8.1 Directrices premier étage

Elles sont fixées à proximité de la veine de gaz 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 perforées pour s'échapper dans la veine de gaz vers l'échappement. Ce flux d'air permet le refroidissement des aubes de la directrice.



Figure (II.10) : Directrice 1^{ère} étage

II.8.2 Directrices deuxième étage

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.

une rotation est donnée grâce à des axes prévus dans le corps de la turbine.

Les leviers clavetés à l'extrémité de ces axes, sont reliés par des biellettes à des points de la couronne de contrôle qui sont actionnés par un piston hydraulique [8] .

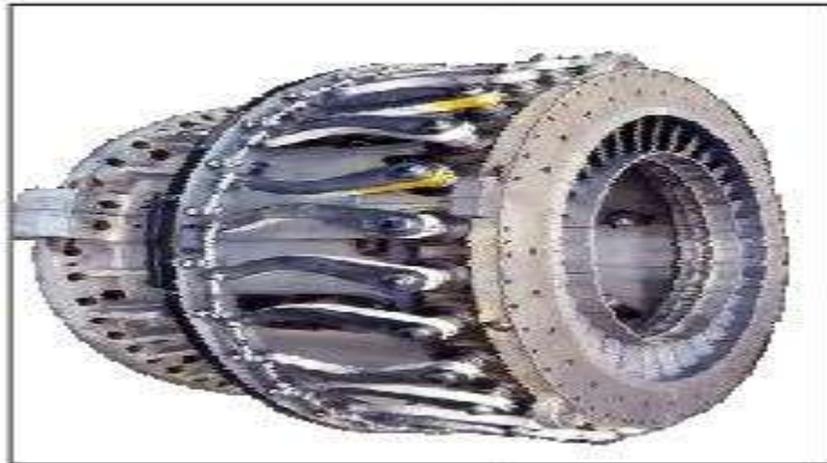


Figure (II.11) : Directrice 2^{ème} étage

II.8.3 Stator de turbine :

La caisse de la turbine est un des principaux éléments structuraux de la turbine a gaz ; elle est boulonnée extérieurement a l'avant aux entretoises du cops de refoulement du compresseur et extrêmement a l'arrière au cadre d'échappement. Dans la caisse de la turbine se trouvent-les Ensembles suivants, qui établissent la veine des gaz de la chambre de combustion au cadre d'échappement, en passant par la roue de la turbine : les cloisons et les segments de protection de la directrice de premier étage, les segments de parois interne et externe de la veine des gaz Entre-

étages, le diaphragme et l'étanchéité air du deuxième étage, et enfin les cloisons et les Segments de protection de la directrice de deuxième étage. La bague de commande, qui actionne les cloisons de la directrice de deuxième étage a angle variable est soutenue par des galets montés sur la paroi extérieure de la caisse de la turbine.

La paroi interne de la caisse de la turbine est isolée des pièces de la veine des gaz chauds, sauf aux surfaces nécessaires de positionnement de la directrice et des segments de protection.

L'air de refoulement du compresseur, qui fuit au-delà des segments de la directrice de premier étage dans l'espace entre la paroi isolée de la caisse de la turbine et la paroi extérieure de la veine des gaz entre-étage, contribue à dissiper la chaleur dégagée par la paroi extérieure de la veine de gaz. Les trous d'extraction de la bride de la caisse correspondent à ceux de la bride verticale avant du cadre d'échappement. L'air ambiant passe par ces trous pour refroidir l'arrière de la caisse de la turbine et les entretoises du cadre d'échappement dans la veine d'échappement [8] .

II.8.4 Ensemble diaphragme :

Le diaphragme est soutenu entre les roues de la turbine de premier étage et celles de la Turbine de deuxième étage par six chevilles creuses radiales traversant la caisse de la turbine et aboutissant dans des trous percés dans la paroi du diaphragme. Ce diaphragme est une pièce cylindrique fendue en deux sur le plan horizontal. Un joint d'air est installé dans une rainure du diaphragme pour séparer les deux étages de la turbine et former l'espace roues arrière de la turbine de premier étage et l'espace roues avant de la turbine de deuxième étage. L'air de refroidissement est envoyé dans les espaces roues pour refroidir les roues de la turbine et fermer hermétiquement la venue des gaz. Les flasques du diaphragme comportent les joints des roues qui empêchent les gaz chauds de s'échapper dans les espaces roues.

II.8.5 Rotor de la turbine :

La turbine à gaz dispose de deux rotors séparés : celui du 1^{er} étage ou turbine haute Pression, qui entraîne le compresseur à flux axial et les accessoires entraînés par les arbres, et le rotor de la turbine de 2^{ème} étage, ou turbine basse pression, qui entraîne la charge. Les deux rotors de la turbine sont alignés dans la section turbine, mais sont mécaniquement indépendants l'un de l'autre, ce qui permet aux deux turbines de tourner à des vitesses différentes.

La roue de la turbine du premier étage est boulonnée directement sur le demi-arbre arrière du rotor du compresseur de manière à former un rotor haute pression. La roue de deuxième étage est boulonnée sur un arbre de la roue pour former le rotor de turbine basse pression/puissance. Ce rotor de turbine de puissance 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.

l'arbre de la turbine de puissance dispose d'une masse de survitesse qui déclenche mécaniquement le système de commande de la turbine à gaz en cas de survitesse. Le rotor est équilibré avec la masse de survitesse située dans l'arbre avant le montage final, et il suffira d'une légère correction pour obtenir l'équilibrage final [8] .



Figure (II.12) : Vue du rotor de la turbine basse pression.

II.8.6 Aubes de la turbine

Les aubes de la turbine sont montées dans la roue, dans des queues d'aronde axiales, en forme de sapin avec les couvercles installés sur les "échasses" d'aubes. Un couvercle sur deux est un couvercle de fermeture. Les aubes sont maintenues en place sur une cheville Twistlock fixée par empilage.



Figure (II.13) : les aubes de la turbine.

II.9 SYSTEMES AUXILIAIRES DE LA TURBINE

II.9.1 Système d'admission

Dirige l'air de combustion dans la section d'admission afin de garantir :

- ✓ Degré de filtration pour le fonctionnement correcte du compresseur et de la turbine dans les Limites des conditions ambiantes existantes de l'installation.
- ✓ Débit d'air régulier vers la section d'admission, et un fonctionnement fluide-dynamique régulier de ce dernier.

Le système d'admission comprend le filtre d'admission, la conduite, le silencieux, le coude, le caisson d'admission et les autres accessoires.

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

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

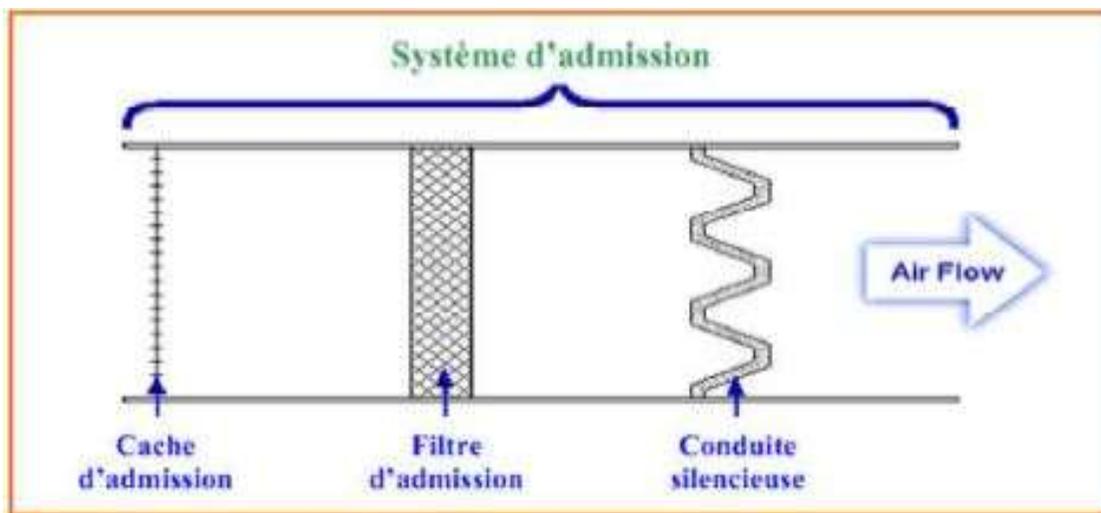


Figure (II.14) : Système d'admission, filtre à air.

II.9.2 Système de lancement

Le moteur électrique de démarrage fait lancer la machine jusqu'à 22 % de la vitesse nominale pendant une minute, elle se stabilise à 20 % pendant deux minutes.

Le balayage et l'alimentation du circuit de gaz dure 6 minutes, l'arbre BP étant à l'arrêt.

La température T_{max} à l'échappement est légèrement augmentée, pendant que les aubes de la directrice présente une ouverture de 15° . Après que les conditions précédentes soient vérifiées, les bougies d'allumage produisent des étincelles et le signal de démarrage de la turbine est annoncé.

A ce moment là, l'arbre BP se met en mouvement, les aubes de la directrice se mettent en position d'ouverture maximale, dans l'intervalle de 50 à 60 % de la vitesse nominale.

L'arbre HP se désaccouple du moteur de lancement, donc la turbine à gaz est auto maintenue. [8]

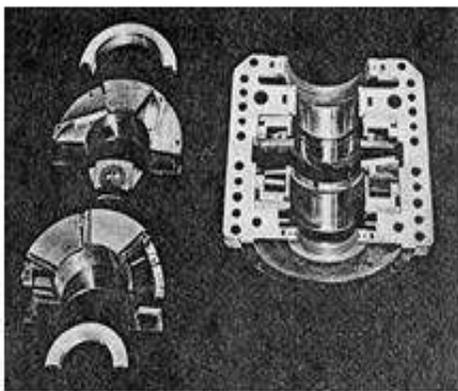
II.9.3 Paliers :

La turbine à gaz comprend quatre paliers principaux qui supportent les rotors du compresseur et de la turbine basse pression.

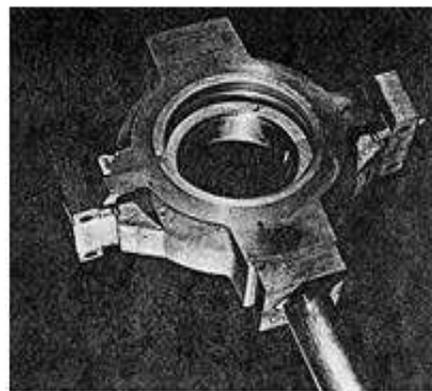
Les paliers sont numérotés 1, 2, 3, et 4. Le palier N°1 se trouve dans le corps d'admission du compresseur le palier N°2 dans le corps de refoulement de compresseur, le palier N°3 dans le diffuseur d'échappement et le N°4 à l'extrémité arrière du diffuseur d'échappement.

Les paliers N°1 et N°2 soutiennent le rotor du compresseur et la turbine haute pression.

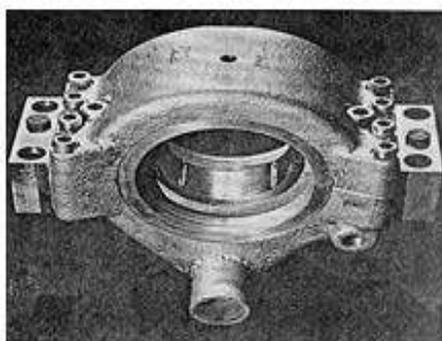
Les paliers N°3 et N°4 soutiennent le rotor de la turbine basse pression et de la charge. [8]



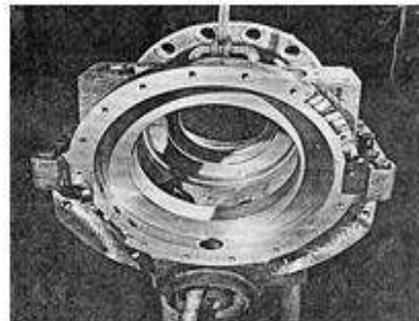
PALIER N° 1



PALIER N° 2



PALIER N° 3



PALIER N° 4

Figure (II.15) : paliers

II.9.4 Socle support et paliers de la turbine

Le socle supporte la turbine et sert de surface de montage pour l'accès et comme réservoir pour l'huile de graissage.

La turbine soutenue sur le socle par deux plaques de supports souples, l'une se trouve sous la caisse d'admission et l'autre sous la caisse d'échappement [8].

II.9.5 Pompes d'huile de graissage : On a quatre (4) types de pompes :

- **Les pompes auxiliaires :**

Il existe deux pompes de ce type fonctionnant avec le courant alternatif, l'une d'elles sert au graissage des paliers avec une pression de refoulement de 12-14bars. La deuxième, dite hydraulique d'une pression de refoulement de 85bars, sert à alimenter les vérins hydrauliques et assurer l'ouverture et la fermeture des IGV. Ces pompes sont utilisées lors de démarrage.

- **Les pompes mécaniques :**

Elles sont entraînées par le réducteur placé à l'amont de la turbine à gaz (entre le moteur de lancement et le 1^{er} palier du compresseur). Ces deux pompes démarrent dès que la turbine atteint 85% de sa vitesse nominale, elles remplacent, l'une la pompe de graissage des paliers et l'autre celle hydraulique. En cas de décroissance de la vitesse les deux pompes auxiliaires démarrent automatiquement pour compenser les quantités d'huiles non assurées par les pompes mécaniques.

- **Pompe de secours :**

Elle fonctionne avec un courant continu, alimentée par une batterie : Son rôle est d'assurer le graissage en cas de coupure survenue de courant, jusqu'à l'arrêt de machine.

- **Pompe de Vireur (ou de virage) :**

C'est une petite pompe, placée au-dessus du réducteur, alimentée par une batterie, son rôle est de garder le rotor de la turbine en rotation lors de la phase d'arrêt avec une vitesse angulaire de $1/4$ tr chaque $3mn$ pendant 12heures pour éviter la flexion du rotor qui pèse 9 tonnes (pour MS5002c), avec une longueur d'environ $8m$ et une température élevée provenant de la compression d'air [8].

II.9.6 Système d'échappement

Il comporte l'ensemble du cadre et la chambre d'échappement. Le cadre d'échappement est une structure principale faisant partie de la turbine à gaz il sert de support aux paliers 3 et 4, à l'ensemble des tuyauteries, des labyrinthes de paliers et des segments de la roue du deuxième étage de la turbine.

La chambre d'échappement est une structure rectiligne en forme de boîte dans laquelle les gaz d'échappement sont déchargés et diffusés. Elle est située à l'extrémité arrière du socle de la turbine. a partir de cette chambre, les gaz sont conduits vers l'atmosphère [8].

II.9.7 Système d'embrayage de lancement

Il comprend l'embrayage à mâchoires, fin de course et deux cylindres. Les cylindres hydrauliques enclenchent l'embrayage par la vanne d'auto commande séquentielle, et les dispositifs de démarrage fournissent un couple à la turbine.

II.9.8 Système de combustible gazeux

Destiné à envoyer le combustible gazeux aux chambres de combustion à pression et débit adéquats pour satisfaire toutes les exigences de lancement de la turbine.

L'ensemble vanne de commande est l'élément principal du système combustible gazeux. il y a aussi les servo vannes, manomètres, la tuyauterie de distribution aux injecteurs de combustible [8].

II.9.9 Système d'huile de graissage

Il comprend un bac d'huile, des pompes, des filtres, des vannes et des dispositifs de contrôlée de protection du système d'huile de graissage.

La turbine à gaz est graissée par un système sous pression en boucle fermée.

L'huile de graissage venant du système, circule jusqu'à atteindre les paliers principaux de la turbine, les accessoires et les équipements entraînés.

Une pompe principale de graissage est montée et entraînée par un réducteur auxiliaire. Deux autres pompes entraînés par un moteur à courant alternatif, sont utilisées en cas de secours [8].

II.9.10 Système d'alimentation hydraulique

Il comporte deux pompes d'alimentation, une principale et l'autre auxiliaire.

Le fluide nécessaire pour le fonctionnement des composants de commande du système de combustible de la turbine à gaz, est fourni par le système d'alimentation hydraulique.

Ce fluide fournit les moyens d'ouverture et de fermeture de la soupape d'arrêt du combustible.

Il gère aussi les aubes directrices variables, les dispositifs de déclenchement hydraulique et de protection de la turbine [8].

II.9.11 Système d'air de refroidissement et d'étanchéité

L'air est utilisé pour refroidir les différentes parties de la section de la turbine, et pour pressuriser les joints d'huile des paliers dans la turbine à gaz.

Les parties principales de la section de la turbine refroidies par l'air sont :

- Roue de la turbine du premier et du deuxième étage.
- Directrice du premier étage.
- Carter du rotor de la turbine.
- Tubes à flamme, les pièces de transition et les paliers.

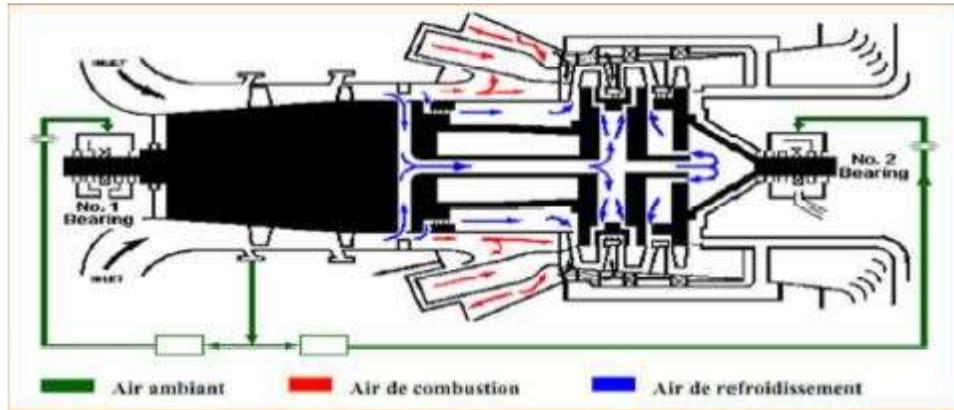


Figure (II-16) : Circuit d'air de refroidissement et d'étanchéité.

II.9.12 Système de contrôle, de régulation et de protection

Il exécute des tâches pour assurer le meilleur fonctionnement de la turbine.

pour exécuter ces fonctions, le système gère une série de paramètres sous forme de signaux reçus de la turbine, et envoyés par des éléments d'interface, tels le transducteur de pression, le transmetteur de position de la vanne de combustible, les thermocouples, les détecteurs de flamme, ...etc.

Le tableau de commande est divisé en deux parties :

- ✓ Système de mise en séquence et de contrôle.
- ✓ Système de protection.

II.10 CONCLUSION :

La description donnée dans ce chapitre se réfère à la turbine à gaz MS 5002 C. C'est évident la description complète dans la « séquence de travail » doit également inclure des groupes auxiliaires, tels que En tant que système de démarrage et équipement auxiliaire général.

**III CHAPITRE III : CALCUL THERMIQUE DE
L'INSTALLATION DE LA TURBINE A GAZ
MS 5002C**

III.1 Introduction :

Dans ce chapitre, nous allons mettre en évidence l'impact des conditions climatiques et plus particulièrement la température de l'air ambiant sur les performances de la turbine à gaz. Afin de mettre en évidence cet impact, un calcul thermodynamique s'impose, dans un premier temps d'après les données standards du constructeur et ensuite d'après les conditions climatiques réelles du site.

Le but de ce calcul thermodynamique est de déterminer tous les paramètres et performances de la turbine à gaz MS5002C, celle-ci est très utilisée par la société SONATRACH dans le domaine des hydrocarbures, particulièrement dans boosting.

III.2 Données du problème :

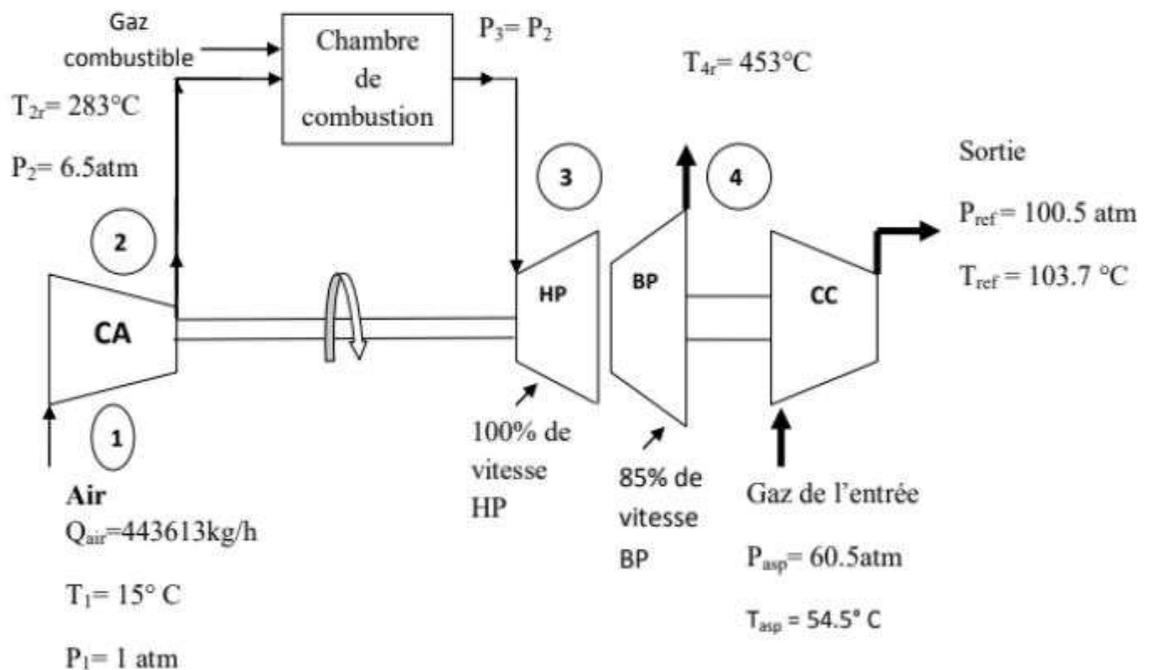
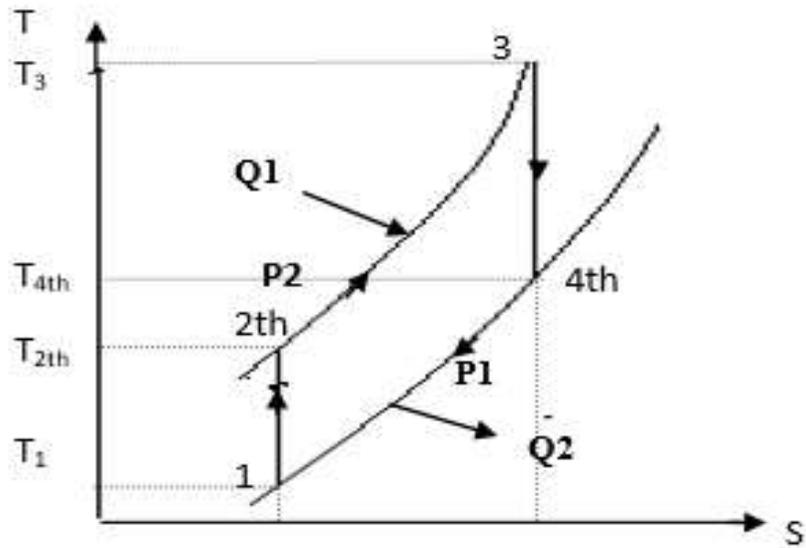
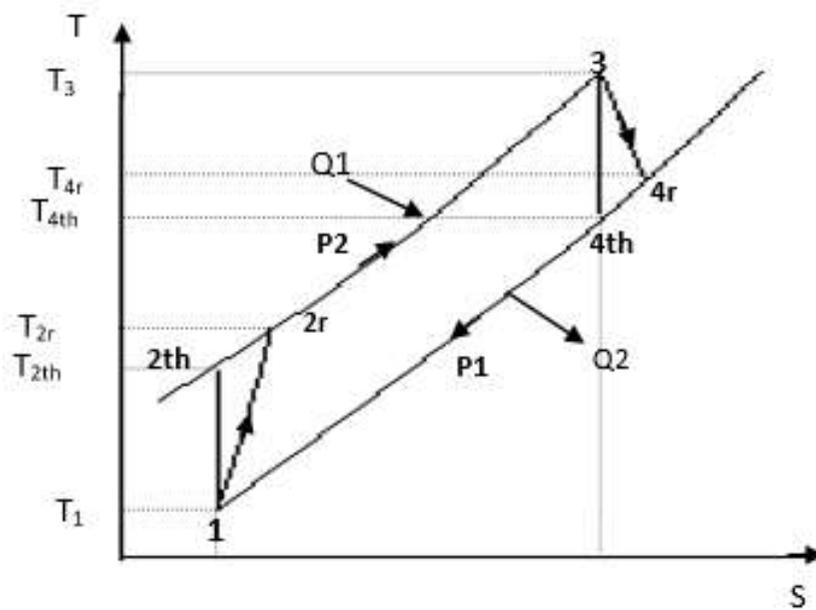


Figure (III.1): turbine à gaz MS5002C.

Avec: **CA** : Compresseur axial, **HP** : roue haute pression, **BP** : roue basse pression, **CC** : Compresseur centrifuge 1^{er} étage



(a)-Cycle théorique de joule



(b)-Cycle réel de joule

Figure (III.2) Cycles théorique (a) et réel (b) du fonctionnement d'une turbine à gaz

1 – 2 : compression isentropique, 2 – 3 : combustion isobare.

3 – 4 : détente isentropique, 4 – 1 : échappement isobare.

III.3 Caractéristique de la turbine MS 5002 C :

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

Tableau III- 1.Paramètres de fonctionnement de la turbine MS 5002 C [4]

Paramètres de fonctionnement dans les conditions ISO	
$T_{3\max}$ (k)	966
$T_{4\max}$ (k)	582
Puissance utile (kw)	28337
Puissance de chauffe (kJ/k)	12308
Excès d'air E (%)	300 – 500
Le taux de compression P2/P1	6 – 8
Débit d'air à 15°c (kg/h)	443613
Débit d'air de refroidissement (kg/h)	12153.78
Débit de combustible (kg/h)	5785
PCI (kcal/kg)	10835
Masse volumique du fuel gaz (kg/m^3)	PM = 18.911kg / kmol : $\rho = 0.84$
Rendement chambre combustion (%)	98
Rendement compresseur axial (%)	88
Rendement turbine total (%)	28 ,8
Rendement détente (%)	90
γ de l'air γ	1,4

III.4 Les paramètres opératoires :

On donne dans le tableau ci-dessus les conditions opératoires de fonctionnement des turbines :

Tableau III- 2. Les conditions opératoires de fonctionnement de turbine MS 5002C [9]

Conditions opératoires	Cas été	Cas hiver
Température aspre comp axial T_1 en °C	48	15
Température refoulé comp axial T_{2r} en °C	313	259
Température échappement T_1 en °C	545	410
Température aspre comp centrifuge °C	68.6	54
Température refoulé comp centrifuge °C	108.5	103
Pression aspre comp centrifuge Atm	76.1	60
Pression refoulé comp centrifuge Atm	113.7	101
Taux de compression comp axial actuel $\varepsilon = P_2/P_1$	5.9	6.95
Rendement chambre de combustion	98	
Débit refoulement kg/h	840625.99	

III.5 Débit de combustible consommé par une turbine à gaz :

On calcule le débit de combustible consommé par une turbine, car au niveau de la boosting les débits mètres ne fonctionnent plus.

On a :

$$P_T = P_U + P_{CA} = (H_3 - H_4) \times (Q_{air} + Q_C) \quad (III.1)$$

P_T : Puissance totale de la turbine (kw)

P_U : Puissance utile fournit à la machine réceptrice (kw)

P_{CA} : Puissance absorbée par le compresseur axial (kw)

H_3 : Enthalpie au point T_3 (kcal/kg)

H_4 : Enthalpie au point T_4 (kcal/kg)

Q_{air} : Débit d'air total entrant dans le compresseur axial (kg/h).

$Q_{steochiometrique}$: Débit d'air nécessaire à la combustion d'un Kg de combustible (kg/h).

Q_C : Débit de combustible nécessaire pour la combustion (kg/h)

De (1) on tire la relation d'enthalpie H_3 : [10]

$$H_3 = \frac{P_T}{Q_{air} + Q_C} + H_4 \quad (III.2)$$

On a encore :

$$H_3 = (Q_{air} + Q_C) - H_2 Q_{air} = (PCI + h_c) Q_C \eta_{CC} = Q_1 \quad (III.3)$$

Q_1 : Chaleur fournie dans la chambre de combustion (kcal/h)

H_2 : Enthalpie de l'air au point T_2 (kcal/kg)

PCI : Pouvoir calorifique inférieur du combustible (kcal/kg)

h_c : Enthalpie du combustible à cette température ambiante (kcal/kg)

η_{CC} : Rendement de la chambre de combustion (%)

: A partir de l'équation (3) on obtient

$$H_3 = \frac{((Pci + h_c) Q_C \eta_{CC} + H_2 Q_{air})}{(Q_{air} + Q_C)} \quad (III.4)$$

On met (4) = (2) :

$$H_3 = \frac{P_T}{Q_{air} + Q_C} + H_4 = \frac{[(Pci + h_c) Q_C \eta_{CC} + H_2 Q_{air}]}{(Q_{air} + Q_C)}$$

$$P_T + (Q_{air} + Q_C) H_4 = ((Pci + h_c) Q_C \eta_{CC} + H_2 Q_{air})$$

$$P_T + Q_{air} H_4 + Q_C H_4 = ((Pci + h_c) Q_C \eta_{CC} + H_2 Q_{air})$$

$$Q_C = \frac{[P_T + (H_4 - H_2) Q_{air}]}{(Pci + h_c) Q_C \eta_{CC} - H_4} \quad (III.5)$$

III.6 . Détermination des paramètres nécessaires au calcul du débit combustible Q_C :

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

$$P_U = C_{P_{mon\ gaz}} \times (T_{ref} - T_{asq})$$

$$P_{CA} = \frac{[(Q_{air} \times W_{CA}) \times 4,18]}{3600} = \frac{[(Q_{air} \times W'_{CA} + Q_{air\ refroidir} \times W''_{CA}) \times 4,18]}{3600}$$

$$W_{CA} = H_2 - H_1 = C_{P_{may(t_1,t_2)}} \times (T_2 - T_1)$$

$$W_{CA} = W'_{CA\ realise\ au\ 16\ etage} + W''_{CA\ realise\ au\ 10\ etage}$$

$$W'_{CA} = C_{P_{moy(T_{IR},T_I)}} \times (T_{sr} - T_1)$$

$$W''_{CA} = C'_{P_{moy(T_1,T_{sr})}} \times (T_{sr} - T_1)$$

On note qu'au niveau de boosting, les compresseurs axiaux ont tous un piquage du 1er étage et cet air à ce niveau sert au refroidissement des parties chaudes de la turbine et l'étanchéité des paliers.

W_{CA} : Travail total réalisé par le compresseur axial (kcal/kg) tel que :

W'_{CA} : Travail réalisé au 16ème étage (kcal/kg).

W''_{CA} : Travail réalisé au 10ème étage (kcal/kg).

P'_{CA} : Puissance absorbée au 16ème étage (kw).

P''_{CA} : Puissance absorbée au 10ème étage (kw).

P_{CA} : Puissance totale absorbée par le compresseur axial (kw).

P_{sr} : Pression de l'air au 10ème étage (bars).

T_{sr} : Température de l'air au 10ème étage (°C).

H_4 : Enthalpie du gaz à la température T_4 (kcal/kg).

Puisque les gaz d'échappement sont constitués essentiellement de l'air, le débit de Combustible étant dans ce cas négligeable, on calcule H_4 avec le C_P de l'air

$$H_4 = C_{P_{air\ T4r}} \times T_4$$

$$H_2 = C_{P_{air\ T2r}} \times T_2r$$

Le tableau suivant donne la composition et le pouvoir calorifique du gaz combustible

Tableau III- 3. Compositions et caractéristiques du gaz combustible [9]

constituants du gaz	$Y'_{i\ mol}$	Masse mol M_i (kg/kmol)	$Y'_{i\ mol}$ * M_i	$Y'_{i\ massique}$	PCI (kcal/ m ³)	PCI * $Y'_{i\ mol}$ (kcal/ m ³)
CH_4	0,8272 1	16	13,24	0,7	8590	7105.64
C_2H_6	0,0851	30	2,55	0,14	15408	15408
C_3H_8	0,0196	44	0,86	0,046	22284	436.76
iC_4H_{10}	0,0028	58	0,16	0,0086	29511	82.63
nC_4H_{10}	0,0041	58	0,24	0,013	29643	121.53
iC_5H_{12}	0,0008	72	0,058	0,003	37917	30,33
nC_5H_{12}	0,0008	72	0,058	0,003	38049	30,44
nC_6H_{14}	0,0005	86	0,043	0,002	46518	23,26
C_7^+	0.0001	100	0.01	0.0005	57896	5.79
CO_2	0 ,003	44	0,11	0,0058	0	0
N_2	0,057	28	1,58	0,084	0	0
Total	1		18,91	1		9147,6

Poids moléculaire du chaque constituant i : PM_i

Le poids moléculaire moyen du gaz : $MP_{moy} = \sum M_i \times Y'_{i\ mol} = 18,91\ kg/kmol.$

Concentration massique: $Y_{i\ massique} = (M_i Y'_{i\ mol}) / \sum M_i Y'_{i\ mol}$

Pouvoir calorifique inférieur moyen, $PCI_{moy} = \sum pci Y'_{i mol} = 9147,6$

$kcal/m^3 = 10835 kcal/kg$

La chaleur spécifique du mélange du gaz est sous la forme suivante :

$$C_p = (A + BT + CT^2 + DT^3) \quad [10]$$

A, B, C, D: Constantes spécifiques pour chaque constituant du mélange i.

La chaleur spécifique molaire moyenne du mélange du gaz :

$$C'_{p Moy} = \sum_{i=1}^7 C'_{pi} \times Y'_i$$

La chaleur spécifique massique de l'air

$$C_{p air} = (6,713 + 4,697 \times 10^{-4}T + 1,147 \times 10^{-6}T^2 - 4,696 \times 10^{-10}T^3) / 29 \quad [11]$$

III.7 Travail et puissance utile absorbés par le compresseur centrifuge pour une Turbine :

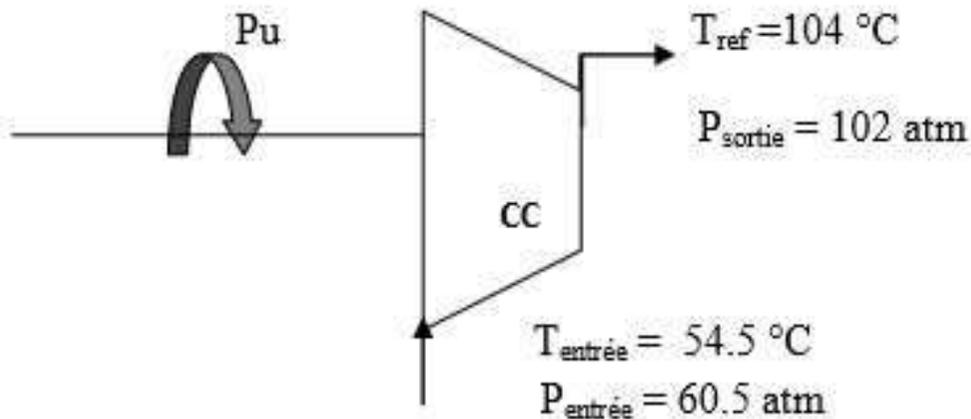


Figure (III.3) compresseur centrifuge

On travaille dans les conditions suivantes pour le compresseur centrifuge :

Tableau III- 4. Paramètres de marche du compresseur centrifuge

Débit de gaz en kg/h	T entrée °C	T refoulé °C	P entrée Atm	P sortie Atm	C _p entrée	C _p Sortie
840625	54.5	103.7	60.5	100.5	0,47	0,56

Conditions de fonctionnement de la turbine :

Tableau III- 5.Paramètres de marche de la turbine

T ₁ : Température ambiante	15 °C	298 K
T _{2r} : Température réelle de refoulement du compresseur	283 °C	556 K
T _{4r} : Température d'échappement réelle	453 °C	726 K
Taux de compression $\epsilon = P_2 / P_1$	6.5	

$$C_{p \text{ moy gaz com+P centr}} = (C_{p \text{ entrée}} + C_{p \text{ sortie}}) / 2 = (0,47 + 0,562) / 2$$

$$W_{Comp \text{ Centr}} = C_{p \text{ Moy gaz cc}} (T_{ref} - T_{asp}) 0,516 \times (103,7 - 54,5)$$

$$W_{cc} = 25,284 \text{ kcal / kg}$$

$$P_U = P_{abs \text{ c c}}$$

$$P_U = W_{c \text{ c}} \times Q_{\text{gaz refolé}}$$

$$D'où : P_U = (25,284 \times 840625 \times 4,18) / 3600$$

$$P_U = 24679 \text{ kw}$$

III.7.1 . Calcul du travail et de la puissance du compresseur axial:

III.7.2 . Calcul du travail et de la puissance du compresseur axial au 16ème étage :

$$P_{CA} = (W_{CA} \times Q_{air}) = W'_{CA} \times Q_{air} + W'_{CA} \times Q_{air \text{ de refroid}}$$

$$C_{p \text{ moy gaz comp axial}} = (C_{p \text{ entrée comp ax}} + C_{p \text{ sortie comp ax 16ème étage}}) / 2 = (0,2317 + 0,2384) / 2$$

$$C_{p \text{ moy gaz comp axial}} = 0,235 \text{ kcal / kg } ^\circ\text{C}$$

Le travail consommé par le compresseur axial au 16^{ème} étage :

$$W'_{CA} = 0,235 \times (283 - 15)$$

$$W'_{CA} = 62,98 \text{ kcal/kg}$$

La puissance absorbée par le compresseur axial au 16ème étage :

$$P_{CA} = 0,235 (283 - 15) \times 442100 \times 4,18 / 3600$$

$$P_{CA} = 32329.34 \text{ kw}$$

III.7.3 . Détermination du rendement du compresseur axial η_{CA} :

$$\eta_{CA} = \frac{T_{2TH} - T_1}{T_r - T_1}$$

On a:

$$T_{2th} = (\mathcal{E})^{\delta-1/\delta} T_1 = 6.5^{(0,286)} * (15 + 273) \text{ tel que : } \delta = 1,4 \text{ pour l'air}$$



$$\eta_{CA} = \frac{491 - 288}{556 - 288}$$

Le rendement du compresseur axial égal :

$$\eta_{CA} = 76.09 \%$$

III.7.4 . Détermination de la température de soutirage de l'air de refroidissement du

10^{ème} étage du compresseur axial TS:

$$P_2 = 6.5 \text{ bar}$$

TS et PS

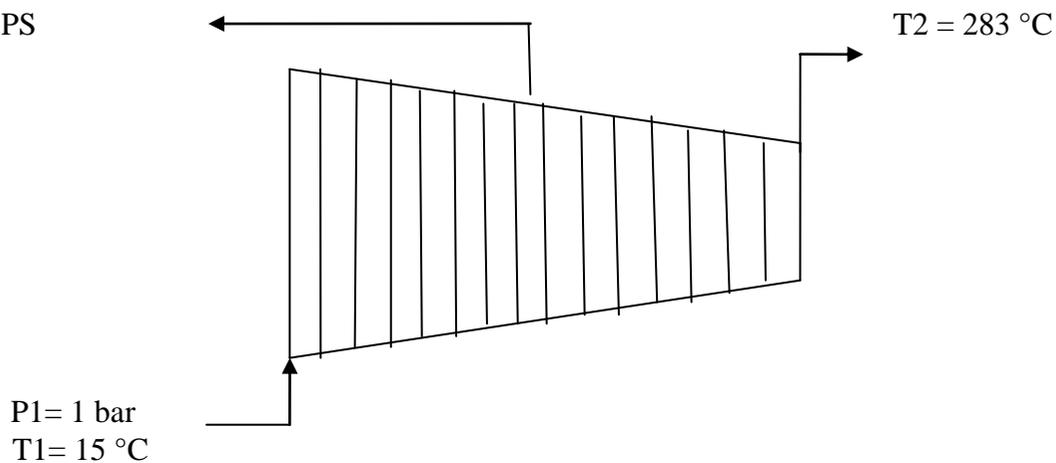


Figure (III.4) compresseur axial

Avant de déterminer T_S , on doit calculer la pression de soutirage P_S :

$$P_n / P_{n-1} = (\epsilon)^{1/n} \quad [13]$$

P_n / P_{n-1} : Augmentation de pression inter étage pour chaque étage n.

Pour n = 16

$$P_{16} / P_{15} = (6.5)^{1/16} = 1,124 \longrightarrow P_{15} = 5.78 \text{ Atm}$$

Pour n = 15

$$P_{15} / P_{14} = (6.5)^{1/15} = 1,13 \longrightarrow P_{14} = 5.11 \text{ Atm}$$

De la même manière, on trouve la pression au 10ème étage :

$$P_{11} / P_{10} = (6.5)^{1/11} = 1,18 \longrightarrow P_{10} = 2,80 \text{ Atm}$$

$$P_S = P_{10} = 2,80 \text{ Atm}$$

$$T_{S \text{ th}} = (P_S/P_1)^{\delta-1/\delta} * T_1 = (2,80 / 1)(0,286) * (273+15)$$

$$T_{S \text{ th}} = 114 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{S \text{ th}} = 387 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$T_{S r} = \frac{T_{S \text{ th}} - T_1}{\eta_{CA}} + T_1 = ((387 - 288) / 0,80) + 288$$

$$T_{S r} = 139 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{S r} = 412 \text{ }^\circ\text{K}$$

III.7.5 Calcul du travail et de la puissance absorbés par l'air de refroidissement :

$$C_p \text{ moy gaz comp axial } (T_1, T_{S r}) = (C_p \text{ entrée} + C_p \text{ sortie } 10\text{ème étage}) / 2 = (0,2317 + 0,2345) / 2$$

$$C_p \text{ moy gaz comp axial } (T_1, T_{S r}) = 0,2331 \text{ kcal / kg }^\circ\text{C}$$

Le travail consommé par le compresseur axial au 10ème étage :

$$W''_{CA} = 0,2331 \times (148.6 - 15)$$

$$W''_{CA} = 31.14 \text{ kcal/kg}$$

III.7.5.1. la puissance totale absorbée par le compresseur axial :

$$P_{CA} = (62.98 \times 442100 \times 4,18 / 3600) + (31.14 \times 12153.78 \times 4,18 / 3600)$$

$$P_{CA} = 32769 \text{ Kw}$$

III.7.5.2. Détermination de l'enthalpie sortie gaz d'échappement H4:

$$H_4 = C_{PT4r} T_{4r}$$

Puisque on a une combustion avec un excès d'air très important, on peut négliger la quantité du gaz combustible consommée, et on considère que les gaz d'échappement sont constitués uniquement de l'air.

$$\text{à } T_{4r} = 453 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{On a: } C_{PT4r} = 0,2454 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$$

$$H_4 = 0.2454 \times 453$$

$$H_4 = 111.18 \text{ kcal/kg}$$

III.7.5.3. Détermination de l'enthalpie au point 2 :

$$H_2 = C_{PT2r} \times T_{2r}$$

$$\text{à } T_{2r} = 283 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{On a : } C_{PT2r} = 0,2389 \text{ kcal / kg } ^\circ\text{C}$$

$$H_2 = 67.59 \text{ kcal / kg}$$

III.7.5.4 . Calcul de l'enthalpie du combustible :

$$h_C = C_{P_{gaz}} \times T_{amb} = 0,248 \times 15$$

$$h_C = 3,72 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$$

III.7.5.5. Calcul du débit de combustible, on détermine sa valeur d'après la formule

(III 5):

$$Q_C = \frac{\left\{ \left(\frac{3600}{4.18} \right) \times [(24679 + 32329.24)] + [(111.18 - 67.59)] \times 442100 \right\}}{[(10835 + 3.72) \times 0.98] - 111.18}$$

$$Q_C = 6540 \text{ kg/h}$$

III.7.5.6. Recalcul de l'enthalpie H4 en tenant compte du débit de combustible :

Après avoir déterminé le débit du combustible consommé par une machine, on peut calculer la CP des gaz d'échappement qui est en fonction de l'excès d'air :

$$\text{à } T_{4r} = 453 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ on a :}$$

$$C_{P_{GE}} = 0,9718 + 0,044 / E + (0,0536 / E + 0,0927) (T_4/1000) \tag{III 6}$$

$$E : \text{Excès d'air tel que : } E = Q_{air} / Q_C \times Q_{air \text{ stœchiométrique}}$$

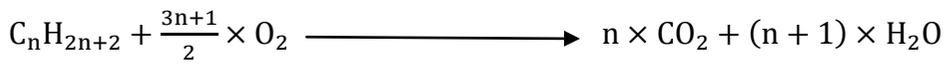
III.7.5.7. Détermination du débit d'air stœchiométrique :

$Y_{\text{MolaireO2dansl'air}} = 21 \%$, donc $Y_{\text{mas}} = (0,21 \cdot 32)/29 = 0,23 \text{ Kg d'O2 / 1 kg d'air}$

D'ou débit d'air nécessaire : $Q_{\text{air stœchiométrique}} = m_{\text{O2}}/ Y_{\text{massO2}}$

III.7.5.8. Détermination de la masse d'oxygène consommée par 1 kg de combustible :

Selon la réaction de combustion



On obtient :

$$m_{O2} = \frac{(M_{O2} \times (\frac{3n+1}{2}) \times Y_i)}{M_i}$$

Le tableau suivant donne la masse d'O₂ consommée par chaque constituant i :

Tableau III- 6.Masse de l'O₂ nécessaire à la combustion d'1 kg de combustible

Constituants	Masse d'O ₂ consommée par constituant (Kg)
CH ₄	4
C ₂ H ₆	0,5
C ₃ H ₈	0,17
iC ₄ H ₁₀	0,03
nC ₄ H ₁₀	0,045
iC ₅ H ₁₂	0,011
nC ₅ H ₁₄	0,011
nC ₆ H ₁₆	0,008
nC ₇₊	0,0019
CO ₂	/
N ₂	/
Total	3,58

$$Q_{\text{air stoechiometrique}} = \frac{3.58}{0.23}$$

$Q_{\text{air stoechiometrique}} = 15,56 \text{ kg d'air / 1 kg de combustible}$

Pour $Q_C = 6540 \text{ kg / h}$, il faut : $Q_{\text{air stoechiometrique}} = 99225.186 \text{ kg}$

III.7.5.9 . Détermination de la valeur de l'excès d'air:

$$E = Q_{\text{air}} / (Q_C \times Q_{\text{air stoechiometrique}}) = 442100 / (6540 \times 15,56)$$

Soit ;

$$E = 4,34$$

$$E = 434.44 \%$$

On sait que la température ambiante influe sur la masse volumique de l'air suivant la relation :

$$\rho_{\text{air}}^{T^\circ} = \rho^{0^\circ} (273 / (273 + T))$$

$$\text{Pour } T = 0^\circ \text{C} \longrightarrow \rho_{\text{air}} = 1,29 \text{ kg/m}^3 \quad \text{(III7)}$$

$$\text{Pour } T^\circ = 15^\circ \text{C} \longrightarrow \rho^{T^\circ} = \rho^{15^\circ} = \rho^{0^\circ} \times (273 / (273 + 15))$$

$$\rho_{\text{air}}^{15^\circ} = 1,29 \times (273 / (273 + 15)) = 1,29 \times 0,947$$

$$\rho_{\text{air}}^{15^\circ} = 1,227 \text{ kg / m}^3$$

$$Q_{\text{air}} = 442100 \text{ kg / h à } 15^\circ \text{C avec } Q_{\text{air}} = Q_{\text{air volumique}} \times \rho_{\text{air}}^{15^\circ}$$

On rappelle que le débit volumique d'air absorbé par le compresseur axial reste constant, et que le débit d'air massique qui change vue la variation de la masse volumique en fonction de la température d'après la relation (7).

$$\text{Pour : } T = 0^\circ \text{C} \longrightarrow \rho_{\text{air}} = 1,29 \text{ kg/m}^3 \longrightarrow Q_{\text{air}} = 361540 \times 1,29$$

$$\text{Donc : } Q_{\text{air}} = 466386.6 \text{ kg / h à } 0^\circ \text{C.}$$

Par conséquent, on tire une relation qui relie la température ambiante et le débit d'air absorbé par le compresseur dont 12 153.78 kg/h sont soutiré du 10^{ème} étage :

$$Q_{\text{air}} = [466386.6 - 1619.10 \times T] - 12 153.78$$

$$\text{Où : } \Delta Q / \Delta T = \text{la pente} = (466386.6 - 442100) / (0 - 15) = - 1619.10 \text{ kg / h}^\circ \text{C}$$

Pour différentes températures ambiantes, on tire les débits massiques :

Tableau III- 7. Le débit d'air en fonction de la température ambiante

Température ambiante (°C)	Masse volumique (kg/m ³)	Débit d'air total aspiré (kg/h)
0	1.29	466390.195
15	1.22	442100
20	1.20	434550
25	1.18	427260
30	1.16	420210
35	1.14	413390
40	1.12	406790
45	1.10	400390
48	1.09	396650

III.7.5.10 Calcul de la chaleur spécifique des gaz d'échappement :

A partir de la formule (6) :

$$C_{PGET4} = [0.9718 + 0.044/4.344 + (0.0536/4.344 + 0.0927)(453 + 273/1000)]/4.18$$

$$C_{PGET4} = 0.246 \text{ kcal / kg K}$$

III.7.5.11 L'Enthalpie à la température T4 en tenant compte du débit de combustible H₄' :

$$H_4' = C_{PGET4} (T4 - 273)$$

$$H_4' = 111.57 \text{ kcal / kg}$$

L'enthalpie H'4 en tenant compte de débit de combustible, est légèrement supérieure à H4 en négligeant ce dernier (débit de combustible).

On recalcul le débit Q_C avec H'4 d'après la relation (III5) :

$$Q_C' = 6809.4 \text{ kg/h}$$

$$Q_C' - Q_C = 269.4 \text{ kg / h}$$

L'erreur donc est : $(269.4/6809.4) \times 100 = 3.95 \%$

Donc le débit de combustible réel calculé avec H'4 est toujours supérieur de 3.95 % par rapport au débit de combustible calculé avec H4 où on a considéré les gaz d'échappement constitués uniquement de l'air.

III.7.5.12 Détermination du débit d'air en excès pour 1kg de combustible :

Débit d'air pour un excès d'air qui est égale à $E = 4,348$:

$$Q_{\text{excès d'air}} = Q_{\text{air stœchiométrique}} \times E = 15,56 \times 4,344$$

$$Q_{\text{excès d'air}} = 67.59 \text{ Kg d'air / 1 kg de combustible}$$

III.7.6 . Détermination des quantités massiques des gaz d'échappement :

A partir de la réaction de la combustion :

$$m_{N_2} = Q_{\text{air en excès}} \times Y_{N_2}(\text{dans l'air}) + Y_{N_2}(\text{dans le gaz combustible}).$$

$$67.59 (1 - 0,23) + 0,084 = 52.13 \text{ Kg de } N_2 \text{ émis / 1 Kg de combustible}$$

$$m_{N_2 \text{ émis}} = 52.13 \text{ Kg de } N_2 \text{ émis / 1 kg de combustible}$$

III.7.6.1. Détermination des quantités de CO₂ et de H₂O émises :

Suivant les formules données ci-dessous, on détermine les quantités de CO₂ et H₂O émises vers

L'atmosphère pour 1kg de gaz combustible suivant la réaction de combustion :

$$m_{CO_2} = (M_{CO_2} \times n \times Y_i) / M_i \quad \text{(III 8)}$$

$$m_{H_2O} = (M_{H_2O} \times (n+1) \times Y_i) / M_i \quad \text{(III 9)}$$

Le résultat obtenu est donné par le tableau suivant :

Tableau III- 8.Quantités de CO₂ et H₂O émises par les gaz d'échappement

Constituants	Composition du gaz combustible Y'i mol	Masse de CO ₂ libérée par constituant(Kg)	Masse de H ₂ O libérée par constituant (Kg)
CH ₄	0,8272	1,92	1,57
C ₂ H ₆	0,0851	0,4	0,24
C ₃ H ₈	0,0196	0,14	0,075
iC ₄ H ₁₀	0,0028	0,026	0,013
nC ₄ H ₁₀	0,0041	0,038	0,020
iC ₅ H ₁₂	0,0008	0,009	0,0046
nC ₅ H ₁₄	0,0008	0,0093	0,0046
nC ₆ H ₁₆	0,0005	0,007	0,0033
nC ₇ +	0,0001	0,0016	0,00076
CO ₂	0,003	0,0058	/
N ₂	0,057	/	/
Total	1	2,56	1,94

III.7.6.2 . Détermination de la concentration des gaz d'échappement :

$$Y_{i \text{ GE MOLAIRE}} = \frac{\left(\frac{m_i}{M_i}\right)}{\left(\sum \frac{m_i}{M_i}\right)} \quad \text{(III 10)}$$

$$Y_{i \text{ GE MOLAIRE}} = \sum \frac{m_i}{M_i} \quad \text{(III 11)}$$

D'après les formules (10) et (11), on obtient le tableau suivant :

Tableau III- 9.Centrations et poids moléculaire des gaz d'échappement

Constituants des gaz d'échappement	Y _i GE MOLLAIRE	Y _i GE MASSIQUE	M _i Y _i GE
CO ₂	0,025	0,039	1,11
H ₂ O	0,047	0,030	0,84
CO ₂	0,16	0,170	4,97
N ₂	0,77	0,761	21,63
TOTAL	1	1	28, 56

III.7.6.3. Le poids moléculaire moyen des gaz d'échappement :

$$PM \text{ moy GE} = \sum M_i \times Y_i \text{ GE}$$

$$PM_{\text{moy}} = 28, 56 \text{ kg / kmol}$$

III.7.7 . Détermination de la température sortie chambre de combustion T_{3r}

On calcule en premier lieu l'enthalpie H₃.

III.7.7.1. Détermination de l'enthalpie H₃:

$$\text{On a : } Q_1 = H_3 (Q_{\text{air}} + Q_c) - H_2 Q_{\text{air}} = (PCI + h_c) \eta_{cc} Q_c$$

Donc :

$$H_3 = \{(PCI + h_c) \eta_{cc} Q_c + H_2 Q_{\text{air}}\} / (Q_{\text{air}} + Q_c)$$

$$H_3 = [0,98228 + 0,1055 \left(\frac{T_3}{1000}\right)] (T_3 - 273)$$

$$0,98228 T_3 + \left(\frac{0,1055}{1000}\right) (T_3)^2 - 0,98228 \times 273 - \left(\frac{0,1055}{1000}\right) \times 273 \times T_3 = H_3$$

$$\left(\frac{0,1055}{1000}\right) T_3^2 + 1,011 T_3 - 268,162 - 925,66 = 0$$

$$0,0001055 T_3^2 + 0,9534 T_3 - 1231,708 = 0$$

$$T_3 = 1145.023 \text{ K } T_3 = 872.023 \text{ } ^\circ\text{C}$$

III.8 . Détermination de la température théorique T_{4th} :

$$\text{On a : } T_3 = (\epsilon)^{\delta-1/\delta} \times T_{4th} \longrightarrow T_{4th} = 1/(\epsilon)^{\delta-1/\delta} \times T_{3r} = (P_4/P_3)^{\delta-1/\delta} \times T_{3r}$$

Calculons δ au point T_3 :

On a : $r = C_p - C_v$

$\delta = C_p / C_v$

III.9 . Détermination de $C_p T_3$:

Oc calcul la capacité thermique

$C_{pT3} = H_3 / (T_{3r} - 273) = 221.45 / (1145.023 - 273)$

$C_{pT3} = 0,2542 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$

III.10 . Détermination de $C_v T_3$:

$\delta_{\text{echap}} = C_p / C_v \longrightarrow C_v = C_p / \delta_{\text{echap}} \text{ et } C_v = C_p - r$

Tel que :

$r = 1,98/\text{masse molaire}$

$C_v = 0,2542 - 1,98/ 28,56$

$C_{vT3} = 0,184 \text{ kcal/kg}$

$\delta_{\text{echap}} = 0,254/0,184$

$\delta_{\text{echap}} = 1,374$

D'où : $\delta - 1/ \delta = 0,272$

On a :

$$T_{4th} = (P_4/P_3)^{\delta-1/\delta} \times T_{3r} = (1/6,5)^{0,267} \times (1145.023)$$

$T_{4th} = 686.70 \text{ K}$

$T_{4th} = 413.7 \text{ } ^\circ\text{C}$

III.11 . Détermination du rendement de la détente de la turbine :

$$\eta_d = \frac{T_{3r} - T_{4r}}{T_{3r} - T_{4th}} = \frac{1145,023 - 750}{1145,023 - 686,70}$$

$\eta_d = 90,40$

III.12 . Détermination du rendement global de la turbine :

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

III.13 . Détermination de la chaleur fournie dans la chambre de combustion :

$$Q_1 = H_3 \times (Q_{\text{air}} + Q'_c) - H_2 \times Q_{\text{air}}$$

$$Q_1 = 221.45 \times (442100 + 6809.4) - 67.59 \times 442100$$

$$Q_1 = 69528000 \text{ kcal / h}$$

III.14 . Détermination de la chaleur perdue à l'échappement :

$$Q_2 = H'_4 \times (Q_{\text{air}} + Q_C) - H_1 \times Q_{\text{air}}$$

Avec :

$$H_1 = C_{\text{PGET1}} \times T_1 = 0,241 \times 15$$

$$H_1 = 3,615 \text{ kcal/kg}$$

III.14.1 La chaleur perdue à l'échappement :

$$Q_2 = 111.57 (442100 + 6540) - 3.615 \times 442100$$

$$Q_2 = 48457000 \text{ kcal / h}$$

Application numérique :

$$\eta_T = (69528000 - 48457000) / 69528000$$

$$\eta_T = 30.25 \%$$

Nous récapitulons dans le tableau ci-dessous, l'ensemble des résultats obtenus pour le cas d'une turbine à gaz à deux arbres entraînant un compresseur centrifuge

Tableau III- 10.résultats des calculs pour les données du constructeur.

$T_1 = 288\text{K}$	$P_u = 24679 \text{ kW}$	$\eta_T = 30.25 \%$
$T_2 = 556\text{K}$	$P_{ca} = 32769 \text{ kW}$	
$T_3 = 1145.023\text{K}$	$m_{\text{air}} = 442100 \text{ kg/h}$	
$T_4 = 736\text{K}$	$m_C = 6540 \text{ kg/h}$	
$P_2/P_1 = 6.5$	$E = 4.34$	

III.14.2 Calcul thermodynamique à partir des données réelles :

Les calculs effectués jusqu'à présents concernent les données du constructeur à une température de 15°C. Nous allons reprendre la même démarche de calcul pour une température de 48°C, correspondant aux conditions réelles régnant au niveau du site de Hassi R'mel.

III.15 . Données de départ :

Avant d'entamer la procédure de calculs du cycle thermodynamique, pour une température de 48 °C, nous présentons ci-dessous les données réelles mesurées sur le site de Hassi R'mel et qui sont nécessaires pour le calcul :

- ✓ Température ambiante : 321k
- ✓ La pression atmosphérique : 1bar
- ✓ Pression de refoulement du compresseur axial : 5.9bars
- ✓ Température d'échappement des gaz brûlés : 818k
- ✓ Température de refoulement du compresseur axial : 586k

III.16 . Résultats des calculs :

On a procédé avec la même méthode de calcul a 48°C et les résultats obtenus sont récapitulés dans le tableau ci-dessous :

Tableau IV- 11.résultats des calculs

T1 =321K	Pu =20095	$\eta_{T=}$ 25.67 %
T2 =586K	Pca =29120	
T3 = 1141.006K	m _{air} =396650	
T4 =818K	m _C =6338,7	
P2/P1 =5.9	E =4.02	

Après avoir effectué les calculs des deux cas (15°C et 48°C), les résultats obtenus sont comparés et récapitulés dans le tableau suivant :

Tableau III- 12.Comparaison entre les deux cas de fonctionnement

paramètres	Cas 48 °C	Cas 15 °C	Différence
puissance utile en kw	20095	24679	-4584
puissance compresseur axial en kw	29120	32769	-3649
Température refoulement CA T2r (°C)	313	283	30
Température échappement T4r (°C)	545	453	92
\dot{m}_c (kg/h)	6338,7	6540	-201,3
\dot{m}_{air} (kg/h)	396650	442100	-45450
Rendement thermique η_{Th}	25,67%	30,25%	-4,58%

On constate à travers ces résultats que les performances de la turbine à gaz pour une température de 48° C ont diminués par rapport à celles évaluées pour une température de 15°C.

$$\frac{\Delta P_u}{P_u} = \frac{24679 - 20095}{24679} = 18.57\%$$

$$\frac{\Delta \eta}{\eta} = \frac{0.3025 - 0.2567}{0.3025} = 15.14\%$$

Donc la puissance utile diminue de 18.57 % et le rendement thermique de 15.14 %.

III.17 . 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 48°C a causé la diminution de la puissance utile de la turbine à gaz de l'ordre de 18.57 % et le rendement thermique de l'ordre de 15.14%.

IV Chapitre IV : Maintenance et Rénovation du Turbine a Gaz MS5002C

IV.1 . Introduction :

L'utilisation d'une turbine à gaz de même que n'importe quelle machine tournante de puissance, doit comprendre un programme planifié d'inspection périodique, avec, le cas échéant, la réparation et le remplacement des pièces défectueuses, afin d'assurer une utilisation et une fiabilité maximales de la machine. Avant et après chaque inspection, toutes les données, y compris les vérifications de vibration et de démarrage, doivent être compilées et enregistrées pour référence dans l'avenir.

Un livre de suivi technique contenant tous les travaux d'entretien et d'inspection effectués sera très précieux lors de l'établissement d'un bon programme d'entretien pour les groupes de turbine à gaz.

Ce programme d'entretien commence, en principe par des travaux mineurs et prend de l'importance au fur et à mesure qu'il se déroule. Jusqu'à la révision générale, puis le cycle se répète. Les inspections peuvent être optimisées pour minimiser les temps d'arrêt du groupe ainsi que les coût d'entretien pour un mode particulier d'utilisation, tout en maintenant un maximum de disponibilité et de fiabilité du groupe.

IV.2 . L'entretien de la MS5002C

IV.2.1 . Facteurs d'exploitation influençant l'entretien :

Les facteurs ayant le plus d'influence sur la durée de vie des pièces sont les suivants :

- ✓ Type de combustible
- ✓ Fréquence des démarrages
- ✓ Pourcentage de charge
- ✓ Le milieu
- ✓ Entretien [12]

IV.2.1.1. Combustible :

Les effets du type de combustible sur la durée de vie des pièces des turbines sont associés à la Quantité d'énergie rayonnée pendant la combustion et à la qualité de l'atomisation des combustibles liquides. Avec le gaz naturel, l'atomisation est inutile et le niveau d'énergie rayonnée est bas. Par conséquent, il permet d'obtenir une durée de vie des pièces plus longue qu'avec les

combustibles liquides. Le gaz naturel est traditionnellement utilisé comme combustible dans les turbines pour applications industrielles.

IV.2.1.2. Fréquence des démarrages :

A chaque démarrage de la turbine, les pièces du parcours de gaz chaud sont soumises à un cycle thermique considérable. Des systèmes de contrôle ont été donc étudiés pour limiter cet effet. Dans la pratique, lorsque les démarrages et les arrêts d'une turbine sont fréquents, la durée de vie des pièces du parcours des gaz chauds est plus courte que celle des mêmes pièces d'une autre turbine fonctionnant en service continu. par conséquent un plan de maintenance préventive optimal est souhaité pour limiter les arrêts et démarrage de la turbine

IV.2.1.3. Cycle de charge :

La variation de la charge de la turbine, jusqu'à 100% de la puissance, n'influe que modérément sur la vie des pièces à condition que celles-ci ne doivent pas supporter de changements fréquents et brusques de charge

IV.2.1.4. Milieu :

Les conditions à l'entrée de la machine peuvent nécessiter une diminution des intervalles d'entretien lorsque l'air est fortement abrasif ou corrosif.

IV.2.1.5. Entretien :

La programmation de l'entretien peut être basée sur l'inspection du système de combustion et du parcours des gaz chauds et sur la révision générale. Le temps nécessaire pour effectuer ces cycles d'entretien dépend de différents facteurs qui déterminent les conditions d'exploitation de chaque unité.

Ces cycles d'inspection sont variables. Ils dépendent du type de combustible utilisé, de la sévérité du service et de la philosophie d'entretien adoptée pour la machine. Le nombre d'heures-d'hommes nécessaires pour effectuer ces inspections varie en fonction de la programmation, de la disponibilité des pièces de rechange, des conditions atmosphériques et de la supervision.

Une bonne programmation de l'entretien permettant de réduire les temps morts implique la disponibilité des pièces de rechange, (neuves ou révisées) en remplacement de celles qui ont été démontées. Les pièces remplacées peuvent être réparées par la suite. Ce qui permet de limiter les) temps morts. Il faut prévoir un stock minimum de pièces de rechange disponibles pour assurer le rendement maximal de la turbine. L'entretien programmé permet d'anticiper les besoins de la

machine et de répondre aux exigences du système en ce qui concerne son utilisation, sa fiabilité et son coût.

IV.3 . Plan de maintenance

IV.3.1 . Objectif du plan : réduction du temps d'immobilisation et du coût de maintenance.

IV.3.2 . Constitution du plan :

Le plan de maintenance est constitué d'une liste des pièces de remplacement possible, domaine de travail prévu, quelles tâches à exécuter en parallèle et quelles tâches en série. Le travail de maintenance sera réduit par optimisation de l'utilisation des équipements de levage et la main d'œuvre.

IV.3.3 . Eléments essentiels d'un programme efficace pour un plan de maintenance :

Les éléments essentiels sont les suivants :

- compréhension de l'environnement complet de l'exploitation.
- Formation du personnel d'exploitation et de maintenance.
- Programme de maintenance rigoureux et bien établi.
- Inspections régulières.
- Disponibilité de pièces de rechange.
- Collection et mise en valeur de données d'exploitation : diagnostic – systèmes experts.
- Réparation immédiate et intervention corrective : suivant les données d'inspection d'exploitation.
- Suivre de recommandations du fabricant.
- Programme de suivi avec le fabricant afin d'introduire les pratiques nouvelles et les améliorations du produit.

IV.4 . Les plans de maintenance appliqués pour la MS5002C

IV.4.1 . Types d'inspections :

Les types d'inspections peuvent, généralement, être divisés comme suit :

- Inspections sur la machine en marche,
- Inspections sur la machine à l'arrêt,

IV.4.2 . Inspections sur la machine en marche :

Les inspections sur la machine en marche sont effectuées pendant la période de mise en service et lorsque la machine est en fonctionnement. Elles permettent de contrôler les conditions générales de la turbine et des équipements auxiliaires.

Par exemple les données caractéristiques de fonctionnements (vitesse, température, pression, et tension...) doivent être notées sur des tableaux prévus à cet effet. Ainsi, on pourra détecter facilement les anomalies éventuelles comme par exemple :

- Température d'échappement trop élevée.
- vibrations excessives tendant à augmenter.
- Pression ou température anormale.

Si l'on observe attentivement les informations relevées, il est presque toujours possible d'arrêter des pannes où les pertes de puissance où de rendement. Les données collectées et enregistrées doivent être soigneusement analysées. Les paramètres de fonctionnement sont récapitulés comme suit :

- Vitesse – charge – démarrages chauds – heures de fonctionnement – lecture barométrique du site – températures (ambiante, entrée compresseur, refoulement compresseur, sortie turbine, espace roue turbine, collecteur d'huile de graissage, réservoir huile graissage, drainage paliers, dispersion température échappement)
- Les pressions (entrée et refoulement compresseur, carburant, filtres (carburant, graissage, entrée d'air))
- Mesure de vibration sur le train de puissance.
- Temps de démarrage – temps d'arrêt.

IV.4.3 . Inspections sur la machine à l'arrêt :

Il s'agit principalement de l'entretien relatif aux organes de la turbine, les parties de la turbine demandant un entretien plus fréquent sont celles qui viennent en contact avec les gaz chauds, les tubes de flamme, les conduites de passage du gaz...etc.

Une révision provoque une longue durée d'indisponibilité. Pour cela elle nécessite une bonne préparation, vérification de la disponibilité des pièces de rechange, contrôle de l'outillage, constitution des équipes et distribution des tâches.

On distingue trois types d'inspection qui sont :

- Inspection du système de combustion CI toutes les 12000 h
- Inspection du parcours des gaz chauds LTPI toutes les 24000 h

- Inspection générale (révision). MI toutes les 48000 h
- Inspection spéciale.

IV.4.4 . Inspection du tube à flamme + Pièce de transition (LTPI : Liners and transition part inspections) :

Cette inspection inclut l'inspection du système de combustion et de plus, le contrôle poussé des directrices et des aubes mobiles. Elle se fait toutes les 24000 h de fonctionnement. Pour effectuer ce type d'inspection, il faut déposer les parties supérieures des corps turbine H.P et B.P. Les aubes mobiles H.P.et B.P. doivent faire l'objet d'un examen visuel en place. Pendant cette inspection, procéder à un relevé complet des jeux de la turbine avant de démonter les pièces. Comme pour l'inspection précédente, il est conseillé de disposer d'un brûleur, d'une chemise, d'une pièce de transition et de directrices de rechange au cas où ceux-ci devraient être remplacés une fois terminé l'examen visuel.

IV.5 . Révision générale (MI : majore inspection) :

Le but de cette inspection est d'examiner tous les composants intérieurs rotatifs et fixes, depuis l'entrée jusqu'à la sortie de la machine. Celle-ci se fait toutes les 48000 heures. La révision générale comporte l'inspection de toutes les pièces bride à bride de la turbine, cette inspection comprend les contrôles décrits aux inspections précédentes et, de plus, l'inspection des corps, des rotors, des paliers et des étanchéités, des rotors et de l'aubage du compresseur centrifuge. Pour ce faire, toutes les parties supérieures des corps et des supports doivent être déposées. Avant et après la révision générale, il faut procéder à un contrôle de l'alignement des rotors et comparer les valeurs obtenues aux valeurs précédentes, de manière à déceler l'apparition d'écarts importants.

Une révision générale MI d'une turbine à gaz consiste à remettre la machine dans son état initial de précision. La révision peut s'accompagner d'une rénovation par modification de certains organes ou adjonction de pièces de conception plus moderne [12] .

La révision générale concerne tous les organes composants la turbine à gaz, elle comprend quatre phases :

- Phase de démontage.
- Phase d'inspection et réparation.
- Phase de remontage.
- Phase d'essai.

IV.5.1 . Les exigences typiques d'inspection principale :

Les exigences suivant doivent être respecte :

- Tous les jeux radiaux et axiaux sont vérifiés par rapport leurs valeurs d'origine.
- Carters, enveloppes et caisses sont inspectés pour corrosion ou criques.
- Le compresseur est inspecté pour souillure, érosion, corrosion et fuite.
- Inspecter les IGV pour corrosion, usure de douilles, criques des aubes. Inspecter les jeux radiaux des aubes. Chercher les traces de frottement, fléchissement, criques ou gauchissement.
- Les bandes d'étanchéité du stator qui correspondent aux aubes rotor, sont inspectées pour Jeu, érosion, frottement, criques ou accumulation de souillure.
- Les talons des cloisons fixes de turbine sont inspectés pour frottement, érosion, frettage ou détérioration thermique.
- Les aubes turbine sont à démonter et à tester par NDT (Non Destructive Test). Les NDT sont à dérouler aussi pour la zone périphérique du disque turbine (zone de fixation des aubes). Le revêtement aubes turbine étage 1 est à évaluer pour une autre période de service.
- Les coussinets et joints d'étanchéité des paliers sont à inspecter pour jeux et usure.
- Le système d'entrée d'air est à inspecter pour corrosion et criques dans les panneaux d'insonorisation et pour des pièces délaissées.
- Le système d'échappement est à inspecter pour criques ou ruptures dans les panneaux d'insonorisation ou de calorifugeage.
- Contrôle d'alignement turbine / charge et turbine / boîte d'engrenage.

IV.6 . Description des problèmes

La chambre de combustion étudiée dans ce projet est l'une des douze chambres de combustion constituant le système de combustion de la turbine à gaz de la centrale thermique de hassi Rmel. Ces principaux composants sont le tube de flamme

IV.7 . Présentation des kits de combustion installés dans les phases 1 et 2 et celui choisi pour le renouvellement.

IV.7.1 . Définition la rénovation :

Inspection complète de tous les organes, reprise dimensionnelle complète ou remplacement des pièces déformées, vérification des caractéristiques et éventuellement réparation des pièces et sous-ensembles défaillants, conservation des pièces bonnes.

La rénovation apparaît donc comme l'une des suites possibles d'une révision générale au sens strict de sa définition.

IV.7.2 . Définition de tube a flamme

Le tube a flamme est formé par un tube cylindrique de diamètre égal à 360mm et de longueur 1m. Ce tube est percé de trous de différentes tailles selon la zone. L'air circule d'avant en arrière à l'extérieur du tube a flamme. Il pénètre dans la zone de réaction de la chambre de combustion à travers le tabulateur et à travers des séries de trous calibrés, percés dans le chapeau (90 trous de diamètre 4mm) et dans le tube lui-même (24 trous de diamètres variant entre 40 et 30 mm) .Les gaz chauds se propagent ensuite vers une zone de tranquillisation et une zone de dilution où s'effectue un apport d'air supplémentaire. des trous de dilution (4 trous de diamètre 60mm) permettent le passage du volume d'air correct destiné au refroidissement afin de limiter la température des gaz chauds à l'entrée de la première directrice. Le tube a flamme est percé de 3292 trous de diamètre variant entre 3 et 4 mm répartis sur 21 rangés. Ces trous sont destinés au refroidissement des Parois du tube, ils assurent la formation d'un film d'air relativement plus froid le long des Parois et du chapeau du tube de flamme.

IV.7.3 . Présentation de tube a flamme installé dans la Phase 1 " EXTENDOR"(STD):

Lors de la configuration de la première phase du projet boosting ils ont opté pour l'installation des tube a flamme de type EXTENDOR(STD) choisi pour le fonctionnement des chambres de combustion de la MS5002C.

Le tube a flamme STD est donné sur la figure (Fig. IV.1), il est formé par un tube cylindrique percé de trous de différentes tailles selon la zone. L'air circule d'avant en arrière à l'extérieur du tube a flamme. Il pénètre dans la zone de réaction de la chambre de combustion à travers des séries de trous calibrés, percés dans le chapeau et dans le tube lui-même. les gaz chauds se propagent ensuite vers une zone de tranquillisation et une zone de dilution où s'effectue un

apport d'air supplémentaire. Des trous de dilution permettent le passage du volume d'air correct destiné au refroidissement afin de limiter la température des gaz chauds à l'entrée de la première directrice. Le tube à flammes est percé de trous de différents diamètres répartis sur des rangées le long du tube.

Ces trous sont destinés au refroidissement des parois du tube, ils assurent la formation d'un film d'air relativement plus froid le long des parois et du chapeau du tube à flammes.



Figure (IV.1) : tube à flamme STD

IV.7.4 . Structure de la chambre :

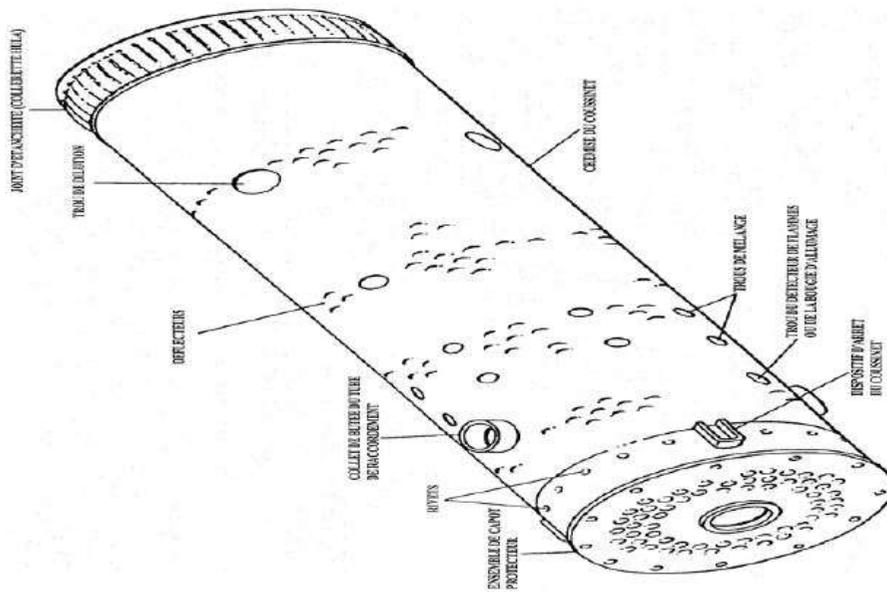


Figure (IV.2): Structure de tube à flamme STD

IV.7.5 . Les différentes zones

Comme nous le voyons sur la figure ci-dessus, le flux d'air est donc séparé en deux : une partie du flux est mêlée au centre avec le fuel injecté, l'autre passe à l'extérieur du liner et pénètre par l'intermédiaire des trous primaires, puis des trous secondaires.

❖ Zone primaire ou zone de mélange

C'est au début de la zone primaire que sont injectés l'air et le fuel. Sa fonction est d'encren la flamme et de lui offrir assez de temps, de température et de turbulences (air entrant par les trous primaires) pour assurer sa stabilité et une bonne combustion.

❖ Zone dite "intermédiaire"

Cette zone à deux fonctions principales. La première, qui intervient à basse altitude, est rattrapé les pertes de dissociation, qui sont le résultat de l'instabilité chimique des monoxydes et dioxyde de carbone et de l'eau à hautes températures : la présence de cette zone évite en effet de bloquer la composition des gaz par refroidissement brutal à la sortie de la zone primaire. A haute altitude, la concentration d'air et de fuel est moins importante, ce qui fait chuter le taux de réaction et rend donc la combustion incomplète. Ainsi, dans ces conditions, la zone intermédiaire sert principalement d'extension à la zone primaire et la combustion peut se poursuivre. La longueur de

la zone intermédiaire doit être un compromis entre la taille de la chambre (que l'on veut minimiser) et son efficacité (que l'on veut maximiser). Le rôle principal de la zone primaire est d'assurer la stabilité de la flamme, c'est à dire qu'il faut éviter que la vitesse des gaz circulant dans cette zone soit supérieure à la vitesse de flamme de la réaction de combustion. En effet dans le cas contraire, la flamme est soufflée par le déplacement des gaz. Il s'agit donc essentiellement de jouer sur la forme de cette zone ce qui permet de modifier les caractéristiques de l'écoulement. Pour cela il n'y a pas de règles précises et le dessin de la zone primaire se fait de façon empirique.

❖ **Zone secondaire**

L'air de refroidissement entre par les trous secondaires. Le diamètre et le placement de cette dernière zone doivent être choisis afin d'optimiser le mélange des gaz.

La taille de cette partie de la chambre doit permettre la meilleure combustion possible du carburant, c'est à dire la combustion la plus complète. Etant donné la vitesse des gaz dans la chambre, le temps de séjour des réactifs doit être supérieur au temps caractéristique de la réaction de combustion.

❖ **La zone de dilution**

Le problème qu'il faut résoudre dans la conception des chambres de combustion est le suivant : comment obtenir une température homogène et suffisamment faible en entrée de turbine ?

Pour obtenir de telles conditions, il faut laisser le temps aux échanges de chaleur entre les gaz chauds et les gaz frais de se faire.

Par ailleurs cette dilution est assurée par l'injection d'un flux secondaire à travers les trous de dilution. Ce flux permet de refroidir et d'homogénéiser la température en entrée de turbine. Ceci dépend donc du nombre de trous, de leur diamètre ainsi que de la vitesse d'entraînement des gaz.

La chemise possède une pluralité d'ouvertures dimensionnées et réparties de façon à diriger l'air de refroidissement sur la surface radialement extérieure de la partie du revêtement de la chambre de combustion par un refroidissement par contact.

IV.7.6 . Refroidissement des chemises STD

Le refroidissement est effectué par des rangées de trous de refroidissement qui sont forés à un angle. L'air pénètre dans les trous d'angle pour refroidir la surface interne des tubes.

IV.7.7 . Tube à flamme installé dans la Phase2 (LHE):

Pour répondre aux exigences du gouvernement algérien concernant les normes d'émissions plus strictes exigeant des réductions significatives des émissions de polluants atmosphériques bien décrite dans le décret présidentiel, les responsables de la SONATRACH ont été dans l'obligation d'admettre des systèmes conventionnels avec l'environnement, et c'est ce qui a donné lieu lors de la

présente mise en service de la phase2 du projet boosting en admettant les liners LHE pour les chambres de combustion en gardant la même turbines à gaz MS5002C.

IV.7.7.1. Description de Liners LHE (Lean Head end combustion) : "extrémité de tête maigre de combustion"

D'après la documentation GE, le revêtement de la chambre de combustion LHE est muni de fentes de manière à permettre une combustion pauvre.(applicable aux turbines de type MS5002 : B , C et D) le motif du logement et les trous de dilution ont été modifiés pour fournir plus de l'écoulement d'air de dilution à l'extrémité de la tête de la doublure résultant dans un système beaucoup plus "maigre" par rapport à la combustion de la chemise standard (STD). Ce déplacement de l'écoulement d'air de dilution étanche les produits de combustion en réduisant plus le temps disponible pour la formation des NOX. Les flux d'air supplémentaire comprimé sont introduits dans les chambres de combustion de la turbine à gaz pour abaisser la température de la flamme et de l'hydrogène est introduit dans les chambres de combustion pour la stabilité de la flamme température de la flamme Inférieure.

Le résultat est une réduction des émissions de NOX d'environ 30% par rapport à la chemise standard (STD). Le revêtement LHE réalimenté sur la turbine MS5002 ".est l'approche la plus simple à la réduction de NOX

La combustion de diffusion modifiée représente une conception connue appelée * extrémité de tête maigre * combustion qui intègre un revêtement spécial de combustion pour augmenter le flux d'air vers la zone de combustion primaire à la limite de fonctionnement de combustion stable avec le gaz naturel. Ces changements qui apparaissent dans la figure ci-dessous font comparaison entre les deux chemisiers le LHE et le STD.

IV.7.7.2 . Comparaison entre le LHE et le STD

La figure ci-dessus nous montre bien la différence de design entre les deux liners, si on jette un coup d'œil sur l'image on voit clairement que la zone de mélange a été réduite afin de réduire le temps de séjour des flammes dans la chambre de combustion.

Le diamètre des trous de mélange sont plus grands pour le LHE, on peut voir aussi que les trous de dilution sont poussés vers le milieu du manchon entre les rangées des déflecteurs. Ce que n'est pas le cas dans le STD. Ce qui réduit le volume de la zone de combustion ce qui explique les quantités d'air versées avec excès dans la zone de combustion et la pauvreté du mélange (air/fuel) afin de réduire la température de la flamme et le rapport d'équivalence inférieur pci.

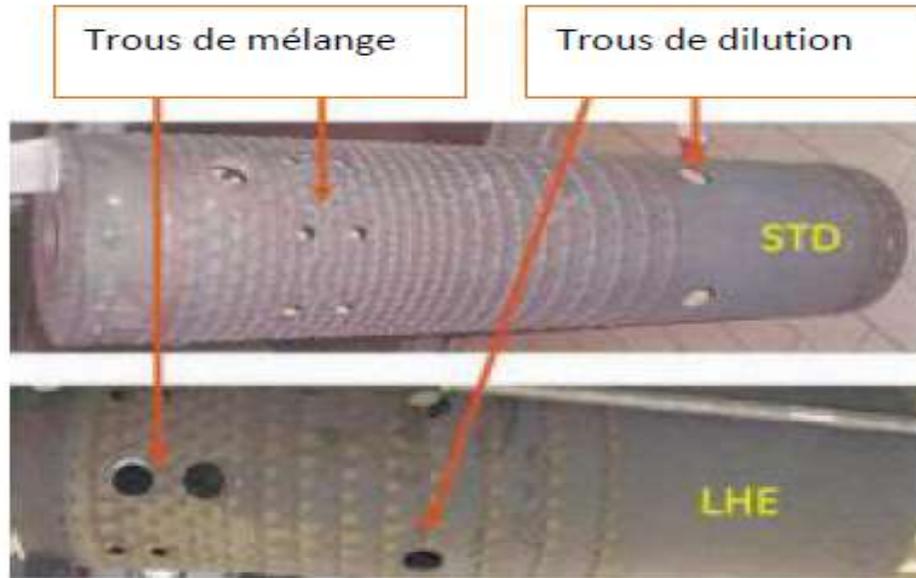


Figure (IV-3): comparaison entre LHE et STD

IV.8 . Présentation de nouveau kit de la chambre de combustion

Suite à la dégradation catastrophique des revêtements de LHE adapté pour les chambres de combustion de la phase 2 les responsables de la SH pensent à faire une rénovation pour la chambre de combustion des turbines constituant le parc centrale de HASSI R'MEL cette rénovation consiste à faire changer les tubes à flamme actuel qui le LHE par un autre qui est le « **EXTENDOR™ PLUS** ».

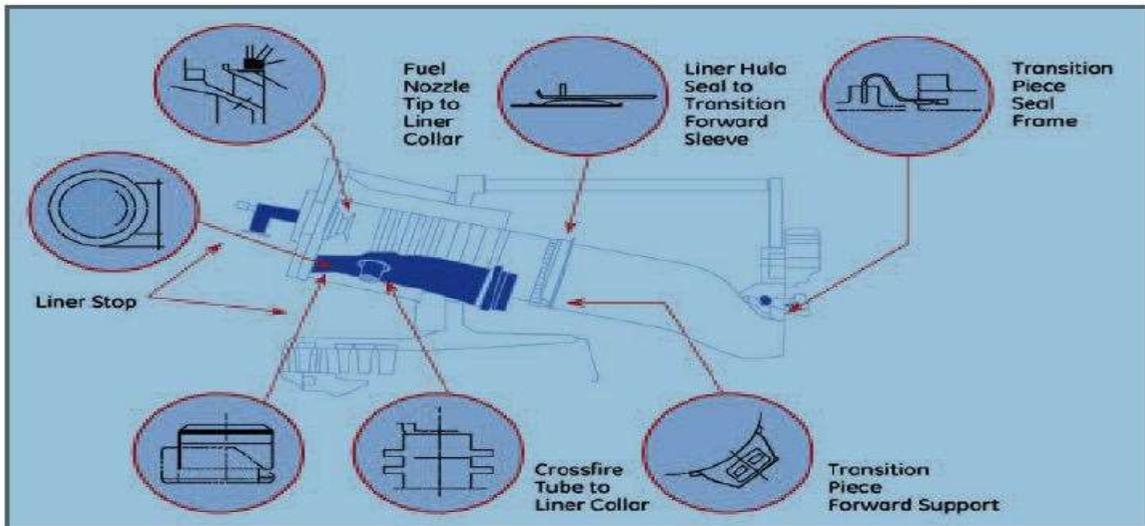


Figure (IV.4): vue d'ensemble de kit EXTENDOR™

IV.8.1 . Description Technique

‘‘ EXTENDOR™’’ est l'ensemble de revêtements durs et revêtements utilisés pour réduire l'usage dans le système de combustion, avec l'intention de prolonger l'intervalle d'inspection. Avec le paquet réglé ‘‘ D'EXTENDOR™ PLUS’’, le fabricant qui n'est autre que le GE ‘‘ GENERALE ELECTRIC’’ recommandera une extension des intervalles d'inspection de combustion. ‘‘EXTENDOR™ ‘‘

Le matériel de combustion est une zone critique pour la durée de fonctionnement d'une turbine à gaz qui exige inspection périodique. Le cycle de service et le type de carburant utilisé sont les facteurs clés pour déterminer les intervalles de combustion recommandés depuis ces facteurs influent directement sur le montant de l'érosion, la matière fluage, le stress thermique et l'usure des composants de combustion. Le kit ‘‘EXTENDOR TM PLUS ‘‘peuvent augmenter l'intervalle des inspections en réduisant significativement la combustion l'usure des composants. Le nouveau kit EXTENDOR se compose de la dernière technologie des matériaux de revêtement dur pour réduire l'usure des différents composants du système de combustion. Il a été mis en oeuvre pour réduire le mouvement relatif entre les composants la combustion et de réduire les forces et vibrations au niveau des interfaces d'usure et pour l'amélioration de la résistance des matériaux à haute température, tous les joints de grains sont éliminés de la structure avec des additifs de renforcement associé, le fluage et résistance à la fatigue sont également augmentés, *Extendor™* réduit l'usure des composants de combustion par :

- Réduction du mouvement relatif entre les composants de combustion.
- Augmentation des zones de contact aux interfaces d'usure.
- Contrôle critique des espacements aux interfaces d'usure.
- Utilisation de couples de matériaux dont la résistance à l'usure a été éprouvée, et Développés par GE.

L'Extendor™ a été développé pour réduire les effets de l'usure aux interfaces clés suivants:

- Butées de chemisage.
- Collerette entre embout de tuyère à combustible et tuyère à combustible de chemisage de Combustion.
- Collerette entre tube d'interconnexion et tube de chemisage de combustion.
- Manchon entre joint Hula de chemisage de combustion et gaine avant de pièce de transition.
- Supports avant de pièce de transition.
- Joint de cadre arrière de pièce de transition.



Figure (IV.5): tube à flamme d'EXTENDOR™

IV.8.2 . Système de combustion MS5002 LHE Extendor™ “Plus”

Le kit MS5002 LHE Extendor™ “Plus” nécessite l’installation du système de combustion à technologie avancée. Les éléments impactés et les caractéristiques des kits LHE MS5002 Extendor™ “Plus” sont détaillés ci-après :

- trois butées de chemisage avec matériau anti-usure et espacements réduits.
 - élément anti-rotation sur tubes d’interconnexion et revêtement dur au niveau de l’interface tube/collerette.
 - revêtement d’usure sur les joints *Hula* et sur la surface intérieure de la pièce de transition
- Pour l’assemblage.
- buse de gaz de tuyère à combustible avec revêtement d’usure.
 - collerette de chemisage avec revêtement de surface.

IV.8.3 . Les matériaux de la chambre de combustion.

La chambre de combustion ainsi que les turbines sont des secteurs stratégiques, car ils sont à l'origine de la limitation de puissance des moteurs. La température d'entrée de la chambre de combustion est de 850°C. Si on pouvait l'augmenter jusqu'à 1250°C on obtiendrait 20% de gain sur la poussée du moteur. Il est donc très important d'avoir des matériaux particulièrement résistants aux hautes températures. Développer de tels matériaux permettrait non seulement d'améliorer les performances du moteur, mais aussi de simplifier les systèmes de refroidissement. Ceux qui sont utilisés en aéronautique sont les superalliages à base de nickel et de chrome.

Ils satisfont plus ou moins les exigences suivantes :

- Une bonne résistance au fluage (c'est-à-dire le fait pour un matériau de se déformer à chaud sous l'action d'une contrainte constante) à température aussi élevée que possible
- Une bonne résistance à la corrosion par les gaz de combustion ;
- Une stabilité à chaud de la structure et l'absence d'une fragilité excessive; des facilités de fabrication: bonne formabilité pour les alliages forgés et bonne coulabilité pour les aciers moulés ;
- Une bonne soudabilité et une facilité de réparation lorsqu'il s'agit de tôles qui servent à la préparation d'ensembles chaudronnés.

IV.9 . CONCLUSION :

Au-delà du caractère introductif à quelques définitions et méthodes allouées à ce chapitre pour la suite du mémoire nous allons présenter 3 modèles de tubes à flamme 2 sont en plein exploitation et le troisième c'est celui qui a été choisi pour la rénovation qui va prendre la place des deux qui sont Déjà installés

CONCLUSION GENERALE

L'objet de ce travail a été l'étude de l'influence de la température ambiante sur les performances de la turbine à gaz, ainsi que la dégradation des tubes à flamme due aux températures élevées dans la chambre de combustion. Ce travail nous a permis d'apprécier la nécessité d'utilisation des turbines à gaz dans le domaine de production d'électricité. Ces machines connaissent un développement remarquable justifié par leur fiabilité et simplicité d'exploitation.

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 48°C a causé la diminution de la puissance utile de la turbine à gaz de l'ordre de 18.57 % et le rendement thermique de l'ordre de 15.14%.

Concernant le problème de la dégradation des tubes à flammes, trois modèles de tubes sont en exploitation, nous avons proposé le remplacement des tubes du types LHE et STD par des tubes de type EXTENDOR qui résiste mieux à des températures élevées.

Vu la place stratégique qu'occupe la turbine dans l'unité, sa maintenance est d'une importance capitale afin d'assurer la continuité de son service. Dans cette optique, nous avons proposé un plan de maintenance préventive qui permettrait l'amélioration de sa disponibilité.

Finalement, nous souhaitons que ce mémoire puisse servir comme outil de travail pour les étudiants à venir, et qu'il sera amélioré et complété pour rendre son utilité plus complète.

REFERANACES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] : **A. HERZALLAH**, "Étude thermodynamique Maintenance et Fiabilité d'une turbine à gaz MS 5002", mémoire d'ingénieur, Université de Boumerdes, 2006.
- [2] : **S. BELKHAMSA, S. ABD ESSELAM**, "Contribution à l'étude et au calcul des cycles thermodynamiques des turbines à gaz", mémoire d'ingénieur, Université Ouargla, 2008.
- [3] : Gas Turbine Handbook: Principles and Practices, Second Edition, by Tony Giampaolo
(2006-03-30) Hardcover
- [4] : **Nuovo Pignone** "Manuel formation pour turbine à gaz MS-5002C Description-Exploitation-Entretien".
- [5] **A. BOUDJEMA, H. HAMIDA**, "étude technico économique d'un renouvellement de la chambre de combustion d'une turbine à gaz MS 5002C", université tizi ouzou, 2015/2016
- [6] **S.M. YAHIA**, 1984, "Turbines compressors and fans", published by Tata Mc Graw-Hill Publishing Company Limited National Aeronautique Laboratory Bangalore – INDIA, janvier 1984.
- [7] <http://satarco.com/en/page/MS5002>
- [8] **M. YAAQOUB** " Amélioration des performances énergétiques de la turbine à gaz MS- 5002C par injection de la vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion" ,
Mémoire fin de cycle, Ecole de Boumerdes, 2015.
- [9] Philip P. Walsh, Paul Fletcher, 2004, "Gas Turbine Performance", Second Edition by Blackwell Science Ltd a Blackwell Publishing company, Editorial Offices: Blackwell Science Ltd, 9600 Garsington Road, Oxford OX4 2DQ, UK
- [10] **Wayne C. Edmister** Applied Hydrocarbon Thermodynamics, Volume 1, August 31, 1988
- [11] **Royce N. Brown**, Compressors, premier Edition: (Selection and Sizing), (July 8, 2005)
- [12] GE Oil & Gas, "Manuel de formation pour la conduite et l'entretien", AFFAIRE N.P : SONATRACH SRGA2, LOCALITE : ALGERIE.
- [13] Pascal Anzieu, Jean François Parisot et Bernard BIGOT, 2006, "Les réacteurs nucléaires à caloporteur gaz", CEA Saclay et Groupe Moniteur (Edition du Moniteur), Paris.

Résumé :

Ces dernières années, les turbines à gaz industrielles ont joué un rôle important dans les systèmes de production d'électricité, tels que les centrales nucléaires (NPP) et les usines de production de gaz. Malgré les nombreux avantages de cette l'équipement, sa haute sensibilité à l'effet du changement de température de l'air l'environnement, qui change radicalement entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver, signifie que l'efficacité de fonctionnement thermique de ces machines est affectée. L'objectif principal a partir de ce travail, il consiste en une étude thermodynamique et comment entretenir une turbine à gaz MS5002C pour assurer un bon fonctionnement et augmenter sa durée de vie.

La turbine MS5002C située dans cette dernière, est décrite après son existence les calculs pour les deux cas ont été effectués à 15 °C et 48 °C, le rendement thermique est de 30.25 % et 25.67 % Par conséquent, l'énergie utile diminue de 18.57% et le rendement thermique diminue de 15.14% également. Un des problèmes des turbines à gaz est la sensibilité du tube à flamme entrant dans la chambre de combustion, dont la température atteint 1250°C, et aussi comment remplacer le tube a flamme.

: ملخص

في السنوات الأخيرة، و توربينات الغاز الصناعية تلعب دورا هاما في أنظمة توليد الطاقة، مثل محطات الطاقة النووية وإنتاج الغاز الطبيعي. على الرغم من العديد من المزايا من هذه المعدات إلا أنها ذو حساسية عالية و ذلك ناتج عن تأثير اختلاف درجة حرارة الهواء المحيط، والذي يتغير بشكل كبير بين الليل والنهار والصيف والشتاء، وذلك فأن الكفاءة الحرارية لهذه الآلات هي المتضررة. الهدف الرئيسي من هذا العمل يتمثل في دراسة حرارية وطرق صيانة تربين الغاز MS5002C المستخدمة في ظروف الحرارة القاسية في حاسي رمل ، لذلك نحن جعلنا وصفا للتوربين MS5002C الموجودة في الحقل بعد حسابات الحالتين (15 درجة مئوية و48 درجة مئوية)، وكانت نتائج الكفاءات الحرارية 30.25% و 25.67% وبالتالي فإن انخفاض انتاج الطاقة بنسبة 18.57% وانخفاض الكفاءة الحرارية بنسبة 15.14% ومن المشاكل التربينات الغازية حساسية أونبوب اللهب دخل غرفة الإحترق التي تصل إلى 1250 °C وبالتالي تؤدي إلى إتلافها.

Abstract :

In recent years, industrial gas turbines play an important role in power generation systems, such as nuclear power plants. and the production of natural gas. Despite the many advantages of this equipment, it has a high sensitivity and this is due to the effect of The difference in ambient air Temperature, which varies greatly between day and night, summer and winter, and that the efficiency The thermal effects of these machines are affected. The main objective of this work is to study the thermal and maintenance méthode of the gas turbine. MS5002C used in extreme heat conditions in Hassi R'Mel, so we made a description of the MS5002C turbine in the field after the calculations of the two cases (15 ° C and 48 ° C), and the results of the thermal efficiencies were 30.25 % and 25.67 % , therefore, a decrease in power output by 18.57% and a decrease in thermal efficiency by 15.14% , One of the problems of gas turbines is the sensitivity of the flame tube entering the combustion chamber, which reaches 1250° C and thus leads to its damage