

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

P0004/05A

Département Génie Mécanique



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

Mémoire de Fin d'Etudes pour l'obtention
du Diplôme d'Ingénieur d'Etat en
Génie Mécanique

Thème

Analyse expérimentale d'un Turbocompresseur
Etude et mise en forme des variables de
Maintenance

Dirigé par :

Dr. M. BOUBAKEUR

présenté par :

HOUACHE Slimane

Promotion 2004/2005

REMERCIEMENTS

Je remercie DIEU tout puissant qui m'a donné le courage, la force et la volonté pour réaliser ce modeste travail.

Mes sincères remerciements à mon promoteur Monsieur M.BOUBAKEUR, pour m'avoir conseillé, dirigé pendant la réalisation de ce travail.

Mes remerciements vont également aux enseignants du département de génie mécanique pour avoir contribué à ma formation d'ingénieur.

A la même occasion, je remercie vivement tous ceux qui ont participé au bon déroulement de mon stage par leur soutiens et leurs conseils, en particulier : Monsieur M.HOUACHE, Monsieur M.MOUSSELMAL, et Monsieur H.HADJ KOUIDER.

Je tiens à saluer, à travers ce modeste travail tous mes amis et mes camarades de la promotion 2005, et tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la bonne réalisation de ce travail.

Slimane

Dédicaces

Chaleureusement je dédie ce modeste travail :

A la lumière de ma vie, mes chers parents en témoignage de leur amour et de leurs sacrifices sans limites, à mon égard, je leurs souhaite une bonne santé, que Dieu me les garde.

A mon frère et à mes sœurs.

A ma chère fiancée W.

A toute la famille HOUACHE.

A tous mes amis TAWAT...

A tous mes collègues de la promotion 2005.

Slimane...

Sommaire

Chapitre I : Description de champ de Hassi R'Mel

I.1 : Les réserves de gaz.....	01
I.2 : la production Nationale du gaz naturel.....	01
I.3 : situation géographique.....	02
I.4 : Historique.....	03
I.5 : Réservoir de la région de Hassi R'Mel.....	05
I.6 : Traitement du gaz naturel.....	07
* Procédé HUDSON.....	09

Chapitre II : Maintenance de la turbine

II.1 : Introduction.....	11
II.2 : Définition de la maintenance.....	11
II.3 : Différent type de la maintenance.....	11
II.3.1 : Maintenance corrective.....	12
A. Maintenance palliative	12
B. Maintenance curative	13
II.3.2 : Maintenance préventive.....	13
A. Maintenance conditionnelle «prédictive »	13
1. On line.....	13
2. Off line.....	14
B. Maintenance systématique	14
II.4 : Type d'inspection.....	15
II.4.1 : Inspection sans démontage.....	15
A. Inspection de la machine à l'arrêt.....	15
B. Inspection de la machine en marche.....	15
II.4.2 : Inspection avec démontage.....	15
A. Inspection de combustion (CI).....	16
B. Inspection générale (MI).....	17

Chapitre III : Description de la turbine MS5002b

III.1 : Généralités.....	19
III.2 : Principe de fonctionnement.....	19
III.3 : Caractéristiques de la turbine MS5002b.....	21
III.4 : Eléments principaux d'une turbine à gaz MS5002b.....	22
III.4.1 : La section de compresseur.....	22
III.4.2 : La section de combustion.....	24

III.4.3 : La section de la turbine.....	26
III.4.4 : La section d'échappement	26
III.4.5 : Paliers.....	27
III.5 : Systèmes de commande et de protection.....	27
III.5.1 : Système d'alimentation hydraulique.....	27
III.5.2 : Système d'air de refroidissement et d'étanchéité.....	28
III.5.3 : Système de lubrification.....	28
III.5.3.1 : Pompe d'huile principale.....	28
III.5.3.2 : Pompe d'huile auxiliaire.....	28
III.5.3.3 : Pompe d'huile de secours	29
III.5.4 : Système de commande de gaz combustible.....	29
III.5.5 : Système de contrôle de la température	29

Chapitre IV : Etude théorique et expérimentale

IV.1 : Etude théorique.....	31
IV.1.1 : Définition	31
IV.1.2 : Type de construction des turbines à gaz.....	31
IV.1.2.1 : Turbine à gaz à un seul arbre.....	31
IV.1.2.2 : Turbine à gaz à deux arbres.....	32
IV.1.3 : Domaine d'application	33
IV.1.4 : Installations des turbines à gaz.....	34
IV.1.5 : Etude thermodynamique.....	34
IV.1.5.1 : Cycle de joule (idéal).....	34
IV.1.5.2 : Cycle réel.....	38
IV.2 : Etude expérimentale.....	40

Chapitre V : Partie calcule

Conclusion

Bibliographie

Annexe

Listes des figures

Figure.I.1 : Situation géographique de Hassi R'mel.....	03
Figure.I.2 : Répartition des différentes installations sur le champ de Haasi R'mel	04
Figure.I.3 : Procédé HUDSON.....	10
Figure.II.1 : Schéma qui représente les type de maintenance	12
Figure.II.2 : Maintenance On ligne.....	14
Figure.II.3 : Maintenance On ligne.....	14
Figure.III.1 : Variation de la température et de la pression dans la turbine....	20
Figure.III.2 : Le rotor et l'enveloppe inférieure de stator.....	23
Figure.III.3 : Schéma d'une chambre de combustion.....	25
Figure.III.4 : La chemise de la chambre de combustion.....	25
Figure.IV.1 : Schéma de la turbine à un seul arbre.....	31
Figure.IV.2 : Schéma de la turbine à deux arbres.....	32
Figure.IV.3 : Représentation du cycle de joule dans le diagramme entropique (TS).....	35
Figure.IV.4 : Le rendement de la turbine en fonction de taux de compression	38
Figure.IV.5 : Comparaison des cycles idéal et réel.....	38
Figure.V.1 : Variation de $F_p(X)$ en fonction de temps avant la maintenance...	44
Figure.V.2 : Variation de $F_p(\tau)$ en fonction de temps avant la maintenance....	45
Figure.V.3 : Variation de $F_p(X)$ en fonction de temps après la maintenance...	46
Figure.V.4 : Variation de $F_p(\tau)$ en fonction de temps après la maintenance....	47

Liste des tableaux

Tableau.I.1 : la production de champ Hassi R'Mel.....	07
Tableau.II.1 : Inspection de combustion (CI).....	17
Tableau.II.2 : Inspection générale (MI)	18
Tableau.IV.1 : Inventaire de variables.....	41
Tableau.V.1 : les mesures effectuées sur la turbine MS5002b CGT301C	43
Tableau.V.2 : la composition du gaz naturel.....	51

Notations et Indices

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

C_p	Chaleur massique à pression constante
C_{p_m}	Chaleur massique moyen à pression constante
F_p	Facteur de puissance
F_{cp}	Facteur de correction de puissance
F_{cs}	Facteur de correction de la consommation spécifique
H	Enthalpie
HR	Consommation spécifique
m	Rapport de compression (taux de compression)
N	La vitesse de rotation de la turbine libre
P_i	Pression
P	Puissance
P_c	Puissance consommée par le compresseur
P_{ci}	Pouvoir calorifique inférieur
P_t	Puissance fournie par la turbine
P_u	Puissance utile
P_r	Taux de compression
Q	La quantité de chaleur
Q_{mc}	Le débit massique de combustible
Q_{ma}	Le débit massique de l'air dans le compresseur
Q_{mac}	Le débit massique de l'air dans la chambre de combustion
R_c	Rendement de la chambre de combustion
T_i	Température
V	Volume
W_c	Le travail de compresseur
W_t	Le travail de la turbine
W_u	Le travail utile de la turbine
η_c	Le rendement de compresseur
η_t	Le rendement de la turbine
η_{th}	Le rendement thermique
η	Le rendement de la turbine
$\Delta\eta$	La différence de rendement avant et après la maintenance
ΔP_u	La différence de la puissance avant et après la maintenance
ρ	La masse volumique
ΔP	La différence de pression dans le compresseur
τ	Le rapport des températures T_4/T_1

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

INTRODUCTION

Introduction :

De nos jours, en plus de leurs utilisations pour l'entraînement des alternateurs des centrales électriques, les turbines à gaz ont envahi l'aviation, la marine et l'entraînement des machines (compresseur, pompes) grâce à leur fiabilité et à l'éventail de puissance qu'elles offrent. La disponibilité d'une telle machine ne dépend pas seulement d'une bonne connaissance des facteurs qui influent sur son fonctionnement, ces facteurs peuvent réduire la durée de vie normale des pièces mécaniques qui la composent, et par conséquent augmenter la fréquence des interventions sur la machine.

L'inspection et le remplacement des pièces défectueuses de la turbine commencent par des travaux minimums et augmentent en importance jusqu'à aboutir sur une inspection complète (Major inspection), et ceci doit se faire de façon cyclique selon les recommandations du constructeur, les conditions réelles de fonctionnement de la turbine et l'expérience acquise par le personnel pendant la durée de son exploitation et son entretien.

Pour prendre soin de cette turbine à gaz, et dans le but de préserver ces caractéristiques (rendement, puissance), d'augmenter sa durée de vie, et de maintenir le fonctionnement de la charge reliée à cette turbine à gaz. Elle nécessite alors une maintenance régulière et un suivi quotidienne de ces performances.

Notre objectif dans ce projet est d'effectuer une étude sur la maintenance de la turbine à gaz MS5002b qui se trouve dans la phase B de la station de Hassi R'Mel, et de faire une étude, sur les effets de la maintenance sur les performances de cette turbine, et pour cela on a proposé un model de calcul qui prend en considération les grandeurs mesurables à partir de la salle de contrôle, qui donnent une approche sur ces variations avant et après une maintenance générale. La maintenance des turbines revêt un caractère important qui vise les deux objectifs suivants :

- Prévention des accidents majeurs
- Limitation des indisponibilités

Les différentes parties de l'étude que nous avons menée sont les suivantes :

- Description des différentes installations qui se trouvent dans le champ de Hassi R'Mel
- Présentation générale de la maintenance et les étapes de la maintenance de la turbine à gaz

MS5002b

- Description des principaux éléments et systèmes de commande de la turbine à gaz MS5002b
- Etude théorique de la turbine à gaz (type de construction, différentes installations, étude thermodynamique).
- A l'aide de l'étude expérimentale, on a calculé un indicateur de similitude, qui nous permet de situer le niveau de performance de l'installation.
- Une comparaison est faite sur les performances de la machine, avant et après la maintenance.
- Nous terminerons alors cette étude par une conclusion

**DESCRIPTION DE
CHAMP HASSI
R MEL**

I-1- LES RESERVES DE GAZ

A la fin des années 1960 la découverte du gaz naturel commence à susciter un intérêt mondial, tout au moins à franchir les limites de l'Amérique du Nord. Ainsi ses réserves sont mal connues en dehors des Etats-Unis jusque la fin des années 1960.

En contre partie de l'utilisation du pétrole, est apparu un concurrent sur les marchés des combustibles, le gaz naturel comme une forme d'énergie difficile à mettre en œuvre, tout particulièrement en raison du poids des investissements et des coûts de transport jusqu'au consommateur . Il est à rappeler que sa commercialisation intercontinentale par navire sous forme liquéfié (GNL), n'a commencé qu'en 1964 avec des volumes très modestes.

Dans les années soixante, les découvertes du gaz qui se sont succédés et la multiplication des projets gaziers entraînent un véritable décollage de la production mondiale.

Au bout de dix ans de croissance, à la fois de la production et des réserves prouvés, le gaz naturel s'est imposé comme un combustible de premier ordre.

Les réserves prouvées de gaz naturel poursuivent une trajectoire de croissance sensiblement plus rapide que celle du marché gazier mondial. De fait, leur durée de vie est passée de 32 ans à 63 ans de 1970 à 1992. Cette même année, les réserves gazières mondiales rejoignent pratiquement le niveau des réserves pétrolières.

Au 1^{re} janvier 1993, les réserves du gaz naturel sont estimées à 145900 milliards de m³, soit de l'ordre de 97% des réserves pétrolières.

I.2. LA PRODUCTION NATIONALE DU GAZ NATUREL

L'Algérie est un pays exportateur de gaz naturel, des grands complexes de production, de traitement et de transport ont été installés dans ce secteur, a fin de devenir un pays exportateur de gaz naturel et ses dérivés.

Cette politique a débuté par la mise à la disposition de l'appareil de production national d'une énergie abondante et à bon marché, à savoir le gaz naturel (ou sa transformation en électricité par les centrales thermiques). Cette donnée d'une importance certaine, tant pour la compétitivité des entreprises algériennes que pour celles des entreprises étrangères installées en Algérie, ne semble pas être appréciée à sa juste valeur.

Le niveau de production de gaz naturel a atteint 141 milliards de m³ en 2001.

I.3.SITUATION GEOGRAPHIQUE :

Le gisement Hassi R'mel se trouve à 550 km au sud d'Alger, entre les villes de Laghouat et Ghardaïa. Il constitue l'un des tout premiers gisements de gaz naturel au monde avec un volume de gaz à condensât, estimé à près de 3000 milliards de mètres cube standard contenu dans une structure d'environ 80 km de long et 60 km de large.

Le climat est caractérisé par une pluviométrie faible (140 mm/an) et une humidité moyenne (de 19% en été à 34% en hiver). Les amplitudes thermiques sont importantes et les températures varient de -5 °C en hiver à +45 °C en été, les vents dominants sont de direction nord ouest.

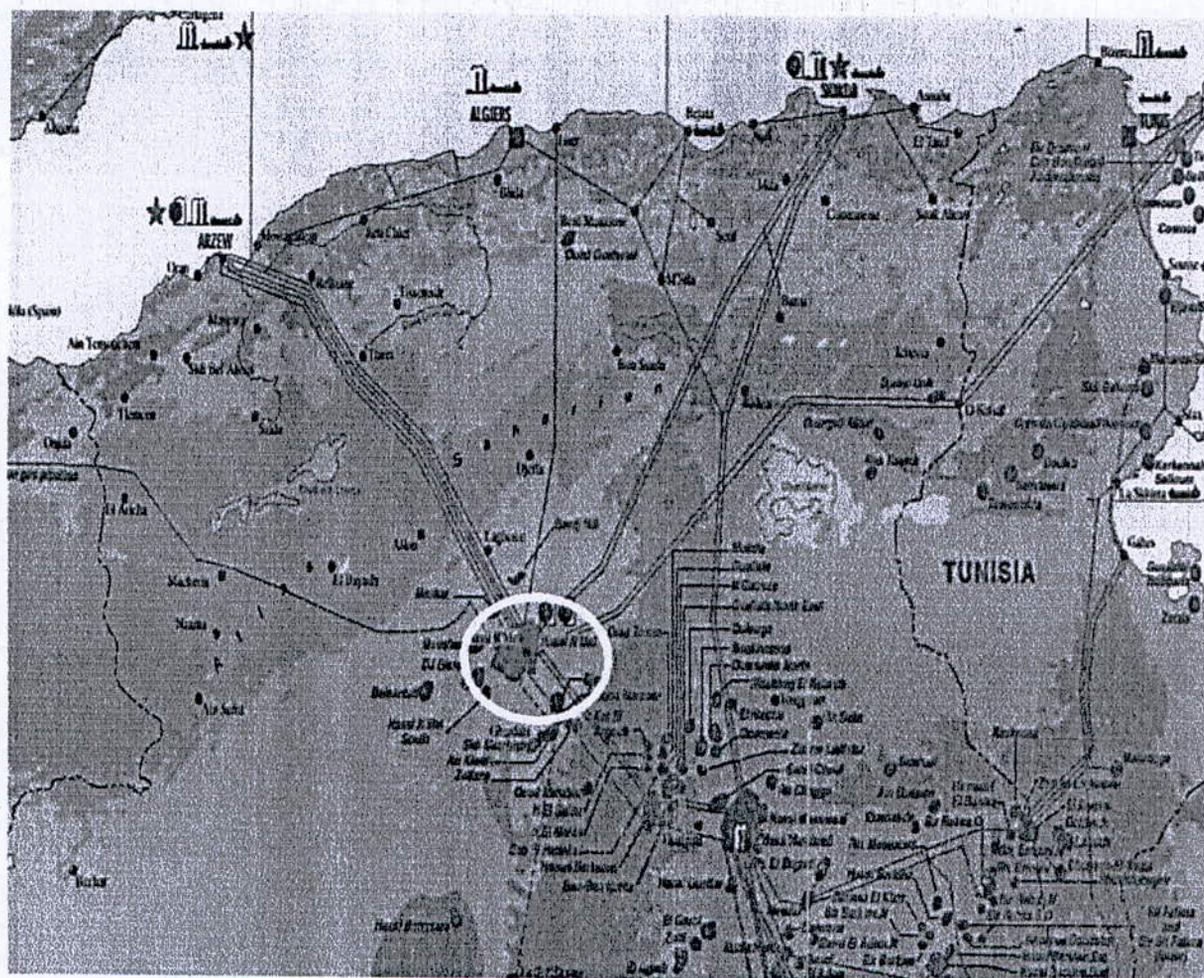


Fig.1.1 : Situation géographique de Hassi R'mel.

I.4. HISTORIQUE :

La première usine de traitement du gaz a été mise en service en 1961, représentant le module 0 avec une capacité de traitement de $1.46 \times 10^9 \text{ m}^3/\text{an}$.

A partir de 1971 jusqu'à 1974 la capacité de traitement du module 0 a été portée à 4 milliards m^3/an grâce à la mise en service de nouvelles installations.

A partir de 1975, SONATRACH a mis en œuvre un programme gigantesque de développement du gisement de Hassi R'mel, selon un Schéma d'exploitation comportant trois zones de production (Nord, Sud, Centre) avec deux zones de réinjections (Nord et sud).

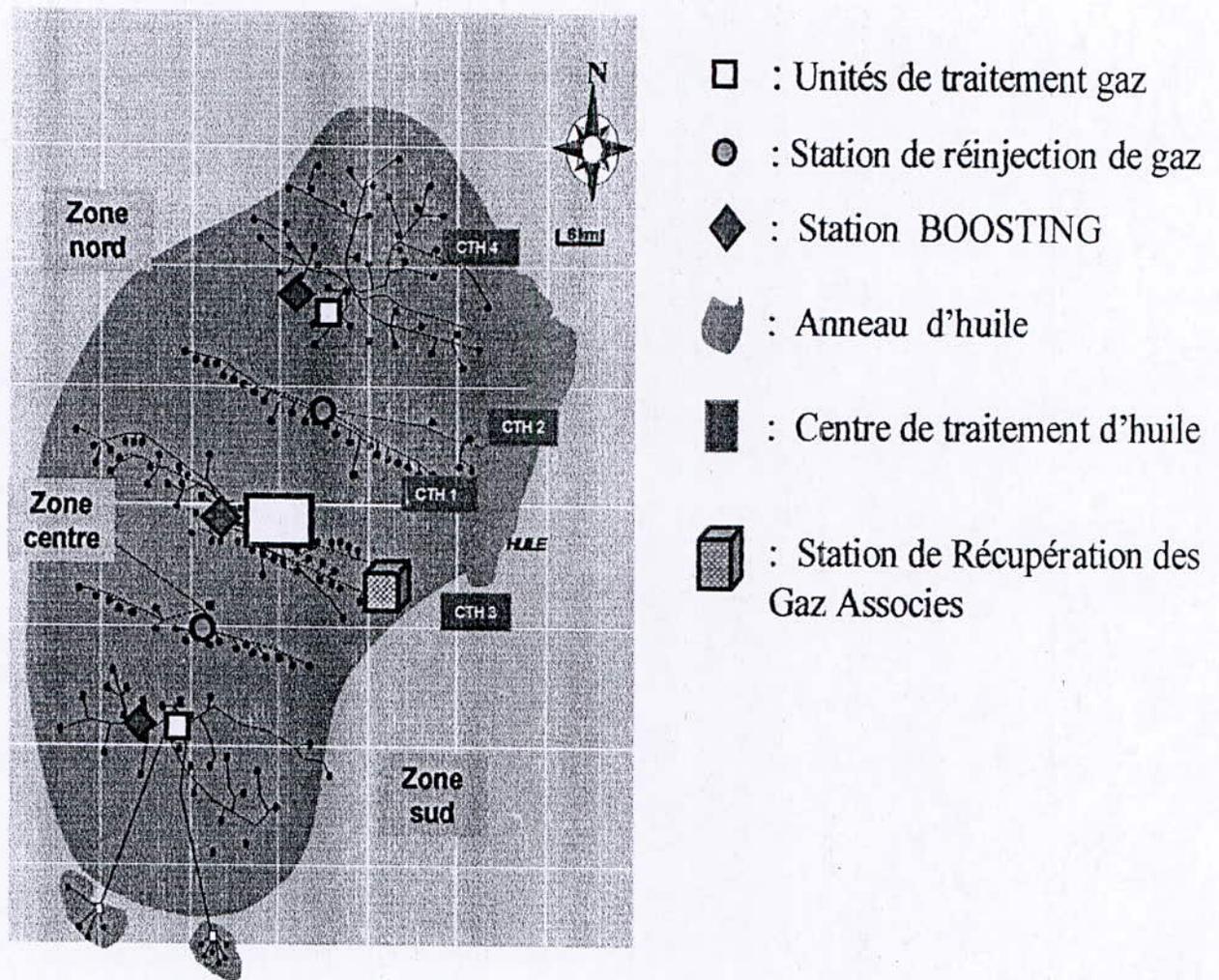


Fig.1.2. Répartition des différentes installations sur le champ de Hassi R'mel

L'objectif de ce programme de développement est l'augmentation de la capacité de traitement à $94 \cdot 10^9 \text{ m}^3$ de gaz, ceci a nécessité du la mise en service de :

- » 4 usines de traitement de gaz dont la capacité nominale unitaire est de $20 \times 10^9 \text{ m}^3/\text{an}$ (module 1-2-3-4)
- » 2 stations de réinjections de gaz dont la capacité nominale unitaire est de $30 \times 10^9 \text{ m}^3/\text{an}$ de gaz sec (station Nord et station sud).

- » 01 centre de stockage et de transfert de condensât et de GPL (CSTF), est composé de trois bacs de 3500 m³ et quatre bacs de 4500 m³ de condensât et 12 sphères de 6050 m³ pour le GPL.

- » Le gisement de Hassi R'mel contient du condensât et comporte un anneau d'huile ce qui conduit à l'installation de 5 centres de traitement d'huile (CTH1 – CTH2 – CTH3 – CTH4 – CTH sud) représentant une production de 2500 T/J. Le premier CTH a été mis en service en 1981.

Le champ de Hassi R'Mel contient environ 337 puits divisés en quatre catégories :

- Puits producteurs de gaz.
- Puits producteur d'huile.
- Puits injecteurs.
- Puits divers « abondons, observation »

I.5. RESERVOIR DE LA REGION DE HASSI R'MEL :

La région de Hassi R'Mel s'étend sur une superficie de 3500 km², avec une capacité de production annuelle de l'ordre de :

- ✓ 94,508.109 m³ de gaz sec.
- ✓ 12,399.106 de tonnes de condensât.
- ✓ 3,228.106 de tonnes de GPL.
- ✓ 63936 tonnes de pétrole brut.

Le champ de Hassi R'Mel est constitué de :

- 05 usines de traitement de gaz qui sont :
 - ✓ 03 usines situées dans la zone centrale (MPP 0, 1, 4).
 - ✓ 01 usines situées dans la zone sud (MPP 2).
 - ✓ 01 usines situées dans la zone nord (MPP 3).

MPP est un diminutif de « Module Processing Plant », il désigne une usine de traitement de gaz naturel à l'échelle industrielle, quatre ont une capacité de $60 \times 10^6 \text{ m}^3$ par jour, le cinquième Module « 0 » produit $30 \times 10^6 \text{ m}^3$ par jour, les Modules (1 et 0) disposent d'une unité complémentaire commune, désignée par « phase B ».

- Un centre de traitement de gaz implanté au gisement de Djebel-Bessa (sud-ouest de Hassi R'Mel, d'une capacité de $6 \times 10^6 \text{ m}^3$ par jour.
- 02 stations de compression (nord et sud), intercalées entre la zone centrale et la zone nord d'une part, et la zone centrale et la zone sud d'autre part, et servant à la réinjection de gaz sec dans le gisement pour maintenir une pression bien déterminée à fin d'exploiter ce dernier au maximum grâce au gaz réinjecté, la capacité de ré-injection de chaque unité est de 90×10^6 standard de m^3 par jour.
- Un centre de stockage et de transfert du condensât (CSTF) comportant essentiellement :
 - 03 bacs d'une capacité de 35000 m^3 chacune et quatre bacs d'une capacité de 45000 m^3 , pour le stockage de GPL.
 - 12 sphères de 7000 m^3 chacune pour le stockage de GPL.
 - 01 pomperie de $2500 \text{ m}^3/\text{h}$ pour l'expédition de condensât.
 - 01 pomperie de $800 \text{ m}^3/\text{h}$ pour l'expédition de GPL.

Le gisement de Hassi R'Mel contient aussi un anneau d'huile à la périphérie d'un anticlinal elliptique constituant une hauteur moyenne de 11 m, ce qui a généré l'installation (CTH1. CTH2. CTH3. CTH4. CTH sud), donnent une production de 1800T/J, le premier CTH a été installé en 1981.

Désignation	Nbre	Capacité	produit
Usine de traitement	05	$94 \cdot 10^9 \text{ m}^3/\text{an}$	Gaz sec, condensât GPL
CTG-DJB +HR sud	02	$3.6 \cdot 10^9 \text{ m}^3/\text{an}$	Gaz sec, condensât Et GPL
Station de réinjection de gaz	02	$60 \cdot 10^9 \text{ m}^3/\text{an}$	Gaz réinjecté dans la gisement
SRGA	01	$1.2 \cdot 10^9 \text{ m}^3/\text{an}$	Gaz sec
Centre de stockage et de transfert	01	$285,000 \text{ m}^3/\text{an}$ □ condensate $78,000 \text{ m}^3/\text{an}$ GPL	condensât et GPL
centre de traitement de huile	05	$1.6 \cdot 10^3 / \text{an}$ 1600 tonne/jour	Gaz associés pétrole brut

Tableau 1.1 la production du champ Hassi R'Mel

I.6 TRAITEMENT DU GAZ NATUREL :

Le gaz brut subit différents traitements pour extraire ses composants utiles et les adapter aux normes de vente.

Les procédés de traitement sont basés sur les principes de la thermodynamique, c'est-à-dire sur les échanges thermiques suivant une détente pour pouvoir liquéfier le gaz.

A l'état liquide, la séparation des différents composants se fait suivant leurs densités. Généralement la qualité d'un gaz dépend de son pouvoir calorifique, il en résulte que les fractions lourdes qui le composent représentent son facteur de qualité.

Dans la pratique, l'utilisation des procédés dépend:

- Des coûts de l'investissement.
- Du taux de récupération des hydrocarbures liquides.
- Des paramètres et la composition du gaz brut.

Les procédés utilisés dans la région de Hassi R'mel sont:

- procédé de **PRITCHARD**: il est basé sur l'utilisation de la boucle de propane pour la liquéfaction de gaz .avec ce procédé on peut atteindre la température de -23 °c.
- procédé **HUDSON**: ce procédé est caractérisé par le turbo-expander dans lequel le gaz subit une détente isentropique après son passage par une série de refroidissements et détentes à travers différents échangeurs. Par ce procédé, on peut atteindre la température de -40 °C.

Par la comparaison de ces deux procédés, on voit que le procédé HUDSON est le plus efficace pour la récupération maximale du liquide.

Comme il est indiqué ci-dessus, ces procédés dépendent fortement des paramètres de gaz en provenance des puits c'est-à-dire la pression, la température et la densité.

D'un autre côté, ces paramètres changent d'une manière sensible (diminution de pression et de densité) au cours des années d'exploitation, pour cette raison il a été décidé d'installer une station de réinjection et de compression de gaz.

Procédé de HUDSON

Au niveau du MPPIV, on utilise le procédé de HUDSON, qui se déroule comme suit:

Le gaz brut en provenance des puits (avec 60°C et 140 bars) est réparti en trois lignes de même capacité 20 millions m³/jour à l'aide d'un diffuseur D001. Le gaz est refroidi par des aérorefrigérants EF101 jusqu'à 40°C, puis se dirige vers le premier Séparateur D101, où les hydrocarbures et l'eau sont séparés. Le gaz passe à travers des Échangeurs de chaleurs gaz/gaz E102/ E103 où il est refroidi jusqu'à -6°C, il passe en suite à travers une vanne où il sera décomposé jusqu'à 100 bars et -16°C, avant d'arriver au séparateur D102. Le gaz sort du séparateur pour s'introduire dans le turboexpander où il subit une détente isentropique jusqu'à 64 bars et -37°C, puis il passe par le coté calandre E102 et sera expédié après une compression jusqu'à 72 bars et 40°C par le compresseur du turboexpander.

Les hydrocarbures liquides condensés du D101 se dirigent vers un ballon à une pression de 32 bars où ils subissent un flash, le condensât alimente le déethaniseur C101, les condensats du D102 et D103 se rejoignent et passent dans le séparateur D104. Les hydrocarbures liquides du D104 alimentent la partie supérieure du C101.

Les gaz moyen pression du D104 et D107 se mélangent et passent leurs frigories au gaz brut dans l'échangeur gaz E103. Ces gaz et ceux du ballon D105 sont comprimés au niveau du compresseur K002 à 74 bars et rejoignent la ligne de gaz sec.

Les liquides alimentent le 5^{ème} plateau du C101 passant à travers l'échangeur de reflux E106, quant à ceux provenant du D105 ils sont préchauffés dans l'échangeur d'alimentation E104. Le gaz de tête du C101 est partiellement condensé dans le E106. Le chauffage des liquides du fond du C101 s'effectue à l'aide du rebouilleur H101.

Le condensât se dirige ensuite vers le débutaniseur C102 où il y a récupération de G.P.L, une partie de celui-ci est utilisée comme reflux, l'autre partie est envoyée vers l'expédition, du fond du débutaniseur est soutiré le condensât "on spec" puis envoyé vers la section de stockage (bacs) après être refroidi dans l'échangeur E104 et les aérorefrigérants E107.

**MAINTENANCE DE
LA TURBINE**

II.1 Introduction :

A partir du moment de sa mise en route, la machine peut être prédisposée à l'usure. Bien sûr, cette usure sera plus ou moins rapide en fonction de plusieurs paramètres, tels que : la qualité des éléments la constituant, sa conception, son installation, son utilisation et entretien.

Aujourd'hui, la gestion de la maintenance est considérablement développée. Les énormes sommes engagées dans la maintenance des installations ont imposé de nouvelles approches. Il a été aussi démontré que la durée de vie des équipements et leur taux de disponibilité dépendent essentiellement des programmes de maintenance appliqués.

II.2 Définition de la maintenance :

La norme AFNOR X 60-01 dans sa dernière version actualisée en décembre 1994 définit la maintenance comme étant :

L'ensemble des activités destinées à maintenir ou à rétablir un bien, dans un état ou dans des conditions données de sécurité de fonctionnement pour accomplir une fonction requise. Ces activités ont une combinaison d'activités techniques, administratives et de management.

II.3 Différents types de maintenance

D'après la norme AFNOR X60-011, il existe deux types essentiels de maintenance.

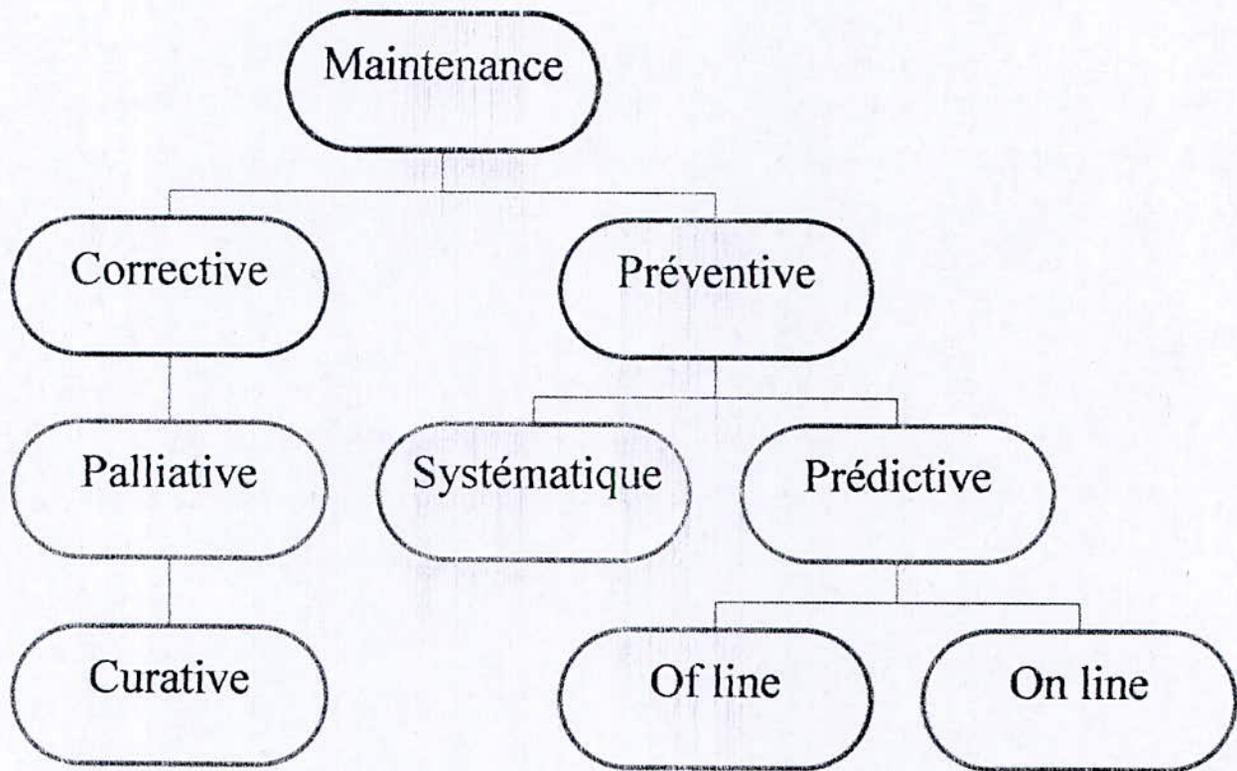


Fig.II.1 : Schéma représente les types de maintenance

II. 3.1- Maintenance corrective :

Selon la norme AFNOR (X060-010) :

C'est une opération de maintenance effectuée après défaillance.

Les opérations comportent la localisation de la défaillance et son diagnostic, la remise en état avec ou sans modification et le contrôle du bon fonctionnement.

Elle est sous deux formes : palliative et curative.

A)- Maintenance palliative :

C'est l'ensemble des activités du type dépannage, elle permet à un équipement d'accomplir provisoirement une fonction requise. La maintenance palliative s'effectue sur place, les opérations effectuées sur les équipements doivent être suivies d'actions curatives.

B)- Maintenance curative :

Elle comprend les interventions de type réparation, ces interventions s'effectuent sur place, les opérations effectuées sur un équipement ont un caractère permettant des modifications ou aménagements ayant pour objet de supprimer les défaillances et de rétablir les équipements dans l'état spécifié ou de lui permettre d'accomplir une fonction requise.

II.3.2 Maintenance préventive :

Selon AFNOR (X 060- 010), cette maintenance est effectuée dans l'intention de réduire la probabilité de défaillance d'un bien ou la dégradation d'un service rendu.

La maintenance préventive est une opération de maintenance prévue, programmée et préparée avant l'apparition de la défaillance probable.

La maintenance préventive existe sous deux formes différentes :

A)- Maintenance conditionnelle « prédictive » :

La maintenance préventive conditionnelle se définit comme une forme évoluée de la prévention mettant le matériel sous surveillance continue. Elle consiste à ne pas changer l'élément que lorsque celui -ci présente des signes de vieillissement ou d'usure mettant en danger les performances du matériel.

Il existe deux types de maintenance prédictive :

1/ On Line

C'est un mode de maintenance prédictive, conçu pour faire de la surveillance installée à une salle de control pour permettre l'arrêt automatique des machines. Cette méthode coûte cher, elle est utilisée pour les turbomachines et pour les machines coûteuses en général.

II.4 Type d'inspection

Nous pouvons classer les inspections de la turbine en deux types :

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

II.4.1 Inspection sans démontage

a) Inspection de la machine à l'arrêt:

Ces inspections sont effectuées quand la machine est en "stand-by", c'est à dire, qu'elle soit prête en tout moment, les auxiliaires doivent être vérifiés, ainsi que les instruments pour assurer le bon étalonnage , la charge des batteries et l'état des filtres.

Ce type d'inspection est d'une importance capitale pour les machines fonctionnant en qualité de service d'urgence, parce que le but principal de leur installation est d'assurer un fonctionnement fiable des installations.

b) Inspection de la machine en marche:

Celle-ci consiste en la surveillance continue et générale de l'unité et de ses auxiliaires, alors que la turbine est en marche.

Il est conseillé d'enregistrer les paramètres principaux quand les machines sont en marche, en effet cette opération sert à avoir des valeurs de référence sur les consommations et les performances. Ceci permettra une meilleure évaluation de tout changement de fonctionnement de la turbine au cours de sa durée de vie.

II.4.2 Inspection avec démontage :

Ces inspections débutent à divers niveaux avec un démontage, dont l'importance peut aller d'une inspection mineure jusqu'à une inspection majeure [2]. Il existe deux niveaux :

*Inspection de combustion (CI).

*Inspection générale (MI).

a) Inspection de combustion (CI) :

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

- ❖ brûleurs
- ❖ chambre de combustion (chemise, chapeau)
- ❖ pièces de transition
- ❖ tubes d'interconnexions
- ❖ bougies d'allumage
- ❖ détecteur de flammes

Les pièces qui nécessitent la plus grande attention sont celles en contact avec les gaz chauds (brûleurs, chambre de combustion et pièces de transition). En effet, une bonne inspection permet d'évaluer de la meilleure façon toute action à entreprendre (réutilisation, réparation, remplacement du composant), et il est donc possible d'obtenir la durée maximale des pièces et des coûts de service le plus bas.

Une procédure de démontage préliminaire pour accéder et enlever les pièces à inspecter est normalement effectuée comme suit :

Démontage des collecteurs du combustible injecteur.

Démontage des couvercles des chambres de combustion.

Démontage des tubes à flamme, des languettes de fixation et des tubes d'interconnexions ainsi qu'une inspection visuelle des pièces de transition, de la directrice de premier étage, effectuée au moyen d'un instrument optique appelé « Boroscope ».

Pièces	Travaux préliminaires	Inspection pour
Injecteur	Nettoyage	*Bouchage *Usure
Tube à flamme	Nettoyage et contrôle par ressuage (liquide pénétrant)	*Usure, fissure *Brûlure
Tube d'interconnexion	Nettoyage et contrôle par ressuage	*Usure, fissure *Brûlure
Languettes de fixation	Nettoyage et contrôle par ressuage	*Usure, fissure *Brûlure

Tableau.II.1 : Inspection de combustion (CI) :

b) **Inspection générale (MI) :**

Le but d'une inspection générale est d'examiner toutes les pièces intérieures du rotor et du stator, de l'admission de la chambre des filtres jusqu'au système d'échappement

Une inspection générale doit être programmée et organisée selon les recommandations du manuel de maintenance fourni par le constructeur.

Afin d'effectuer une révision générale, tous les carters supérieurs doivent être enlevés, de manière à pouvoir enlever les rotors.

Cette inspection comprend les opérations suivantes :

- ❖ Exécuter les mêmes séquences décrites pour les inspections de la combustion.
- ❖ Déposer les enveloppes supérieures restantes et les couvercles des blocs paliers.
- ❖ Enregistrer les jeux entre toutes les pièces du rotor et du stator.
- ❖ Déposer les rotors.
- ❖ Déposer les carters des paliers.

Pièces	Travaux préliminaires	Inspection pour
Coussinets Patins labyrinthes	Nettoyage et polissage	*Usure, encrassement *Frottement *Jeu excessif
Aubages compresseur	Nettoyage et sablage Contrôle par ressuage : *Zyglow (plus efficace)	*Erosion, corrosion, fissure *Endommagement par corps étrangers
Aubes roue HP et BP	Nettoyage et contrôle par ressuage	*Endommagement par corps étrangers *Erosion, corrosion, fissure
Logements des coussinets et labyrinthes	Nettoyage et contrôle	*Usure
Accouplements	Nettoyage et contrôle	*Usure *Endommagement *Rupture des dents *Courbe de portance

Tableau.II.2 : Inspection générale (MI) :

**DESCRIPTION DE LA
TURBINE MS5002B**

III.1 Généralités :

La turbine à deux arbres à entraînement mécanique, modèle série 5002, est une machine utilisée pour entraîner un compresseur centrifuge de charge.

Les progrès obtenus dans la technologie des matériaux et dans la recherche approfondie sur la combustion ont permis d'avoir des améliorations rapides des performances, en terme de puissance spécifique et de rendement.

Pour cela l'industrie pétrolière utilise cet équipement puissant, pour ces stations de compression, de réinjection et du transport de gaz naturel.

III.2 Principe de fonctionnement :

La turbine à gaz fonctionne de la façon suivante [3] :

- ❖ Elle extrait de l'air du milieu environnant ;
- ❖ Elle le comprime à une pression plus élevée ;
- ❖ Elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûlant le combustible dans la chambre de combustion ;
- ❖ Elle achemine l'air à pression et à température élevées vers la section de la turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre, ceci sert, d'un côté à fournir l'énergie utile à la machine conduite couplée avec la turbine au moyen d'un accouplement et de l'autre côté à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air à l'aide d'un compresseur relié directement à la section turbine ;
- ❖ Elle dégage à l'atmosphère les gaz brûlés ;

La fig.III.1 montre les variations de pression et de température dans les différentes sections de la machine correspondant aux phases de fonctionnement mentionnées ci-dessus :

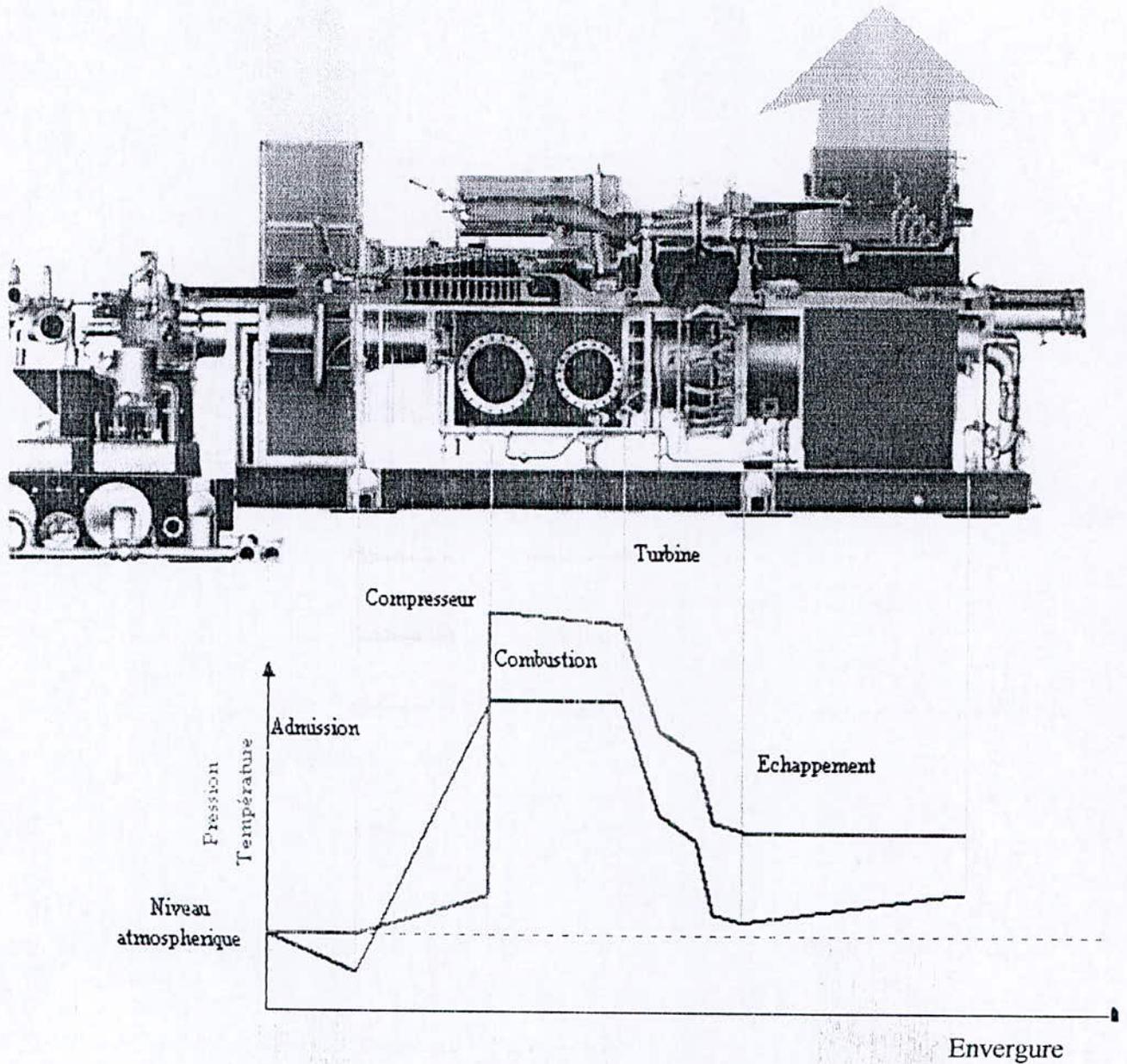


Fig. III.1 : variation de la température et de la pression dans la turbine

La figure III.1 met en évidence que la combustion est produite dans des conditions de pression sensiblement constante.

A la différence des machines alternatives, la compression et la détente sont des processus continus, au contraire, dans un moteur alternatif (par exemple, un moteur otto à quatre temps), la puissance dans un moteur thermique est développée dans la phase d'expansion, de façon similaire à une turbine, mais ce processus a lieu seulement pour (1/4) du cycle complet, tandis que dans la turbine a gaz une expansion a lieu sans arrêt pendant tout le cycle.

III.3. Caractéristiques de la turbine :

Type de turbine à gaz	MS 5002 b
Application de la turbine	Entraînement mécanique
Cycle	Simple
Type de fonctionnement	Continu
Vitesse de rotation turbine HP	5100 tr/mn
Vitesse de rotation BP	4670 tr/mn
Puissance nominale	25760 kW

Section compresseur

Nombre d'étages de compresseur	16
Type de compresseur	Flux axial
Type d'aube d'admission	Variable

Section turbine

Nombre d'étages de la turbine	2 séparés mécaniquement
Aubes	Fixe

Section combustible

Type	12 chambres de combustion multiple
Injecteur de combustible	Atomisation par pression, 1 par chambre
Bougies	2 électrodes à ressort auto-rétractables

III.4 Eléments principaux d'une turbine à gaz MS5002b :

La turbine à gaz MS5002b se compose de plusieurs sections.

III.4.1 La section de compresseur :

Le compresseur est du type axial (fig.III.2). Le système à flux axial produit des débits d'air élevés, nécessaires pour obtenir des valeurs élevées de puissance utile avec des dimensions réduites.

Le compresseur se compose d'une série d'étages d'aubes orientables, (16 étages), qui augmentent la vitesse d'air en termes d'énergie cinétique, suivie alternativement par des étages d'aubes fixes, qui convertissent l'énergie cinétique en une pression plus élevée.

Sur le coté admission du compresseur, il y a des aubes variables (IGV : Inter Guide Vannes), dont le but primaire est de diriger l'air fourni par le système d'aspiration vers le premier étage des aubes du rotor, une autre fonction importante des IGV est d'assurer le comportement fluïdo-dynamique correct du compresseur sous les différents régimes transitoires de fonctionnement, l'angle d'ouverture des IGV est modifié : ceci sert à changer le taux de refoulement de l'air et à reconstituer les triangles idéaux de vitesse durant les régimes transitoires.

Dans les cycles combinés et dans les installations de cogénération, la possibilité de changer la position géométrique des IGV permet d'optimiser les températures d'échappement de la turbine et d'augmenter le rendement du cycle de récupération en changeant le débit d'air qui entre dans le compresseur.

Du coté du refoulement du compresseur, il y a quelques étages d'aubes variables à la sortie (EGV : Exit Guide Vannes), nécessaires pour obtenir la récupération de la pression maximale avant que l'air n'entre dans la chambre de combustion.

Le compresseur sert également à fournir une source d'air nécessaire pour refroidir les parois des directrices, des aubes et des disques de la turbine qui sont atteintes par

l'intermédiaire des canaux à l'intérieur de la turbine à gaz, et par des tuyauteries de raccordement extérieurs. En plus, le compresseur fournit l'air d'étanchéité aux joints des paliers.

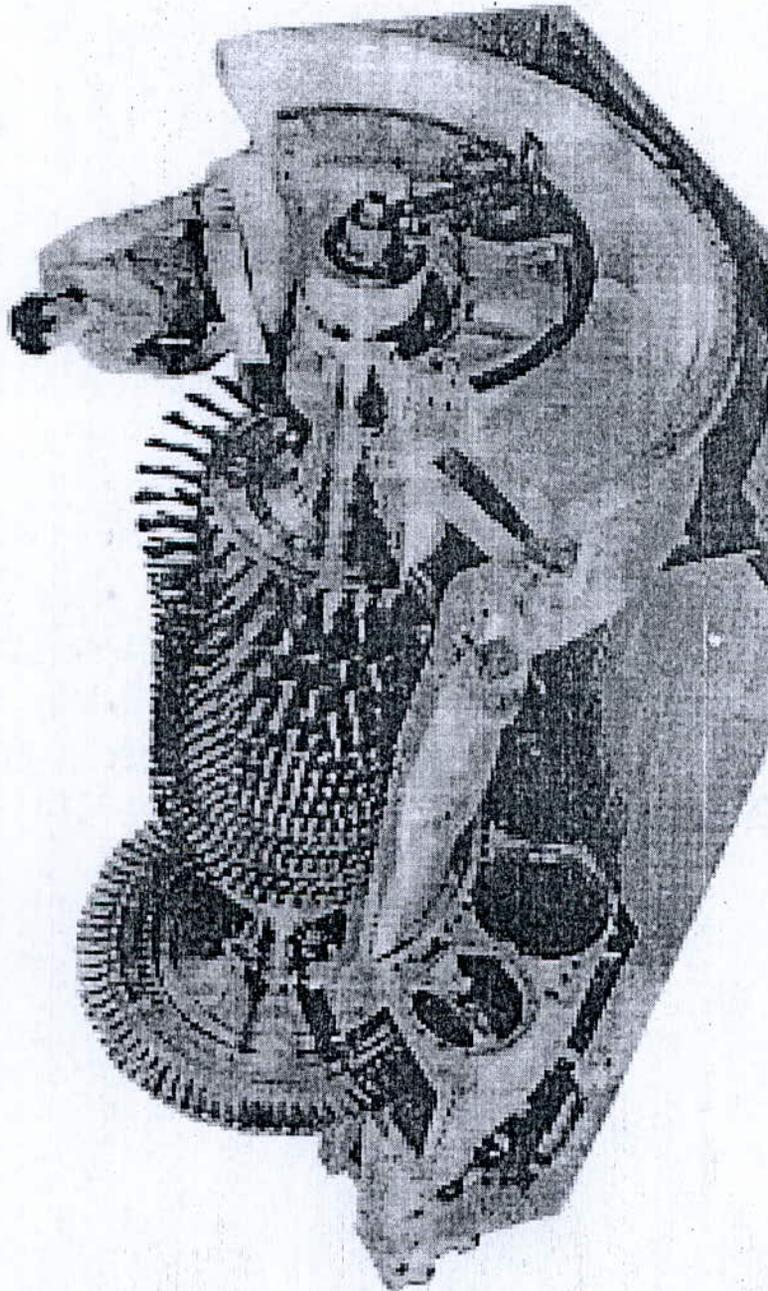


Fig.III.2 Le rotor et l'enveloppe inférieure de stator

III.4.2 La section de combustion :

Dans le cas de la turbine à gaz MS5002b la section de combustion se compose d'un système comprenant 12 chambres de combustion disposées symétriquement le long d'une circonférence ; ces chambres de combustion reçoivent et brûlent du combustible au moyen d'un nombre égal de brûleurs (un pour chaque chambre de combustion).

L'air entre dans chaque chambre dans une direction opposée à la veine intérieure des gaz chauds (pour cette raison, cette méthode de distribution de l'air s'appelle à « débit inverse » fig.III.3). Ce courant extérieur d'air qui s'écoule le long des chemises fig.III.4, sert à les refroidir. En outre, l'air qui n'est pas employé dans le processus de combustion, est employé pour refroidir les gaz chauds produits de la combustion, en effet, il est introduit dans les chambres par les trous de mélange et refroidit le gaz à la température optimale d'admission de la turbine.

La veine des gaz chauds du système de combustion à l'admission de la turbine traverse les pièces de transition qui transforment les écoulements du gaz de chacune des chambres de combustion en un courant annulaire continu adapté à l'admission de l'anneau de la directrice du premier étage de la turbine.

Au début, le processus de combustion est déclenché par les bougies d'allumage, une fois déclenchée la combustion continue sans interruption , aussi longtemps que les conditions d'alimentation du combustible et de l'air de combustion sont maintenues.

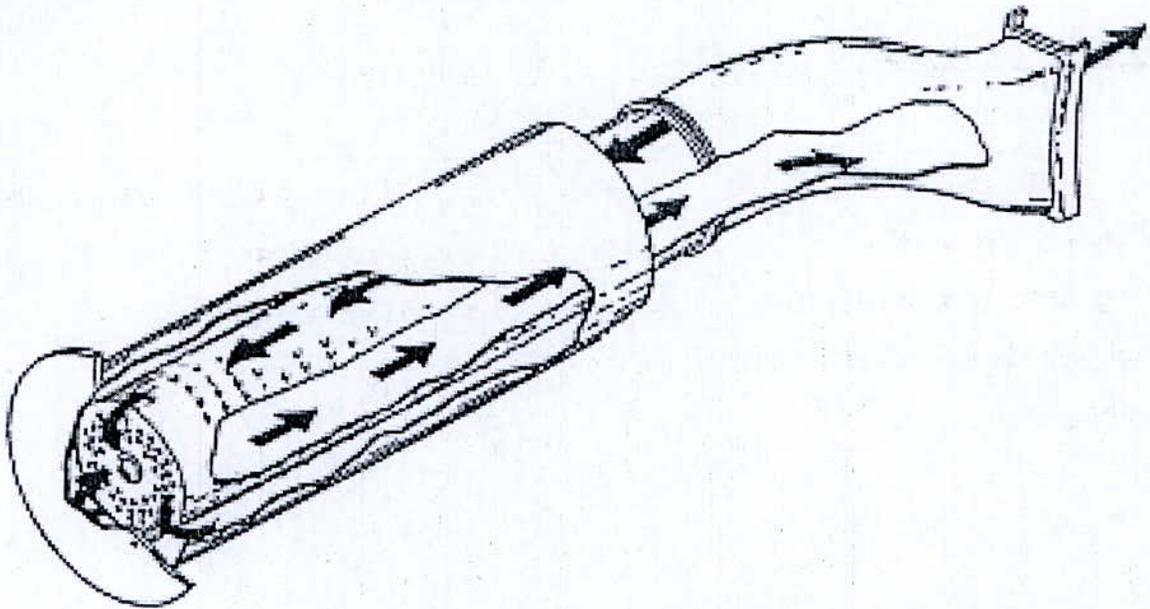


Fig.III.3 schéma d'une chambre de combustion

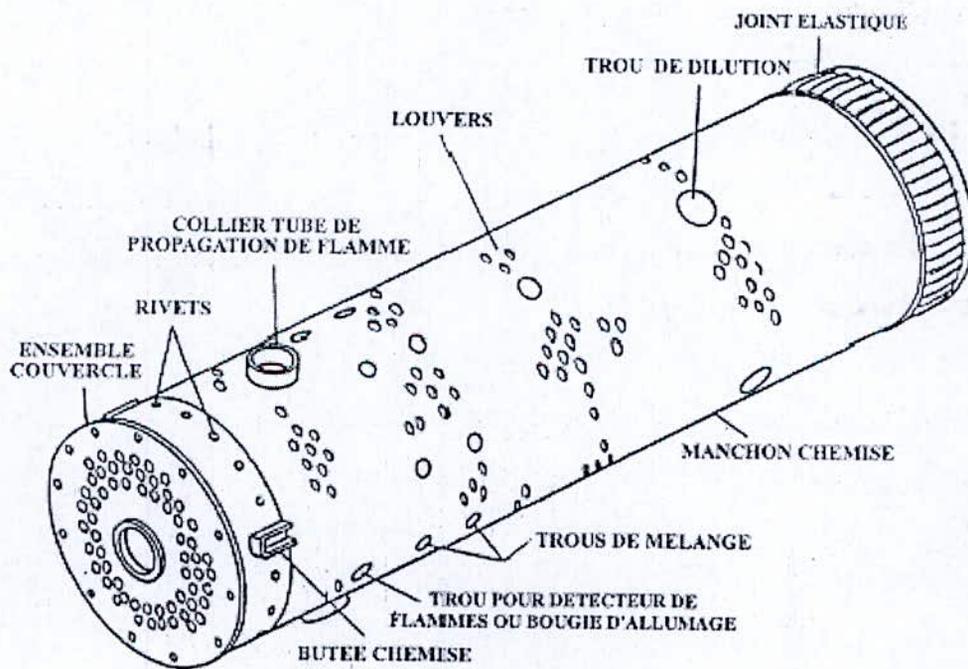


Fig.III.4 la chemise de la chambre de combustion

III.4.3 La section de la turbine :

Dans le cas de notre turbine, la section de la turbine comprend deux étages, chacun d'entre eux se compose d'un étage stator et d'un étage rotor ; dans l'étage stator, les gaz à température et pression élevées, fournis par la pièce de transition, sont accélérés et acheminés vers un étage d'aubes du rotor monté sur un disque connecté à l'arbre de puissance.

Comme mentionné auparavant (para III.2), la conversion de l'énergie thermique et de la pression, en énergie cinétique a lieu dans l'étage du stator.

L'étage du rotor complète cette conversion, tel que l'énergie cinétique est transformée en énergie d'entraînement de l'arbre, ce dernier est accouplé à une machine conduit (générateur, compresseur, etc.).

L'énergie des gaz fournis par le système de combustion peut être modifiée en changeant le taux d'alimentation du combustible. De cette façon, on peut régler les valeurs de puissance utile nécessaire pour le processus technologique.

III.4.4 La section d'échappement :

La section d'échappement comprend essentiellement, une chambre d'échappement et un caisson d'échappement.

- ❖ La chambre d'échappement : est une structure rectangulaire en forme de boîtier dans laquelle les gaz d'échappement de la turbine sont évacués avant d'être conduits aux silencieux pour ensuite être libérés dans l'atmosphère, cette chambre est située à l'extrémité arrière de la base de la turbine.

- ❖ Le caisson d'échappement : est une structure rectangulaire dans laquelle les gaz d'échappement de la turbine sont déchargés puis libérés vers l'atmosphère.

La conception de l'échappement est devenue assez complexe afin de minimiser le bruit au maximum. La cheminée doit être assez élevée pour permettre un refroidissement progressif des fumées.

III.4.5 Paliers :

La turbine à gaz possède 4 paliers principaux porteurs de type « patin oscillant » qui supportent le rotor du compresseur axial et celui de la turbine ainsi qu'un palier de butée prévus pour supporter les charges de poussée axiales engendrées par la turbine à gaz :

- ❖ Palier N°1 : se trouve dans le corps d'admission du compresseur axial
- ❖ Palier N°2 : se trouve dans le corps de refoulement du compresseur axial
- ❖ Palier N°2 : supportent le rotor de la turbine base pression

III.5 Système de commande et de protection :

Le système de commande et de protection exécute un nombre de fonction dont le but est d'assurer le fonctionnement correct d'une turbine à gaz, conformément à ses nécessités.

Pour exécuter ces fonctions, le système gère une série des paramètres sous forme des signaux d'entrée-sortie, reçue de la turbine et envoyé à celle-ci par des éléments d'interfaces (boît de jonction et des plaques à bornes), où convergent les signaux de commande de l'installation de combustible, thermocouples, détecteurs de flamme ... etc.).

III.5.1 Système d'alimentation hydraulique :

Le fluide hydraulique, nécessaire pour le fonctionnement des composants de commande du système du combustible de la turbine, est fourni par le système d'alimentation hydraulique. Ce fluide fournit les moyens pour l'ouverture ou la remise à zéro de la soupape d'arrêt du combustible ainsi que pour les aubes directrices variable de la turbine et les dispositifs de déclenchement hydraulique du système de protection de la turbine.

III.5.2 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.

L'air est tiré du compresseur à flux axial de la turbine à gaz. Les parties de la section de la turbine qui sont refroidies à l'air sont :

- La roue de la turbine premier et deuxième étage.
- La directrice du rotor de la turbine.
- Le carter du rotor de la turbine.

III.5.3 Système de lubrification :

La turbine à gaz est graissée par un système de lubrification sous pression en boucle fermée, comprenant un réservoir, trois pompes à engrenage, refroidisseur, filtres et divers dispositifs qui contrôlent et protègent le système.

L'huile de graissage venant du système circule jusqu'à atteindre les paliers principaux de la turbine

Les pompes à huile aspirant l'huile du réservoir et le refoulent dans un collecteur commun, l'huile est filtrée et fournie à une température et pression contrôlée.

Les étanchéités d'huile sont des garnitures à labyrinthe installées dans les logements de paliers de sorte qu'il n'y ait qu'un petit dégagement entre les dents de garniture et de l'axe de rotor, les trois pompes de lubrification sont:

III.5.3.1 Pompe d'huile principale:

Elle est entraînée par le dispositif d'engrenage auxiliaire qui est liés à la turbine.

III.5.3.2 Pompe d'huile auxiliaire:

Elle est utilisée pour fournir une pression durant le démarrage et l'arrêt de la turbine à gaz, lorsque la pompe principale ne peut pas fournir une pression suffisante, la pompe auxiliaire est entraînée par un moteur à courant alternatif.

III.5.3.3 Pompe d'huile de secours:

Elle est entraînée par un moteur a courant continu, cette pompe est utilisée pour fournir de huile au collecteur du palier principal durant un arrêt d'urgence

III.5.4 Système de commande de gaz combustible :

Le système de combustible est étudié pour envoyer le combustible aux chambres de combustions de la turbine à gaz à la pression et aux débits appropriés pour satisfaire à toutes les exigences de lancement et montée en puissance de la turbine.

L'élément principal du système de combustible est l'ensemble vanne de commande, situé dans la zone accessoire, en plus de cette vanne il y a aussi les servovannes de commande, les manomètres et les tuyauteries de distributions aux injecteurs de combustible.

III.5.5 Système de contrôle de la température :

Pour que le fonctionnement se produise les contraintes thermiques, le calcul des éléments constitutifs de la turbine, il ne faut pas dépasser les températures admissibles .Il faut aussi un système de contrôle de la température étudié pour contrôler le débit de combustible de la turbine à gaz.

**ETUDE THEORIQUE
ET EXPERIMENTALE**

IV.1 Etude théorique :

IV.1.1 Définition :

La turbine à gaz est l'un des moteurs thermiques à combustion interne, c'est une machine motrice tournante à écoulement continu. Contrairement à ce qu'a lieu dans les moteurs à combustion interne à mouvement alternatif, les différentes transformations thermodynamiques ne sont pas successivement décrites à l'intérieur du même cylindre, mais elles sont accomplies dans des enceintes séparées.

La turbine à gaz peut être considérée comme une machine autonome, car grâce à son compresseur axial et ses chambres de combustion, elle peut produire, à elle-même le gaz combustible à une pression et à une température élevée, qui va subir les différentes transformations thermodynamiques.

IV.1.2-Type de construction des turbines à gaz :

IV.1.2-1-Turbine à gaz à un seul arbre :

Le compresseur et la section de la turbine de ces machines se composent d'un rotor simple, où l'énergie absorbée par la compression est détendue dans la section turbine pour produire de l'énergie utile pour l'entraînement de la charge.

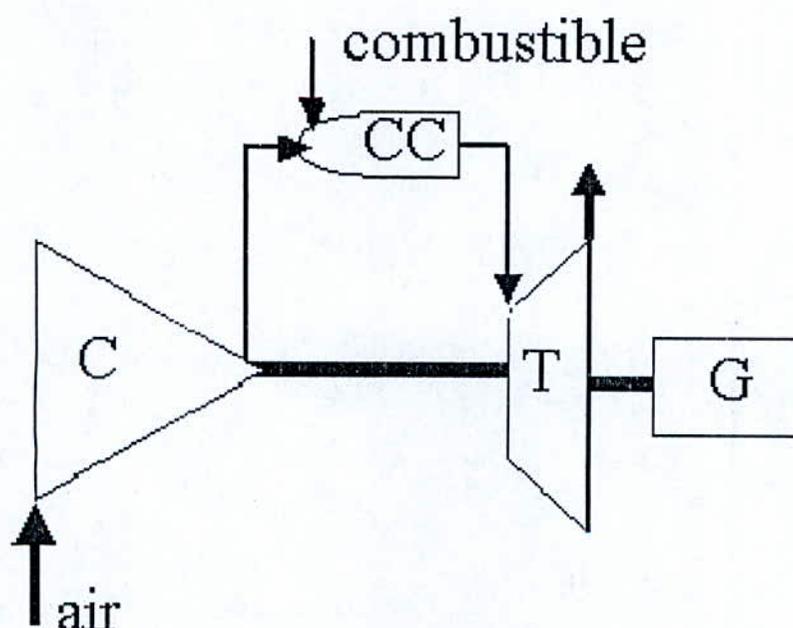


Fig.IV-1 : Schéma de la turbine à un seul arbre

Cette figure montre schématiquement le fonctionnement d'une turbine à un seul arbre, où il y a un raccordement continu entre la section de la turbine T, le compresseur C et du côté opposé de la charge G.

Il est évident que le système compresseur – turbine – charge solidaire sur un seul arbre concerne l'entraînement d'alternateurs, étant donné que dans cette application il est nécessaire de régler la puissance à une vitesse constante (fréquence réseau).

IV.1.2-2-Turbine à gaz à deux arbres :

Contrairement au turbine à un seul arbre, dans le cas des turbine à gaz à deux arbres, seulement une partie de la section de la turbine (appelée turbine haute pression THP) est raccordée mécaniquement au compresseur pour former le générateur à gaz, alors que l'énergie résultante de la combustion est traitée aussi par une deuxième section de la turbine (turbine basse pression TBP), séparée mécaniquement de la première turbine THP.

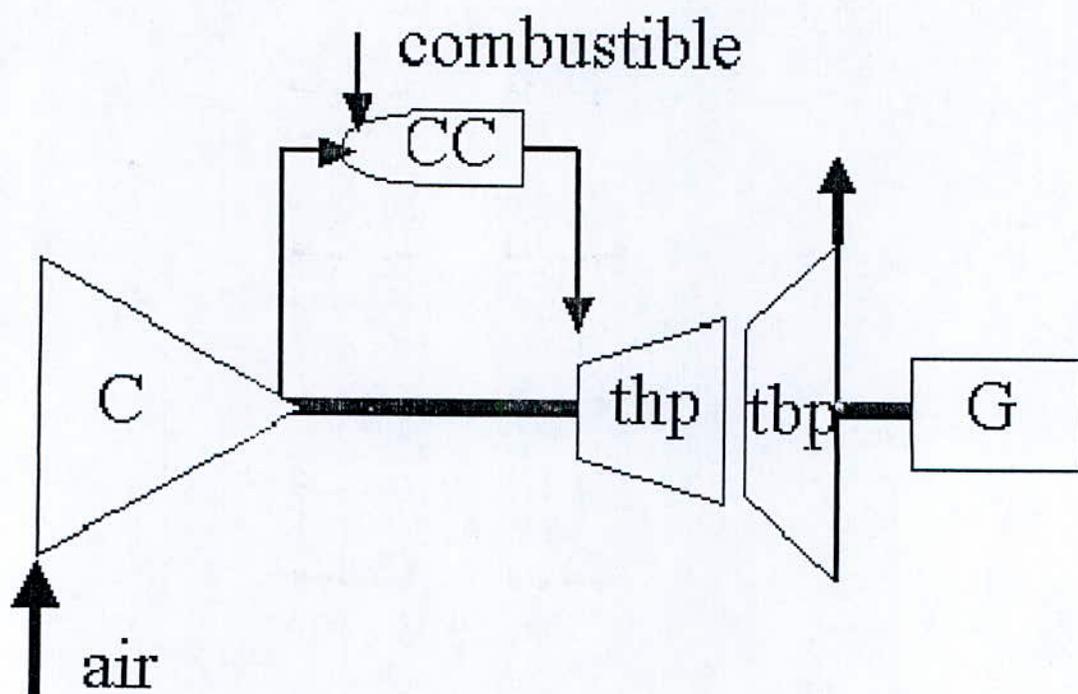


Fig.IV-2 : Schéma de la turbine à deux arbres

Cette figure (fig.IV.2) montre une vue schématique du cycle de fonctionnement d'une turbine à gaz à deux arbres avec les deux sections, le générateur de gaz et la turbine de puissance, mécaniquement séparées.

Les champs d'application classique de la turbine à gaz à deux arbres concernent l'entraînement de machines dont le réglage de puissance est obtenu en variant la vitesse, tel que le compresseur et les pompes. Un tel champ d'application est défini comme un entraînement mécanique, par opposition à celui des turbines à un seul arbre, qui est défini comme une transmission électrique.

IV.1.3 Domaines d'application :

Les domaines d'application de turbines à gaz peuvent être divisés en deux catégories :

- A) applications fixes (ou industrielles), à savoir :
 - entraînement de compresseurs (gazoducs, réinjection, installation pétrochimiques, industries de procédé)
 - entraînement des pompes (oléoducs, installation de remplissage)
 - entraînement d'alternateurs (surtout dans les centrales d'énergie de pointe)

- B) applications mobiles
 - Pour traction automobile
 - Pour traction ferroviaire
 - Pour application maritimes
 - Dans l'aviation

IV.1.4 Installations des turbines à gaz :

On peut classer les cycles de turbine à gaz en deux classes principales :

- Le cycle ouvert : dans lequel le fluide du cycle est de l'air prélevé de l'atmosphère ambiante et les produits de combustion sont rejetés à l'atmosphère directement, ou après échange thermique dans le cycle à régénération. Les performances du cycle sont ainsi affectées par la température de l'atmosphère et celle-ci recueille les polluants rejetés et en particulier le CO₂.
- Le cycle fermé : dans lequel le fluide du cycle, généralement de l'Hélium, subit les quatre transformations (à savoir compression, réchauffement, détente, refroidissement) de façon cyclique. Le cycle fermé est généralement utilisé dans les centrales nucléaires, dont l'avantage principale est d'éviter le rejet des gaz dans l'atmosphère, par contre ce mode de transformation nécessite l'apport d'une tour de refroidissement volumique pour rejeter l'énergie à la source froide.

IV.1.5 Etude thermodynamique :

IV.1.5.1 cycle de joule (idéal) :

La figure fig.IV.1 représente le schéma d'une turbine à gaz à circuit ouvert, fonctionnant suivant le cycle de joule, l'air atmosphérique est aspiré par le compresseur C, généralement de type axial, ce compresseur refoule l'air dans la chambre de combustion CC où le combustible est injecté par le brûleur, les gaz de combustion se détendent dans la turbine T et s'échappent finalement dans l'atmosphère.

La mise en marche se fait au moyen d'un moteur de lancement (moteur thermique, moteur électrique, turbine de détente).

Supposons d'abord que tous les appareils figurant dans le schéma de la figure IV.1 soient parfaits, les rendements propres du compresseur et de la turbine seront donc par l'hypothèse égaux à l'unité, le cycle ainsi obtenu est un cycle idéal et pour simplifier, nous négligerons la différence entre les propriétés physiques de l'air sortant du compresseur et celle du mélange gazeux admis dans la turbine. De même, nous ferons abstraction de la masse de combustible qui vient se mélanger avec l'air dans la chambre de combustion, et nous raisonnerons comme si les débits (d'air ou de gaz) traversants le compresseur et la turbine étaient égaux.

Dans ces conditions, le cycle thermodynamique, représenté par le cycle de joule idéal (TS) est représentée par

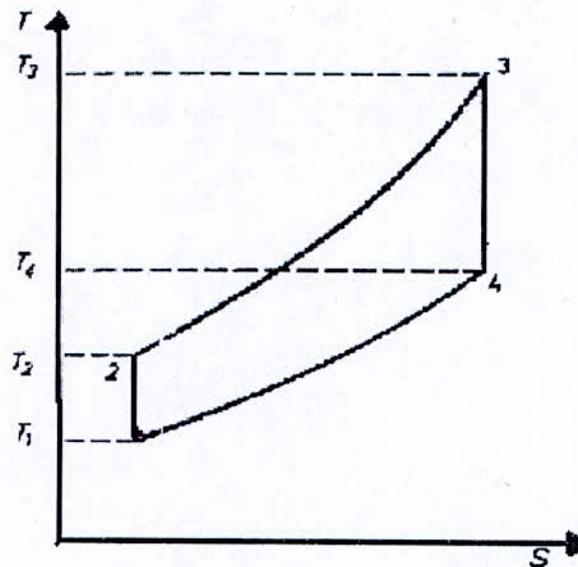


Fig.IV.3 : Représentation du cycle de joule dans le diagramme entropique

Ce cycle se comporte en 4 transformations :

- ❖ 1-2 Compression de l'air (transformation isentropique).
- ❖ 2-3 Apport de la chaleur (transformation à pression constante).
- ❖ 3-4 Détente des gaz chaude (transformation isentropique).
- ❖ 4-1 Echappement des gaz (transformation à pression constante)

Expression du rendement [5]:

Désignons par W_c le travail nécessaire pour la compression de 1kg d'air suivant l'isentropique 1-2 (fig.III.3), et par W_t la travail fourni par la détente de 1kg de gaz suivant l'isentropique 3-4. Le travail utile W_u produit par 1 kg décrivant le cycle 1-2-3-4-1 est donné par la relation:

$$W_u = W_t - W_c$$

D'autre part, soit Q la quantité de chaleur dépensée pour porter la température de 1kg d'air, suivant l'isobare P_2 , de T_2 à T_3 (transformation 2-3).le rendement thermique η_{th} sera donc exprimé par la relation:

$$\eta_{th} = \frac{W_u}{Q} = \frac{W_t - W_c}{Q}$$

Or, chacune de ces trois grandeurs W_c, W_t et Q peut être exprimée par une variation d'enthalpie du fluide.

Nous avons ainsi :

$$W_c = H_2 - H_1$$

$$W_t = H_3 - H_4$$

$$Q = H_3 - H_2$$

L'expression du rendement peut s'écrire également:

$$\eta_{th} = \frac{H_3 - H_4 - (H_2 - H_1)}{H_3 - H_2} = 1 - \frac{H_4 - H_1}{H_3 - H_2}$$

Chacune de ces variations d'enthalpie figurant dans ses quatre relations peut être exprimé en fonction des variations de température.

On supposant que la chaleur massique c_p est constante, le rendement s'écrit alors:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

En effet, les données du problème ne comportent que deux températures, T_1 et T_3 ; les autres données sont les pressions P_1 et P_2 , en tenant compte de ces quatre données, que nous devons déterminer les valeurs de T_2 et T_4 .

Les transformations 1-2 et 3-4 étant adiabatiques et réversibles, la loi qui les exprime est :

$$PV^\gamma = C^{st} \quad \text{avec } \gamma = C_p / C_v$$

On obtient facilement:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma}$$

Pour simplifier les écritures, introduisons les notations suivantes:

$$\frac{P_2}{P_1} = m \quad \text{et} \quad m^{(\gamma-1)/\gamma} = Z$$

Nous pouvons alors écrire les expressions W_c , W_t , Q et η_{th} comme suit :

$$W_c = C_p(T_2 - T_1) = C_p T_1 (Z - 1)$$

$$W_t = C_p(T_3 - T_4) = C_p T_3 \left(1 - \frac{1}{Z} \right)$$

$$Q = C_p(T_3 - T_2) = C_p(T_3 - ZT_1)$$

$$\eta_{th} = \frac{\frac{T_3}{Z} - T_1}{T_3 - ZT_1} = 1 - \frac{1}{Z}$$

Dans cette dernière équation, on voit bien que le rendement thermique du cycle idéal ne dépend que du taux de compression, la variation du rendement est fonctionne à Z .

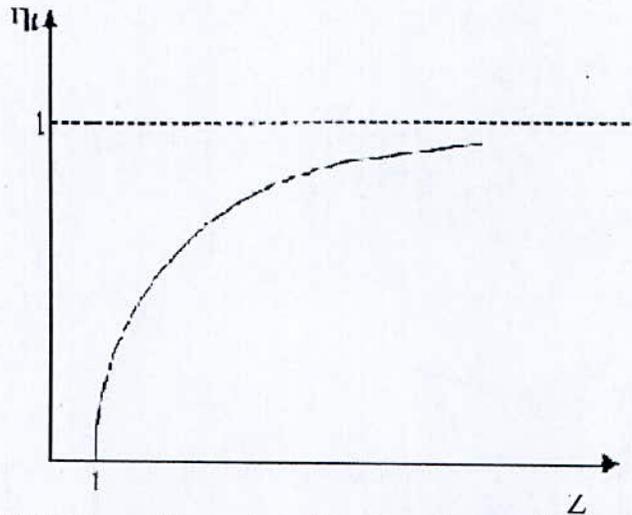


Fig.IV.4 Le rendement en fonction de taux du compression

IV.1.5.2 Cycle réel :

L'étude du cycle thermodynamique décrit réellement dans une turbine à gaz devrait, en toute rigueur, tenir compte de toutes les imperfections des différentes parties de cette machine ; en fait, nous ne faisons intervenir dans l'étude de ce cycle, que les rendement du compresseur et de la turbine. De plus, pour ne pas trop alourdir le calcul, nous adopterons pour les fluides traversant la turbine et le compresseur les mêmes hypothèses simplificatrices que celles que nous avons admises pour l'étude du cycle idéal.

Dans le diagramme TS de la figure IV.5, sont représentés à la fois le cycle de joule idéal (1-2-3-4) et le cycle réel (1-5-3-6-1), les valeurs de P_1 , P_2 , T_1 , T_3 étant les mêmes dans les deux cas.

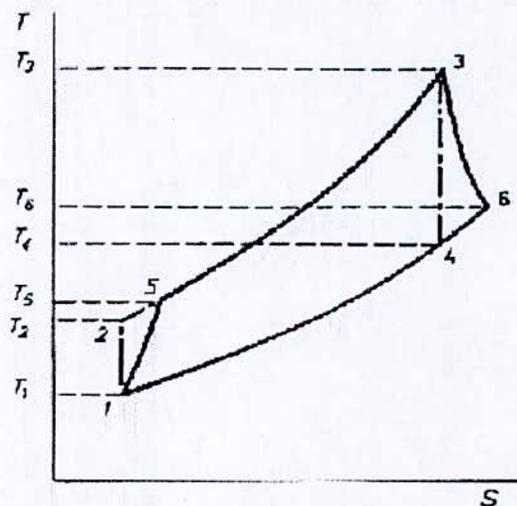


Fig. IV.5 comparaison des cycles idéal et réel

Les températures T_5, T_6 qui correspondent, la première à la fin de compression, et la seconde à la fin de la détente, sont données par les relations :

$$T_5 - T_1 = \frac{T_2 - T_1}{\eta_c} = \frac{T_1(Z-1)}{\eta_c}$$

$$T_3 - T_6 = \eta_r(T_3 - T_4) = \eta_r T_3 \left(1 - \frac{1}{Z}\right)$$

L'expression du travail utile W_U fourni par 1 kg de gaz sera donc :

$$W_U = C_p \eta_r T_3 \left(1 - \frac{1}{Z}\right) - \frac{C_p}{\eta_c} T_1 (Z-1) = C_p (Z-1) \left(\frac{\eta_r T_3}{Z} - \frac{T_1}{\eta_c}\right)$$

D'autre part, la quantité de chaleur Q qui doit être dépensée pour élever la température de 1 kg d'air de T_5 à T_3 s'exprime par :

$$Q = C_p (T_3 - T_5) = C_p \left[T_3 - T_1 \left(1 + \frac{Z-1}{\eta_c}\right) \right]$$

Et pour simplifier les écritures, introduisons les notations :

$$\sigma = \eta_c \left(\frac{T_3}{T_1} - 1\right)$$

$$\tau = \eta_c \eta_r \frac{T_3}{T_1}$$

Et on trouve que l'expression de rendement thermique du cycle s'écrit alors :

$$\eta_{th} = \frac{W_U}{Q} = \left(1 - \frac{1}{Z}\right) \frac{\tau - Z}{\sigma - Z + 1}$$

Le rendement du cycle réel s'obtient donc en multipliant celui du cycle idéal par une fraction qui dépend non seulement de η_C et η_T , mais aussi du rapport T_3/T_1

Et comme le rapport de compression, le rendement de compresseur et de la turbine dépend de l'état de la machine et de ses composants, qui sont différents avant et après la maintenance de la turbine, ce qui provoque un changement de rendement thermique grâce à la maintenance.

IV.2 ETUDE EXPERIMENTALE

Afin de faire une évaluation qualitative des performances de la turbine et en tenant compte des évaluations systématiques de la maintenance, on utilise **l'analyse dimensionnelle**, pour nous permettre de trouver une relation qui fait intervenir les grandeurs mesurables intervenant dans le phénomène et de grouper les grandeurs en produits de façon à ce que les résultats de l'expérience s'expriment par des relations entre ces produits. Ainsi les expériences réalisées dans des conditions différentes pourront se comparer plus facilement.

Et pour cela on a utilisé la méthode de RAYLEIGH, à travers les étapes suivantes [6] :

- ❖ Dresser l'inventaire de toutes les variables indépendantes qui interviennent dans le phénomène étudié.
- ❖ Ecrire les dimensions de ces variables.
- ❖ Les combiner dans une relation homogène, en admettant qu'il s'agit d'un produit de puissance.

Et pour vérifier ces variations de performance on va s'intéresser aux pertes de puissance de cette turbine, à travers le facteur de puissance F_p qui fait intervenir plusieurs grandeurs mesurables, qui nous donnent des indications sur la variation de puissance pendant une certaine période bien déterminée.

Les grandeurs mesurables qui interviennent dans le calcul de cette variable F_p et leurs dimensions sont données dans le tableau suivant :

variable	symbole	dimension
Température d'entrée de compresseur	T_1	-
Température de sortie de la turbine	T_4	-
La vitesse de rotation de la turbine libre BP	N	T^{-1}
Le débit massique	qm	MT^{-1}
La masse volumique de l'air	ρ	ML^{-3}
La différence de pression dans le compresseur	ΔP	$ML^{-1}T^{-2}$
Facteur de puissance	F_p	ML^2T^{-3}

Tableau.IV.1 : Inventaire des variables

Pour simplifier les calculs, on a défini une grandeur τ qui est égale à T_4/T_1 , qu'on va l'utiliser dans le calcul de la fonction de facteur de puissance

La relation donnant la fonction de facteur de puissance est de la forme :

$$F_p = k\rho^x \Delta P^y N^z qm^\alpha \tau^\beta$$

Ecrivons son homogénéité dimensionnelle :

$$ML^2T^{-3} = (ML^{-3})^x (ML^{-1}T^{-2})^y (T^{-1})^z (MT^{-1})^\alpha$$

D'où, on exprimant l'égalité des exposants

$$\text{Pour } M : x + y + \alpha = 1$$

$$\text{Pour } L : -3x - y = 2$$

$$\text{Pour } T : -2y - z - \alpha = -3$$

Exprimons x, y et z en fonction de α . On trouve :

$$x = -3/2 + \alpha/2 \quad , \quad y = 5/2 - 3\alpha/2 \quad , \quad z = 2\alpha - 2$$

D'où la relation :

$$F_p = k \rho^{(-3/2 + \alpha/2)} \Delta P^{(5/2 - 3\alpha/2)} N^{(2\alpha - 2)} qm^\alpha \tau^\beta$$

Que l'on peut écrire :

$$F_p = k \rho^{-3/2} \Delta P^{5/2} N^{-2} (qm \rho^{1/2} \Delta P^{-3/2} N^2)^\alpha \tau^\beta$$

Ou encore :

$$F_p = \rho^{-3/2} \Delta P^{5/2} N^{-2} F(qm \rho^{1/2} \Delta P^{-3/2} N^2, \tau)$$

Ce qui fait ressortir comme variables adimensionnelles

PARTIE CALCUL

Pour le cas de notre turbine MS50002b CGT301C qui se trouve dans la phase B de HASSI R'mel, qui a vu une maintenance générale dans la période du 07/06/2003 jusqu'au 16/07/2003, et pour faire une étude sur l'effet de la maintenance sur ses performances, on utilise deux méthodes : l'analyse dimensionnelle qui est mentionnée dans le chapitre 4 : étude théorique et expérimentale et la méthode classique

Méthode 1 :

On utilise la fonction de facteur de puissance F_p , qui va nous donner une approche sur la variation de la puissance en fonction des grandeurs mesurables de la turbine. Et on tire ses grandeurs à partir de l'archive des mesures périodique sur la turbine, dans une période de 5 mois après et avant la maintenance avec un écart d'un mois, ce qui donne le tableau suivant :

Jour	T_0 (°C)	T_4 (°C)	ΔP (bar)	N (tr/mn)	q_m (m ³ /s)	P (kg/m ³)
15/01/2003	6	333	5,552	74,57	120,627	1,265
14/02/2003	12	350	5,352	73,78	118,29	1,239
15/03/2003	15	350	5,352	74,57	116,54	1,226
15/04/2003	15	354	5,152	74,57	116,54	1,226
15/05/2003	25	389	5,252	74,57	112,46	1,185
16/08/2003	36	414	5,052	72,98	107,806	1,142
15/09/2003	26	392	5,052	73,78	112,46	1,181
15/10/2003	17	357	5,352	76,16	116,54	1,217
15/11/2003	21	382	5,352	73,78	114,2	1,201
13/12/2003	16	369	5,352	72,98	116,52	1,222

Tableau.V.1 : les mesures effectuées sur la turbine MS5002b CGT301C

Tel que :

T_1 : température a l'entrée de la turbine

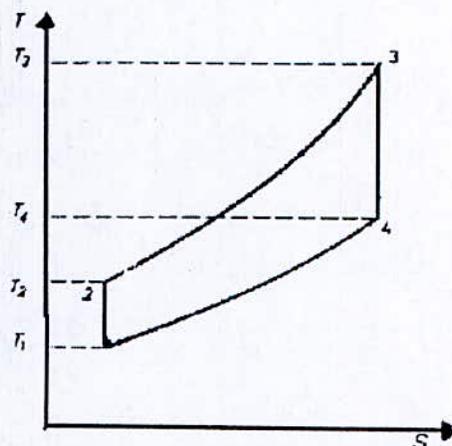
T_4 : température a la sortie de la turbine

N : vitesse de rotation de la turbine libre BP

qm : le débit d'air a l'admission de la turbine

ΔP : la différence de la pression dans le compresseur

ρ : la masse volumique de l'air ambiant



$$F_p = \rho^{-3/2} \Delta P^{5/2} N^{-2} F(qm \rho^{1/2} \Delta P^{-3/2} N^2, \tau)$$

On pose

$$qm \rho^{1/2} \Delta P^{-3/2} N^2 = X$$

On trace $F_p = \rho^{-3/2} \Delta P^{5/2} N^{-2} F(X)$ après et l'avant la maintenance en utilisant le tableau.V.1 président, pour $\alpha=\beta=1$

Avant la maintenance : avant le 07/06/2003, ce facteur de puissance se met sous la forme suivante :

$$* F_p = \rho^{-3/2} \Delta P^{5/2} N^{-2} F(X)$$

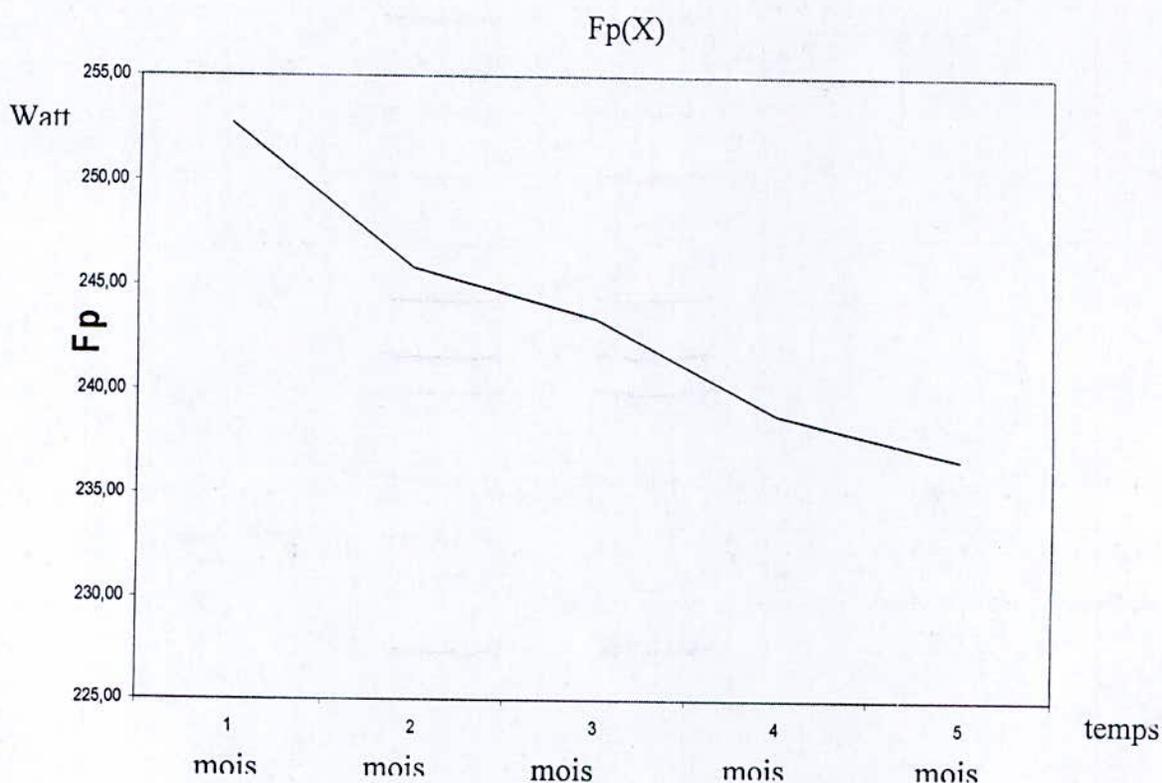


Fig.5.1 : variation de $F_p(X)$ en fonction du temps avant la maintenance

Pour un $\alpha=\beta=1$, ce facteur de puissance se met sous la forme suivante :

$$* F_P = \rho^{-3/2} \Delta P^{5/2} N^{-2} F(\tau)$$

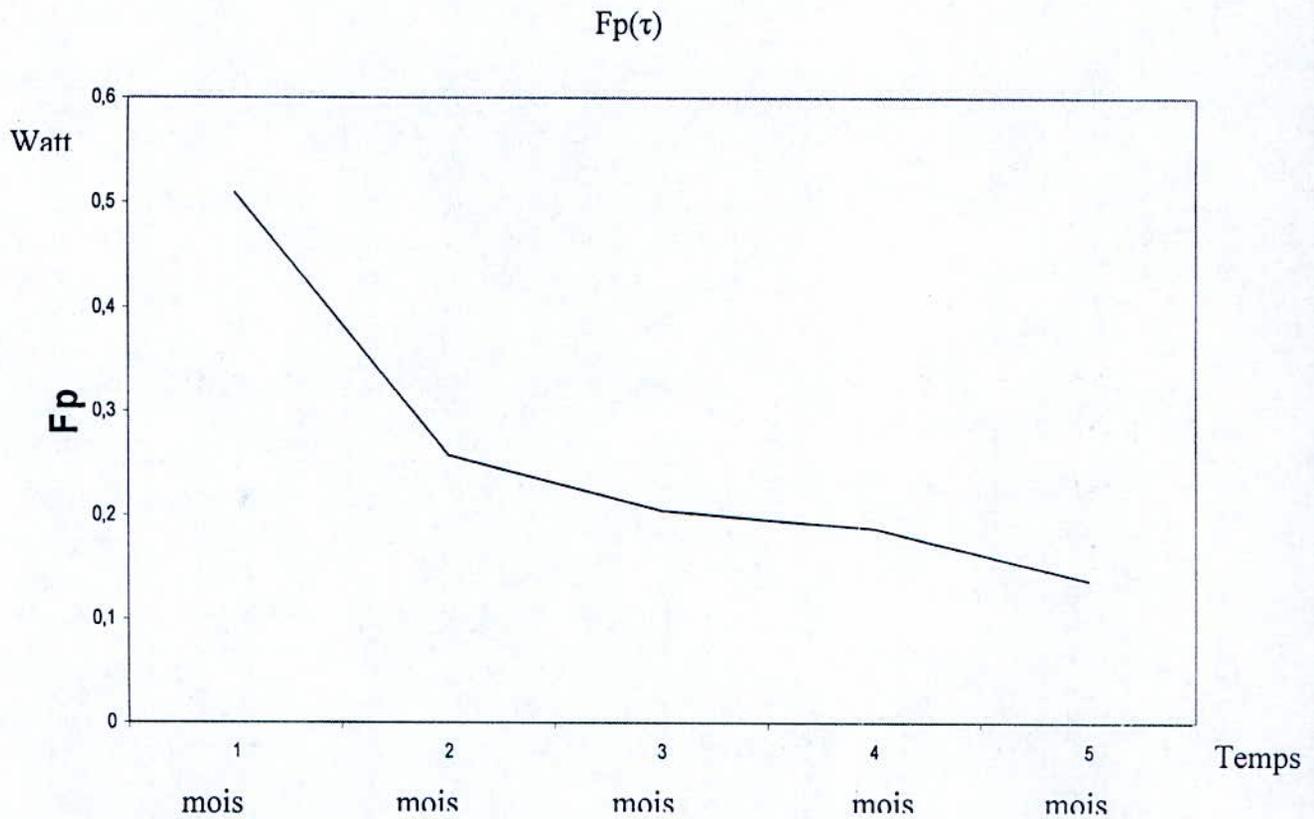


Fig.5.2 : variation de $F_p(\tau)$ en fonction de temps avant la maintenance

On remarque à partir de ces deux graphes que la variation de la puissance de la turbine en utilisant la fonction F_p en fonction de X et de τ avant et après la maintenance, qu'elle est décroissante en fonction de temps, ceci est justifiée par la détérioration de ses pièces après une exploitation sur une période bien déterminée. La maintenance est imposée par le constructeur en fonction de plusieurs paramètres.

Après la maintenance : après le 16/07/2003, le facteur de puissance après la maintenance à la même expression que avant la maintenance

$$* F_p = \rho^{-3/2} \Delta P^{5/2} N^{-2} F(X)$$

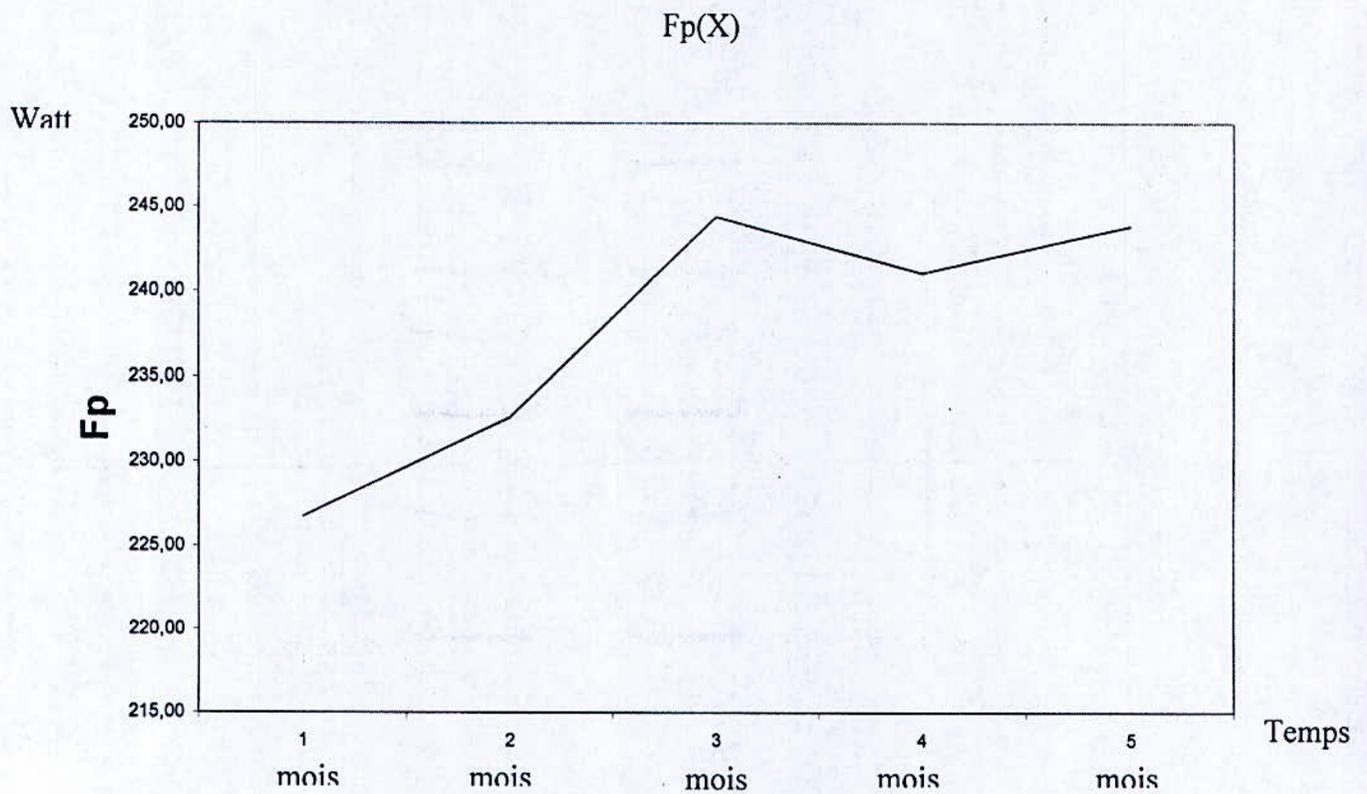


Fig.5.3 : variation de Fp(X) en fonction de temps après la maintenance

Pour un $\alpha=\beta=1$, ce facteur de puissance se met sous la forme suivante :

$$* F_p = \rho^{-3/2} \Delta P^{5/2} N^{-2} F(\tau)$$

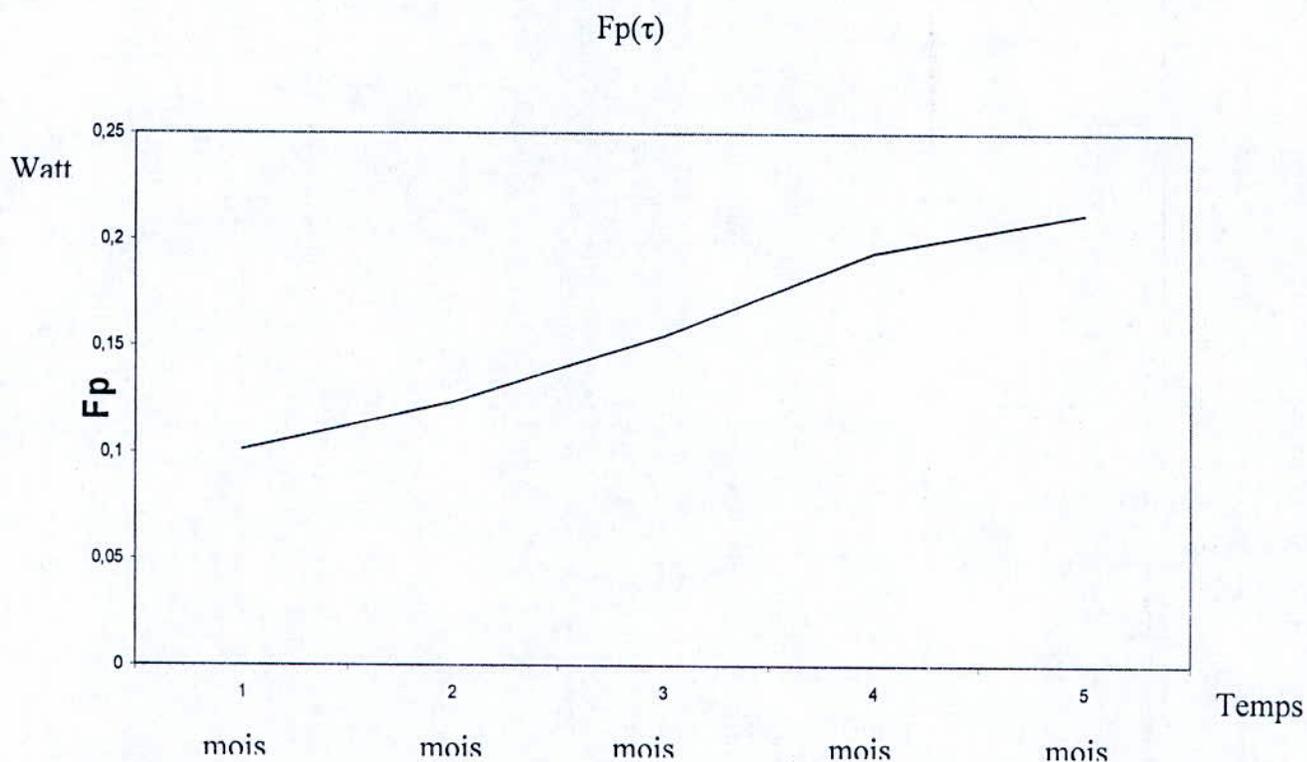


Fig.5.4 : variation de $F_p(\tau)$ en fonction de temps après la maintenance

On remarque à partir de ces deux graphes que la variation de la puissance de la turbine en utilisant la fonction F_p en fonction de X et de τ avant et après la maintenance, qu'elle est croissante en fonction du temps, ceci est justifiée par le changement de certaines pièces, et l'opération de la maintenance opérée sur les équipements de l'installation.

Méthode 2 :

Pour permettre de comparer les changements des performances de la turbine avant et après la maintenance, on a choisi des points de mesure où on a la même température

d'admission et le même débit de combustible injecté dans la chambre de combustion avant et après la maintenance, et pour cela on a choisi les jours suivant :

25/05/2003

$$T_1 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$VCE = 8.8$$

$$T_2 = 255 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Pr = 5.6$$

23/09/2003

$$T_1 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$VCE = 8.8$$

$$T_2 = 264 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Pr = 6.3$$

a) Détermination de débit injecté dans la chambre de combustion :

On utilisant les courbes de correction de performance pour déterminer les conditions régnants sur le site :

- ❖ Correction d'altitude : le facteur de correction d'altitude égal a : 0.925
- ❖ Correction de chute de pression : pour la chute de pression on a :

	Puissance	Consommation spécifique
100 mm de H ₂ O à l'admission	-1.42 %	+0.45 %
100 mm de H ₂ O à l'échappement	-0.42 %	+0.42 %

Et comme on a une chute de pression à l'admission de 119 mm de H₂O et de 89 mm de H₂O à l'échappement.

Ce qui donne les valeurs suivantes :

	Admission	Echappement
Perte de puissance	1.689 %	0.441 %
Augmentation de la consommation spécifique	0.499 %	0.373 %

❖ Correction de la température : pour la température de l'air d'admission $T_1 = 25^\circ\text{C}$

On a :

Consommation spécifique : 102 %

Débit d'air : 96.5 %

Puissance de sortie : 94 %

Ce qui donne :

F_{cp} : facteur de correction de puissance

$$F_{cp} = (0.94 * 0.925) - (0.01689 + 0.00441) = 0.8482$$

$$F_{cp} = 84.82 \%$$

F_{cs} : facteur de correction de la consommation spécifique

$$F_{cs} = 1.02 + 0.008726 = 1.02826$$

$$F_{cs} = 102.872 \%$$

La puissance de sortie :

$$P = 35000 * 0.8482 = 29687 \text{ HP}$$

$$P = 21849.6 \text{ Kw}$$

La consommation spécifique :

$$HR = 1.02872 * 2245 = 2309.47 \text{ kcal/HP.HR}$$

$$\text{Avec } HR = Q / P \text{ et } Q = q_c * P_{ci}$$

$$\text{Ce qui donne } q_c = Q / P_{ci}$$

Avec P_{ci} : pouvoir calorifique inférieure, $P_{ci} = 10756.4 \text{ kcal/kg}$

→ Le débit du combustible est égal à $q_c = 6304.12 \text{ kg/hr}$

b) calcule des performances de la turbine avant la maintenance :

$$T_1 = 25^\circ\text{C} = 298 \text{ K}$$

$$T_2 = 255^\circ\text{C} = 528 \text{ K}$$

$$T_4 = 498^\circ\text{C} = 771 \text{ K}$$

* La chaleur massique peut être calculé par la formule suivante :

Pour l'air [7] :

$$C_p(T) = 6.713 + 4.697 T \cdot 10^{-4} + 11.47 T^2 \cdot 10^{-7} + 4.696 T^3 \cdot 10^{-10} \text{ (cal/mol.k)}$$

Cette formule est valable pour des températures comprises entre 273 k jusqu'à 1600 k

Et pour le combustible [8] :

$$C_p(T) = 950 + 0.21 T \quad \text{où } T \text{ est la température}$$

* Calcul du travail et la puissance de compresseur :

$$W_c = C_{p_{m12}} (T_2 - T_1)$$

$C_{p_{m12}}$: la chaleur massique moyenne entre T_1 et T_2

Soit un $W_c = 234.6 \text{ kJ/kg}$

Et pour calculer la puissance consommée par le compresseur, il nous faut d'abord connaître le débit d'air qui passe dans le compresseur axial, qui est égale a $q_{ma} = 404887.9 \text{ kg/hr}$, tel que 95% de ce débit est destiné a la combustion et le reste est utilisé pour le refroidissement des parties chaudes de la turbine, le débit d'air de combustion égale à $q_{mac} = 384643.54 \text{ kg/hr}$.

Ce qui donne une puissance consommée par le compresseur égal à :

$$P_c = q_{ma} * W_c = 404887.9 * 234.6$$

Soit une $P_c = 26385.19 \text{ Kw}$

* calcul du travail et la puissance de la turbine :

$$W_t = C_{p_{m34}} (T_3 - T_4)$$

Afin de nous permettre de calculer le travail de la turbine il faut tout d'abord calculer la température de la fin de la combustion T_3 , et pour cela on peut la calculer en faisant le bilan suivant :

$$q_{mc} * R_c * P_{ci} = (q_{mac} + q_{mc}) * C_{p_{m23}} * (T_3 - T_2)$$

Tel que :

P_{ci} : pouvoir calorifique inférieur

Q_{ma} : le débit massique de l'air à l'admission de compresseur

Q_{mc} : le débit de combustible injecter dans la chambre de combustion

C_{p_m} : la chaleur massique moyen

T_3 : la température de la fin de la combustion

T_2 : la température à l'entrée dans la chambre de la combustion

R_c : le rendement de la combustion

* Calcul du pouvoir calorifique inférieur de mélange :

La composition du gaz naturel est la suivant :

Composant	Composition %(mol)
CH ₄	83.22
C ₂ H ₆	7.21
C ₃ H ₈	2.29
I C ₄ H ₁₀	0.39
N C ₄ H ₁₀	0.62
I C ₅ H ₁₂	0.14
N C ₅ H ₁₂	0.16
C ₆ H ₁₄	0.09
N ₂	5.68
CO ₂	0.20

Tableau.V.2 : La composition du gaz naturel

$$P_{ci} = \sum X_i P_{ci} = 10756.4 \text{ kcal/kg}$$

R_C : rendement de la combustion R_C=0.95

T₃ : température de la fin de combustion

T₂ : température de refoulement de compresseur

.q_{mc} : le débit de gaz de combustible

Et on trouve une température de fin de combustion T₃ = 1143.7 k

$$W_t = C_{p_{m34}} (T_3 - T_4)$$

Soit un quantité de travail de la turbine égale à W_t = 428.33 kJ/kg

Ce qui donne une puissance fournie par la turbine :

$$P_t = (q_{mac} + q_{mc}) * W_t$$

soit P_t = 46556.25 kW

* la puissance utile et le rendement de la turbine :

$$P_u = P_t - P_c$$

P_u = 20171.06 kW

$$\eta = P_u / (q_{mc} * P_{ci})$$

$$\eta = 0.2561 = 25.61 \%$$

c) calcul des performances de la turbine après la maintenance :

$$T_1 = 25^\circ\text{C} = 298 \text{ K}$$

$$T_2 = 264^\circ\text{C} = 537 \text{ K}$$

$$T_4 = 488^\circ\text{C} = 761 \text{ K}$$

*Calcul de travail de compresseur :

$$W_c = C_{p_{m12}}(T_2 - T_1)$$

Soit $W_c = 243.7 \text{ kJ/kg}$

*calcul de la puissance consommée par le compresseur :

$$P_c = q_{ma} * W_c$$

Soit $P_c = 27417.6 \text{ Kw}$

* détermination la température T_3 de la fin de combustion

$$q_{mc} * R_c P_{ci} = (q_{mc} + q_{ma}) C_{p_{m23}}(T_3 - T_2)$$

$$T_3 = 1158.24 \text{ K}$$

* Calcul le travail de la turbine :

$$W_t = C_{p_{m34}}(T_3 - T_4)$$

Soit $W_t = 457.22 \text{ kJ/kg}$

* Calcul de la puissance fournie par la turbine :

$$P_t = (q_{mc} + q_{ma}) W_t$$

Soit $P_t = 49188.11 \text{ kw}$

La puissance utile et le rendement de la turbine :

$$P_u = P_t - P_c$$

$$P_u = 21770.51 \text{ kw}$$

$$\eta = P_u / (q_{mc} P_{ci})$$

$$\eta = 0.2765 = 27.65 \%$$

d) comparaison entre les performances de la turbine :

On remarque que la puissance de la turbine après la maintenance a augmenté par rapport à sa puissance avant la maintenance d'une valeur $\Delta P_u = 1599.45 \text{ kw}$

Et par conséquent le rendement de la turbine a aussi augmenté d'une valeur considérable qui est égale à $\Delta \eta = 2.04 \%$

CONCLUSION

CONCLUSION

Dans ce mémoire, nous avons effectué une présentation des installations pétrolières de Hassi R'Mel, ou j'ai séjourné près de trois mois en vue d'effectuer les expériences et les observations sur les équipements, à savoir les turbines MS5002b, en s'intéressant de plus près aux opérations de maintenance sur les installations.

Et au regard des résultats obtenus, nous considérons avoir atteint notre objectif qui portait sur l'étude de l'effet de la maintenance sur les performances de la turbine MS5002b

En plus des performances calculées à travers une méthode classique, on a pu élaborer un critère de performance qui nous permet de situer le niveau des performances de l'installation.

Si ce facteur est croissant ou stable, l'installation est dans une zone de bon fonctionnement, par contre, si ce facteur est décroissant, l'installation se rapproche alors de la période d'évaluation de ses éléments.

BIBLIOGRAPHIE

BIBLIOGRAPHIE

- [1] RONALD BIGRET « Diagnostique Maintenance disponibilité des machines tournantes », MASSON 1995
- [2] Manuel de Maintenance de la Turbine MS5002b Nuovo Pignon
- [3] Turbine à Gaz « centre de formation Nuovo Pignone, Florence »
- [4] Manuel de Service pour Turbine à Gaz MS5002b, volume 1, Nuovo Pignone
- [5] P.CHAMBADAL, « les turbines à gaz », EYROLLES 1976
- [6] R.OUZIAUX , T.PERRIER, « Mécanique des Fluides Appliquée », DUNOD 1978
- [7] Hand Book of Thermodynamique
- [8] RICHARD T.C.HARMAN, « Gaz Turbine Engineerin »
- [9] K.RAZNJEVIC « Tables et Diagrammes Thermodynamiques », EYROLLES 1970

ANNEXE

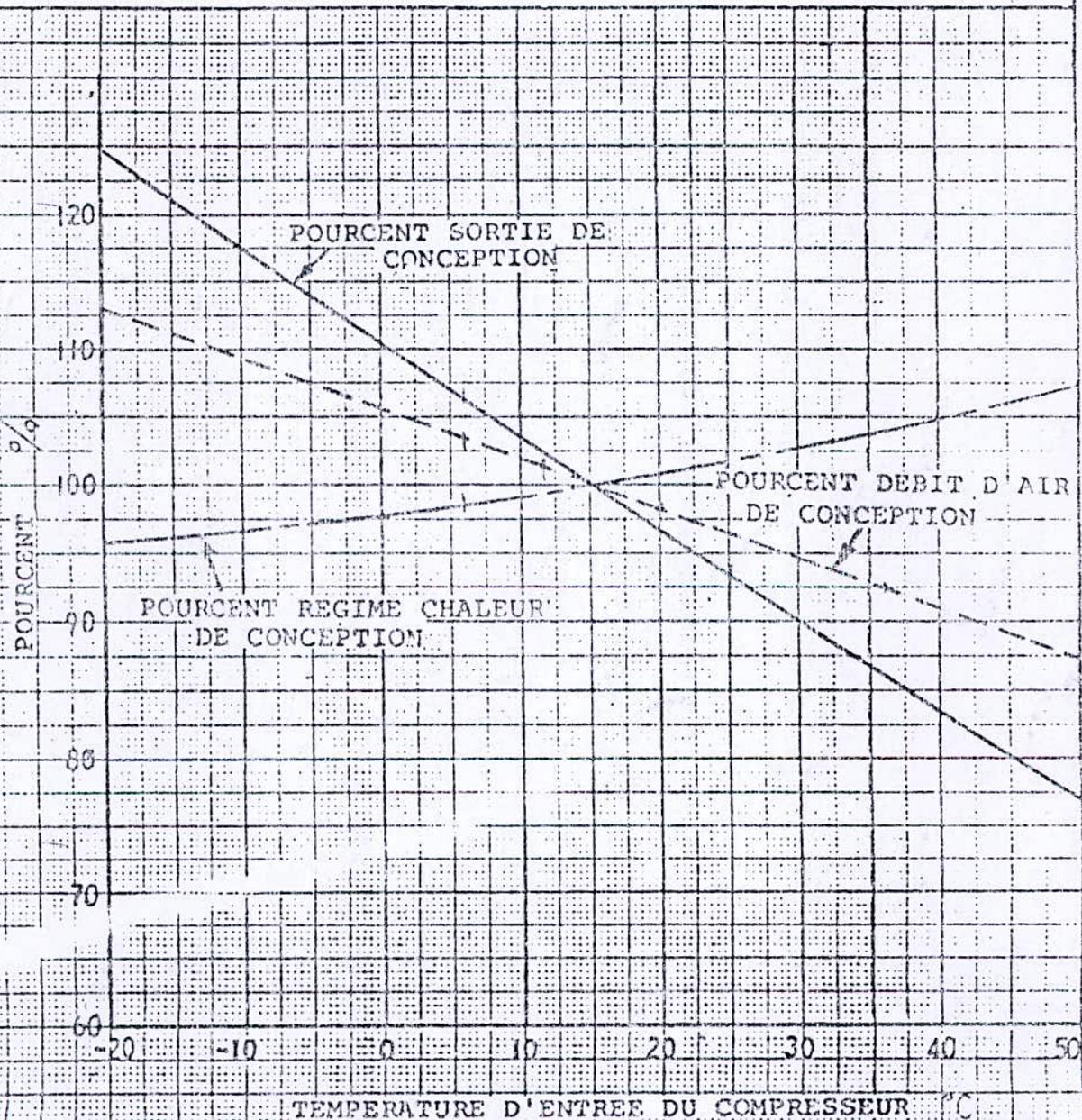
TURBINE A GAS MODELE SERIES 5332B

EFFET DE TEMPERATURE D'ENTREE DE COMPRESSEUR SUR LA SORTIE
MAXIMALE, DEBIT D'AIR ET REGIME DE CHALEUR SOUS VITESSE 100%

NOTES: 1) VITESSE DE CONCEPTION D'ARBRE HP 5100 TPM

2) VITESSE DE CONCEPTION DE TURBINE DE CHARGE

4670 TPM



FACTEUR DE CORRECTION D'ALTITUDE DE TURBINE A GAZ POUR
 SORTIE ET CONSOMMATION DE CHALEUR ET AUSSI ALTITUDE
 VS
 PRESSION ATMOSPHERIQUE.

- NOTES: 1) PRESSION D'ALTITUDE CALCULEE SUIVANT LES METHODES
 DU RAPPORT NACA NO. 218
 2) REGIME CHALEUR ET EFFICACITE THERMIQUE NON AF-
 FECTES PAR ALTITUDE.

