

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

ÉCOLE SUPÉRIEURE DE TECHNOLOGIES INDUSTRIELLES

- ANNABA -



المدرسة العليا للتكنولوجيا الصناعية -

عنابة -

Année/2020

DEPARTEMENT DU SECOND CYCLE

FILIÈRE

GENIE MECANIQUE

MEMOIRE

Présenté en vue de l'obtention du diplôme d'Ingénieur d'État

Etude thermodynamique de la turbine à gaz LM 2500 au niveau du champ de gaz HASSI
R'MEL

Spécialité

Énergétique et Développement Durable

Par

BELHIS SID ALI – DJEKIREF MED AYMEN

Sous la direction de :

LASKRI Nabila

Grade

MCB

Établissement d'affiliation

ESTI Annaba

Devant le jury

Président :

AZZOUZ Salah Eddine

Pr.

ESTI Annaba

Examineurs :

MCB

ESTI Annaba

MCB

ESTI Annaba

SOMMAIRE

Remerciements	
Dédicace	
Nomenclature	
Liste des figures	
Résumé	
Introduction générale	1
CHAPITRE I :	
Présentation du site	
I.1 Introduction	3
I.2 Présentation du champ de HASSI R'MEL	3
I.2.1 Situation géographique	3
I.2.2 Historique du champ de HassiR'mel	4
I.3 Direction régionale de HASSI R'MEL	5
I.3.1 Rôle des directions	6
I.3.2 Rôle des Divisions	7
I.3.3 Centre de formation	8
I.4 Les installations gazières à HassiR'mel	8
I.5 Composition et Les activités du champ de HassiR'mel	9
I.6 Production du champ	12
I.7 Conclusion	12
CHAPITRE II :	
Généralités et Etude théorique des turbines à gaz	
II.1 Généralités sur la turbine à gaz	13
II.1.1 Introduction	13
II.1.2 Historique des turbines à gaz	13
II.1.3 Classification générale des turbines	14
II.1.3.1 Par le mode de construction	15
II.1.3.2 D'après le mode de travail	16
II.1.3.3 Selon le cycle	17
II.1.4 Composants d'une turbine à gaz	19
II.1.5 Principe de fonctionnement	21
II.1.6 Principales utilisations de la turbine à gaz	22
II.1.7 Technologie des turbines à gaz	23
II.1.8 Avantages et inconvénients des turbines à gaz	24
II.2 Etude théorique d'une turbine à gaz	25
II.2.1 Introduction	25
II.2.2 Cycle thermodynamique	25

II.2.3	Expression du Rendement	27
II.2.4	Cycle réel de la turbine à gaz	29
II.2.5	Cycle avec pertes en cours de compression et détente	30
II.2.6	Cycle avec pertes de charge en cours de combustion	31
II.2.7	Conclusion	32
CHAPITRE III :		
Description de la turbine a gaz LM2500		
III.1	.Introduction	33
III .2.	Présentation de la turbine a gaz LM 2500	33
III .3.	Caractéristiques de la turbine LM 2500	33
III .3.1.	Données générales de conception	33
III .3.2.	Section principale de la turbine	34
III .3.3.	Systèmes auxiliaires de la turbine	36
III.4	Conclusion	40
CHAPITRE IV :		
Calculs thermodynamiques dans une turbine à gaz LM 2500		
VI .1	Introduction	41
VI.2	Cycle thermodynamique de la turbine LM 2500	41
IV.3	Bilan matière et énergétique dans la chambre à combustion	42
IV.4	Caractéristiques de la turbine LM2500 donné par le constructeur selon les normes ISO	47
IV.5	Calcul du rendement de la turbine LM 2500	48
IV.6	Conclusion	48
Conclusion générale		49
Références bibliographiques		50

REMERCIEMENTS

D'abord, Nous tenons à remercier le Dieu Tout-Puissant, Allah, qui nous a donné assez de force et de patience pour mener à terme ce travail. Nous remercions notre encadreuse M^{me}. LASKRI NABILA pour son encadrement, pour sa patience, ses conseils et ses précieuses Directives, pour sa disponibilité malgré la propagation du virus (convid19) et sa sympathie tout au long de notre travail et qui nous ont permis de progresser et de réaliser ce mémoire.

Nous remercions les membres du jury pour avoir accepté de juger mon travail, veuillez agréer nos sentiments d'estime et de haute considération. Et nous exprimons notre gratitude pour l'ensemble des enseignants de l'école supérieure de technologies industrielles d'Annaba ESTI –ANNABA-.

Nous remercions également toute l'équipe de boosting SONATRACH.

Enfin, On exprime notre très grande reconnaissance à nos familles, et tous nos proches pour leur encouragement, pour tous les soucis causés surtout en cette critique période.

DEDICACES

Je dédie ce modeste travail à :

Mes chers parents pour leur soutien et leur encouragement durant toute ma carrière d'étude.

Mes frère (Ahmed, Mustapha amine et Med Saleh)

Toute ma grande famille, A tous les étudiants de Génie Mécanique,

Ainsi qu'à tous mes amis et tous qui me Connaissent.

SID ALI

Je Dédie ce simple travaille à mes très chère parents, pour leur patience, leurs sacrifices et leurs encouragement.

Ma mère qui m'a soutenu et m'a encouragé et a prié durant tout sa vie afin que je puisse réussir.

à mon père qui est toujours prêt à tout sacrifier pour moi, mon frère et mes sœurs qui sont toujours prêt à tout donner ; sans eux je ne serai jamais arrivé là où je suis.

A tous mes amis qui m'ont aidé et m'ont donné le courage de persévérer.

MOHAMMED AIMEN

NOMENCLATURE

Variable	Désignation	Unité
Va	Chaleur de vaporisation de l'eau	[m ³ /h]
T	Température	[k]
P	Pression	[bar]
C_p	Chaleurs spécifiques à pression constante	[J/(kg.°C)]
C_v	Chaleurs spécifiques à volume constant.	[J/(kg.°C)]
R	Constante spécifique de gaz parfait	[J/ (kg. k)]
P _u	Puissance utile	[KW]
N	Vitesse de rotation	[tr/min]
PC _i	Pouvoir calorifique inférieur d combustible	[KJ/Kg.K]
τ	rapport de compression	/
λ_k	Caractéristique de MEKONOVLOV	/
E	Coefficient d'excès d'air	/
G ₀	Débit massique théorique d'air	[Kg _{air} / Kg.K]
P	masse volumique	[Kg/m ³]
$\dot{m}_a$	Débits massiques de l'air	[kg/s]
$\dot{m}_g$	Débits massiques des gaz	[kg/s]
Wc	Travail mécanique du compresseur	[j/kg]
Wt	Travail mécanique du turbine	[j/kg]
$\dot{m}_{cc}$	débit massique du combustible	[kg/s]
Q _{rec}	quantité de chaleur récupérée	[KW]
C	vitesse de l'air	[m/s]
X	humidité relative de l'air	[Kg _{eau} /Kg _{air}].
q_v	débit volumique de l'air	[m ³ /s]
W _u	Le travail utile	[j/kg]
η_{th}	Le rendement thermique de la machine	/
U	l'énergie interne	[j/kg]
η_t	Rendement de la turbine	
η_c	Rendement de compresseur	
V _m	volume molaire	L/mol ⁻¹
Λ	Le coefficient d'air théorique	

LISTE DES FIGURES

Figure I-1 : Situation géographique de la région de Hassi R'mel	4
Figure I-2 : Organigramme de la direction régionale de Hassi R'mel	6
Figure I-3 : Composition du parc exploitation.	12
Figure II-1 : Schéma représentatif de la turbine à gaz	13
Figure II-2 : Classification générale des turbines	15
Figure II-3 : Schéma d'une turbine à un seul arbre	16
Figure II-4 : Schéma d'une turbine à deux arbres	16
Figure II-5 : Turbine à gaz à cycle fermé	17
Figure II-6 : Turbine à gaz à cycle ouvert.	18
Figure II-7 : Turbine à récupération	19
Figure II-8 : Représentation de l'entrée de l'air	19
Figure II-9 : Représentation du compresseur (stator, rotor)	20
Figure II-10 : Chambre de combustion	20
Figure II-11 : Représentation d'une roue de turbine	21
Figure II-12 : Illustration du principe de fonctionnement d'une turbine à gaz	21
Figure II-13: Cycle T-S d'une turbine à gaz	22
Figure II.14 : Schéma d'une turbine à gaz à circuit ouvert	26
Figure II.15 : Cycle avec pertes en cours de compression et de détente dans le diagramme entropique	30
Figure II.16 : cycle avec pertes de charge en cours de combustion dans le diagramme entropique	31
Figure III.1 : Présentation de la turbine à gaz LM 2500	33
Figure III.2 : rotor du compresseur de la turbine à gaz LM 2500	34
Figure III .3 Chambre de combustion de la turbine à gaz LM 2500.	35
Figure III.4 Système d'admission, filtre à air	36
Figure III.5: Circuit d'air de refroidissement et d'étanchéité	39
Figure VI.1 : Cycle de Brayton idéal	42
Figure VI.2 : Cycle réel de Brayton	42
Figure VI.3 : Caractéristiques de la turbine à gaz LM2500	47

LISTE DES TABLEAUX

Tableau III.1 : Donnée générales de conception	33
Tableau IV.1 : Composition moyenne du gaz naturel de Hassi R'mel	43
Tableau IV.2 : Composition des gaz d'échappement	45
Tableau IV.3 : Les paramètres de fonctionnement de la turbine à gaz LM 2500	47
Tableau IV.4 : Rendement de la turbine LM2500 la nuit et le jour.	48

RESUMÉ

Les turbines à gaz (TAG) ont connu ces dernières années un développement considérable dans de nombreuses applications industrielles en particulier dans le domaine des hydrocarbures et de la production d'énergie électrique.

Malgré de nombreux avantages, leur haute sensibilité à l'influence de la température de l'air ambiant qui varie considérablement entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve variant,

Les calculs du rendement de la Turbine LM2500 sont effectués pour une journée de fonctionnement pour voir l'influence des changements climatiques du matin au soir sur le fonctionnement de cette turbine. Les mesures dont on a besoin pour les calculs, ont été prises sur le site, dans la région de HASSI R'MEL.

Abstract

Gas turbines (TAG) have undergone considerable development in recent years in many industrial applications, particularly in the field of hydrocarbons and the production of electrical energy.

Despite many advantages, their high sensitivity to the influence of the ambient air temperature which varies considerably between day and night, summer and winter, means that the thermal operating efficiency of these machines is reduced. find variant,

The performance calculations of the LM2500 Turbine are carried out for a day of operation to see the influence of climate change from morning to night on the operation of this turbine. The measurements needed for the calculations were taken on site, in the HASSI R'MEL region.

ملخص:

شهدت توربينات الغاز (TAG) تطورًا كبيرًا في السنوات الأخيرة في العديد من التطبيقات الصناعية، لاسيما في مجال الهيدروكربونات و إنتاج الطاقة الكهربائية.

على الرغم من العديد من المزايا، إلا أن حساسيتها العالية لتأثير درجة حرارة الهواء المحيط والتي تتفاوت بشكل كبير بين النهار و الليل، والصيف والشتاء، تعني تقليل كفاءة التشغيل الحراري لهذه الآلات. ابحث عن البديل.

يتم إجراء حسابات أداء التوربين LM2500 ليوم تشغيل لمعرفة تأثير تغير المناخ من الصباح إلى الليل على تشغيل هذا التوربين. تم أخذ القياسات اللازمة للحسابات في الموقع في منطقة HASSI R'MEL.

Introduction Générale

Introduction générale

L'Algérie possède environ 10 % de réserve mondiale en gaz naturel, elle se place au cinquième rang international. Plus de 50 % de ces réserves connues sont concentrées dans le gisement de Hassi-R'mel.

L'industrie des hydrocarbures dans le monde actuel connaît une évolution phénoménale et prend de plus en plus d'ampleur et d'importance ; cela est une conséquence inévitable de la hausse continue de la demande sur le marché, et les intérêts économiques mis en jeu.

Pour éjecter le gaz des puits, par manque de pression, il faut opérer à la réinjection du gaz naturel dans ces derniers. Ce manque de pression est devenu une préoccupation primordiale pour augmenter la pression du gisement et faire un maximum de production.

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

La société nationale de transport et de commercialisation des hydrocarbures (SONATRACH) jouant un rôle important dans l'économie nationale, se voit dans l'obligation de faire face à cette situation, pour satisfaire ses contrats et consolider sa 14ème place au plan international.

Pour cela, SONATRACH suit une politique stricte, qui évite au maximum les arrêts de production et oblige le service maintenance d'adapter sa stratégie afin d'assurer une plus grande disponibilité des équipements, tout particulièrement ceux de position critique par rapport au processus de production, telles que les turbine à gaz très répandues dans le secteur pétrolier.

Le champs le plus important est celui de Hassi R'mel avec son réserve important en gaz naturel est considéré comme le poumon de l'Algérie. il est situé entre les villes de LAGHOUAT et GHARDAIA. (Le gisement couvre une surface de 3500 Km²).

Un gaz naturel brut est rarement transporté et utilisé en l'état brut. Le producteur est, en effet, contraint de livrer à la consommation un gaz conforme aux spécifications réglementaires édictées par les pouvoirs publics pour assurer la sécurité du transport et des usagers. Le gaz doit être sec, dans les conditions de température et pression de transport,

Introduction générale

c'est-à-dire qu'il devra ne pas présenter de phase liquide sous forme d'eau ou d'hydrocarbures.

La mise à disposition du gaz naturel nécessite la construction des gazoducs permettant d'acheminer le gaz depuis la source d'injection jusqu'aux puits injecteurs. Ceci impose la nécessité de réseaux, formés de conduites, canaux et divers appareils dans lesquels circule le gaz. Parmi les installations essentielles pour le transport du gaz sont les turbines à gaz. L'objectif de notre travail consiste à étudier l'influence de la fluctuation de la température jour et nuit sur le rendement de la turbine à gaz ML2500 située à HASSI R'MEL et dont le rôle principale est le transport du gaz naturel de champs de gaz jusqu'à ARZWE (ORAN).

Pour mener à bien notre projet nous avons élaboré le plan suivant : Le premier chapitre: servira à faire une brève présentation du champ de gaz Hassi r'mel. Le deuxième chapitre: nous donnerons quelques généralités les turbines à gaz. Le troisième chapitre: est réservé à la description de la turbine à gaz LM2500. Dans le quatrième chapitre, un calcul thermodynamique de l'installation de la turbine à gaz LM2500 détaillé a été présenté, Dans un premier temps le calcul a été fait avec les conditions de fonctionnement ISO tout en prenant en considération tous les facteurs influençant de près ou de loin les performances de la turbine, notamment le débit du fuel gaz consommé, et le débit d'air nécessaire pour faire la combustion. Et enfin une conclusion générale est donnée à la fin de ce travail.

Chapitre I

Présentation du site d'étude

I. Présentation du site d'étude

I.1 Introduction

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

Après 1921, le gaz naturel s'est progressivement développé avec le développement de la technologie mondiale. En raison de son coût et de sa disponibilité attrayante, il est utilisé comme gaz domestique et comme principale source d'énergie pour le transport et la production d'électricité dans le secteur industriel.

L'Algérie possède environ 10% de réserve mondiale en gaz naturel, elle se place au cinquième rang international.

Plus de 50% de ces réserves connues sont concentrées dans le gisement de Hassi R'mel.

I.2 Présentation du champ de HASSI R'MEL

I.2.1 Situation géographique

Le site gazier de Hassi R'mel est situé à une distance de 550 Km de la capitale et à 120Km de la wilaya de Laghouat, sur une altitude d'environ 755 m.

Le paysage est constitué d'un vaste plateau rocailleux.

Le climat est caractérisé par une humidité moyenne de 20 % en été et de 34 % en hiver, avec une faible pluviométrie (180mm/ans).

Les amplitudes sont importantes variant de – 5°C en hiver à 45°C en été. La région est principalement soufflée par un vent fort réduisant la visibilité à 15 m.

Le gisement Hassi R'mel est considéré comme l'un des plus grands gisements de gaz naturel de l'État à l'échelle mondiale. Il a une forme ovale avec une superficie de plus de 3500km² (70 km du nord au sud, 50 km d'est en ouest). Il est situé à une profondeur de 2200 m. La capacité du gisement est de l'ordre de 3000 milliards de mètre cubes récupérables.

Le gisement de Hassi-R'mel contient essentiellement les éléments suivants :

Chapitre I : Présentation du site d'étude

- Gaz naturel
- Gaz de pétrole liquéfié GPL
- Condensat – Gazoline – Liquide

Plusieurs entreprises nationales et étrangères se partagent l'exploitation du site gazier de Hassi-R'mel à l'instar de SONATRACH, SONELGAZ, ENGTP, GENERAL ELECTRIC, NUOVO PIGNONE, JGC...etc.



Figure I.1 Situation géographique de la région de Hassi R'mel.[4]

I.2.2 Historique du champ de Hassi R'mel

Le développement de Hassi-R'mel est étroitement lié au développement de l'industrie mondiale du gaz naturel.

Le premier forage au niveau du gisement de Hassi-R'mel, à quelques kilomètres de BERIANE, a été réalisé en 1956 et dénommé HR1. La profondeur du puits était de 2 132 m, et qui révéla la présence d'un réservoir de gaz humide sous une forte pression (310 bar au fond).

De 1957 à 1960, huit(08) autres puits (HR2, HR3, HR4, HR5, HR6, HR7, HR8, HR9) ont été forés pour la délimitation du gisement et l'évaluation des réserves, qui sont initialement estimés à 2 800 milliards m³, sous une superficie de 3 500 Km².

Des recherches approfondies sur le réservoir permettent de déterminer avec précision le type et la proportion d'hydrocarbures contenus dans le gisement Hassi-R'mel voir:

- le gaz (200g/m^3)
- le condensat (80 g/m^3) et le GPL.
- Les études complémentaires qui ont été menées au fur et à mesure au niveau du réservoir ont mis en évidence la présence du pétrole brut autour du gisement, et plus particulièrement dans les parties Est et Sud du champ.

On parle ainsi d'une présence d'anneau d'huile (pétrole brut).

Le gisement de HassiR'mel se compose de trois grands réservoirs:

- **Réservoir A** : S'étend sur tout le champ de HassiR'mel, son épaisseur varie sur l'ensemble du champ de 15 à 30 m.
- **Réservoir B** : Il est limité entre la zone centrale et la zone nord du champ, cette couche représente 13 % des réserves.
- **Réservoir C** : Il s'étend sur la majeure partie du champ sauf la zone sud, c'est le plus épais des trois niveaux et le plus important.

I.3 Direction régionale de HASSI R'MEL

Sa tâche principale est de développer et d'extraire des hydrocarbures . Pour cette raison, afin de répondre correctement à son plan de charge de travail, il a sous les départements et départements indiqués dans l'organigramme suivant:

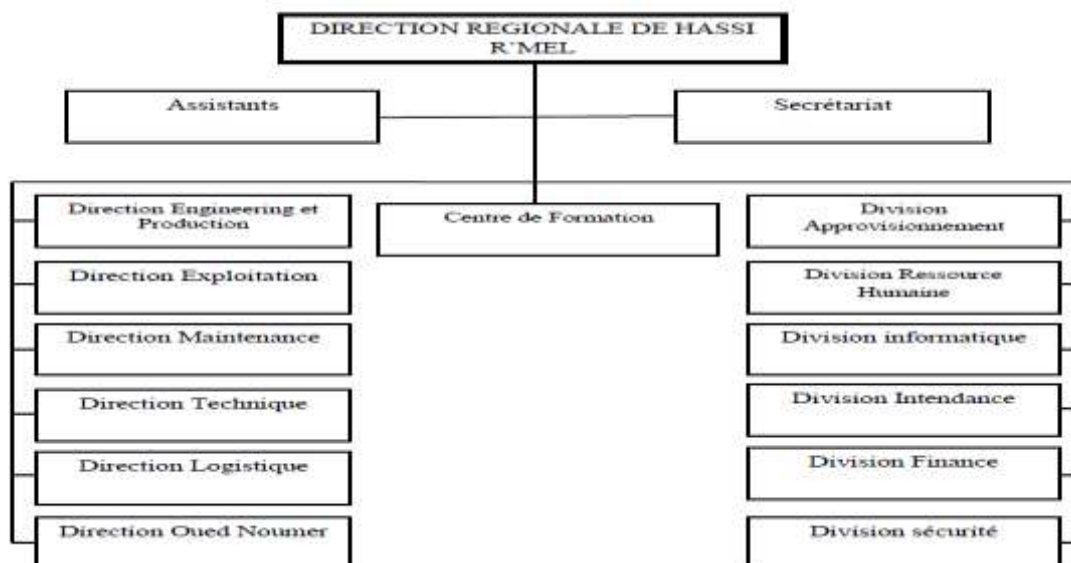


Figure I.2: Organigramme de la direction régionale de Hassi R'mel..[4]

I.3.1 Rôle des directions

- **Direction Engineering et Production**

L'objectif est de planifier, développer, organiser et mettre en œuvre des services techniques opérationnels.

Elle intervient aussi dans toutes les installations de puits de pétrole et les centres de traitement du pétrole.

- **Direction Exploitation**

Sa tâche principale est d'exécuter les plans de production, de traitement et d'injection des hydrocarbures établis dans la zone.

- **Direction Maintenance**

Son rôle est de planifier, développer, organiser et mettre en œuvre des réserves de maintenance qui sont liées à diverses activités actuelles et futures (mécanique, électrique et instrumentation) dans la région.

- **Direction Technique**

Sa mission est de planifier, développer, organiser et mettre en œuvre des capacités de construction pétrolière qui répondent aux besoins de développement du champ Hassi-R'mel.

- **Direction Logistique**

Elle a pour objectif, la réalisation des travaux de génie civil, l'entretien de tous les locaux et logements, électricité bâtiment, plomberie et menuiserie.

I.3.2 Rôle des Divisions

- **Division Approvisionnement**

Son objectif est de fournir, développer, organiser et fournir des matériaux, des équipements, des outils de construction et de grandes machines.

- **Division Ressources Humaines**

Son rôle est d'organiser et de contrôler les activités dans la région en termes de recrutement, formation, gestion du personnel, protection sociale, activités culturelles et gestion administrative générale.

- **Division Informatique**

L'objectif est de gérer, développer et maintenir des outils informatiques dans toute la région

- **Division Intendance**

Sa tâche principale est la prestation de service de restauration, l'hébergement et la gestion des patrimoines.

- **Division Finance**

Son rôle est la prestation des services de trésorerie, de comptabilité générale et de gestion.

- **Division Sécurité**

Elle a pour but le contrôle, l'organisation et le maintien d'un haut niveau de sécurité du personnel et des biens.

Le développement de la sécurité est la principale tâche de la division sécurité.

I.3.3 Centre de formation

La formation à Hassi-R'mel a commencé en 1976, suite au développement du pôle de Hassi-R'mel. A l'origine, c'était un petit centre de formation de 250 places.

Le développement du champ gazier Hassi-R'mel, la demande croissante de formation structurelle et la poursuite de l'adaptation aux nouvelles technologies ont conduit à la décision de créer un nouveau centre de formation. Ouvert en 1998.

I.4 Les installations gazières à Hassi-R'mel

Le plan d'ensemble des installations gazières implantées sur le champ de Hassi-R'mel est élaboré de façon à avoir une exploitation rationnelle du gisement et pouvoir récupérer le maximum de liquide.

Cinq modules de traitement des gaz (0, 1, 2, 3 et 4) par rapport aux deux stations de compression (Station Nord et Station Sud), pour avoir un meilleur balayage du gisement.

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

a/ Zone Nord : Constituée de :

- Usine de traitement de gaz (Module 03)
- Station de compression Nord.

b/ Zone Centrale : 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)

c/ Zone Sud : Constituée de :

- Usine de traitement de gaz (Module 02).
- Usine de traitement de gaz (Djebel Baissa).
- Station de compression (HassiR'mel Sud).

I.5 Composition et Les activités du champ de Hassi-R'mel

I.5.1 Modules

Le module est l'abréviation de "module processing plant", qui représente une usine de traitement de gaz naturel à l'échelle industrielle.

Cinq modules ont été installés sur le champ de HassiR'mel, quatre ont une capacité unitaire de 60 millions m³/ jour.

Le cinquième module, le plus ancien (module 0), a une capacité de traitement unitaire de 30 millions m³/ jour.

Les modules 1 et 0 ont des unités complémentaires communes, également appelées "communes" ou "Phase B".

Les modules de traitement de gaz sont reliés pour le stockage des hydrocarbures liquides (GPL, condensât) à la station CSTF.

Pour la réinjection de gaz, il existe deux stations de réinjection, chacune avec un débit de 90 millions de mètres m³/ jour.

Le parc compte 5500 machines tournantes, 2000 équipements statiques et 16000 appareils d'instrumentations

I.5.2 Stations de compression

Le rôle de ces stations est de réinjecter du gaz sec au niveau du gisement pour maintenir la pression afin de récupérer le maximum de liquide (GPL et condensats).

L'objectif de la station de compression Nord-Sud est de réguler la pression de l'air sur les marchés nationaux et internationaux.

Chaque station contient 18 turbocompresseurs et chaque paire de turbocompresseurs forme une ligne de compression.

La capacité de réinjections de chaque unité des deux stations de compressions Nord-Sud est de 90 millions m³/jour.

La compression s'effectue en deux étages BP et HP avec un refroidissement intermédiaire assuré par des aéroréfrigérants.

I.5.3 Stations Boosting

Ces stations sont conçues pour comprimer le gaz brut dans les puits de production afin de maintenir la pression d'entrée de 120 bars à l'état de fonctionnement du module de traitement de gaz.

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

Turbocompresseur K-901 est fabriqué par la société italienne NUOVO PINI OGNE, il peut comprimer 75 bars de gaz brut, avec une pression maximale d'environ 120 bars.

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

- **Les différentes stations Boosting**

Les Trois stations sont réparties comme suite :

- **Station Boosting centrale** : qui augmente la pression qui provient de 92 puits producteurs pour les modules MPP0, MPP1 et MPP4.
- **Station Boosting Nord** : qui augmente la pression qui provient de 38 puits producteurs pour le module MPP3.
- **Station Boosting Sud** : qui augmente la pression qui provient de 40 puits producteurs pour le module MPP2.

Ces stations sont conçues pour comprimer le gaz brut à une pression supérieure à 100 bars afin de maintenir le fonctionnement durable des cinq modules.

I.5.4 Station de Récupération des Gaz Associés (SRGA)

C'est une unité qui a démarré le 18 avril 1999, avec une capacité de 4000 m³/jour. Cette station comporte quatre turbocompresseurs avec une capacité de 1 millions de m³/jour.

I.5.5 Centre National de Dispatching Gaz (CNDG)

Il se compose d'un ensemble d'appareils, tels que "tuyaux, vannes automatiques, appareils de réglage, appareils de mesure, etc. » commandés à partir d'une salle de contrôle, et qui permet la récupération de toute la quantité du gaz généré dans le module des zones de production pour assurer leur distribution sur différentes destinations, à savoir :

- Les centrales de production d'électricité.
- Les usines de liquéfaction du gaz naturel GN à Arzew et Skikda.
- Les stations de compression et de réinjection du gaz dans les gisements de HassiR'mel.
- La consommation domestique et industrielle du pays.
- Les gazoducs desservant l'Italie via la Tunisie.
- Les gazoducs desservant l'Espagne via le Maroc.

I.5.6 Centre de Stockage et Transfert (CSTF)

Tous les condensats et GPL produits par le module de traitement des gaz sont envoyés au CSTF, qui est situé dans la zone centrale de Hassi-R'mel.

Là, ils ont éliminé toute l'eau résiduelle et calculé avant l'expédition à ARZEW.

Le CSTF comprend:

- Trois (3) bacs de 35 000 m³ et quatre (4) bacs de 45 000 m³ pour le stockage des condensats.
- Douze (12) sphères, chacune de 7000 m³, pour le stockage du GPL. Sous l'effet de la température ambiante, la vapeur formée dans la sphère est comprimée par le turbocompresseur, condensée, puis renvoyée au stockage pour éviter la combustion du GPL.

I.5.7 Anneau d'huile

En mars 1979, l'anneau pétrolier a été mis en évidence du côté Est du champ et son développement final a été réalisé de la manière suivante:

- Forage de 60 puits pour la production d'huile.
- Construction de 5 centres de traitement d'huile (CTH1, CTH2, CTH3, CTH4 et CTHSUD).

I.5.8 Salles de contrôle

C'est à partir de la salle de contrôle que sont données toutes les instructions aux opérateurs sur site, en se basant sur les indications des instruments et des diagrammes d'enregistrement.

Les salles de contrôles, auparavant gérées par un système conventionnel (analogique) fonctionnent actuellement en système numérique (DCS).



Figure I.3 : Composition du parc exploitation.[6]

I.6 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
-

I.7 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté le site de Hassi R'mel où une description et quelques statistiques ont été données et qui ont montré le rôle stratégique de ce site tant au niveau national qu'international.

Chapitre II

Généralités et étude théorique des turbines à gaz

II.1 Généralités sur la turbine à gaz

II.1.1 introduction

La turbine à gaz est une machine motrice à mouvement rotatif et à combustion interne, munie d'un compresseur d'air et d'une chambre de combustion en mesure de produire un fluide sous pression et à température très élevée. En se dilatant dans l'étage de la turbine, le fluide libère de l'énergie mécanique pour entraîner le récepteur.

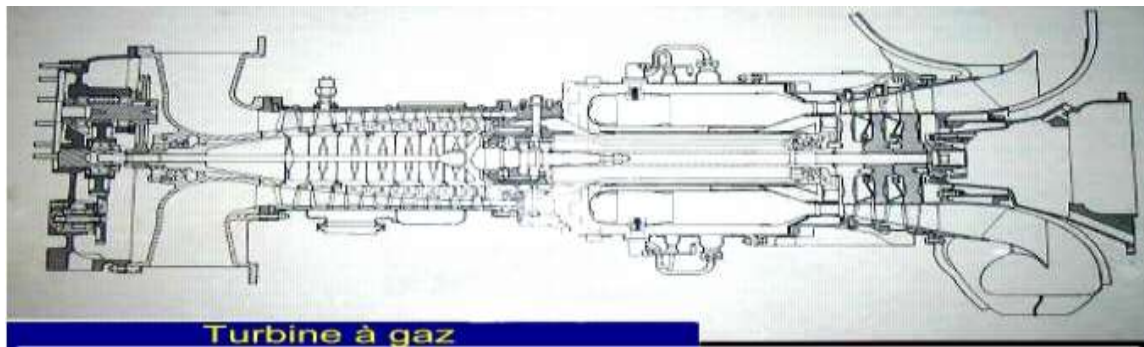


Figure II.1 : Schéma représentatif de la turbine à gaz.[7]

II.1.2 Historique des turbines à gaz

Parmi les précurseurs de la turbine à gaz moderne, on doit mentionner les inventeurs des moteurs thermiques fonctionnant avec un gaz permanent (plus précisément avec l'air chaud), bien que ces moteurs aient été conçus d'après le principe des machines à vapeur à piston. Ces inventions ont, en effet, permis de déterminer les différentes transformations qui doivent être subies par un gaz permanent servant de fluide moteur, à l'instar du cycle thermodynamique de la turbine à gaz dont certains cycles portent encore les noms de leurs inventeurs à savoir cycle de Joule, cycle d'Ericsson.

Nous présentons dans ce qui suit une évolution chronologique de la turbine à gaz :

- **1791** : Premiers brevets de turbine à gaz de John Barber, Angleterre
- **1900/1904** : Premiers essais avec la turbine à air chaud selon Stolze
- **1905** : Conception de la turbine à explosion selon Holzwarth

Chapitre II : Généralités et étude théorique des turbines à gaz

- **1906/1908** : Construction de la première turbine à explosion par BBC pour Dr.Holzwarth
- **1909-1910** : Première turbine à gaz employée industriellement en Allemagne
- **1928**: BBC reprend la fabrication d'une turbine Holzwarth améliorée
- **1933**: Mise en opération de la première turbine Holzwarthde BBC, alimentée en gaz de haut fourneau.
- **1934**: Développement de la chaudière Velox suralimentée. Environ 80 compresseurs/turbines à gaz furent installés jusqu'à 1939
- **1937**: Mise en service du premier groupe compresseur/turbine à gaz "Houdry" auprès de Marcus HookRefinery, PA, Etats-Unis d'Amérique. Puissance du groupe: 2000 Kw
- **1937** : Commande portant sur le premier groupe de turbine à gaz à cycle simple
- **1939** : Mise en service de la première turbine à gaz de 4000 kW à la centrale de Neuchâtel.

Les premières turbines à gaz sont apparues sur le marché à la fin des années 40; elles ont été généralement employées dans les chemins de fer et avait l'avantage de brûler du combustible liquide, même à faible qualité (à cause de la limitation des procédés de raffinage)..

II.1.3 Classification générale des turbines

Les turbines à gaz sont classées selon différents modes :

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

Ces trois modes sont représentés sut l'organigramme suivant :

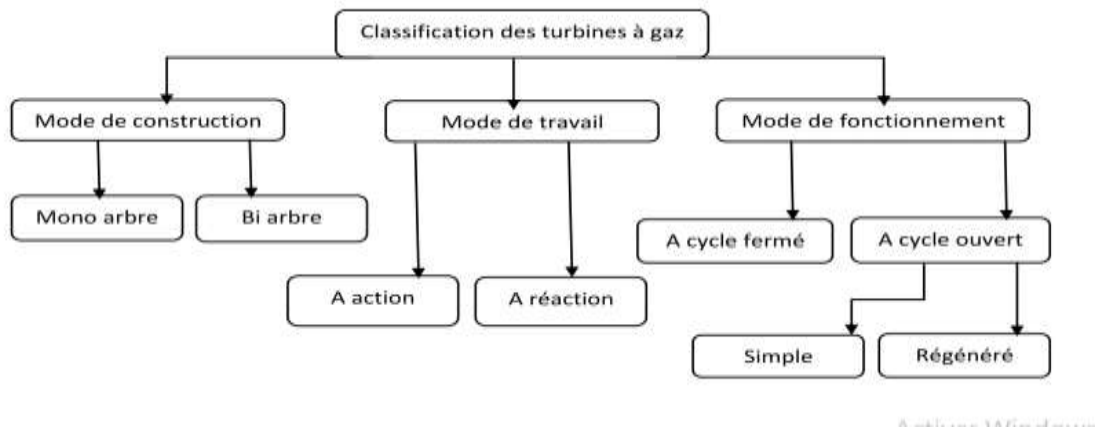


Figure II.2 : Classification générale des turbines.[6]

II.1.3.1 Par le mode de construction

La détente des gaz dans plusieurs étages sert à produire de l'énergie mécanique.

Cette énergie sert à entraîner le compresseur d'air et à fournir à l'arbre une puissance utilisable, recueillie par exemple par un alternateur.

Du fait de cette double fonction, les étages destinés à l'entraînement du compresseur peuvent être séparés des étages produisant la puissance récupérable sur l'arbre.

II.1.3.1.1 Turbine à un arbre

Dans ce type de turbine à gaz, le compresseur d'air, les turbines de détente et la machine entraînée sont sur le même arbre.

Cette solution a l'avantage d'une grande simplicité mais conduit à une plage d'utilisation de vitesse limitée, à un moins bon rendement à charge partielle qu'une turbine à deux arbres.

De plus, le moteur de lancement doit entraîner l'ensemble de la ligne d'arbre. Ce type de turbine est le plus souvent utilisée pour des applications qui n'ont pas besoin des variations de vitesse telle que l'entraînement d'alternateur pour production de l'électricité.

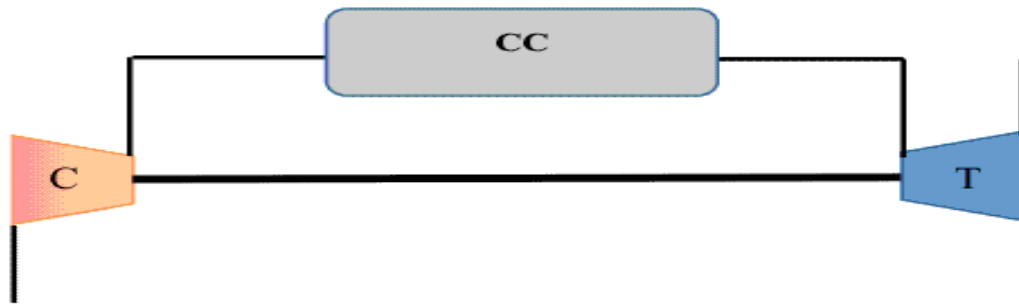


Figure II.3: Schéma d'une turbine à un seul arbre.[6]

II.1.3.1.2 Turbine à deux arbres

Dans la technologie de turbine à deux arbres, une deuxième turbine est présente dans le système. Le premier arbre associe le compresseur et la première turbine gaz à un seul arbre.

La première turbine est chargée de fournir le travail mécanique nécessaire à la compression. Le deuxième arbre est relié à la deuxième turbine dite turbine de puissance. C'est cet arbre qui entraîne la charge. C'est donc l'énergie des gaz sortant du générateur de gaz qui est réellement utilisée. Dans un tel processus, un excès d'énergie est donc nécessaire à la sortie de la première turbine pour permettre le fonctionnement de la seconde turbine. La configuration des turbines à deux arbres s'avère très utile si une variation de vitesse et de charge est prévisible, car la partie turbine de puissance peut changer de vitesse de rotation indépendamment de la première turbine.

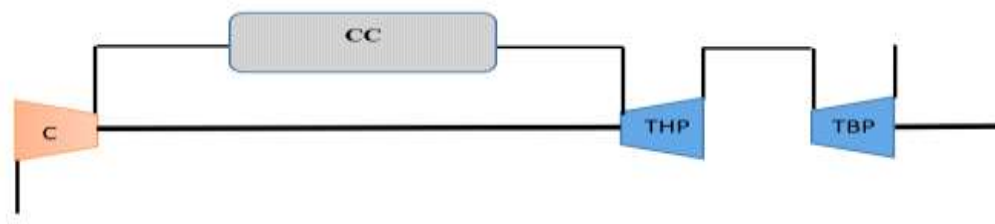


Figure II.4 : Schéma d'une turbine à deux arbres.[6]

II.1.3.2 D'après le mode de travail

II.1.3.2.1 Turbine à action

La détente s'effectue uniquement dans les canaux fixes. Toute l'énergie disponible est transformée en énergie cinétique avant l'entrée dans la roue.

II.1.3.2 Turbine à réaction

Une partie seulement de la détente s'effectue dans les tuyères avant l'entrée dans la roue. Le reste de la détente s'effectue pendant la traversée de la couronne d'aubes mobiles. Autrement dit la détente de la vapeur s'effectue dans les canaux fixes et mobiles.

II.1.3.3 Selon le cycle

II.1.3.3.1 Turbine à cycle fermée

Dans un cycle fermé le chauffage et le refroidissement sont alors assurés par des échangeurs de chaleur. L'élément actif passe successivement dans le compresseur, et la turbine sans qu'il ne puisse sortir à l'air libre. Les gaz en sortie de turbine ont en général une température trop élevée pour qu'il puisse être introduit dans le compresseur, ils sont alors refroidis dans un échangeur à basse température avant d'être recirculés vers le compresseur à la sortie duquel la chaleur est alors fournie par un échangeur à haute température, puis l'élément actif repart pour un nouveau circuit, et ainsi de suite.

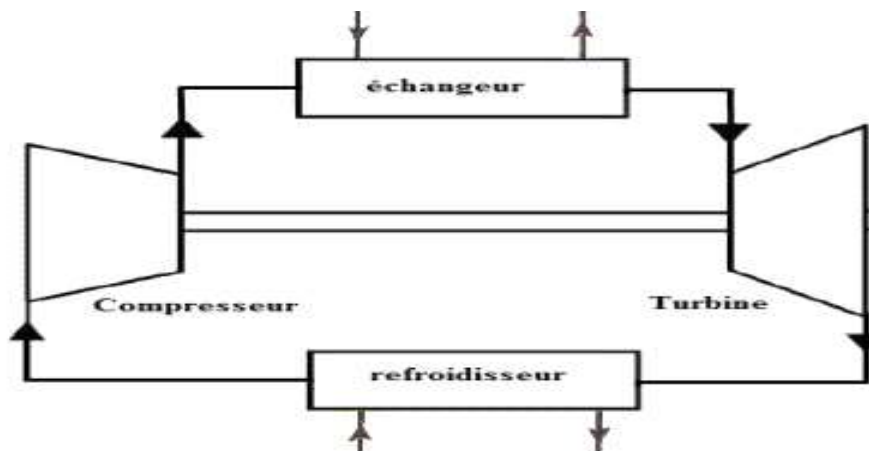


Figure II.5 : Turbine à gaz à cycle fermé. [6]

II.1.3.3.2 Turbine à cycle ouvert

C'est une turbine à gaz dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère, ce type de turbines est le plus répandu se divise en deux classes :

- Turbine à cycle simple.
- Turbine à cycle avec régénération ou mixte.

II.1.3.3.2.1 Turbine à cycle simple

C'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique après la détente dans la turbine les gaz chauds possédant encore un potentiel énergétique sont perdus dans l'atmosphère à travers la cheminée.

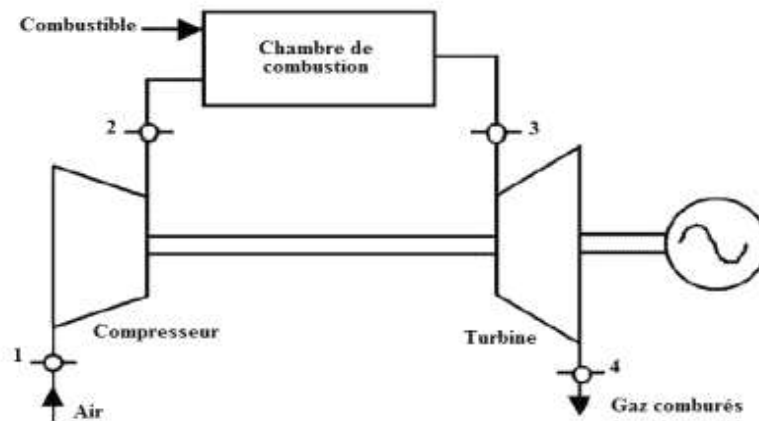


Figure II.6 : Turbine à gaz à cycle ouvert.[8]

II.1.3.3.2.2 Turbine à cycle à récupération avec régénération

Les pertes de chaleur causées par les gaz d'échappement sont les plus importantes dans l'installation de turbine à gaz.

La plupart des turbines à gaz travaillent en cycle ouvert et rejettent dans l'atmosphère des gaz à températures élevées (500 à 600 °C). Pour les valoriser et augmenter le rendement des installations de turbines à gaz il est quelquefois possible d'utiliser ces gaz d'échappement en les conduisant dans un échangeur thermique pour préchauffer l'air en sortie du compresseur et réduire ainsi la quantité de combustible à fournir à la chambre de combustion.

Il est clair que cette opération qu'on appelle régénération n'est possible que si la température des gaz en sortie de turbine est supérieure à celle de l'air en sortie de compresseur. On récupère ainsi une partie de chaleur de ces gaz qui se trouvait perdue dans l'atmosphère.

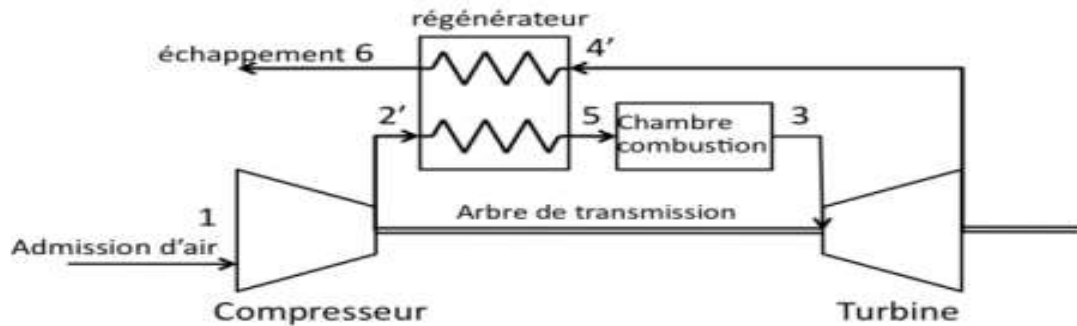


Figure II.7 : Turbine à récupération.[8]

II.1.4 Composants d'une turbine à gaz

II.1.4.1 Entrée d'air

Comporte un système de filtration générant une perte de charge qui varie de 0,3 % à 1,3% (usuellement exprimée en mm de colonne d'eau : de 30 à 130 mm CE) en fonction de son encrassement ; il est modélisé par un coefficient de perte de charge, qui peut être calé sur une perte de charge de 0,6 % à pleine puissance. L'éventuel refroidissement de l'air à l'entrée sans descendre au-dessous d'une température de 5 à 7 °C pour éviter les problèmes de givrage, s'effectue par des systèmes réfrigérants à évaporation (evaporativecooler), à brumisation d'eau (fogger) ou à fluide caloporteur froid (chiller).

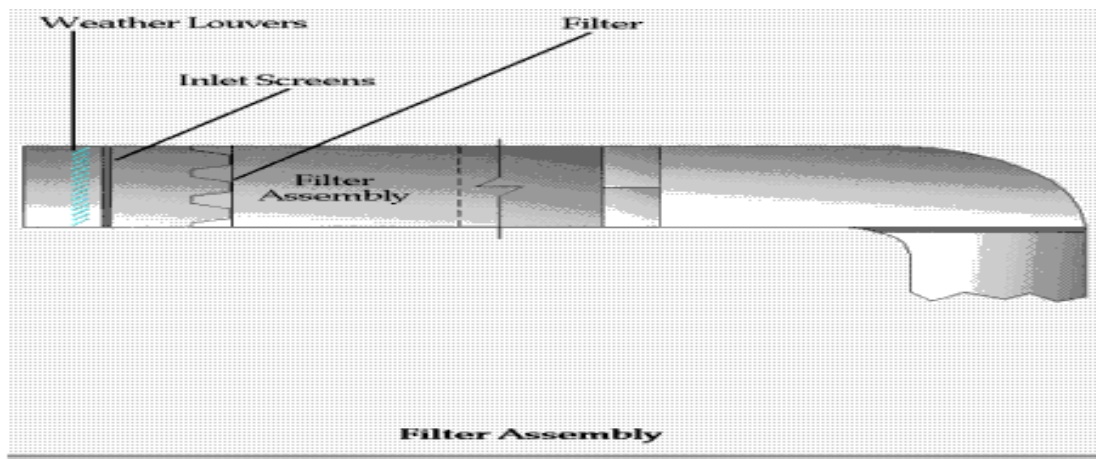


Figure II.8 : Représentation de l'entrée de l'air. [8]

II.1.4.2 Compresseur

Le compresseur fournit la quantité maximale d'air sous pression qui puisse être chauffée dans l'espace limité de la chambre à combustion. Il est composé d'un disque

entouré d'ailettes formant. En tournant, les ailettes aspirent l'air (Figure 9). Un stator formé d'ailettes fixes permet de stabiliser le flux.

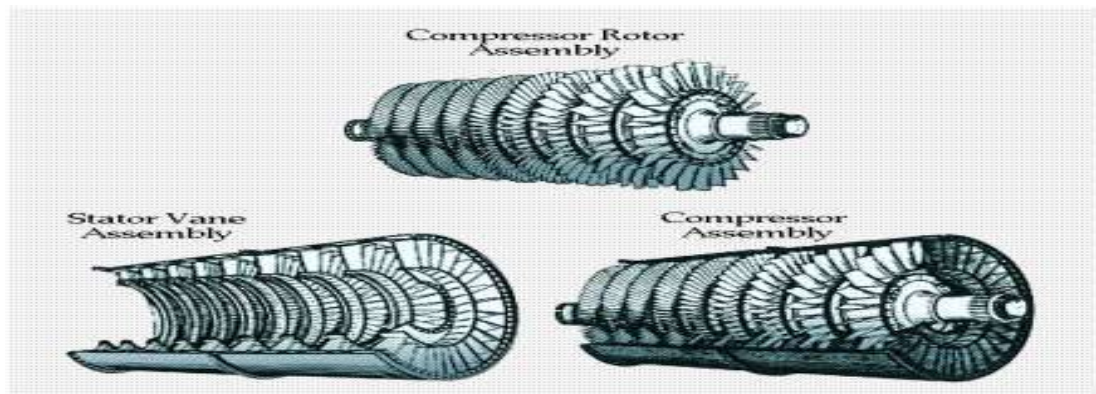


Figure II.9 : Représentation du compresseur (stator, rotor).[6]

II.1.4.3 Chambre de combustion

La chambre de combustion sera à transformer l'énergie chimique du carburant en énergie calorifique. Une fois que l'air est bien comprimé, il est dirigé dans la chambre de combustion. Plus il y a d'air et plus on peut y injecter du carburant en fonction de la stœchiométrie. Le mélange air-carburant s'enflamme, la chaleur produite provoque une forte dilatation de ce mélange et donc produit une très grande poussée. Un réacteur comporte soit plusieurs chambres de combustion soit une dite annulaire qui, comme son nom l'indique, entoure l'axe central comme un anneau.

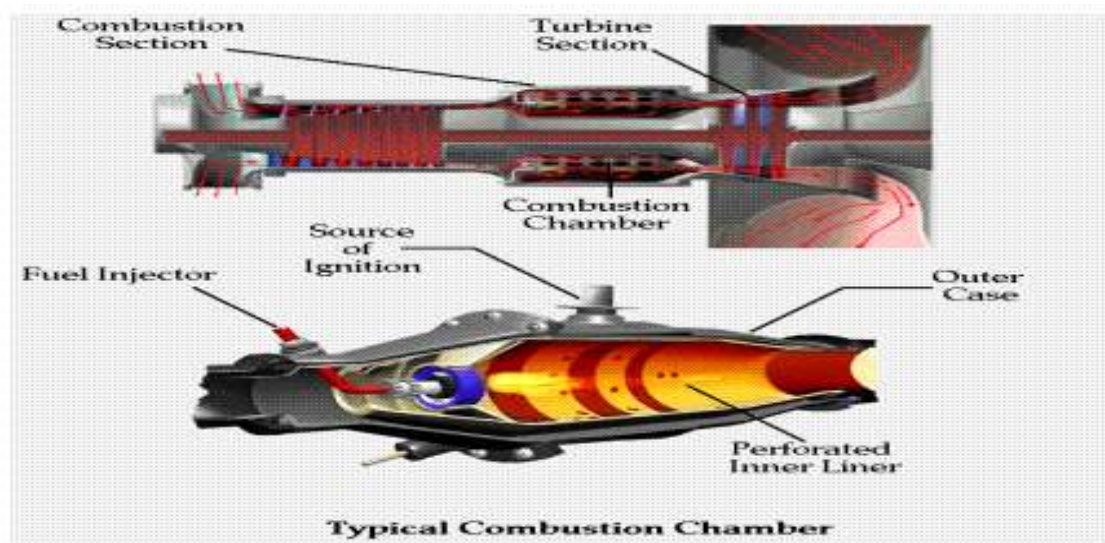


Figure II.10 : Chambre de combustion.[6]

II.1.4.4 Turbine de détente

La turbine transforme l'énergie cinétique et thermique des gaz en énergie mécanique. La turbine est reliée au compresseur par un axe central. Lorsque la turbine tourne à cause des gaz d'échappements qui frappent ses ailettes, le compresseur tourne également afin de compresser de l'air. Le principal rôle de la turbine est donc de faire tourner le compresseur. Il y a donc plusieurs turbines pour assurer la rotation des différents compresseurs.

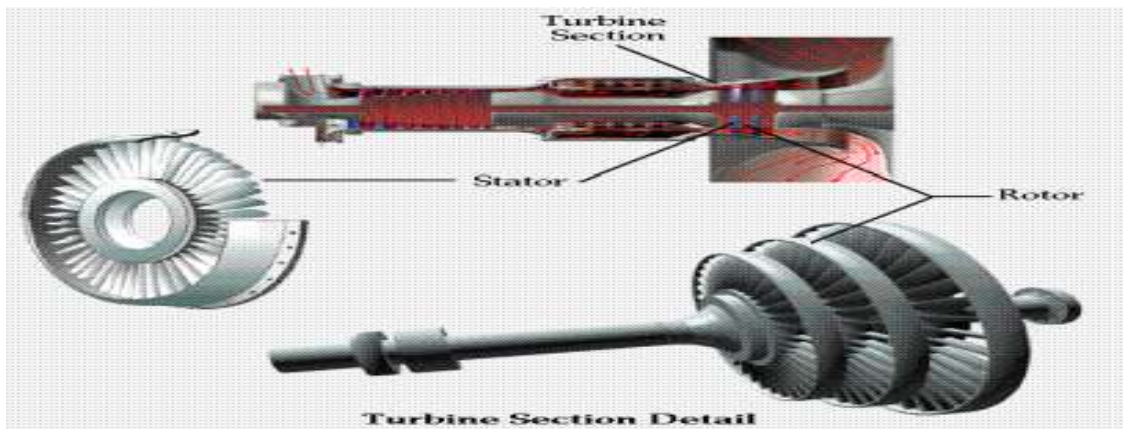


Figure II.11 : Représentation d'une roue de turbine.[6]

II.1.5 Principe de fonctionnement

Les turbines à gaz produisent de l'énergie mécanique à partir de la détente d'un gaz dans une turbine. Elles sont presque toujours associées à un compresseur et une chambre de combustion fournissant la chaleur au gaz avant sa détente dans une turbine. L'énergie mécanique produite par la turbine est transmise au compresseur par un arbre d'entraînement.

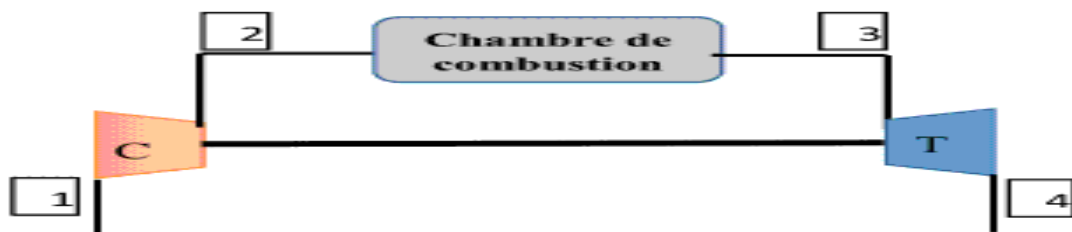


Figure II.12 : Illustration du principe de gaz.[6]

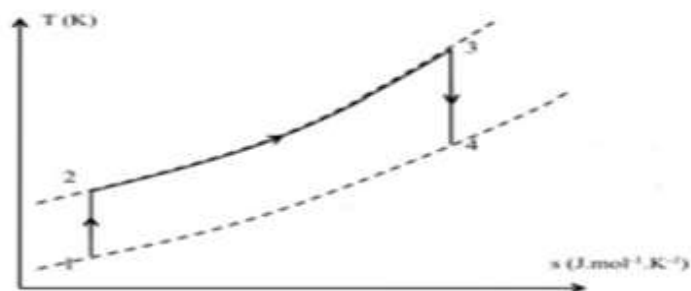


Figure II.13 : Cycle T-S d'une turbine à fonctionnement d'une turbine à gaz.[13]

La turbine à gaz fonctionne suivant trois phases qui se déroulent continuellement à savoir la compression, la combustion et la détente.

Dans un premier temps, de l'air extérieur est aspiré dans le compresseur. Le système d'admission d'air comporte généralement un filtre d'air empêchant le passage des impuretés dans la section compresseur. Dans le compresseur l'air ambiant est comprimé, il passe des conditions (1) (pression et température) aux conditions (2) où sa température et sa pression se trouvent élevées. L'air provenant du compresseur est ensuite dirigé vers la chambre de combustion.

Dans la chambre de combustion, du combustible est injecté, atomisé et mélangé avec l'air. L'oxygène de l'air sert (partiellement ou en totalité) à la combustion. On obtient un mélange gazeux sortant de la chambre de combustion aux conditions (3), avec un volume agrandi à pression constante.

A la sortie de la chambre de combustion, les gaz mêlés sont évacués vers la turbine, à travers laquelle ils se détendent. Une réduction de température et de pression se produit dans la turbine entière. En sortie de turbine, on dispose de gaz sous pression aux conditions (4).

Une partie du travail mécanique produit par la turbine sert à entraîner le compresseur.

II.1.6 Principales utilisations de la turbine à gaz

Chaque cas d'application d'une turbine à gaz comprend un nombre important de paramètres de définition 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

II.1.6.1 Production d'électricité

Cette application est extrêmement courante : l'arbre de la turbine entraîne un réducteur dont l'arbre petit vitesse entraîne un alternateur. Le système mécanique est simple et peut être comparé à un groupe turboalternateur à vapeur.

II.1.6.2 Production combinée chaleur-force

Ce type d'application est le plus courant car il permet :

- sur le plan national, d'économiser l'énergie fossile, gazeuse ou liquide, que nous importons presque en totalité.
- sur le plan industriel, d'économiser sur les dépenses énergies.

II.1.6.3 Pompage et compression

Dans tous les types d'application étudiés, il est tout à fait possible de remplacer l'alternateur entraîné par une pompe, par un compresseur ou une soufflante. Le choix entre une turbine à un ou à deux arbres dépend du type de machine accouplé à la turbine et du mode d'exploitation envisagé.

Un cycle combiné chaleur-force est encore réalisable et procure une diminution de la facture d'énergie électrique.

II.1.7 Technologie des turbines à gaz

Les particularités technologiques de la turbine à gaz sont essentiellement liées aux très hautes températures atteintes au niveau des turbines de détente (de 800 à plus de 1300°C selon les types). Cela pose des problèmes de tenue au fluage, à la fatigue, à la corrosion des aubages en particulier. Un éventuel filtrage insuffisant de l'air aspiré par le compresseur ajouterait de l'érosion comme contrainte supplémentaire.

Les turbines à gaz sont caractérisées par la haute qualité des matériaux utilisés, ils présentent l'avantage d'être des matériaux réfractaires à base de nickel ou cobalt additionné de chrome. Les ailettes obtenues par coulage à solidification orientée ou à coulage monocristal. Cela constitue une partie des solutions apportées pour y remédier aux éventuelles anomalies qui peuvent être générées par la contrainte thermique due à la température élevée des gaz à l'entrée turbine. Une autre solution consiste à faire

dévier une partie du débit d'air (10 à 15%) sortant du compresseur (qui est à température largement inférieure à celle entrée turbine) pour refroidir les ailettes par l'intérieur et pour obtenir un mince film d'air « frais » entre l'ailettes et les gaz chauds de façon à limiter autour de 800°C la température des gaz atteignant la turbine haute pression.

II.1.8 Avantages et inconvénients des turbines à gaz

Les turbines à gaz comme toute autre machine ou installation industrielles présente des avantages et des inconvénients, on peut citer à cet effet :

- **Avantages**

- Une puissance élevée dans un espace restreint dans lequel un groupe diesel de même Puissance ne pourrait être logé
- A l'exception du démarrage et arrêt, la puissance est produite d'une façon continue
- Démarrage facile même à grand froid
- Diversité de combustible pour le fonctionnement
- Possibilité de fonctionnement à faible charge

- **Inconvénients**

- Au-dessous d'environ 3000 KW, le prix d'installation est supérieur de celui d'un 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.

II.2 Etude thermodynamique du cycle de transformation de la turbine à gaz

II.2.1 Introduction

Dans ce deuxième du chapitre II nous allons faire une distinction entre les turbines à gaz à circuit ouvert dans lesquelles les gaz d'échappement de la turbine sont renvoyés à l'atmosphère et les turbine à gaz à circuit fermé dans lesquelles circule toujours le même gaz, en général de l'air dans les deux types, la combustion s'effectue à pression constante.

Sous sa forme la plus simple, la turbine à combustion comprend trois éléments :

1. le compresseur
2. la chambre de combustion
3. la turbine

La puissance disponible est évidemment la différence entre la puissance produire par la détente dans la turbine et celle absorbée par le compresseur.

II.2.2 Cycle thermodynamique

La figure (II-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 qui est habituellement de type axial.

Ce compresseur refoule l'air vers la chambre de combustion ou il est injecté par le bruleur, et une fois brûlé, il subit une détente dans la turbine, puis il s'échappe dans l'atmosphère.

Le travail utile dans l'installation, qui est la différence entre le travail fourni par la détente et celui qui est absorbé par le compresseur, sert à l'entraînement d'un compresseur.

Ce schéma est le plus simple qui peut être conçu, car il ne comporte que les appareils qui sont strictement nécessaires au fonctionnement de l'installation.

L'étude du cycle thermodynamique, correspondant à ce schéma est donc particulièrement facile.

Chapitre II : Généralités et étude théorique des turbines à gaz

Cette étude présente, de plus un grand intérêt pratique, c'est suivant ce schéma que sont réalisées la plupart des turbines à gaz modernes

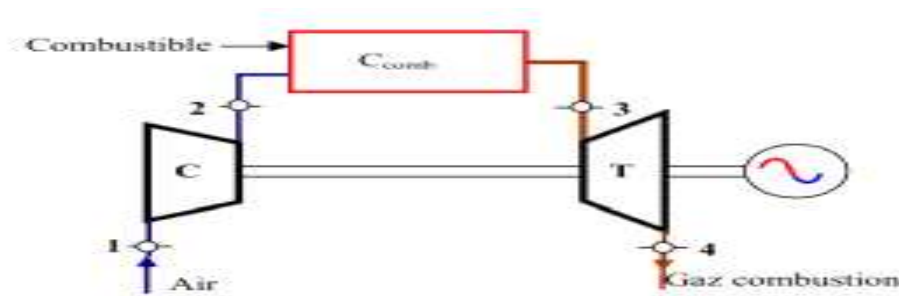


Figure II.14: Schéma d'une turbine à gaz à circuit ouvert. [6]

Comme le compresseur n'est muni d'aucun dispositif de réfrigération, la compression de l'air est adiabatique, de plus comme le compresseur est supposé parfait, la compression est réversible, or une transformation qui est adiabatique et réversible est isentropique.

Elle est donc représentée dans le diagramme de la figure (II-2) par la droite 1-2 qui est parallèle à l'axe des ordonnées.

Le point 1 représente l'état de l'air à l'amont du compresseur étant défini par l'intersection de l'isobare P_1 et l'isotherme T_1 ou P_1 et T_1 sont respectivement la pression et la température (absolue) de l'air ambiant.

De même, en désignant la pression de refoulement du compresseur par P_2 , c'est l'intersection de l'isobare P_2 et l'isentropique 1-2 qui détermine le point 2, lequel représente l'état de l'air à la sortie du compresseur.

Le diagramme fournit directement la valeur de la température T_2 correspondant à ce point. A l'amont de la turbine, l'état du gaz est représenté par le point 3 qui se trouve sur l'isobare P_2 et dont l'ordonnée est fixée par la valeur adaptée pour la température T_3 qui est la température maximale du cycle.

En fin la détente étant (comme la compression) adiabatique et réversible, cette transformation est représentée par la droite 3-4

Le gaz sortant de la turbine s'échappe à l'atmosphère ou il se refroidit en cédant à celle-ci la chaleur correspondante à l'écart de température $T_4 - T_1$

II.2.3 Expression du Rendement

Désignons par W_c le travail nécessaire pour la compression de 1 kg d'air suivant l'isentropique 1-2 figure (II-2) et par W_t le travail fourni par la détente de 1 kg de gaz suivant l'isentropique 3-4.

Le travail utile W_u produit par 1 kg de fluide décrivant le cycle 1-2-3-4-1 est donné par la relation suivante :

$$W_u = W_t - W_c \quad (\text{II.1})$$

D'autre part, soit Q la quantité de chaleur dépensée pour porter la température de 1 Kg De l'air, suivant l'isobare P 2 de T 2aT 3 (transformation 2-3)

Le rendement thermique de la machine η_{th} sera donc exprimé par la relation suivante :

$$\eta_{th} = \frac{W_u}{Q_u} \quad (\text{II.2})$$

U est l'énergie interne, laquelle conformément au premier principe de la thermodynamique est donnée sous forme différentielle par : $du = dw + dQ$

Nous avons ainsi :

$$W_c = H_2 - H_1 \quad (\text{II.3})$$

$$W_t = H_3 - H_4 \quad (\text{II.4})$$

$$Q = H_3 - H_2 \quad (\text{II.5})$$

L'expression (II-2) peut donc s'écrire également :

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

Donc :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{H_4 - H_1}{H_3 - H_2} \quad (\text{II.6})$$

Chacune des variations d'enthalpie dans ces quatre relations peut être exprimée en fonction des variations de température correspondantes, ainsi par exemple la variation d'enthalpie

$H_2 - H_1$ est donnée par :

$$H_2 - H_1 = \int_{T_1}^{T_2} C_p dt \quad (\text{II.7})$$

C_p étant la chaleur massique du gaz à pression constante.

Pour les gaz parfaits, les chaleurs massiques C_p et C_v sont indépendantes de la pression.

Pour simplifier le calcul, nous supposons que pour le gaz décrivant le cycle thermodynamique de la figure (II-2), les grandeurs C_p et C_v

(Donc aussi leur rapport $\gamma = C_p/C_v$) seront indépendantes non seulement de la pression mais aussi de la température, en prenant l'exemple précédent nous aurons alors :

$$H_2 - H_1 = C_p (T_2 - T_1) \quad (\text{II.8})$$

D'où l'expression (II-6) s'écrit :

$$\eta = \frac{T_3 - T_4 - (T_2 - T_1)}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (\text{II.9})$$

La transformation 1-2 et 3-4 étant adiabatiques et réversibles, la loi qui les relie est :

$\gamma = \text{constante}$; avec $P = \text{constante}$

En tenant compte de l'équation des gaz parfaits.

$$P \cdot v = r \cdot T \quad (\text{II.10})$$

Où r est la constante du gaz considérée, rapportée à l'unité de masse, on obtient facilement :

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (\text{II.11})$$

Pour simplifier les écritures introduisons les notations suivantes:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (\text{II.12})$$

Et

$$T_3 = \tau \cdot T_1 \quad (\text{II.13})$$

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

$$W_c = C_p (T_2 - T_1) = C_p T_1 (r_1 - 1) \quad (\text{II.14})$$

$$W_t = C_p (T_3 - T_4) = C_p T_3 \left(1 - \frac{1}{r} \right) = C_p T_1 \tau \left(\frac{r_1 - 1}{r_1} \right) \quad (\text{II.15})$$

$$Q = C_p (T_3 - T_2) = C_p T_1 (\tau - r_1) \quad (\text{II.16})$$

$$\eta_{th} = \frac{W_u}{Cp(T_3 - T_2)} = \frac{W_t - W_c}{Cp(T_3 - T_2)} = \frac{CpT_1 \tau^{\frac{r_1-1}{r_1}} - CpT_1(r_1-1)}{CpT_1(\tau - r_1)} \quad (II.17)$$

$$\eta_{th} = \frac{r_1-1}{r_1} = 1 - \frac{1}{r_1}$$

Le rendement du cycle considéré ne dépend que du rapport de compression, et varie en sens proportionnellement avec le rapport de compression.

II.2.4 Cycle réel de la turbine à gaz

Les pertes qui peuvent affecter l'installation sont les suivantes :

- Pertes pendant la compression caractérisées par rendement adiabatique du compresseur.
- Pertes pendant la détente caractérisées par rendement adiabatique de la turbine
- Pertes de charges en cours de combustion Q_{ch} caractérisées par l'écart entre la pression de sortie du compresseur et celle d'entrée dans la turbine
- Pertes mécaniques
- Pertes calorifiques par imbrulés pendant la combustion
- Pertes par rayonnement.

Les plus importantes sont les deux premières qui influent directement sur la puissance récupérée, le travail utile ayant pour expression :

$$W_u = W_t \cdot \eta_t - \frac{W_c}{\eta_c} \quad (II.18)$$

Nous allons étudier successivement l'effet des pertes en cours de la compression et de la détente et les conséquences des pertes de charge dans les circuits extérieurs aux machines.

II.5 Cycle avec pertes en cours de compression et détente

La représentation d'un tel cycle sur le diagramme entropique est donnée sur la figure (II-15)

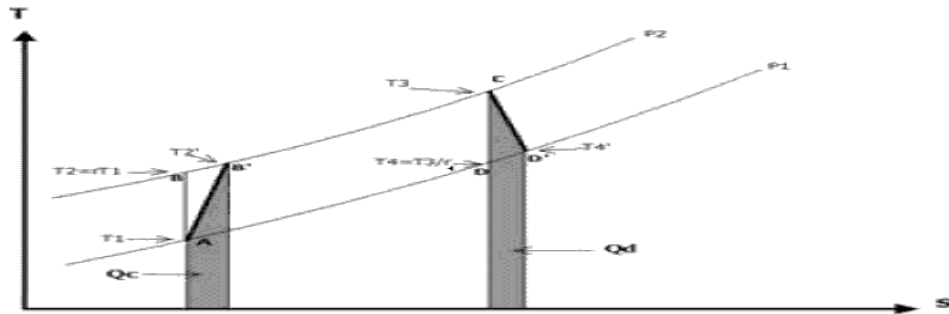


Figure II.15 : Cycle avec pertes en cours de compression et de détente dans le diagramme entropique. [10]

Exprimons les divers éléments de ce cycle :

- **Travail de compression**

$$W_c = C_p \cdot T_1 \frac{(r_1 - 1)}{\eta_c} \quad (\text{II.19})$$

- **Travail de détente**

$$W_t = C_p \cdot T_1 \cdot \tau \cdot \frac{r_1 - 1}{r_1} \cdot \eta_t \quad (\text{II.20})$$

- **Travail utile**

$$W_u = W_t - W_c = C_p T_1 \frac{r_1 - 1}{r_1} \left(\tau \eta_t - \frac{r_1}{\eta_c} \right) \quad (\text{II.21})$$

- **Travail spécifique**

$$W_{us} = \frac{W_u}{C_p T_1} = \frac{r_1 - 1}{r_1} \left(\tau \eta_t - \frac{r_1}{\eta_c} \right) \quad (\text{II.22})$$

- **Chaleur d'échauffement**

$$Q = C_p T_1 \left(\tau - 1 - \frac{r_1 - 1}{\eta_c} \right) \quad (\text{II.23})$$

- Rendement

$$\eta_{th} = \frac{W_u}{Q} = \frac{(r-1) \left(\eta_t - \frac{r-1}{\eta_c} \right)}{r-1 - \frac{r-1}{\eta_c}} \quad (II.24)$$

II.2.6 Cycle avec pertes de charge en cours de combustion

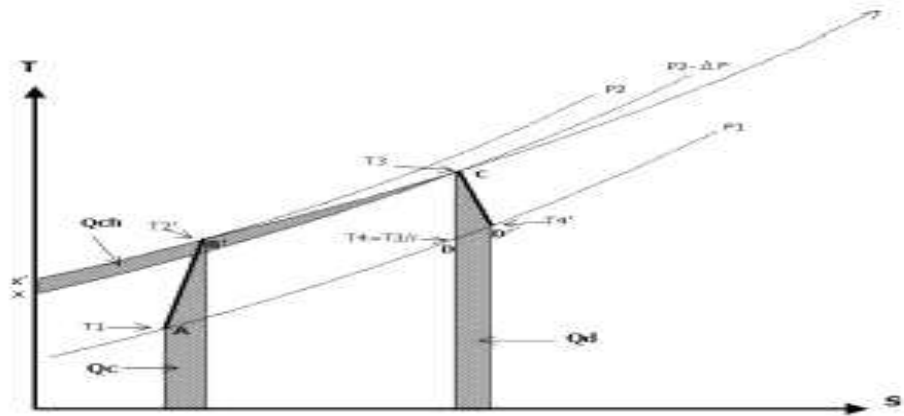


Figure II.16: cycle avec pertes de charge en cours de combustion dans le diagramme entropique.[10]

Elles apparaissent sur le cycle, l'origine de la détente dans la turbine se trouve sur l'isobare :

La perte en cours de combustion est donc représentée par l'aire $X' B' C X$ sur la figure (II-16) et le travail utile correspond à la quantité :

$$\text{Aire } AB'CD - \text{Aire } Q_c - \text{Aire } Q_t - \text{Aire } Q_{ch}$$

Pour tenir compte des pertes dans la chambre de combustion et les conduites extérieures aux machines posons :

$$P_2 - \Delta P_2 = P_2'$$

Et:

$$\left(\frac{P_2'}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = r' = \frac{T_3}{T_4} \quad (II.25)$$

Le travail de compression garde toujours la même valeur :

$$W_c = C_p T_1 \frac{r_1 - 1}{\eta_c} \quad (\text{II.26})$$

Le travail de détente devient :

$$W_t = C_p (T_3 - T_4') = C_p (T_3 - T_4) \eta_t = C_p T_3 \left(1 - \frac{T_4}{T_3}\right) \eta_t = C_p \tau T_1 \frac{r' - 1}{r_1} \eta_t \quad (\text{II.27})$$

L'expression du travail utile s'écrit :

$$W_u = W_t - W_c = C_p T_1 \left[\tau \frac{r' - 1}{r_1} \eta_t - \frac{r_1 - 1}{\eta_c} \right] = C_p T_1 \frac{r_1 - 1}{r_1} \left[\tau \frac{\frac{r' - 1}{r_1}}{\frac{r_1 - 1}{\eta_c}} \eta_t - 1 \right] \quad (\text{II.28})$$

La quantité de chaleur dépensée au réchauffeur s'exprime toujours par :

$$Q = C_p (T_3 - T_2') \quad (\text{II.29})$$

$$\text{Soit : } Q = C_p T_1 \left(\tau - 1 - \frac{r_1 - 1}{\eta_c} \right)$$

Et le rendement du cycle :

$$\eta_{th} = \frac{\frac{r_1 - 1}{r_1} \tau \frac{r' - 1}{r_1} \eta_t - \frac{r_1 - 1}{\eta_c}}{\tau - 1 - \frac{r_1 - 1}{\eta_c}} \quad (\text{II.30})$$

On voit bien que le rendement thermique dépend du taux de compression et du taux de détente.

II.2.7 Conclusion

Dans ce chapitre, la première partie des généralités concernant les turbines à gaz ont été présentées. Une description fonctionnelle, une classification selon les divers critères utilisés et une chronologie de développement des turbines à gaz, ont été détaillées. Enfin, un comparatif entre avantages et inconvénients de ces installations a été dressé.

La deuxième partie est une démonstration de l'expression du rendement avec les pertes du turbine au niveau de la chambre de combustion, le compresseur et la turbine.

On voit bien que le rendement thermique dépend du taux de compression et du taux de détente.

Chapitre III

Description de la turbine à gaz LM2500

III. Description de la turbine à gaz LM2500

III.1 Introduction

Les turbines à gaz au niveau du champ de Hassi-R'mel sont de modèle ML 2500. Elles sont utilisées pour entrainer des compresseurs centrifuges multi étages.

III .2 Présentation de la turbine a gaz LM2500

La turbine a gaz LM 250 est une machine rotative à combustion interne, elle pressurise de l'air. Le mélange avec un combustible est brulé dans des chambres de combustion (Figure III 1). Le gaz ainsi produits sont détendus au niveau des aubes d'une turbine de détente.

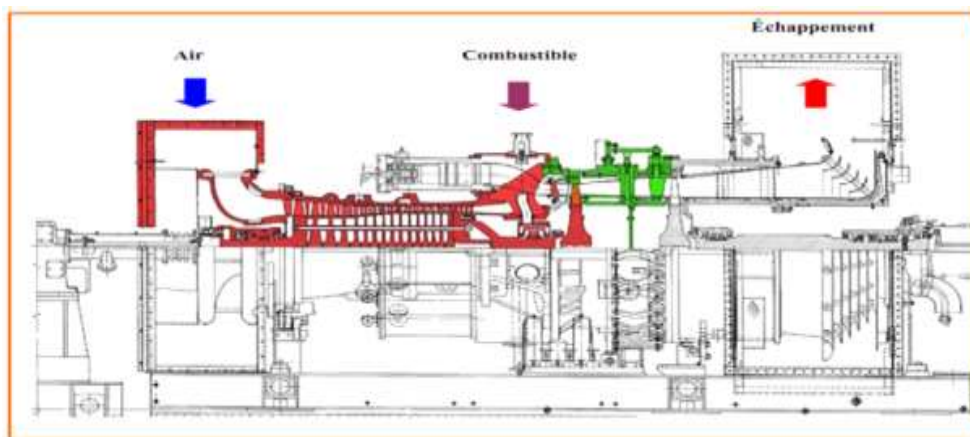


Figure III 1 : Présentation de la turbine a gaz LM 2500. [9]

III .3 Caractéristiques de la turbine LM 2500

III .3.1 Données générales de conception

Tableau (III.1) : Donnée générales de conception

Série du modèle de TAG	LM2500
Emploi de la TAG	Entrainement mécanique
Cycle	Simple
Rotation de l'arbre	Sens antihoraire
Type de fonctionnement	Continu

Vitesse de l'arbre HP	5100 tr/min
Vitesse de l'arbre BP	4903 tr/min
Commande électronique	MARK 4 ,SPIDTRONIC
Protections	Survitesse, Température excessive ,Détection de Vibration et Flamme
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 bar

III .3.2. Section principale de la turbine :

III .3.2.1 . Section compresseur

La section du compresseur axial comprend le corps (stator) et le rotor.

Le rotor comporte 16étages, les aubes de la directrice et 2 déflexeurs de sortie, Les aubes de rotor acheminent l'air on lui donnant la force nécessaire à la compression.Les aubes de stator guident cet air pour le faire pénétrer dans les étages successifs du rotor.

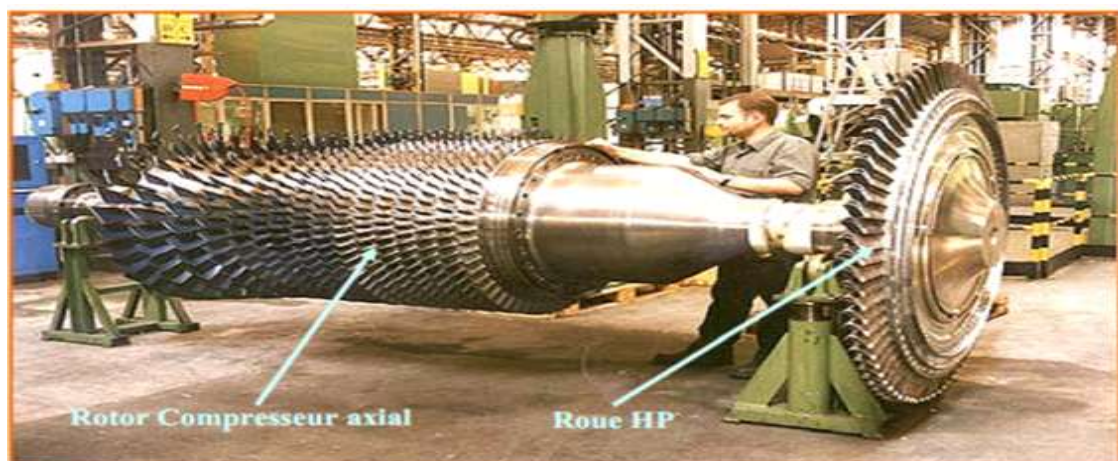


Figure III 2 : rotor du compresseur de la turbine a gaz LM 2500 .[9]

III .3.2.2. Section combustion

La section combustion de la turbine à gaz LM2500 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.

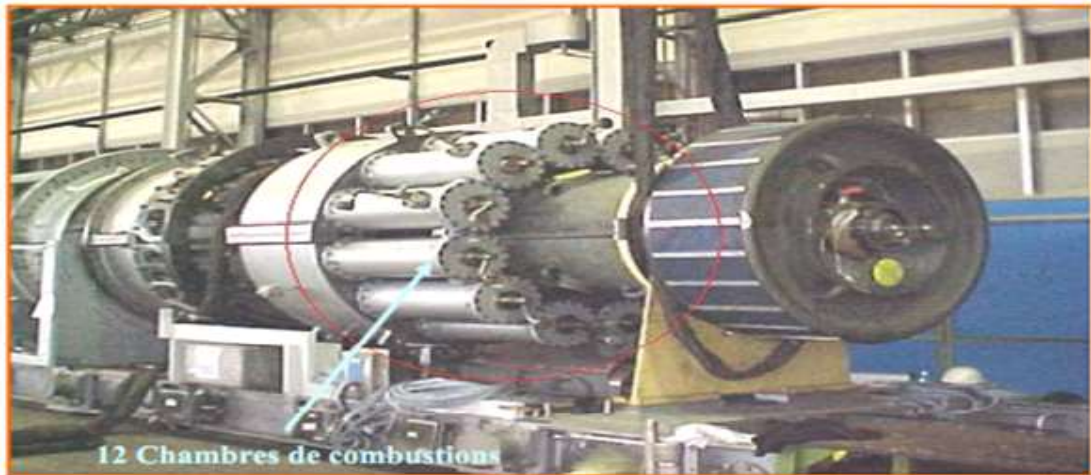


Figure III - 3: Chambre de combustion de la turbine à gaz LM 2500.[9]

III.2.2.3. Section turbine

Elle comprend le corps rotor de la turbine, l'aubage 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. Cette section est deux parties séparé par un plan de joint médian de faciliter l'entretien

✓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 retenu 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.

✓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.

✓Roues de turbine

Il existe deux roues séparées compressées dans cette turbine, la première HP axial, et la seconde BP entraîne le compresseur centrifuge BCL 606-3 / A. Les roues sont indépendantes mécaniquement ce qui leur permet de tourner différemment.

III .3.3. SYSTEMES AUXILIAIRES DE LA TURBINE

III.3.3.1 Système d'admission

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

- ✓ Degré de filtration pour le fonctionnement limite 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, conduite, le silencieux, le coude, 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.

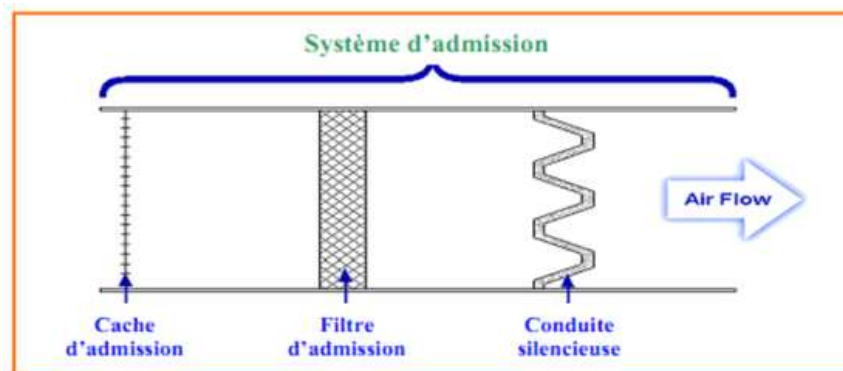


Figure III - 4 : Système d'admission, filtre à air.[9]

III .3.3.2 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.

III .3.3.3 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.

✓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.

Chapitre III : Description de la turbine à gaz LM 2500

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

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

✓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.

.

✓Système de combustible gazeux :

Destiné à envoyer le combustible gazeux aux chambres de combustion à pression 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 servovannes, manomètres, la tuyauterie de distribution aux injecteurs de combustible.

✓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 entraînent.

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

✓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,

Chapitre III : Description de la turbine à gaz LM 2500

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

✓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 d'espaliers dans la turbine à gaz .

Les parties principales de la section de la corbine 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

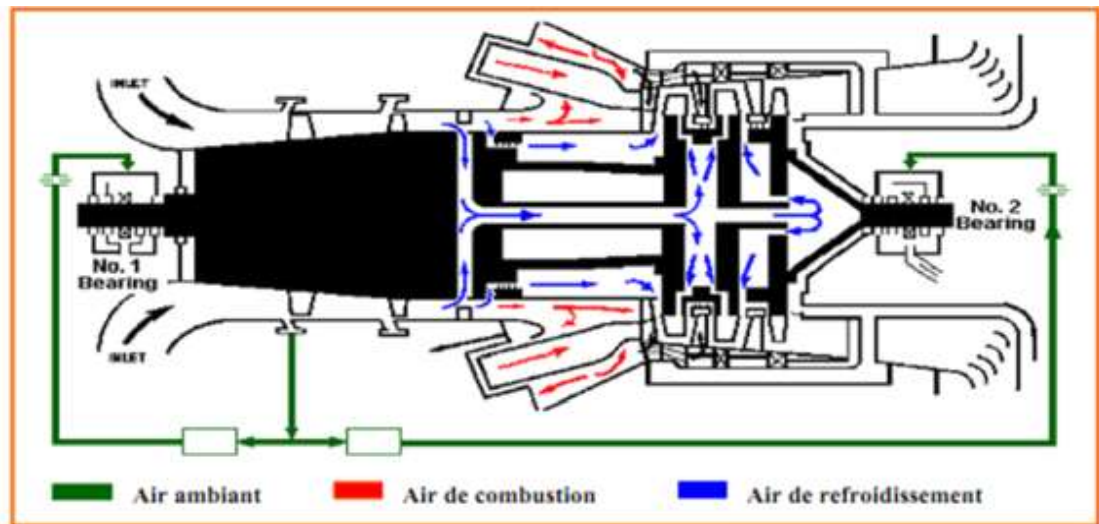


Figure III-5 : Circuit d'air de refroidissement et d'étanchéité .[9]

- **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.

III.4 CONCLUSION

La description faite dans ce chapitre concerne la turbine a gaz type LM 2500. Il est évident qu'une description complète en "état de marche" doit comprendre aussi les auxiliaires groupes tel que le système de démarrage ainsi que les auxiliaires généraux

CHAPITRE IV :

Calculs thermodynamiques
dans une turbine à gaz LM
2500

IV. Calculs thermodynamiques dans une turbine à gaz LM 2500

IV .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.

IV .2 Cycle thermodynamique de la turbine LM 2500

Le climat du gisement de HASSI R'MEL est caractérisé par une pluviométrie faible (140mm/an) et une humidité moyenne de 19% en été jusqu'à 70% en hiver. Les amplitudes thermiques sont importantes varient de -2°C en hiver à 45°C en été, les vents dominants sont de direction nord-ouest.

Pour optimiser le cycle thermodynamique des turbines à gaz, il faut une compression réduisant le volume par 10 en multipliant la pression par 10. Le bon rendement thermodynamique de ce cycle peut aussi être obtenu avec des turbines .La compression est réalisée dans des turbines ayant plusieurs étages de rotors pour réduire le volume par 10.

La combustion est réalisée dans une chambre de combustion séparée où le carburant, pétrole ou gaz, est mélangé à l'air comprimé et allumé.

La façon dont une turbine à gaz convertit du carburant en énergie mécanique en utilisant l'air ambiant comme comburant par l'application d'un processus thermodynamique est connu sous le nom de cycle de Brayton (illustré dans la figure III. 1).

Le cycle de Brayton, tel qu'appliqué dans la turbine à gaz, consiste en quatre événements

- **Compression** : l'air atmosphérique est comprimé.
- **Combustion** : le carburant est mélangé à l'air comprimé et le mélange est enflammé, provoquant une dilatation rapide de gaz chauds.
- **Expansion** : les gaz utilisés se dilatent dans la section turbine de la turbomachine, provoquant un couple rotatif dans le processus.

- **Echappement** : les gaz utilisés sont évacués dans l'atmosphère après avoir transmis presque toute leur énergie à la section turbine.

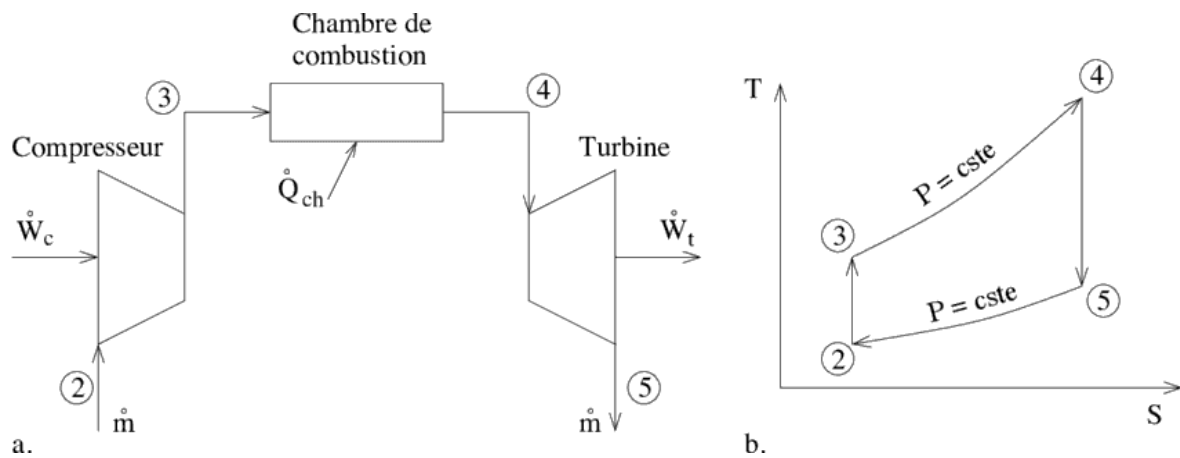


Figure VI.1 : Cycle de Brayton idéal

IV.3 Bilan matière et énergétique dans la chambre à combustion

Les calculs énergétiques ont pour but de déterminer les performances dans les conditions d'exploitation de ces machines (LM 2500) en utilisant les paramètres du site et permettent de vérifier leur aptitude énergétique dans ces conditions de fonctionnement et de déterminer éventuellement l'influence des paramètres climatiques sur les performances de ces machines. Le cycle thermodynamique de la machine à la fois idéal (1, 2, 3, 4) et réel (1, 2', 3, 4') est représenté dans le diagramme (T, S) de la figure III.2 suivante :

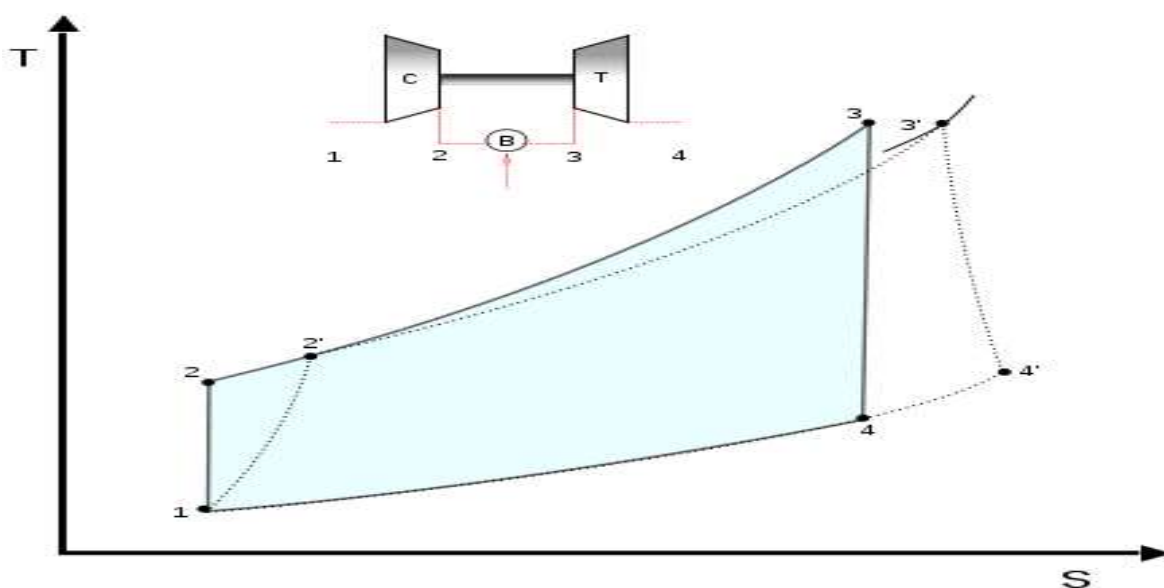


Figure VI.2 : Cycle réel de Brayton...[17]

Chapitre IV : Calculs thermodynamiques dans une turbine à gaz LM 2500

Les hypothèses à prendre sont toujours les suivantes :

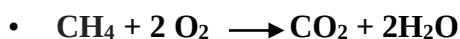
- La chambre à combustion fonctionne avec du gaz naturel algérien de HassiRmel.
- Le pouvoir calorifique inférieur.
- Humidité relative de l'air 70%
- $V_m = 22.4 \text{ L/mol}^{-1}$ (volume molaire)

La composition du gaz naturel est comme suit :

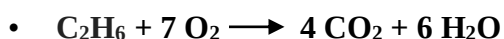
Tableau IV.1 : composition moyenne du gaz naturel de HassiR'mel.

N°	Composants	Réactions	Fraction moyenne (%)
1	Méthane CH_4	$\text{CH}_4 + 2\text{O}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O}$	83,21
2	Ethane C_2H_6	$2\text{C}_2\text{H}_6 + 7\text{O}_2 \rightarrow 4\text{CO}_2 + 6\text{H}_2\text{O}$	7,05
3	Propane C_3H_8	$\text{C}_3\text{H}_8 + 5\text{O}_2 \rightarrow 3\text{CO}_2 + 4\text{H}_2\text{O}$	2,04
4	i-Butane iC_4H_{10}	$2\text{C}_4\text{H}_{10} + 13\text{O}_2 \rightarrow 8\text{CO}_2 + 10\text{H}_2\text{O}$	0,34
5	n-Butane nC_4H_{10}	$2\text{C}_4\text{H}_{10} + 13\text{O}_2 \rightarrow 8\text{CO}_2 + 10\text{H}_2\text{O}$	0,51
6	i-Pentane iC_5H_{12}	$\text{C}_5\text{H}_{12} + 8\text{O}_2 \rightarrow 5\text{CO}_2 + 6\text{H}_2\text{O}$	0,15
7	n-Pentane nC_5H_{12}	$\text{C}_5\text{H}_{12} + 8\text{O}_2 \rightarrow 5\text{CO}_2 + 6\text{H}_2\text{O}$	0,14
8	Hexane C_6H_{14}	$2\text{C}_6\text{H}_{14} + 19\text{O}_2 \rightarrow 12\text{CO}_2 + 14\text{H}_2\text{O}$	0,14
9	Azote N_2		6,06
10	CO_2		0,20
11	Hélium He		0,16

IV.3.1 La quantité d'air théorique nécessaire à la combustion complète

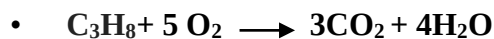


On constate que pour brûler un volume de méthane il faut donc fournir deux fois la somme d'un volume d'oxygène ou $2 \times 100/21 = 9,53$ moles d'air sec pour la combustion (l'air contient 21% en volume d'oxygène et le reste de l'azote)

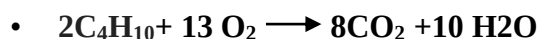


Chapitre IV : Calculs thermodynamiques dans une turbine à gaz LM 2500

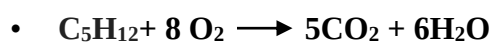
1 mole de C_2H_6 nécessite 3,5 moles (volumes) d' O_2 ou $3,5 \times 100/21 = 16,66$ moles d'air sec pour la combustion



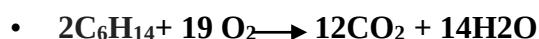
1 mole de C_3H_8 nécessite 5 moles (volumes) d' O_2 ou $5 \times 100/21 = 23,8$ moles d'air sec pour la combustion



1 mole de C_4H_{10} nécessite 6,5 moles (volumes) d' O_2 ou $6,5 \times 100/21 = 30,95$ moles d'air sec pour la combustion



1 mole de C_5H_{12} nécessite 8 moles (volumes) d' O_2 ou $8 \times 100/21 = 38,09$ moles d'air sec pour la combustion



1 mole de C_6H_{14} nécessite 9,5 moles (volumes) d' O_2 ou $9,5 \times 100/21 = 45,23$ moles d'air sec pour la combustion

100 moles de gaz naturel nécessite : $83,21 \times 9,5 + 7,05 \times 16,68 + 2,04 \times 23,8 + 0,85 \times 30,9 + 0,29 \times 38,09 + 0,14 \times 45,23 = 1002,78$ moles d'air sec

Le rapport : air théorique / combustible = $10,03 \text{ m}^3/\text{m}^3$

IV.3.2 La quantité d'air réel nécessaire à la combustion complète

Excès d'air en % =

- Calcul de l'excès d'air :

Le coefficient d'air théorique : $\lambda = \text{air utilisé} / \text{air théorique}$

AN : $\lambda = 1,05$

Le coefficient d'excès d'air : $E = \lambda - 1 = 0,05 = 5 \%$

L'air utilisé = $1,05 \times 1002,78 = 1052,92$ moles d'air sec

Chapitre IV : Calculs thermodynamiques dans une turbine à gaz LM 2500

Le rapport : air utilisé / combustible = 10,53 m³/m³

L'excès d'air est : 0,05 x 1002,72 = 50,14 moles

IV.3.3 le volume des produits de combustion

- **CO₂ formé:**

$$83,21 \times 1 + 7,05 \times 2 + 2,04 \times 3 + 0,85 \times 4 + 0,29 \times 5 + 0,14 \times 6 = 109,12 \text{ moles}$$

- **H₂O formé:**

$$83,21 \times 2 + 7,05 \times 3 + 2,04 \times 4 + 0,85 \times 5 + 0,29 \times 6 + 0,14 \times 7 = 202,7 \text{ moles}$$

- **Humidité de l'air :**

$$1052,92 \times 28,84 \times 0,01023/18 = 17,26 \text{ moles}$$

Masse molaire de l'air = 28,84 g/mol

Masse molaire de la vapeur d'eau : 18 g/mol

D'après les tables à vapeur, la pression de vapeur saturée à 20 ° C est de 0,0239 kg / cm²

À 70 % d'humidité relative, = 0,7 × 0,0239 = 0,01673 kg / cm²

La quantité d'humidité dans l'air est 0,01023 kg d'humidité par kg d'air

$$\text{H}_2\text{O total} = 17,26 + 202,7 = 219,96 \text{ moles}$$

- **N₂ formé :**

$$1052,92 \times 0,79 = 831,81 \text{ moles}$$

$$\text{N}_2 \text{ total} = 831,81 + 6,06 = 837,87 \text{ moles}$$

- **Excès d'O₂ :**

$$0,21 \times 50,14 = 10,53 \text{ moles}$$

Nombre total de moles de gaz de combustion formés = 109,12 + 219,96 + 837,87 + 10,53 = 1177,48 moles.

Chapitre IV : Calculs thermodynamiques dans une turbine à gaz LM 2500

Tableau IV.2 : Composition des gaz d'échappement

N°	Produits de combustion		Volume du produit de combustion par 1 m ³ brûlé	Composition %
1	CO ₂	109,12	1,09 m ³ /m ³	9,27
2	H ₂ O	219,96	2,2 m ³ /m ³	18,68
3	N ₂	837,87	8,38 m ³ /m ³	71,16
4	O ₂	10,53	0,105 m ³ /m ³	0,89
	Total	1177,48	11,77 m ³ /m ³	100

IV.3.4 Détermination de bilan matière de la combustion

- Masse spécifique du combustible m_{com}

$$m_{com} = 100 \text{ moles } (M(\text{CH}_4) + M(\text{C}_2\text{H}_6) + M(\text{C}_3\text{H}_8) + M(\text{C}_4\text{H}_{10}) + M(\text{C}_4\text{H}_{10}) + M(\text{C}_5\text{H}_{12}) + M(\text{C}_5\text{H}_{12}) + M(\text{C}_6\text{H}_{14}))$$

$$m_{com} = 100(16 + 30 + 44 + 58 + 58 + 72 + 72 + 86)$$

$$m_{com} = 43,6 \text{ Kg}$$

- Masse spécifique de la fumée $m_{fumée}$:

Les fumées sont constituées :

- Diazote qui occupe, dans les conditions normales, le volume V_{N_2} . La masse de diazote s'écrit :

$$m_{N_2} = M(N_2)$$

$$m_{N_2} = 10,48 \text{ Kg}$$

- Du dioxygène excédentaire :

$$M_{O_2, \text{excès}} = M(O_2)$$

$$m_{O_2, \text{excès}} = 0,15 \text{ Kg}$$

- De dioxyde de carbone :

$$m_{CO_2} = M(CO_2)$$

Chapitre IV : Calculs thermodynamiques dans une turbine à gaz LM 2500

$$m_{CO2} = 2,14 \text{ Kg}$$

- De l'eau :

$$m_{H2O} = M(H_2O)$$

$$m_{H2O} = 1,76 \text{ Kg}$$

$$m_{\text{fumée}} = m_{N_2} + m_{O_2, \text{excès}} + m_{CO2} + m_{H2O}$$

$$m_{\text{fumée}} = 14,53 \text{ Kg}$$

Ce calcul est à l'échelle unitaire pour la turbine ML 2500 avec un débit de 438000 kg/h il suffit de multiplier Cycle thermodynamique de la turbine ML 2500

IV.4 Caractéristiques de la turbine LM2500 donné par le constructeur selon les normes ISO

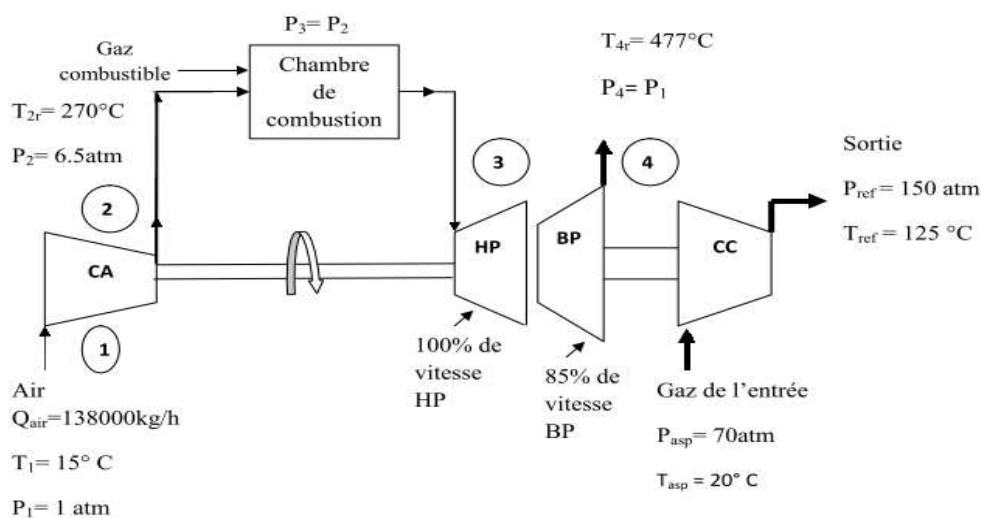


Figure VI.3 : Caractéristiques de la turbine à gaz ML2500.[9]

Tableau IV.3 : Les paramètres de fonctionnement de la turbine à gaz ML 2500

T3 max	950°C
T4 max	550°C
Puissance utile	26100 kw
Excès d'air	300-500%

Chapitre IV : Calculs thermodynamiques dans une turbine à gaz LM 2500

Taux de compression $\varepsilon = P_2/P_1$	6-8
Débit de l'air à l'entrée	450000 kg/h
Débit de l'air de refroidissement	12000kg/h
Débit du combustible	7200 kg/h
PCI	10835 kcal/kg
Masse volumique du combustible	0.89 kg/m ³
γ	1.4
Rendement de la turbine η	29%

IV.5 Calcul du rendement de la turbine LM 2500

Nous avons calculé les paramètres de fonctionnement à chaque point de la transformation du cycle de Brayton. La prise de température du 05/03/2020 est 15 °C la nuit et 45°C. Les points du cycle de Brayton sont déterminés par les formules thermodynamiques.

Le calcul du rendement de la turbine (selon la formule II.30) est comme suit :

Tableau IV.4 : rendement de la turbine LM2500 la nuit et le jour.

Paramètre	Cas de la température 15°C	Cas de la température 45°C
T1 (K)	288	318
T2 (K)	543	599
T3 (K)	1125.8	1115
T4 (K)	750	770
E	6.5	6.5
m (air) (kg/h)	438000	394000
m comb (kg/h)	6759	5758
η (%)	27.73	25.4

Les résultats du tableau 4 montre la différence entre le fonctionnement de la turbine entre le jour et la nuit, tel que les calculs thermodynamiques ont montrés qu'il y a effectivement une fluctuation des paramètres de fonctionnement de la turbine et une diminution du rendement de la

Chapitre IV : Calculs thermodynamiques dans une turbine à gaz LM 2500

turbine de l'ordre de 2%. Ce résultat montre clairement l'influence de la température sur le rendement de la turbine à gaz LM 2500.

IV.6 CONCLUSION

Dans ce chapitre, un calcul thermodynamique a été effectué et a permis de voir clairement l'influence très importante de la température de l'air ambiante

Nous avons constaté aussi que l'augmentation de la température de 15 à une valeur de 45°C a causé la diminution de la puissance utile de la turbine à gaz

Conclusion générale

Conclusion générale

En général, les turbines sont fabriquées par les constructeurs, pour travailler dans des conditions standards, mais en réalité celles-ci travaillent dans des régions aux conditions climatiques différentes afin de mettre en évidence cet impact un calcul thermodynamique s'est imposé pour montrer l'écart par rapport à l'idéalité d'après les données standards du constructeur et en tenant compte des conditions climatiques (particulièrement aux températures élevées tel le site de Hassi-R'mel.

Le but de cette étude thermodynamique et de déterminer tous les paramètres et performances de la turbine LM 2500.

Une étude thermodynamique de la turbine à gaz LM 2500 au niveau du champ de gaz Hassi R'mel a été réalisé et a montré que ses performances dépendent sensiblement de la température ambiantes ainsi des conditions d'exploitation.

Nous avons trouvé après calcul que le rendement chute de 2% entre la nuit et le jour. Ceci est à cause de la fluctuation et de la différence de température énorme entre le jour et la nuit à cette zone industrielle.

Nous avons pris la température le 05/03/2020 le jour à 12 h00 de 45°C et la température du même jour à 03h00 du matin elle était de 15 °C.

La différence de température est de l'ordre de 30°C, ce qui donne une influence directe sur les performances de la turbine à gaz car nous savons que le cycle thermodynamique d'une machine thermique est d'autant plus performant qu'est grande la différence entre la température maximum (source chaude) et la température minimum (source froide).

Un refroidissement de l'air à l'entrée du compresseur serait une solution possible à ce problème.

La réalisation de ce projet de fin d'étude et malgré les circonstances exceptionnelles, nous a permis d'acquérir des connaissances sur les turbines à gaz et l'importance du champ de gaz de HASSI-R'MEL dans l'économie de l'Algérie.

Références bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] Centre de gaz de Hassi R'mel.
- [2] Institut Algérien des pétroles IAP turbine à gaz et à vapeur.
- [3] A History Of Mechanical Inventions,” Abbott Payson Usher, 1988.
- [4] Master en Génie Thermique et Energies Renouvelables Option: Génie Thermique et Energies Renouvelables Présenté par BENIKHLEF
- [5] Yves Loranchet ; mise en oeuvre des turbines à gaz dans l'industrie ; 1992.
- [6] Mohamed master en énergétique présenté par LABDAZI Hicham et MEHIRI Abd Elhakim
- [7] “The Gas Turbine,” Norman Davy, 1914.
- [8] “Gas Turbine Analysis And Practice,” B.H. Jennings & W.L. Rogers, 1960.
- [9] LM2500 General Training Course, 2nd édition, 2002.
- [10] Master en GTER Réalisé par Mr. BENHAMEL Houssameddine. et Mr. GHERRAS Yassine.
- [11] CHRISTIAN ROBERT, 2000, “Techniques de l'ingénieur : Machines hydrauliques et thermiques”, Avril 2000.
- [12] Cohen, H., Rogers, G. F. C., and Saravanamuttoo, H. L. N., 1996, “Gas Turbine Theory”, 4th Edition, Longman, London.
- [13] Horlock, J. H., 2003, “Advanced gas turbine cycles”, Pergamon Press, Oxford edition.
- [14] David J. Taylor Olivier Crabos, 2003, “GE Power Systems Gas Turbine.
- [15] “Modern Gas Turbines,” Author W. Judge, 1950.
- [16] Jacques Maunaod ; production d'électricité par turbine à gaz.
- [17] S.L. Dixon, 1978, “Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery”, 3rd Edition Pergamon Press oxford (New York, Toronto, Sydney, Frankfurt).