

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

Université Kasdi Merbah Ouargla
Faculté des Hydrocarbures, Energie Renouvelables et Science de la Terre et l'Univers
Département de Science de la Terre et l'Univers



Mémoire de MASTER ACADEMIQUE

Domaine : Sciences et technologies

Filière : Génie Mécanique

Option : Energies Renouvelables en mécanique

Thème :

Etude Thermodynamique de la turbine à gaz SGT 200

Soutenu le : 11 / 06 / 2023

Présenté par :

- MEHIRI Taha Yakoub
- KAHHEL Elhadj Brahim

Devant le jury :

| | | | |
|-----------------------|-----|-----------|-------------|
| Mr. Djamel Belatrache | MCB | Président | UKM Ouargla |
| Mr. Maameur Hocine | MCB | Examineur | UKM Ouargla |
| Ms. Hadji Touta | MCA | Encadreur | UKM Ouargla |

Année Universitaire : 2022/2023

REMERCIEMENT

Nous tenons à exprimer notre sincère reconnaissance et gratitude à tous ceux qui nous ont conseillé et aidé tout le long de ce mémoire.

Nous exprimons notre sincère reconnaissance à notre Encadreur Ms HADJI Touta qui nous a fortement soutenu durant le processus de ce travail, il nous a dirigé tout au long de la recherche scientifique avec ses orientations et directives.

Nous remercions notre Dr HADJEB Riad pour ces conseils et instructions.

Un grand remerciement à Mr HadjdjKamel, Belbachir Med Cherif, Lakhedri Kamel ,Boulifa abdelkader ,Taghelabet Belal , Babou Mohamed ali et toute l'équipe Technique de la Direction de SONATRACH TRC Haoued El Hamra HMD qui nous ont ouvert leurs portes et n'ont pas hésité à nous aider dans notre recherche scientifique.

Enfin, une grande gratitude à tous les membres du jury qui ont accepté de nous évaluer.

Dédicace

Je dédie ce projet à Dieu le Tout-Puissant, mon Créateur, la source de mon inspiration, de ma sagesse. Il a été ma force tout au long de ce projet. Un sentiment particulier de gratitude Pour PAPA et ma chère MAMAN qui m'a soutenu avec son amour et ses encouragements. Mon grand Frère Fares pour son amour et sa fierté, Vous êtes et vous serez mon Leader et mon soutien dans la vie, Beaucoup de Courage et une grande Réussite.

Merci pour toute ma grande famille MEHIRI et BEN ARIMA

Je remercie mon ami et binôme El hadj Brahim KAHHEL ,

Je remercie mes amis : Soheib Derouiche, Redwan Ommani

Houssam Nezli , Imad Ben arima.

MEHIRI TAHA YAKOUB

Dédicace

Je dédie ce projet à Dieu le Tout-Puissant, mon Créateur, la source de mon inspiration, de ma sagesse. Il a été ma force tout au long de ce projet. Un sentiment particulier de gratitude Pour PAPA et ma chère MAMAN qui m'a soutenu avec son amour et ses encouragements. Mongrand-père ISMAIL KAHEL pour son amour et sa fierté, Vous êtes et vous serez mon Leader et mon soutien dans la vie, Beaucoup de Courage et une grande Réussite.

Merci pour toute ma grande famille KAHEL

Je remercie mon ami et binôme Taha Yakoub MEHIRI ,

Je remercie mes amis : Taha Assad ,Islam Kesbi

Soheib Derouiche ,Redwan Ommani.

KAHEL ELHADJ BRAHIM

SOMMAIRE

Liste Des Figures

Liste Des Tableaux

Abreviations

Nomenclature

Introduction Générale..... 1

Chapitre I: Généralités sur Les turbines à gas

I.1 Introduction 3

I.2 Définition de la turbine à gaz..... 3

I.3 Historique de la turbine à gaz 4

I.4 Eléments principaux d'une turbine a gaz..... 5

I.5 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz 6

I.6 Classification des turbines à gaz..... 7

I.6.1 par le mode de construction..... 7

I.6.2 par le mode de travail..... 8

I.6.3 Par le mode de fonctionnement thermodynamique..... 8

I.7 Différents types de turbine à gaz..... 9

I.7.1 Turbine à une ligne d'arbre 9

I.7.2 Turbine à deux lignes d'arbre..... 9

I.8 Domaine d'utilisation des turbines à gaz 10

I.8.1 Production d'électricité 10

I.8.2 Pompage et compression de gaz 11

I.8.3 Autre application 11

I.9 Avantages et inconvénients des turbines à gaz 11

I.9.1 Avantages 11

I.9.2 Inconvénients..... 12

I.10 conclusion..... 12

Chapitre II: Description de la turbine Siemens_SGT 200

II.1 Introduction..... 14

| | |
|---|----|
| II.2 Présentation générale de l'entreprise SONATRACH | 14 |
| II.3 Région transport Haoud el- Hamra (RTH)..... | 15 |
| II.3.1 Historique..... | 15 |
| II.4 Présentation de la Région Transport Haoud El-Hamra | 16 |
| II.5 La Station OZ1/OZ2 | 18 |
| II.6 Technologie de la turbine | 18 |
| II.6.1 Le compresseur | 18 |
| II.6.2 Système d' Air de Refroidissement | 19 |
| II.6.3 Système d' Allumage et de Combustion..... | 20 |
| II.6.4 Turbine de Compression (CT)..... | 21 |
| II.6.5 Turbine de puissance (PT) | 21 |
| II.6.6 Ailettes de Guidage d' Admission..... | 22 |
| II.6.7 Collecteur d' Echappement | 22 |
| II.6.8 Instrumentation..... | 23 |
| II.6.9 Plaque de Base de la Turbine | 24 |
| II.6.10 Système de Lubrification | 24 |
| II.6.10.1 Réservoir d'huile | 24 |
| II.6.10.2 Pompes de lubrification | 24 |
| II.6.10.3 Réchauffeurs du réservoir d'huile | 25 |
| II.6.10.4 Filtre à huile | 25 |
| II.6.10.5 Refroidisseur d'huile de lubrification | 25 |
| II.6.11 Système d' Admission d' Air Comburant | 26 |
| II.6.11.1 Filtre d' admission d' air comburant | 26 |
| II.6.11.2 Le Silencieux d' admission | 26 |
| II.6.11.3 Système de Carburant..... | 26 |
| II.6.11.4 Système de Démarrage | 26 |
| II.6.11.5 Système d' Echappement | 27 |
| II.6.11.6 Boite à Engrenage | 27 |
| II.7 Rôle de la turbine dans le process | 27 |
| II.7.1 Boucle de Propane | 27 |
| II.8 Caractéristiques et performances de la turbine SGT200..... | 28 |
| II.9 Conclusion | 29 |

Chapitre III: Rappel Thermodynamique

| | |
|--|----|
| III.1 Introduction | 32 |
| III.2 LE SYSTEME..... | 32 |
| III.2.1 Définition générale d'un système | 32 |
| III.3 Transformation Thermomécanique..... | 33 |
| III.4 Notions Thermodynamiques | 33 |
| III.4.1 Chaleur | 33 |
| III.4.2 Travail | 34 |
| III.4.3 Enthalpie..... | 34 |
| III.4.4 Entropie | 34 |
| III.4.5 Energie interne | 35 |
| III.4.6 Le gaz parfait | 35 |
| III.4.7 Première principe de thermodynamique | 35 |
| III.4.8 Deuxième principe de thermodynamique | 35 |
| III.5 Définition des cycles thermodynamiques | 36 |
| III.6 cycles thermodynamiques d'une turbine à gaz..... | 36 |
| a- Cycle idéal de Baryton | 36 |
| b- Cycle réel | 37 |
| III.7 Puissance..... | 37 |
| III.8 Rendements | 37 |
| III.9 Rendement isentropique..... | 38 |
| III.10 Rendement mécanique..... | 38 |
| III.11 Rendement global | 38 |
| III.12 Conclusion..... | 39 |

Chapitre IV: Etude Thermodynamique

| | |
|---|----|
| IV. Introduction..... | 42 |
| IV.2 Calcul thermodynamique de la turbine à gaz SGT200 | 42 |
| 1. Paramètres de température et de pression..... | 42 |
| IV.3 Calcul des débits massiques de l'air et du carburant | 44 |

| | |
|--|----|
| 1. Le compresseur | 45 |
| 2. Chambre de combustion :..... | 46 |
| 3. La Turbine à haute pression THP | 48 |
| 4. La turbine basse pression TBP | 50 |
| IV.4 Le projet Solugas..... | 52 |
| IV.5 Cycle proposé de Brayton | 52 |
| 1- Récepteur solaire | 55 |
| 2- Chambre de combustion | 56 |
| IV.6 Conclusion..... | 57 |
| Conclusion Générale | 58 |
| BIBLIOGRAPHIE | 59 |

Liste des figures

| | |
|--|----|
| Figure I.1 : Turbine à gaz Siemens SGT-200..... | 04 |
| Figure I.2 : Schéma principale de la turbine à gaz..... | 06 |
| Figure I.3 : Schéma montre le passage du gaz à travers les composants de la turbine | 07 |
| Figure I.4 : Schéma d'une turbine à un seul arbre | 09 |
| Figure I.5 : Schéma d'une turbine à deux arbres | 10 |
| Figure II.1 : Haoud El-Hamra (HEH 1959) | 16 |
| Figure II.2 : schéma du système d'air de refroidissement et d'étanchéité | 20 |
| Figure II.3 : Plan d'ensemble de la turbine TORNADO | 22 |
| Figure III.1 : Cycle thermodynamique théorique d'une turbine à gaz..... | 36 |
| Figure III.2 : Cycle réel d'une turbine à gaz | 37 |
| Figure IV.1 : Représentation schématique d'une turbine à gaz à deux arbres | 43 |
| Figure IV.2 : <i>diagramme T-S</i> | 43 |
| Figure IV.3 : <i>Diagramme T-S de Brayton</i> | 53 |
| Figure IV.4 : Projet Solugas | 54 |

Figure IV.5 : Représentation schématique d'une turbine à gaz hybride54

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1 :Données techniques de la turbine SGT200 28

Tableau 2 :Données de température et de pression de la turbine SGT200..... 42

ABREVIATIONS

| | |
|-----|--|
| TAG | TURBINE A GAZ |
| BP | Basse Pression |
| SGT | Siemens Gaz Turbine |
| HEH | Haoud El-Hamra |
| CT | Compressor Turbine |
| PT | Power Turbine |
| CA | Courant Alternatif |
| CC | Courant Continue |
| PCI | Pouvoir Calorifique Inférieur |
| MCL | Middle Split Closed impeller free Vortex |
| GPL | Gaz de Pétrole Liquéfier |
| HP | Haut Pression |
| DNI | Directionnel irradiance |
| RTH | Région transport Haoud |
| GNL | Gaz naturel liquéfié |
| HMD | HASSI MESSAOUD |

NOMENCLATURE

| | | |
|------------|--------------------------------|--------------------------|
| Cv | Capacité calorifique volumique | (J/(kg·K)) |
| Cp | Capacité calorifique massique | (J/(kg·K)) |
| H | Enthalpie totale | J |
| P | pression | bar-Pa |
| Pci | Pouvoir calorifique inférieur | kJ/Kg - MJ/Kg |
| Q | Chaleur | J-J. Kg ⁻¹ |
| T | Température | K |
| U | Energie interne | J |
| h | Enthalpie | J |
| m | Masse | Kg |
| p | Puissance | J . s ⁻¹ - KW |
| v | Vitesse | m . s ⁻¹ |

LETTRES GRECQUES

| | |
|----------|-------------------------|
| Δ | Différence |
| γ | Coefficient adiabatique |
| η | Rendement |

INDICES

- 1) chambre de combustion CC
- 2) turbine à gaz à haute pression THP
- 3) turbine à gaz à basse pression TBP

Resumé

Français :

La turbine à gaz SGT-200 est une machine à combustion interne qui comprime l'air, le mélange avec du carburant et le brûle ensuite dans des chambres de combustion afin de convertir l'énergie calorifique en énergie mécanique. Ces turbines sont largement utilisées dans divers secteurs industriels tels que la production d'électricité, l'aviation, le traitement des hydrocarbures et le transport. Une étude approfondie de la thermodynamique d'un moteur de turbine à gaz, tel que le modèle Siemens SGT-200, nécessite une compréhension approfondie des principes fondamentaux et des processus qui régissent son fonctionnement.

L'intégration d'une tour d'énergie solaire à la turbine à gaz SGT-200 a entraîné d'importantes avancées. Cette combinaison a permis d'améliorer considérablement les performances des turbines, de réduire de manière significative les émissions de gaz nocifs dans l'atmosphère et de favoriser la transition vers des sources d'énergie propres.

Anglais :

The SGT-200 gas turbine is an internal combustion engine that compresses air, mixes it with fuel and then burns it in combustion chambers to convert heat energy into mechanical energy. These turbines are widely used in various industrial sectors such as power generation, aviation, hydrocarbon processing and transportation. A thorough study of the thermodynamics of a gas turbine engine, such as the Siemens SGT-200 model, requires a thorough understanding of the fundamental principles and processes that govern its operation.

The integration of a solar power tower with the SGT-200 gas turbine has resulted in significant advances. This combination has made it possible to considerably improve the performance of the turbines, to significantly reduce the emissions of harmful gases into the atmosphere and to promote the transition to clean energy sources.

العربية :

توربينات الغاز SGT-200 هي محرك احتراق داخلي يقوم بضغط الهواء وخلطه بالوقود ثم حرقه في غرف الاحتراق لتحويل الطاقة الحرارية إلى طاقة ميكانيكية. تستخدم هذه التوربينات على نطاق واسع في مختلف القطاعات الصناعية مثل توليد الطاقة والطيران ومعالجة الهيدروكربونات والنقل. تتطلب الدراسة الشاملة للديناميكا الحرارية لمحرك التوربينات الغازية ، مثل نموذج سيمنز SGT-200 ، فهماً شاملاً للمبادئ والعمليات الأساسية التي تحكم تشغيله.

أدى دمج برج الطاقة الشمسية مع التوربينات الغازية SGT-200 إلى تحقيق تقدم كبير. أتاح هذا المزيج إمكانية تحسين أداء التوربينات بشكل كبير ، لتقليل انبعاثات الغازات الضارة في الغلاف الجوي بشكل كبير وتعزيز الانتقال إلى مصادر الطاقة النظيفة.

Introduction Générale

Dans plusieurs domaines de l'industrie et du transport du gaz naturel, les machines tournantes ont un grand intérêt, elles sont le plus souvent stratégiques et indispensables Comparées aux autres moteurs [1].

La turbine à gaz demeure d'un des moyens de production de puissance les plus révolutionnaires, son invention a permis aux ingénieurs d'atteindre des niveaux de puissance jamais égalés par des moteurs thermiques conventionnels Les turbines à gaz jouent un rôle primordial dans le développement et le renforcement des capacités énergétique de notre pays Elles sont utilisées dans la production de l'énergie électrique et les processus industriels.

Dans notre pays, l'industrie du pétrole utilise essentiellement les turbines à gaz pour assurer l'acheminement des hydrocarbures, ainsi elles sont utilisées pour produire l'énergie électrique dans les centrales, ce qui donne à la turbine une importance dans l'économie nationale.

La thermodynamique, dans ce contexte, fait référence à la branche de la physique qui traite des relations entre la chaleur, le travail et l'énergie. En appliquant les principes thermodynamiques, les ingénieurs et les scientifiques peuvent analyser et comprendre le comportement des turbines à gaz, optimiser leur conception et améliorer leur efficacité.

Étudier la thermodynamique des turbines à gaz implique de comprendre les principes et les processus régissant leur fonctionnement, d'analyser leurs performances et d'optimiser leur efficacité. Cette connaissance est essentielle pour concevoir des applications plus efficaces et plus variées.

Le premier chapitre traite des généralités générales sur la turbine à gaz à partir de la définition, des avantages et du principe de travail. Dans le deuxième chapitre, la turbine Siemens SGT 200 est décrite. Dans le troisième chapitre des rappels thermodynamiques sont expliqués. Dans le quatrième chapitre, nous étudions la thermodynamique d'une turbine.

Chapitre I: Généralités
sur
Les turbines à gas

I.1 Introduction

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne à tous points de vue et peut être considérée comme un système autonome. Les composants fondamentaux d'une turbine à gaz comprennent un compresseur, une chambre de combustion et une turbine. Le compresseur aspire l'air ambiant et le comprime, augmentant sa pression et sa température. L'air comprimé est ensuite introduit dans la chambre de combustion où il est mélangé avec du carburant et enflammé, générant un gaz à haute température et haute pression.

Les turbines à gaz sont largement utilisées dans diverses applications telles que la propulsion des avions, la production d'électricité et l'industrie pétrolière et gazière, grâce à leur puissance de sortie élevée et à leur adaptabilité facile. Ces installations de turbines sont conçues pour fonctionner dans des conditions ambiantes standard, qui comprennent une température de 15°C, une pression atmosphérique de 1,013 bar et une humidité relative de 60 %.

Dans ce chapitre, nous allons vous présenter la turbine à gaz et son principe de fonctionnement. Nous discuterons de ses avantages et de ses inconvénients, approfondirons son fonctionnement et explorerons les différents composants qui le constituent.

I.2 Définition de la turbine à gaz

Les turbines à gaz font partie de la famille des turbomachines, qui sont des dispositifs dans lesquels de l'énergie est échangée entre un organe tournant tournant à vitesse constante autour d'un axe et le fluide en écoulement perpétuel. Les turbines à gaz, également appelées turbines à combustion (en abrégé TAG), sont le premier composant du cycle thermique auquel participe le fluide. Cette machine thermodynamique tournante (voir exemple sur la Figure I.1) est classée dans les moteurs à combustion interne, destinés à convertir l'énergie contenue dans un hydrocarbure en énergie mécanique ou cinétique. Le terme "gaz" dans le nom de la turbine à gaz fait référence à l'état gazeux du fluide circulant dans la turbine, et non au carburant utilisé. Huile brute) [2].

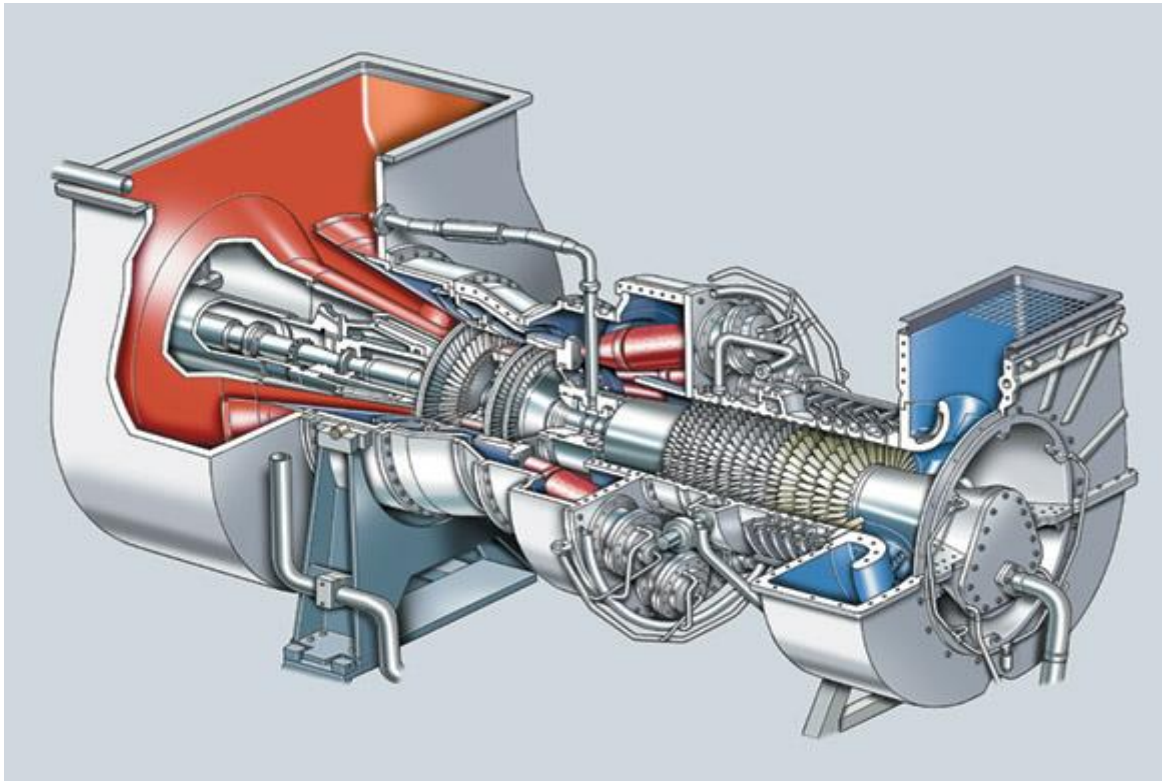


Figure I.1: Turbine à gaz Siemens SGT-200 [3].

I.3 Historique de la turbine à gaz

Dans l'histoire de la turbine à gaz, on peut identifier trois périodes distinctes :

La première période, celle des précurseurs, remonte à une époque ancienne. On la fait généralement remonter à Héron d'Alexandrie avec son Éolipile, un dispositif qui suscitait curiosité et amusement. Les premiers dépôts de brevets sont ensuite apparus. En 1791, l'Anglais John Barber a breveté un appareil hybride, une turbine à gaz comportant encore un compresseur alternatif. En ce qui concerne les turboréacteurs, c'est le Français Lorin qui a déposé le principe par brevet en 1911.

La deuxième période, celle des premières réalisations, a débuté à la fin du XIXe siècle et s'est achevée vers 1951. Entre 1872 et 1900 environ, les premiers turbomoteurs ont été construits, mais ils ne pouvaient pas fonctionner de manière autonome en raison de l'insuffisance des rendements de compression et de détente. Cependant, entre 1901 et 1906, les recherches menées par les Français Armengaud et Le Male ont abouti au premier turbomoteur autonome, avec un rendement global de 3 %. Entre 1935 et 1945, de nombreuses réalisations ont vu le jour, en particulier dans le domaine aéronautique, où les turbines à gaz

Chapitre I : Généralités sur les turbines à gaz

ont bénéficié des recherches actives menées pendant la Seconde Guerre mondiale. Le premier vol d'un avion équipé d'un turboréacteur a eu lieu en Allemagne à la fin du mois d'août 1939 (moteur HE S 3 monté sur l'avion Heinkel 178 V1), suivi en mai 1941 par une réalisation similaire en Grande-Bretagne (moteur Whittle W 1X monté sur l'avion Gloster E.28). Enfin, en 1951, deux premières mondiales ont été réalisées avec des turbines à gaz de la société française Turboméca. Le 18 avril, l'hélicoptère SO 1120 Ariel 3 a effectué son premier vol propulsé par un turbomoteur, l'ARTOUSTE. Le 6 novembre, le premier vol d'un turboréacteur à double flux, l'ASPIN, monté sur le Fouga Gémeaux IV, a eu lieu.

La troisième période, la période industrielle, a commencé en 1939. En effet, au cours des cinquante dernières années, ces machines se sont développées de manière spectaculaire. M. Sedille, dès 1948, avait anticipé avec justesse cette évolution en déclarant : "Il est indéniable qu'au cours des prochaines années, un effort considérable permettra de multiplier les installations turbo motrices à gaz dans tous les domaines d'utilisation".

Actuellement, la turbine à gaz fait partie intégrante de notre environnement quotidien. L'aviation commerciale et militaire utilise quasiment exclusivement ce type de machines pour propulser ses aéronefs. Dans le domaine industriel, la turbine à gaz est désormais un concurrent direct des moteurs diesel, et cette évolution est loin d'être terminée [4].

I.4 Eléments principaux d'une turbine a gaz

L'ensemble de la turbine à gaz est constitué par trois composantes essentielles :

- un compresseur, centrifuge ou axial, qui a pour rôle de comprimer de l'air ambiant à une pression comprise aujourd'hui entre 10 et 30 bars.
- une chambre de combustion, dans laquelle un combustible gazeux ou liquide est injecté sous pression, puis brûlé avec l'air comprimé, avec un fort excès d'air afin de limiter la température des gaz d'échappement.
- une turbine, généralement axiale, dans laquelle sont détendus les gaz qui sortent de la chambre de combustion. Sous cette forme, la turbine à gaz constitue un moteur à combustion interne à flux continu.

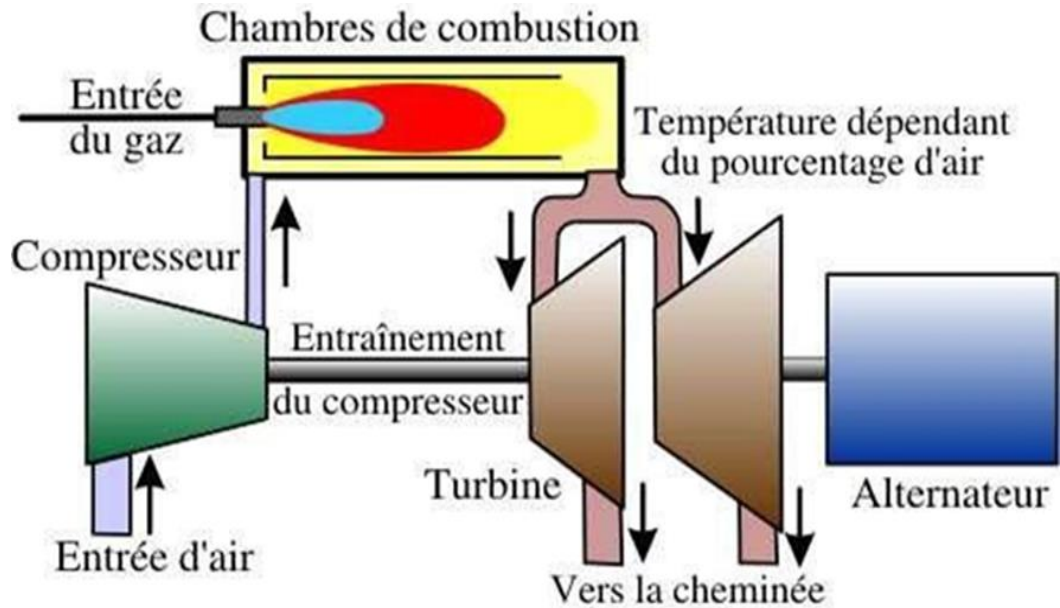


Figure I.2 : schéma principale de la turbine à gaz [5].

I.5 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

1. elle extrait de l'air du milieu environnant (aspiration).
2. elle le comprime à une pression plus élevée par le compresseur (compression).
3. elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûlant le Combustible dans une chambre de combustion (gaz chaud).
4. elle achemine de l'air à pression et à température élevées vers la section de la turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre (expansion) ; ceci sert, d'un côté, à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air, qui a lieu dans un compresseur relié directement à la section turbine et, de l'autre côté à fournir l'énergie utile à la machine conduite, couplée avec la machine au moyen d'un accouplement comme par exemple un alternateur ou un compresseur centrifuge.
5. elle décharge à l'atmosphère les gaz à basse pression et température résultant de la transformation mentionnée ci-dessus (échappement) [6].

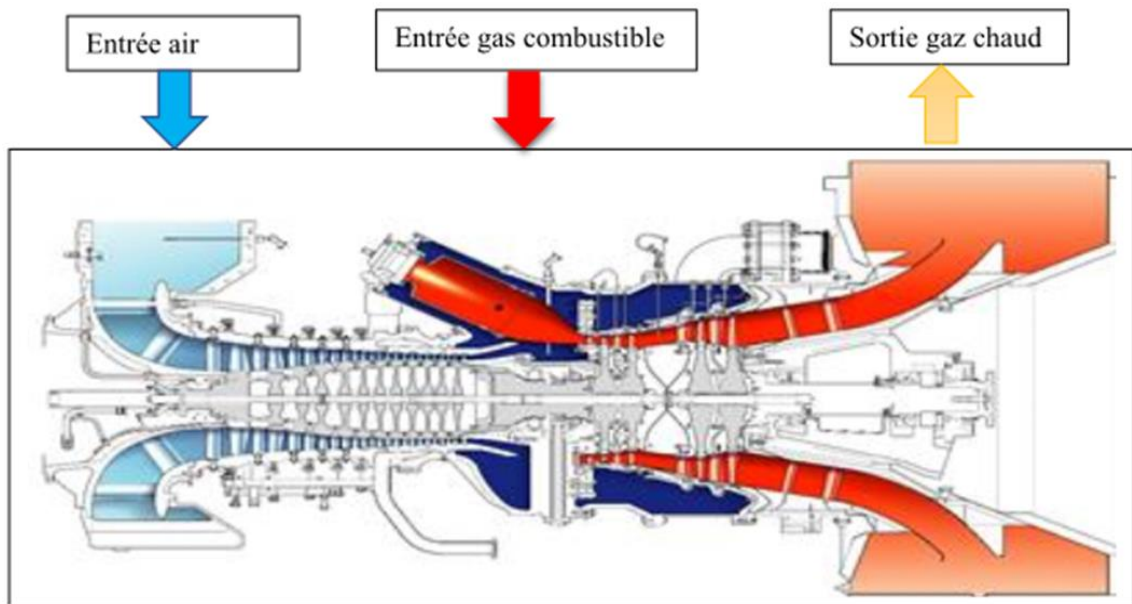


Figure I.3 : Schéma montre le passage du gaz à travers les composants de la turbine [7].

I.6 Classification des turbines à gaz

I.6.1 par le mode de construction

Le type de turbine à gaz à choisir dépend de l'objectif spécifique pour lequel elle est utilisée. Dans le domaine industriel, on distingue différents types de turbines.

Les turbines à un seul arbre, également connues sous le nom de mono-arbres, sont principalement utilisées lorsque l'on recherche un fonctionnement avec une charge constante, tel que pour l'entraînement de générateurs d'électricité.

Un deuxième type est représenté par les turbines à deux arbres, ou bi-arbres. Ces turbines offrent l'avantage de pouvoir entraîner des équipements à charges variables, tels que des pompes ou des compresseurs. Elles se composent de deux parties distinctes : la première assure l'autonomie de la turbine, tandis que la seconde est liée à la charge variable.

Enfin, on peut également mentionner un troisième type de turbines, dérivées de l'aéronautique. Ces turbines sont spécialement conçues en fonction du domaine d'application spécifique. Dans ce type de turbine, la partie qui assure l'autonomie de la turbine est toujours présente, et l'énergie encore présente dans les gaz d'échappement est utilisée pour générer une poussée en transformant l'énergie thermique et de pression en énergie cinétique de jet dans une tuyère.

Chapitre I : Généralités sur les turbines à gaz

Ainsi, le choix du type de turbine à gaz dépendra de l'objectif visé, qu'il s'agisse d'une charge constante, d'une charge variable ou d'une application dérivée de l'aéronautique [8] .

I.6.2 par le mode de travail

On distingue deux types de turbine :

- **Turbine à action** : Où l'énergie thermique est transformée complètement en énergie cinétique dans la directrice. L'évolution des gaz dans la roue se fait sans variation de pression statique $P_1 > P_2 = P_3$.
- **Turbine à réaction** : Une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique. L'évolution des gaz dans la roue se fait avec variation de la pression statique $P_1 > P_2 > P_3$. le taux de réaction ϵ caractérisera le % d'énergie thermique totale.

I.6.3 Par le mode de fonctionnement thermodynamique

Il existe deux cycles thermodynamiques :

- **Turbine à gaz à cycle fermé** : dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.
- **Turbine à gaz à cycle ouvert** : c'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère, ce type de turbine qui est le plus répandu se divise en deux classes :
 - **Turbine à cycle simple** : c'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique, après la détente les gaz possédant encore un potentiel énergétique sont perdus dans l'atmosphère à travers l'échappement.
 - **Turbine à cycle régénéré** : c'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait intervenir plusieurs fluides moteurs dans le but d'augmenter le rendement de l'installation.

I.7 Différents types de turbine à gaz

Une turbine à gaz peut comporter une ou deux lignes d'arbre pour l'ensemble des éléments tournants :

I.7.1 Turbine à une ligne d'arbre

Le système est entraîné d'abord par un moteur jusqu'à une certaine vitesse, ensuite c'est la turbine HP qui continue l'entraînement de l'ensemble des éléments.

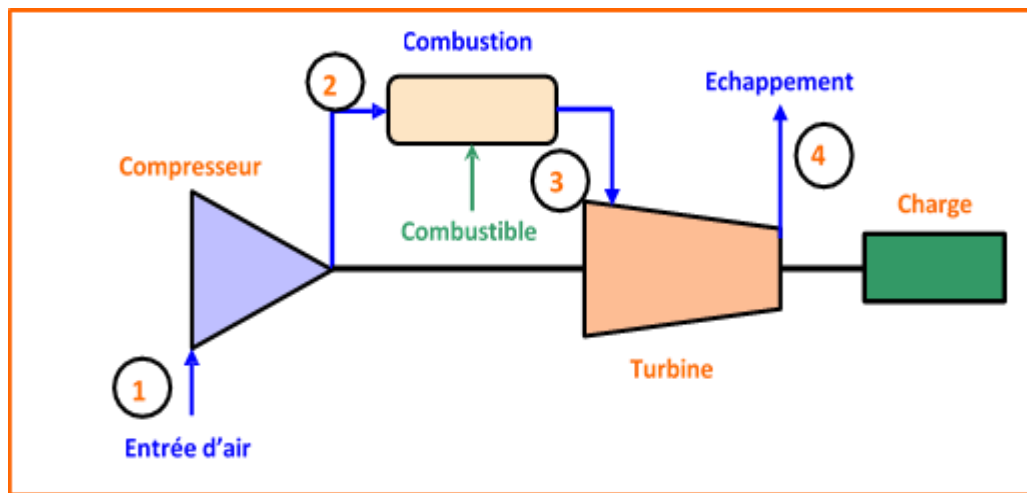


Figure I.4 : Schéma d'une turbine à un seul arbre [9].

I.7.2 Turbine à deux lignes d'arbre

Comme pour une ligne d'arbre, il est rajouté une turbine BP en bout d'arbre séparé mécaniquement. La conception à deux lignes d'arbres représente le maximum de souplesse et, est retenue pour les applications de grandes puissances.

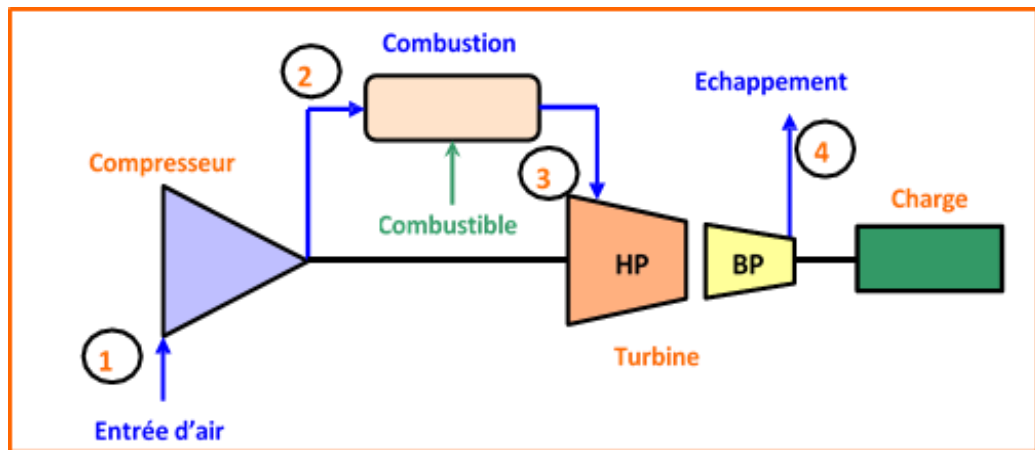


Figure I.5 Schéma d'une turbine à deux arbres [9].

I.8 Domaine d'utilisation des turbines à gaz

Dans le fonctionnement d'une turbine à gaz, le mélange d'air et de gaz s'échappe de la chambre de combustion après avoir été comprimé et se détend ensuite à travers plusieurs étages pour générer de l'énergie mécanique. Cette énergie est utilisée pour entraîner le compresseur d'air et fournir une puissance utilisable à l'arbre, qui peut être collectée, par exemple, par un compresseur. Le mélange de combustion, connu sous le nom de gaz d'échappement, est libéré par la turbine à des températures relativement élevées (entre 450°C et 550°C) et peut être utilisé pour alimenter un échangeur de chaleur conçu pour produire un fluide thermique utilisable, tel que de la vapeur. De plus, dans chaque situation d'application envisagée, le fabricant de la turbine à gaz ou le fournisseur du groupe devra spécifier les performances attendues dans les différentes conditions de fonctionnement prévues. Par conséquent, les caractéristiques propres à chaque turbine peuvent conduire à un choix différent de celui indiqué par leur type d'utilisation. Il est donc essentiel de prendre en compte les spécifications et les exigences spécifiques de chaque cas pour déterminer la turbine à gaz la plus appropriée.

I.8.1 Production d'électricité

La production d'électricité est l'un des principaux domaines d'application des turbines à gaz. Ces machines sont particulièrement efficaces dans les applications où le régime de fonctionnement est constant et la charge relativement stable. En effet, elles offrent leur meilleur rendement dans ces conditions. Les turbines à gaz sont capables de générer une puissance allant de quelques centaines de kW à près de 300 MW. L'arbre de la turbine

Chapitre I : Généralités sur les turbines à gaz

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

I.8.2 Pompage et compression de gaz

L'exemple de type de turbine examinée dans cette thèse est le type de turbines à gaz utilisées dans les stations de pompage et compression du gaz, il est tout à fait possible de remplacer l'alternateur entraîné, par une pompe ou par un compresseur. Le choix entre une turbine à un ou à deux arbres dépend du type de machine accouplée à la turbine et du mode d'exploitation envisagé. Un cycle combiné chaleur-force est encore réalisable.

I.8.3 Autre application

Les turbines à gaz trouvent des applications variées en raison de leurs avantages spécifiques. Leur haute puissance massique les rend particulièrement adaptées à la propulsion aéronautique, notamment pour les hélicoptères. Les turbines à gaz sont également de plus en plus utilisées dans la propulsion navale, notamment pour les navires à grande vitesse, ainsi que dans les véhicules militaires [1]. Par contre, la turbine à gaz est mal adaptée aux véhicules routiers, les variations de charge et de régime sont trop importantes et trop rapides pour être réalisables avec un rendement correct. De plus, le rendement atteint difficilement 30% pour des moteurs compacts et de faible puissance alors que les Diesel actuels dépassent 40%. Par contre, elles pourraient trouver un regain d'intérêt pour les chaînes de propulsion hybrides en particulier sur les poids lourds, où l'installation des échangeurs (notamment récupérateur sur échappement) est moins problématique [10].

I.9 Avantages et inconvénients des turbines à gaz

I.9.1 Avantages

- Une puissance élevée dans un espace restreint dans lequel un groupe diesel de même puissance ne pourrait pas être logé.
- A l'exception de démarrage et arrêt, la puissance est produite d'une façon continue.
- Démarrage facile même à très froid.
- Diversité de combustible pour le fonctionnement.
- Possibilité de fonctionnement à faible charge [11].

I.9.2 Inconvénients

- Au-dessous d'environ 3000 KW, prix d'installation 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 [11].

I.10 conclusion

En conclusion de ce chapitre, nous avons défini la turbine à gaz et exploré ses applications, sa classification, ainsi que ses avantages et ses inconvénients. Dans l'ensemble, les turbines à gaz ont leurs avantages et leurs inconvénients, et leur utilisation dépend de l'application spécifique et de l'équilibre souhaité entre efficacité, fiabilité et impact environnemental. Comme toute technologie, une recherche et un développement continus sont nécessaires pour améliorer les performances et réduire l'empreinte environnementale des turbines à gaz.

**Chapitre II: Description
de la turbine Siemens
SGT 200**

Chapitre II :Description de la turbine Siemens SGT 200

II.1 Introduction

La turbine à gaz SGT 200 est une turbine industrielle à haut rendement fabriquée par Siemens Energy. Il est utilisé pour la production d'électricité dans les centrales électriques et les installations industrielles, ainsi que pour la propulsion des navires et des avions. Cette turbine est conçue comme une configuration à cycle ouvert, à double extrémité et à arbre unique sans régénération, permettant une efficacité thermique élevée et une puissance spécifique. Il est également équipé d'aubes de turbine refroidies par air, garantissant une grande fiabilité, disponibilité et une longue durée de vie. Avec des capacités de détection de la température, de la position axiale et des vibrations de l'arbre, la turbine à gaz SGT 200 fournit une solution de production d'énergie robuste et fiable pour les applications industrielles les plus exigeantes.

La turbine se compose principalement de l'ensemble générateur de gaz et de la turbine de puissance. L'ensemble générateur de gaz comprend le carter d'entrée d'air, le rotor du compresseur, le stator du compresseur, le carter central, le système d'allumage, les chambres de combustion et les ensembles stator et rotor de la turbine du compresseur. L'ensemble turbine de puissance comprend les conduits d'interconnexion de gaz chauds, les ensembles stator et rotor de la turbine de puissance, l'arbre d'entraînement et le carter de sortie d'échappement.

Le rapport de pression et la température d'entrée de la turbine sont soigneusement sélectionnés pour garantir une efficacité thermique élevée et une puissance spécifique. Les aubes de turbine refroidies par air aident à maintenir des températures de métal appropriées, garantissant fiabilité, disponibilité et durée de vie prolongée.

II.2 Présentation générale de l'entreprise SONATRACH

Sonatrach (Société Nationale pour la Recherche, la Production, le Transport, la Transformation, et la Commercialisation des Hydrocarbures s.p.a) est une entreprise publique algérienne et un acteur majeur de l'industrie pétrolière. La société nationale de transport et commercialisation des hydrocarbures est une entreprise nationale par son domaine d'activité, industrie pétrolière et gazière primordial a la nation par son poids économique et nationale par son histoire et son orientation, elle avait pour mission le transport et la commercialisation des hydrocarbures par voix terrestre et maritime.

Chapitre II :Description de la turbine Siemens SGT 200

Elle a été créée en application du décret N° 63-491 du 31/12/1963 ; en 1965, la SONATRACH entreprit la construction et la mise en place d'un oléoduc reliant HAOUUD EL HAMRA à ARZEW, c'est la première expérience en son genre dans un pays en voie de développement. Cette réalisation constituait en quelque sorte la confirmation de "l'acte de naissance" de la SONATRACH.

Après le décret N° 66 269 de septembre 1966, SONATRACH devient la société nationale touchant plusieurs domaines tels que la recherche, la production, le transport, le raffinage, la transformation et la commercialisation des hydrocarbures liquides et gazeux. A ce moment, elle employait 100 000 travailleurs.

En 1986, l'entreprise «SONATRACH» adopta une politique plus ouverte aux relations d'associations avec des partenaires étrangers, ayant comme objectif de devenir un « groupe pétrolier international ». Ce qui a fini par s'accomplir, voyant qu'en tant que pôle industriel en Algérie, elle est classée selon «Petroleum Intelligence Weekly», au douzième rang des compagnies pétrolières et gazières pour l'année 2004, deuxième plus grand exportateur de GPL et de GNL et troisième pour le gaz naturel au monde.

Sonatrach est la première entreprise d'Afrique, avec un chiffre d'affaire plus de trois fois supérieur à celui de Old Mutual, classée deuxième. Elle est le 12^e groupe pétrolier au niveau mondial, 2^e exportateur de GNL et de GPL et 3^e exportateur de gaz naturel.

II.3 Région transport Haoud el- Hamra (RTH)

II.3.1 Historique

La base de Haoud El Hamra, autrement connue sous le sigle de HEH, représente l'un des sites essentiels de Sonatrach. Il s'agit en fait du carrefour assurant l'acheminement des hydrocarbures liquides du Sud de l'Algérie vers les ports et les raffineries du Nord.

1956 : Découverte du gisement du Pétrole Brut de Hassi-Messaoud. Une première canalisation de diamètre 6" et d'une longueur de 170 Km dénommée «Baby-Pipe», a été construite pour relier Hassi-Messaoud à Touggourt. De là, le pétrole brut était acheminé par wagons-citernes jusqu'au port de Skikda pour son exportation.

Chapitre II :Description de la turbine Siemens SGT 200



Figure II.1 : Haoud El-Hamra (HEH 1959)

Le site de HEH a été inauguré en 1959 par la Compagnie Française du Pétrole, et cela par la mise en service du pipeline 24" OB1 reliant Haoud El-Hamra à Béjaia. Il s'est ensuite développé pour connaître l'installation de la ligne 28" OZ1 (801 Km) reliant HEH à Arzew (1965), la ligne 34" OK1 allant vers Skikda (1972), et enfin l'installation de la ligne 34" OZ2 suivant l'OZ1 (2003). La Direction Régionale Haoud El-Hamra se situe à 66 km au sud-est du chef lieu de la wilaya d'Ouargla, 26 km au nord de Hassi Messaoud. Elle couvre une superficie de 3.5 km² environ. La superficie construite s'évalue à environ 6,5 hectares (0,0065 km²).

Il est important de noter que Haoud El-Hamra n'est pas seulement un site de la Branche TRC, mais toute une région, englobant d'autres sites, notamment celui de Hassi R'mel.

II.4 Présentation de la Région Transport Haoud El-Hamra

Le pétrole, du latin Petra pierre et oléum huile (soit « huile de pierre »), est une roche liquide carbonée, ou huile minérale. Énergie fossile, son exploitation est l'un des piliers de l'économie industrielle contemporaine, car il fournit la quasi totalité des carburants liquides. La composition du pétrole dépend du lieu d'où il est extrait : il y a actuellement une centaine de bruts différents sur le marché pétrolier. On distingue trois catégories d'hydrocarbures présents dans les fractions du brut distillant entre 20 et 200°C : les alcanes ou paraffines (18 à 65 %), les cycloalcanes ou naphènes (25 à 90 %) et des composés aromatiques (jusqu'à 15 %)

Chapitre II :Description de la turbine Siemens SGT 200

De nos jours, le pétrole est la source énergétique la plus utilisée dans les différents côtés de la vie, et qui contribue à la satisfaction des besoins énergétiques en Algérie. Il est imposé essentiellement grâce à ses caractéristiques propres, à sa sécurité d’approvisionnement, son prix compétitif, autre avantage du point de vue protection de l’environnement.

Cette fossile énergie doit passer par une série de transformations pour devenir utilisable selon les demandes du marché énergétique. Le pétrole subit des opérations unitaires afin d’obtenir des fractions plus légères, généralement, à l’utilisation directe :

Une fois découvert, collecté, traité et stocké dans les terminaux de chargement, le brut doit être transporté par un moyen quelconque vers les lieux de consommation. A ce stade intervient le rôle primordial de la région Haoud El-Hamra

La région transport RTH occupe une position stratégique au sein du réseau de transport par canalisations de SONATRACH par ses importantes capacités de transport et de stockage, et par sa situation géographique, en aval des champs de production et en amont des centres de transformation et des terminaux marins.

La région transport Haoud El-Hamra est située à 20 Km au Nord Est de Hassi-Messaoud et à 70 Km au sud du chef-lieu de la willaya de Ouargla.

Haoud El-Hamra est au centre de l’histoire de SONATRACH. Son aventure dans le transport des hydrocarbures a débuté au lendemain de la découverte du gisement de Hassi Messaoud en 1956, par la naissance du Baby pipe, l’appellation donnée à la canalisation de diamètre 6’’, d’une longueur de 170 Km, reliant HEH à la gare ferroviaire de Touggourt d’où le pétrole brut était chargé sur wagons-citernes jusqu’au port de Skikda pour être exporté.

C’est en 1959 qu’a eu lieu la mise en exploitation du 1er Oléoduc 24’’ OB1 reliant le terminal départ Haoud El-Hamra SP1 /OB1 24’’ au terminal arrivée de Bejaia.

Chapitre II :Description de la turbine Siemens SGT 200

II.5 La Station OZ1 /OZ2

La station SP1-OZ2 est la station la plus récente de HEH. Elle a été inaugurée en 2003 et possède un matériel très récent. L'une des différences fondamentales que l'on peut noter, est que cette station peut soutirer le produit à pomper de n'importe quel parc de stockage et possède une visualisation de l'ensemble des bacs de HEH.

La station a été construite au même temps que le pipeline OZ2-34'' reliant HEH à Arzew. Elle a d'ailleurs été conçue de façon à remplacer la station SP1-OZ1 -28''.

Depuis sa mise en service, elle assure le pompage du pétrole brut sur les deux canalisations OZ1-28'' et OZ2-34''.

Elle est appelée Terminal de Départ OZ1/OZ2.

II.6 Technologie de la turbine

II.6.1 Le compresseur

Le compresseur présente un modèle axial subsonique avec une efficacité élevée sur 15 étages, permettant d'atteindre un taux de compression de 12.

La structure du rotor est conçue de manière rigide en utilisant une conception éprouvée comprenant 14 disques de rotor assemblés par manchon. Un faux arbre d'admission et un arbre intermédiaire sont également présents et solidement fixés les uns aux autres à l'aide d'un boulon de tension central, formant ainsi l'ensemble du rotor.

Les ailettes du rotor sont fixées aux disques à l'aide de goujons en queue d'aronde, fabriqués avec une grande précision.

À l'extrémité avant de l'ensemble du rotor, le faux arbre d'admission est usiné pour créer différentes composantes telles que le siège de la bague d'étanchéité à huile, une bride pour la bague de poussée, un tourillon pour le palier avant et un joint d'étanchéité à labyrinthe avant.

Pour faciliter le démarrage et le contrôle des oscillations, les cinq premières rangées d'ailettes du stator sont équipées d'ailettes de guidage à géométrie variable, qui sont commandées hydrauliquement.

Chapitre II :Description de la turbine Siemens SGT 200

Les cinq premiers étages des ailettes du compresseur ainsi que les carters sont protégés par un revêtement anticorrosion, assurant leur durabilité.

Le carter du compresseur est conçu avec un plan de joint axial et est constitué de deux éléments, ce qui permet une inspection facilitée de la partie avant du compresseur avec un démontage minimal des composants.

II.6.2 Système d’Air de Refroidissement

Les disques de turbine et les autres composants situés dans les sections chaudes, soumis à des températures élevées, sont refroidis par circulation d'air provenant du compresseur. Cet air est également utilisé pour pressuriser le labyrinthe d'étanchéité.

L'air comburant à basse pression, provenant du système d'alimentation en air comburant à pression moyenne, exerce une pression sur le joint à labyrinthe du palier d'admission du compresseur et se décharge dans celui-ci.

L'air comburant à pression moyenne, prélevé au huitième étage du compresseur, exerce une pression sur le joint à labyrinthe central du faux arbre du compresseur.

L'air comburant prélevé au onzième étage du compresseur est acheminé par des tuyauteries vers les joints à labyrinthe du carter de palier de la turbine de puissance. Son flux empêche la pénétration d'huile ou de gaz chauds, puis il se décharge vers la face arrière du rotor du deuxième étage, assurant ainsi le refroidissement du disque. Enfin, il s'échappe dans le flux de gaz et le reniflard du moteur principal. Des orifices sont également présents radialement dans le composant direct de l'arbre de sortie de l'air du onzième étage, permettant un refroidissement de la face des disques, des diaphragmes du stator, du couplage de l'arbre unique et de la face arrière du disque de la turbine du compresseur du deuxième étage, avant de s'échapper finalement dans le flux de gaz.

L'air comburant prélevé au quinzième étage passe à travers des orifices ménagés dans l'arbre intermédiaire, puis circule à travers les tubes de refroidissement pour assurer le refroidissement des faces internes des disques de turbine du compresseur, avant de s'échapper finalement dans le flux de gaz.

L'air en sortie du compresseur exerce une pression sur les joints à labyrinthe de la turbine du compresseur, à la fois à l'avant et à l'arrière. Une partie de cet air, combinée à l'air à pression

Chapitre II :Description de la turbine Siemens SGT 200

moyenne provenant du joint à labyrinthe central, s'échappe à travers le reniflard primaire. Le reste de l'air en sortie du compresseur traverse les orifices de la bague de fixation du stator de la turbine du compresseur, puis passe à travers la partie interne du stator du premier étage et les aubes du rotor de la turbine du compresseur, avant de s'échapper finalement dans le flux de gaz.

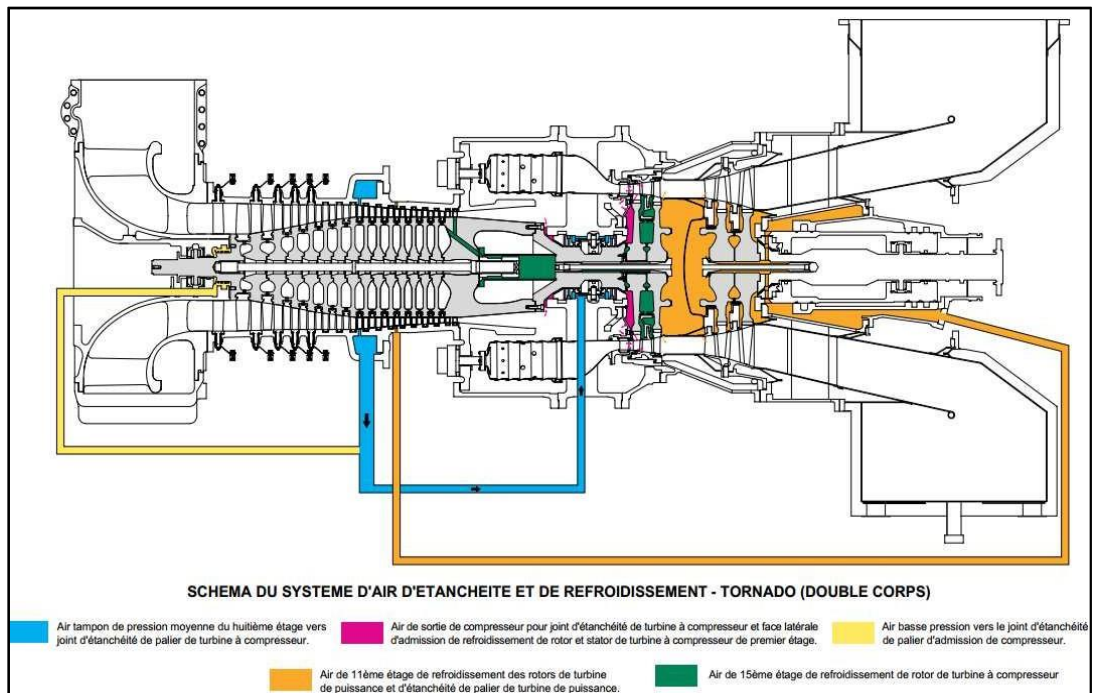


Figure II.2 : schéma du système d'air de refroidissement et d'étanchéité

II.6.3 Système d'Allumage et de Combustion

Le système de combustion utilise huit chambres de combustion tubulaires à flux inverse axial. Ces chambres sont positionnées de manière symétrique sur la face avant du carter de pression, qui est cylindrique et parallèle à l'axe de la turbine. Le carter est divisé verticalement afin de permettre un accès facile aux chambres de combustion, aux tubes à flamme et aux conduites de transition, sans perturber le compresseur ni la turbine.

Les chambres de combustion sont équipées de dispositifs de turbulence pour assurer un mélange optimal de l'air comburant et du carburant, et ainsi obtenir une combustion propre.

Deux des chambres sont équipées de dispositifs d'allumage autonomes à haute énergie rétractables, dont l'un ou l'autre est capable de démarrer la turbine.

Chapitre II :Description de la turbine Siemens SGT 200

Un dispositif d'allumage mutuel entre les chambres adjacentes permet un allumage rapide et fiable.

L'extrémité du tube de flamme fait saillie dans la conduite d'interconnexion des gaz chauds, qui dirige le flux de gaz chaud vers les ailettes de stator de la turbine à compression.

II.6.4 Turbine de Compression (CT)

La turbine du compresseur (CT) est une turbine à flux axial à deux étages qui génère la puissance nécessaire pour entraîner le compresseur. Les aubes de rotor sont fixées sur deux disques à l'aide d'un empattement appelé "en sapin". Ces disques sont fixés sur un faux arbre par le biais d'un boulon de tension central, qui forme le rotor de la turbine du compresseur. Ce rotor est directement couplé à l'arrière du rotor du compresseur pour former l'ensemble du générateur de gaz.

Les ailettes de stator se présentent sous forme de bagues composées de segments moulés avec précision en une seule pièce. Elles sont équipées de joints à labyrinthe brasés pour minimiser les fuites de gaz.

Les aubes de rotor et de stator du premier étage sont équipées d'un système interne de refroidissement à air provenant du compresseur. Ce système réduit la température des métaux à des niveaux acceptables, ce qui prolonge la durée de vie du système. De plus, un revêtement anticorrosion est appliqué pour augmenter la durée de vie de la turbine.

II.6.5 Turbine de puissance (PT)

La turbine de puissance à deux étages (PT) est conçue avec une configuration axiale subsonique. Elle est composée de deux disques en acier chromé haute résistance équipés d'aubes de rotor moulées avec une grande précision, assemblées à l'aide d'un empattement appelé "en sapin". Ces aubes de rotor sont fixées sur l'arbre de sortie à l'aide d'un boulon de tension, formant ainsi l'ensemble rotor de la turbine de puissance.

Les aubes de rotor et de stator sont moulées, et les disques du rotor sont dotés d'un système de refroidissement par air pour maintenir leur température à des niveaux acceptables.

L'arbre du rotor est installé dans deux paliers à tourillon de type à manchon anti-turbulence, et il est également équipé de butées axiales. Tous les paliers sont montés dans un carter de palier

Chapitre II :Description de la turbine Siemens SGT 200

robuste qui est solidement fixé par le diffuseur de la turbine et l'ensemble de support du carter externe.

La conception de la turbine de puissance garantit une sécurité intrinsèque, avec une limite de vitesse aérodynamique nettement inférieure à la vitesse de rupture du disque

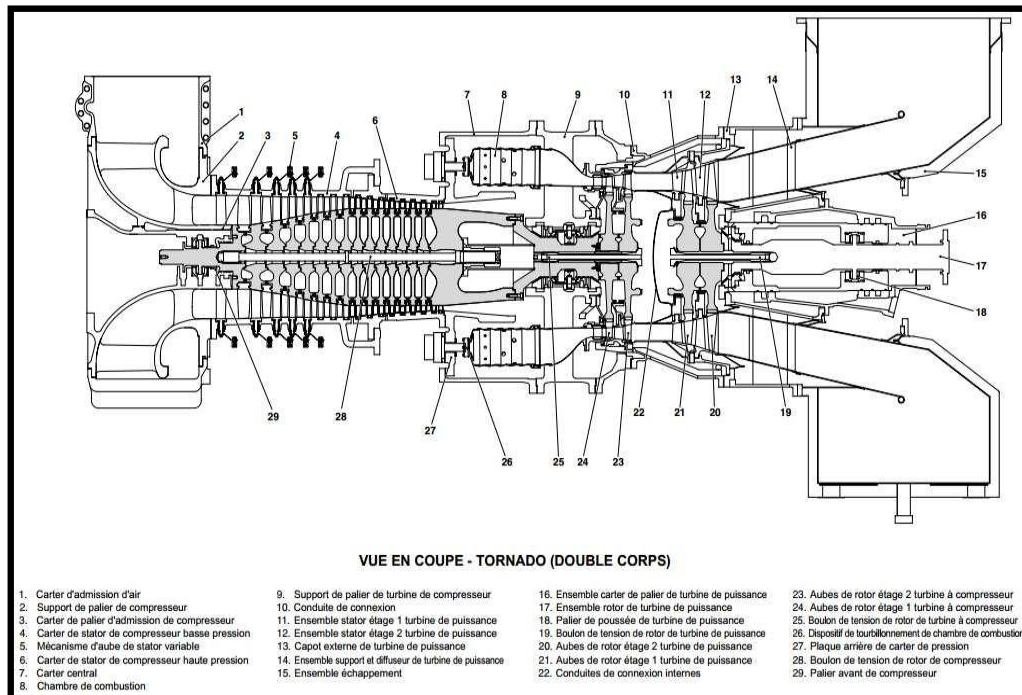


Figure II.3: Plan d'ensemble de la turbine TORNADO

II.6.6 Ailettes de Guidage d'Admission

Le fonctionnement des ailettes de guidage de stator à géométrie variable montées sur l'orifice d'admission du compresseur de l'ensemble générateur à gaz participe à la séquence de démarrage et il est contrôlé depuis le panneau de contrôle de la turbine.

Ce système est autonome, à commande hydraulique alimenté par une pompe auxiliaire à engrenages équipé d'un actionneur, d'une soupape de contrôle de pression, d'un manomètre, et de la tuyauterie et de câblage nécessaire intégré.

II.6.7 Collecteur d'Echappement

Le carter d'échappement de la turbine de puissance à une sortie orientée verticalement vers le haut. Il est équipé d'une isolation thermique avec une finition en aluminium thermique. Un

Chapitre II :Description de la turbine Siemens SGT 200

joint d'expansion est prévu à la sortie du carter d'échappement pour accommoder les mouvements relatifs résultants de l'expansion thermique.

II.6.8 Instrumentation

L'orifice d'air comburant, la sortie du compresseur et les conduites d'interconnexion sont équipés de thermocouples. Ces mesures de température sont utilisées par le module de contrôle de la turbine (TCM) pour calculer le paramètre idéal de température de fonctionnement de la turbine.

En outre, les thermocouples installés sur les conduites d'interconnexion sont utilisés pour surveiller les conditions de combustion pendant le démarrage et en charge. Ils peuvent mettre la turbine en arrêt d'urgence en cas d'extinction de la flamme de l'une des chambres de combustion.

Chacun des paliers de la turbine contient deux thermocouples encastrés (1 actif, 1 en réserve) pour la surveillance de la température du métal du palier.

Les capteurs de vitesse des rotors sont installés pour mesurer à la fois la vitesse de l'arbre de la turbine de puissance et de l'arbre de la turbine du compresseur. Le capteur pour la turbine de puissance est opéré directement par une couronne dentée montée sur l'arbre. Le capteur de la turbine du compresseur est situé sur l'arbre de sortie de la boîte d'engrenage auxiliaire.

Un système de capteur de proximité est utilisé pour surveiller le niveau de vibration et de déplacement des arbres de générateur à gaz et de la turbine de puissance. Ces capteurs disposés selon le plan (X-Y) (1 Actif, 1 en Réserve) sont prévus sur les paliers à tourillon et des bagues disposées selon le plan (Z) sont prévues sur chacune des bagues de poussée de l'arbre.

Les niveaux de vibration sont surveillés par le module de contrôle de la turbine à l'aide d'un dispositif de surveillance de série BENTLY NEVADA 3300.

Ce dispositif surveille un transducteur X, Y sur chacun des quatre paliers radiaux et 2 transducteurs sur chacun des paliers de butée. Les transducteurs de référence de phase sont surveillés par le module de surveillance du système. Les valeurs mesurées sont données en Micromètre (crête à crête) pour les vibrations.

Chapitre II :Description de la turbine Siemens SGT 200

II.6.9 Plaque de Base de la Turbine

La plaque de base est conçue pour une fixation multipoint et elle est équipée de bitte de levage de type à boulonnage et de dispositif de protection de mise à la terre.

Dimension de la plaque :

Longueur : 7,21 m

Largeur : 2.4 m

Hauteur : 0.762 m

II.6.10 Système de Lubrification

Un système d'huile de lubrification commun à la fois à la turbine et à la boîte d'engrenages auxiliaire et aux équipements entraînés (pompes principale et son réducteur).

II.6.10.1 Réservoir d'huile

Le réservoir d'huile est équipé par une pompe auxiliaire entraînée par un moteur électrique à CA et d'une pompe d'urgence entraînée par un moteur électrique à CC monté sur la partie supérieure, d'un thermostat, d'une jauge de température, de commutateurs de température, d'une jauge de niveau visuelle, de reniflard de ventilation et d'un bouchon de remplissage latéral externe avec crépine de filtration.

II.6.10.2 Pompes de lubrification

La turbine est équipée de trois pompes de lubrification

Pompe principale attelée à la boîte d'engrenage auxiliaire :

La pompe principale est de type à vis et à amorçage automatique satisfaisant toutes les exigences en huile de lubrification de la turbine, la boîte à engrenages auxiliaire, de la pompe et du réducteur principal à plein régime ;

Pompe auxiliaire entraînée par un moteur électrique à CA :

Cette pompe sert à assurer la lubrification avant et après les périodes de fonctionnement et à assister la pompe principale pendant la phase de démarrage ;

Pompe d'urgence entraînée par un moteur électrique à CC :

Chapitre II :Description de la turbine Siemens SGT 200

Cette pompe assure le service de lubrification d'urgence essentiel en cas de panne de courant alternatif, pour éviter que les paliers de la turbine et les équipements entraînés ne subissent de dommage.

II.6.10.3 Réchauffeurs du réservoir d'huile

Trois réchauffeurs immergés dans le réservoir d'huile sont prévus pour maintenir l'huile de lubrification à une température minimum de 10°C.

II.6.10.4 Filtre à huile

Le filtre à huile est de type duplex, de valeur nominale de filtrations de 10 microns, doté d'éléments jumelés. Il est équipé d'un manomètre de pression différentielle, d'un commutateur avec vanne de commutation manuelle permettant d'effectuer la commutation entre les deux éléments sans avoir arrêter la turbine.

II.6.10.5 Refroidisseur d'huile de lubrification

Le refroidissement d'huile est assuré par un aéroréfrigérant double. Chacun d'eux d'une capacité de 100% et de type simplex à flux d'air avec radiateur unique et ventilateur à entraînement par moteur électrique à CA.

L'aéroréfrigérant est conçue pour une température ambiante allant jusqu'à 52°C.

Des huiles hydrauliques à base minérale d'excellente qualité sont utilisées dans ces appareils. Pour obtenir des performances maximales, la viscosité doit être comprise entre 20 et 100 cSt. Les fluides ISO VG 68 sont recommandées pour une exploitation à la température normale tandis que les normes ISO VG de qualité 32 ou 46 peuvent servir à leur avantage dans des climats plus froids. Il faut limiter les viscosités à 100 cSt au maximum et 8 cSt au minimum, mais elles peuvent être étendues selon les conditions d'application.

Chapitre II :Description de la turbine Siemens SGT 200

II.6.11 Système d'Admission d'Air Comburant

Il est constitué de :

II.6.11.1 Filtre d'admission d'air comburant

Le filtre d'admission d'air comburant est de type à cartouches et à nettoyage automatique, le filtre comporte un dispositif d'injection automatique d'air comprimé agissant automatiquement et/ou manuellement par impulsions périodiques en sens inverse du courant d'air comburant, cet air comprimé déloge la poussière et les débris accumulés sur les cartouches filtrantes.

II.6.11.2 Le Silencieux d'admission

Un silencieux d'admission d'air assure la réduction du bruit à un niveau acceptable de 85 dB à 1 mètre.

II.6.11.3 Système de Carburant

La turbine est équipée d'un système de combustion à gaz naturel, le gaz naturel doit être sec, propre et exempt de gouttelette d'hydrocarbure et d'eau.

La pression et la température d'alimentation sont en fonction de pouvoir calorifique inférieur (PCI).

La température de gaz carburant doit être la plus élevée des deux températures suivantes au minimum 5°C ou de 20°C supérieur au point de buée de l'hydrocarbure.

Le gaz pénètre dans la turbine par deux clapets d'arrêt à bille protégés contre les incendies avant de parvenir à la vanne de carburant. Une soupape de régulation de pression est montée entre les clapets d'arrêt à bille et la vanne de carburant.

La soupape de régulation de pression est conçue pour se fermer en cas de défaillance et donc couper l'alimentation en carburant de la turbine par mesure de sécurité en cas d'urgence.

Un transmetteur de pression est monté en aval de la vanne de restriction pour surveiller la pression du gaz à la soupape de régulation.

II.6.11.4 Système de Démarrage

La turbine est équipée d'un système de démarrage automatique opéré par un bouton poussoir avec séquence de démarrage contrôlée via un programme établi à partir du panneau de contrôle et de la commande à distance de la turbine.

Chapitre II :Description de la turbine Siemens SGT 200

Le système est essentiellement constitué par un moteur électrique à vitesse variable à CA triphasé qui entraîne la turbine par l'intermédiaire de la boîte à engrenage.

II.6.11.5 Système d'Echappement

Le système est constitué par un diffuseur, un joint d'expansion pour permettre l'expansion thermique nécessaire, une conduite d'échappement en acier et un silencieux d'échappement en acier limite le bruit à 85 dB à 1 mètre.

II.6.11.6 Boîte à Engrenage

La boîte à engrenage auxiliaire est une unité autonome à arbres parallèles située sur la partie avant de la plaque de base de la turbine. Elle est alimentée en huile de lubrification par le système de lubrification de la turbine.

Cette boîte sert à entraîner la turbine pendant la phase de démarrage. Elle entraîne également la pompe d'huile de lubrification principale pendant le fonctionnement normal de la turbine.

II.7 Rôle de la turbine dans le process

Le rôle de la turbine est d'entraîner un compresseur centrifuge MCL qui sert à comprimer le Propane dans 3 étages qui est utilisé dans la boucle de réfrigération.

II.7.1 Boucle de Propane

L'utilisation du propane comme fluide frigorigène permet d'assurer un apport de frigories permettant ainsi d'optimiser les qualités du GPL et de Condensât récupérer dans le gaz brut d'alimentation.

Le principe consiste à condenser le propane par compression et refroidissement, le propane échangera ses frigories avec le gaz ou le liquide à refroidir.

Le système de réfrigération fournit trois niveaux de réfrigérant -40°C ; -21°C ; $+21^{\circ}\text{C}$ correspondant respectivement aux pressions 0.1 bars ; 1.4 bars et 7.9 bars qui sont les pressions d'aspiration des trois étages du compresseur de propane qui est entraîné par une turbine à gaz [12].

Chapitre II :Description de la turbine Siemens SGT 200

II.8 Caractéristiques et performances de la turbine SGT200

Tableau 1 : Données techniques de la turbine SGT200 [13].

| | | |
|---|---------------------------------|----------|
| Température d'admission | 45C°_52C° | |
| Vitesse de la turbine de puissance | 9875_10450 tr/min | |
| Puissance disponible à la sortie de la turbine de puissance | 5144_5364 KW | |
| Débit à l'échappement | 21.97_23.36 Kg/s | |
| Température d'échappement | 525_533.9 C° | |
| Taux de compression | 12 | |
| Cycle thermodynamique | Cycle ouvert sans recuperation | |
| Aubes turbine du compresseur premier étage | Refroidissement interne à l'air | |
| Aubes turbine du compresseur deuxième étage | Refroidissement externe à l'air | |
| Unités de chambre de combustion | 8 | |
| Température maximum de combustion | 1056 C° | |
| Disque de turbine de puissance (2 étages) | Refroidissement externe à l'air | |
| Vitesse rotor turbine de puissance à 100% | 10450 tr/min | |
| Efficacité thermique nominale | 31% | |
| Pression d'alimentation en gaz carburant | 15.3_25.8 bars | |
| Température d'alimentation en gaz carburant | 20_105 C° | |
| | Température | Pression |
| Admission d'air | 15 | 1.013 |
| Dernier étage de compresseur | 365 | 12.52 |
| Face avant turbine HP premier étage | 1040 | 12.09 |
| Face avant turbine BP premier étage | 726 | 3.46 |
| Echappement | 490 | 1.013 |

Chapitre II :Description de la turbine Siemens SGT 200

II.9 Conclusion

En conclusion, la description de la turbine Siemens SGT200 nous permet de bien comprendre les principales caractéristiques de cette turbine industrielle très efficace. Il est conçu pour fournir une efficacité thermique élevée et une sortie spécifique grâce à sa configuration à cycle ouvert à arbre unique, à double extrémité, sans régénération. Les aubes de turbine refroidies par air, ainsi que les capacités de détection de la température, de la position axiale et des vibrations de l'arbre, ainsi que l'accès facile pour l'inspection et la maintenance, contribuent tous à la fiabilité et à la longue durée de vie de cette turbine. La turbine Siemens SGT200 est une solution avancée et fiable pour la production d'électricité dans les centrales électriques et les installations industrielles, ainsi que pour la propulsion des navires et des avions. Dans l'ensemble, c'est un choix judicieux pour ceux qui cherchent à optimiser leur production d'énergie tout en assurant la fiabilité et la pérennité de leurs équipements industriels.

**Chapitre III: Rappel
Thermodynamique**

Chapitre III : Rappel Thermodynamique

III.1 Introduction

La thermodynamique, branche essentielle de l'énergétique, est la science qui étudie les lois régissant les échanges d'énergie, notamment celles liées à la transformation de l'énergie thermique ou thermique en d'autres formes d'énergie telles que l'énergie mécanique ou chimique.

La thermodynamique est l'une des sciences fondamentales et est applicable dans un large éventail de situations, couvrant les domaines de la mécanique, de la physique et de la chimie. Plus précisément, on peut dire que cette science constitue le fondement de l'énergétique car elle sert à décrire et analyser le fonctionnement des systèmes énergétiques et à rechercher un fonctionnement optimisé.

Comprendre les principes de la thermodynamique est crucial dans de nombreux domaines de la science et de l'ingénierie, notamment la production d'électricité, la réfrigération et les réactions chimiques.

III.2 LE SYSTEME

III.2.1 Définition générale d'un système

Un système est une zone spécifique que nous étudions, délimitée par une surface réelle ou fictive (arbitraire) à travers laquelle des échanges d'énergie et/ou de matière ont lieu avec l'environnement extérieur. L'ensemble du système et de son environnement constitue l'univers. Différents types de systèmes peuvent être distingués :

- Un système ouvert est capable d'échanger à la fois de l'énergie et de la matière avec l'environnement extérieur.
- Un système fermé est capable d'échanger de l'énergie avec l'environnement, mais pas de matière.
- Un système adiabatique (ou thermiquement isolé) est incapable d'échanger de l'énergie avec l'environnement.
- Un système isolé est incapable d'échanger à la fois de l'énergie et de la matière avec l'environnement. Il est important de noter qu'une isolation parfaite est pratiquement impossible.

Chapitre III : Rappel Thermodynamique

III.3 Transformation Thermomécanique

Si un système S à l'état S1 au temps t1 passe à l'état S2 au temps t2, on dit qu'il a subi une transformation. Celle-ci caractérise l'instabilité de l'état initial du système concerné. Les transformations étudiées en thermodynamique font intervenir, le plus souvent, des échanges d'énergie thermique Q et d'énergie mécanique W. On parle alors de transformations thermomécaniques. Les plus importantes sont:

- Isotherme \Rightarrow transformation à température constante ($T = \text{cte}$)
- Isobare \Rightarrow transformation à pression constante ($P = \text{cte}$)
- Isochore \Rightarrow transformation à volume constant ($V = \text{cte}$)
- Adiabatique \Rightarrow transformation sans échange de chaleur avec l'extérieur ($Q = 0$). Une transformation thermomécanique peut être effectuée de manière réversible ou irréversible.

III.4 Notions Thermodynamiques

En effet, en thermodynamique, il est crucial de décrire le système étudié de manière détaillée et précise. Cela implique de connaître la composition chimique du système, ainsi que ses propriétés physiques telles que la température, la pression, le volume, le nombre de moles, etc. Ces informations sont nécessaires pour calculer les grandeurs thermodynamiques telles que l'énergie interne, l'enthalpie, l'entropie et la capacité calorifique

III.4.1 Chaleur

la chaleur est une forme d'énergie liée au mouvement désordonné ou à l'agitation des molécules et des atomes dans un système. L'énergie thermique est échangée sous forme de chaleur entre des systèmes à différentes températures, ce qui entraîne une variation de température ΔT .

Lorsqu'un corps subit une variation de température ΔT à pression constante, il échange une quantité de chaleur sensible qui peut être calculée à l'aide de la relation suivante :

$$Q = mC_p\Delta T$$

Chapitre III : Rappel Thermodynamique

où Q est la quantité de chaleur sensible échangée, m est la masse du corps, C_p est la chaleur massique à pression constante et ΔT est la variation de température.

Cette relation montre que la quantité de chaleur sensible échangée dépend de la masse du corps, de la variation de température et de la chaleur massique à pression constante. La constante C_p est une mesure de la capacité d'un matériau à absorber de la chaleur à pression constante et à augmenter sa température. Elle dépend de la nature du matériau et de la température à laquelle elle est mesurée.

La connaissance de la relation entre la chaleur sensible échangée et les paramètres associés est importante dans de nombreux domaines de la thermodynamique, tels que l'étude des transferts de chaleur dans les processus industriels et la conception de systèmes de climatisation et de chauffage.

III.4.2 Travail

Le travail est un transfert ordonné d'énergie des forces de pression entre un système et le milieu extérieur. Le travail d'une force est le produit scalaire de la force par le vecteur déplacement du point d'application de la force :

$$\delta W = F dX$$

D'après la définition de pression $P = F/S$ l'équation précédente devient :

$$\delta W = P dV$$

III.4.3 Enthalpie

L'enthalpie H est une quantité thermodynamique équivalente à la teneur totale en chaleur d'un système. Il est égal à l'énergie interne du système plus le produit de la pression et du volume. $H = U + PV$

III.4.4 Entropie

L'entropie S est une fonction d'état qui permet du degré de désordre d'un système au niveau microscopique. Il est égal :

$$dS = \delta Q/T .$$

Chapitre III : Rappel Thermodynamique

III.4.5 Energie interne

L'énergie interne U est l'énergie intrinsèque par unité de masse d'un fluide qui n'est pas en mouvement. Sa valeur dépend de sa pression et de sa température. L'énergie interne pour une masse de fluide est : $U = mCv\Delta T$

III.4.6 Le gaz parfait

Étant donné la difficulté de décrire de manière précise un gaz réel, on utilise le concept de gaz parfait ou idéal comme une approximation qui permet de modéliser et de prédire le comportement d'un gaz réel. Un gaz est considéré comme parfait lorsque ses molécules n'interagissent pas entre elles. De plus, la taille des molécules doit être négligeable par rapport à la distance moyenne entre elles. Ainsi, les molécules d'un gaz parfait sont considérées comme des particules ponctuelles qui n'occupent aucun volume dans l'espace.[14]

III.4.7 Première principe de thermodynamique

Appelée aussi le principe de conservation de l'énergie, la première loi de la thermodynamique pour les systèmes ouverts, dans des conditions d'équilibre, établit simplement que l'énergie qui entre dans un système est égale à l'énergie qui en sort. Bien que l'énergie soit ainsi conservée, elle peut prendre différentes formes. Parmi ces formes, on trouve l'énergie chimique, l'énergie cinétique, l'énergie potentielle, le travail mécanique et la chaleur. Le principe se formule de la manière suivante :

$$W + Q = \Delta U + \Delta E_C + \Delta E_P$$

$$\left(h_2 + \frac{v_2^2}{2} + gz_2 \right) - \left(h_1 + \frac{v_1^2}{2} + gz_1 \right) = Q_{1-2} + W_{1-2}$$

III.4.8 Deuxième principe de thermodynamique

La première loi de la thermodynamique, également connue sous le nom de loi de conservation de l'énergie, établit en effet que l'énergie ne peut être ni créée ni détruite, mais qu'elle peut être convertie d'une forme à une autre. Lorsqu'il y a conversion de chaleur en travail, il existe une limite à l'efficacité de cette conversion, et le travail obtenu ne peut jamais être supérieur à la quantité de chaleur fournie. La deuxième loi de la thermodynamique comprend plusieurs énoncés, mais l'un des principes fondamentaux est la loi de la dégradation de l'énergie.

Chapitre III : Rappel Thermodynamique

III.5 Définition des cycles thermodynamiques

On appelle cycles thermodynamique tous les processus énergétiques qui mettent en œuvre, à températures variées, plusieurs formes d'énergie, et les convertissent les unes dans les autres tout en échangeant une partie avec l'environnement [15].

III.6 cycles thermodynamiques d'une turbine à gaz

a- Cycle idéal de Baryton

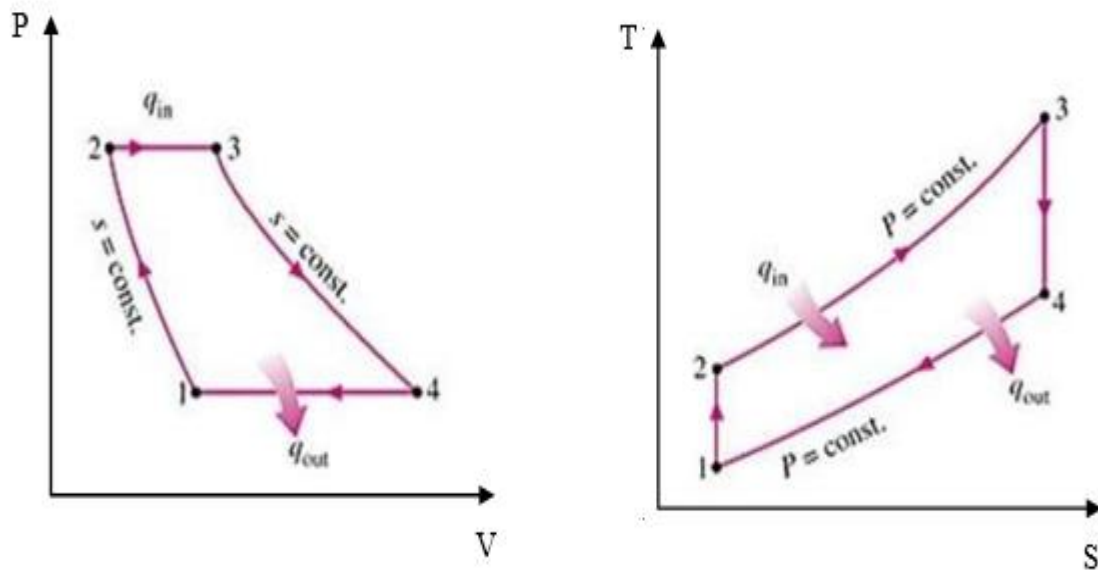


Figure III.1 Cycle thermodynamique théorique d'une turbine à gaz [16].

1 à 2 : compression isentropique de l'air (compresseur).

2 à 3 : combustion isobare (échangeur de chaleur).

3 à 4 : détente isentropique (turbine).

4 à 1 : refroidissement isobarique (échangeur de chaleur).

Chapitre III : Rappel Thermodynamique

b- Cycle réel :

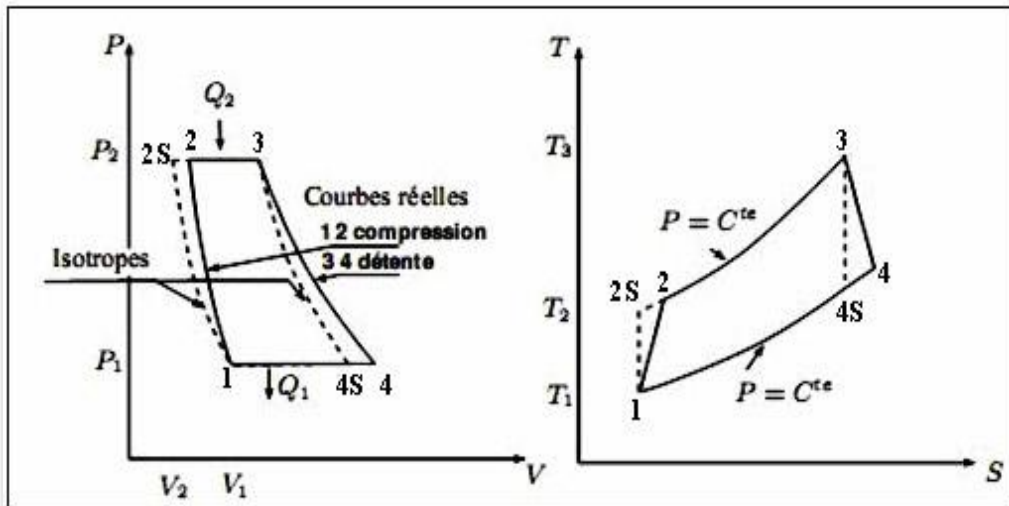


Figure III.2: Cycle réel d'une turbine à gaz.

III.7 Puissance

La puissance reflète la vitesse à laquelle un travail est fourni, c'est la quantité d'énergie par unité de temps fournie par un système à un autre. La puissance correspond donc à un débit d'énergie [17].

Dans un système ouvert durant une phase de compression ou de détente, la puissance est donnée par : $P = \dot{m}W$

III.8 Rendements

L'idée générale du rendement qualifie la manière dont un système thermodynamique a initialement reçu d'énergie, avec l'idée qu'il renvoi peut être plus ou moins du fait de l'existence d'imperfections et des pertes. Ainsi, le terme de rendement est exprimé de façon concrète et générale sous la forme d'un ratio entre l'énergie fournie et celle nécessaire à son efficacité.

Chapitre III : Rappel Thermodynamique

III.9 Rendement isentropique

L'enthalpie de compression réelle est plus importante que l'enthalpie de compression isentropique, et l'enthalpie réellement transmis à la turbine est inférieur au travail de détente isentropique. En effet, les irréversibilités contribuent toujours à dégrader l'efficacité de la machine. Le rendement isentropique illustre cette dégradation d'enthalpie [18].

Tout en suivant la Figure III.2, le rendement isentropique s'exprime dans le cas de compression par:

$$\eta_{is} = \frac{T_{is2} - T_1}{T_2 - T_1}$$

Et dans le cas de détente :

$$\eta_{is} = \frac{T_4 - T_1}{T_2 - T_1}$$

III.10 Rendement mécanique

Dû aux frottements mécaniques de l'ensemble compresseur/turbine surtout entre l'arbre de transmission et les roulements du support, le travail réel est différent du travail théorique (utile). De ce fait, le rendement mécanique du compresseur est :

$$\eta_{mé} = \frac{W_u}{W_{ré}} = \frac{P_u}{P_{ré}}$$

Et celui de la turbine est donné par :

$$\eta_{mé} = \frac{W_{ré}}{W_u} = \frac{P_{ré}}{P_u}$$

III.11 Rendement global

Le rendement global d'une machine est défini comme le rapport de l'énergie fournie par cette machine sur l'énergie qu'elle a reçu. Pour une turbine à gaz, ce rendement est le ratio de la puissance délivrée sur la quantité de chaleur dégagée par la combustion :

Chapitre III : Rappel Thermodynamique

$$\eta = \frac{p}{Q_{cc}}$$

La relation entre le rendement réel et théorique est donnée par :

$$\eta_{ré} = \eta_{is}\eta_{mé}\eta_{th}$$

III.12 Conclusion

En conclusion, la thermodynamique est une branche importante de la physique qui étudie les relations entre la chaleur, l'énergie et le travail. Elle repose sur deux principes fondamentaux :

le première loi de la thermodynamique, qui stipule que l'énergie ne peut être ni créée ni détruite, mais seulement transformée d'une forme à une autre, et la seconde loi de la thermodynamique, qui introduit le concept d'entropie et stipule que l'entropie d'un système isolé ne peut jamais diminuer. La thermodynamique trouve des applications dans divers domaines tels que la chimie, la physique, la biologie et l'ingénierie, et elle est essentielle pour comprendre les phénomènes thermiques qui nous entourent.

Chapitre IV: Etude Thermodynamique

Chapitre IV: Etude Thermodynamique

IV. Introduction

L'étude de la thermodynamique des turbines à gaz implique l'analyse des processus thermodynamiques qui se produisent dans un moteur à turbine à gaz. L'analyse thermodynamique d'un moteur à turbine à gaz implique l'utilisation de principes tels que les première et deuxième lois de la thermodynamique, qui régissent la conservation de l'énergie et la direction du flux d'énergie. L'analyse implique également l'utilisation de cycles thermodynamiques, tels que le cycle de Brayton, qui décrit les processus thermodynamiques qui se produisent dans un moteur à turbine à gaz.

La performance d'une turbine à gaz dépend de nombreux facteurs, tels que la température de combustion, la pression de la chambre de combustion, la géométrie de la turbine, la vitesse du fluide et les pertes de charge. La thermodynamique des turbines à gaz est essentielle pour comprendre le fonctionnement des turbines à gaz et pour améliorer leur efficacité énergétique et leur durée de vie. Elle est également utilisée pour concevoir des systèmes de turbines à gaz plus avancés.

L'étude de la thermodynamique des turbines à gaz est importante pour la conception, le fonctionnement et l'optimisation des moteurs à turbine à gaz.

IV.2 Calcul thermodynamique de la turbine à gaz SGT200

1. Paramètres de température et de pression

Tableau 2 : Données de température et de pression de la turbine SGT200

| | Température | Pression |
|-------------------------------------|-------------|----------|
| Admission d'air | 15 | 1.013 |
| Dernier étage de compresseur | 365 | 12.52 |
| Face avant turbine HP premier étage | 1040 | 12.09 |
| Face avant turbine BP premier étage | 726 | 3.46 |
| Echappement | 490 | 1.013 |

Chapitre IV: Etude Thermodynamique

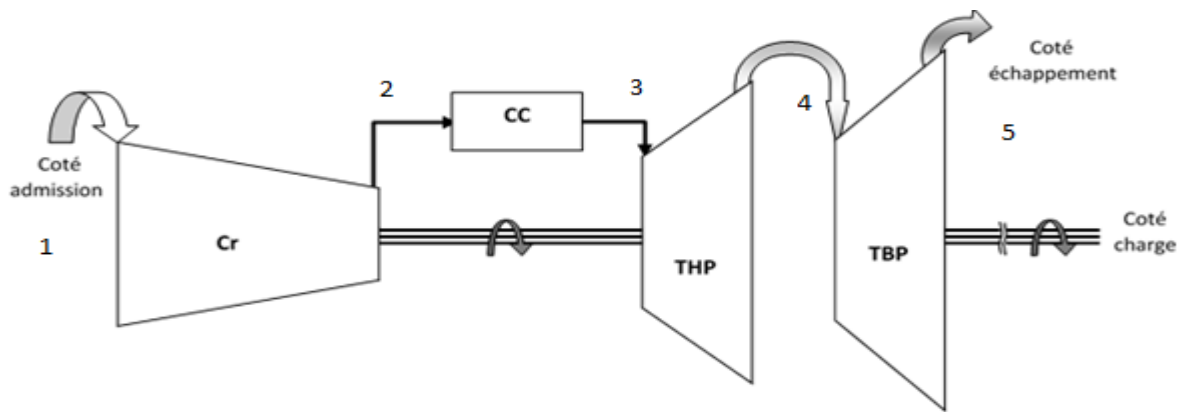


Figure IV.1 : Représentation schématique d'une turbine à gaz à deux arbres

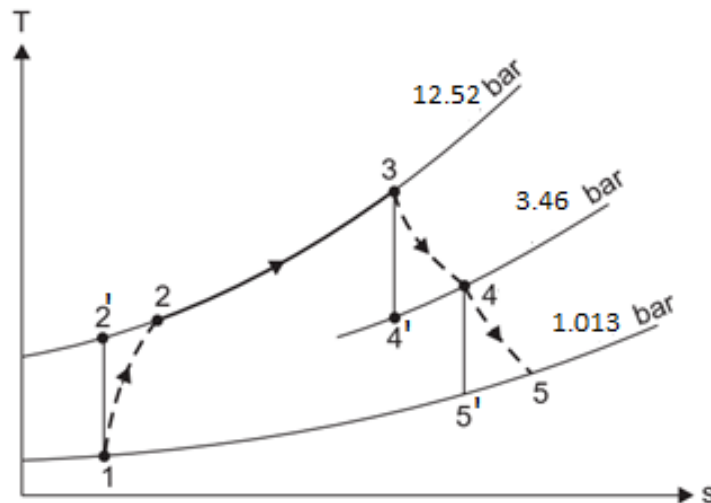


Figure IV.2 : diagramme T-S

On appliquera le premier principe de la thermodynamique pour les systèmes ouverts sous forme de puissance dans chaque partie de la turbine, telle que:

$$\dot{W}_{1-2} + \dot{Q}_{1-2} = \dot{m}[(h_2 - h_1) + \Delta E_c + \Delta E_p] [kW]$$

$h_2 - h_1 [kJ/kg]$, est la variation de l'enthalpie

$\Delta E_c = \frac{1}{2}(v_2^2 - v_1^2) [kJ/kg]$, est la variation de l'énergie cinétique

$\Delta E_p = g(z_2 - z_1) [kJ/kg]$, est la variation de l'énergie potentielle

Chapitre IV: Etude Thermodynamique

On négligera toute les variations des énergies cinétique et potentielle dans toutes les transformations qui suivent.

IV.3 Calcul des débits massiques de l'air et du carburant

La puissance fournie par la turbine à haute pression doit être égale à la puissance consommée par le compresseur.

La puissance réelle consommée par le compresseur est donnée par:

$$\dot{W}_c = \frac{1}{\eta_{mc}} \cdot \dot{W}_{1-2} = \frac{1}{\eta_{mc}} \cdot \dot{m}_a (h_2 - h_1) [kW]$$

avec : $\dot{W}_{1-2} = \dot{m}_a (h_2 - h_1)$ est la puissance idéale consommée par le compresseur

La puissance réelle fournie par la turbine HP est donnée par:

$$\dot{W}_{THP} = \eta_{mTHP} \cdot \dot{W}_{3-4} = \eta_{mTHP} \cdot \dot{m}_g (h_4 - h_3) [kW]$$

avec : $\dot{W}_{3-4} = \dot{m}_g (h_4 - h_3)$, est la puissance idéale fournie par la turbine HP

\dot{m}_a : Le débit massique de l'air aspiré dans le compresseur

\dot{m}_g : Le débit massique des gaz d'échappement.

Les rendements mécaniques du compresseur et de la turbine HP sont donnés comme suit :

$$\eta_{mc} = \eta_{mTHP} = 0.987$$

$$|\dot{W}_c| = |\dot{W}_{THP}| \rightarrow \dot{m}_a = \dot{m}_g \cdot \eta_{mc} \cdot \eta_{mTHP} \cdot \frac{(h_3 - h_4)}{(h_2 - h_1)}$$

$$\text{Avec : } h_2 - h_1 = \int_{T_1}^{T_2} C_p dT, \quad h_4 - h_3 = \int_{T_3}^{T_4} C_p dT$$

C_p est la chaleur spécifique de l'air à pression constante, donnée sous forme polynomial

$$\text{Telle que : } C_p(T) = 1.05 - 0.365 \cdot 10^{(-3)} T + 0.85 \cdot 10^{(-6)} T^{(2)} - 0.39 \cdot 10^{(-9)} T^{(3)}$$

$$\rightarrow h_2 - h_1 = 1.05 T - 0.365 \cdot 10^{(-3)} \frac{T^{(2)}}{2} + 0.85 \cdot 10^{(-6)} \frac{T^3}{3} - 0.39 \cdot 10^{(-9)} \frac{T^4}{4} \Bigg|_{T_1}^{T_2}$$

$$\rightarrow h_2 - h_1 = 359.68 \text{ kJ/kg}$$

Chapitre IV: Etude Thermodynamique

$$\rightarrow h_4 - h_3 = 1.05 T - 0.365 \cdot 10^{(-3)} \frac{T^{(2)}}{2} + 0.85 \cdot 10^{(-6)} \frac{T^3}{3} - 0.39 \cdot 10^{(-9)} \frac{T^4}{4} \Bigg|_{T_3}^{T_4}$$

$$\rightarrow h_4 - h_3 = -363.40 \text{ kJ/kg}$$

Etant donné que : $\dot{m}_g = 21.97 \text{ kg/s}$

$$\rightarrow \dot{m}_a = 21.62 \text{ kg/s}$$

Comme : $\dot{m}_g = \dot{m}_a + \dot{m}_f$

Le débit massique du carburant : $\dot{m}_f = \dot{m}_g - \dot{m}_a = 0.35 \text{ kg/s}$

1. Le compresseur :

Entre : $T_1 = 288 \text{ K}$, $T_2 = 638 \text{ K}$

- La puissance idéale consommée par le compresseur \dot{W}_{1-2} :

$$\dot{W}_{1-2} + \dot{Q}_{1-2} = \dot{m}_a (h_2 - h_1) \text{ [kW]}$$

La transformation est considérée comme adiabatique donc : $\dot{Q}_{1-2} = 0$

$$\rightarrow \dot{W}_{1-2} = \dot{m}_a (h_2 - h_1) \text{ [kW]}$$

$$\rightarrow \dot{W}_{1-2} = 7776.281 \text{ kW}$$

- La puissance réelle consommée par le compresseur \dot{W}_c :

$$\dot{W}_c = \frac{1}{\eta_{mc}} \cdot \dot{W}_{1-2} = \frac{1}{\eta_{mc}} \cdot \dot{m}_a (h_2 - h_1) = \frac{1}{\eta_{mc}} \dot{m}_a \int_{T_1}^{T_2} C_p dT \text{ [kW]}$$

$$\rightarrow \dot{W}_c = 7878.704 \text{ kW}$$

- Le travail massique idéal fourni au compresseur W_{1-2} :

$$W_{1-2} = h_2 - h_1 = 359.68 \text{ kJ/kg}$$

- Le travail massique réel fourni au compresseur W_c :

$$W_c = \frac{1}{\eta_{mc}} (h_2 - h_1) = 364.417 \text{ kJ/kg}$$

Chapitre IV: Etude Thermodynamique

- La variation de l'entropie massique ΔS_{1-2} :

La variation de l'entropie massique est donnée par :

$$\Delta S_{1-2} = C_{p_a} \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - r \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)$$

La chaleur spécifique moyenne de l'air à pression constante :

$$C_{p_a} = \frac{C_{p_a}(T_1) + C_{p_a}(T_2)}{2} = 1.034 \text{ kJ/kg.K}$$

$$\rightarrow \Delta S_{1-2} = 0.1008 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$$

- Le taux de variation de l'entropie $\dot{\Delta S}_{1-2}$:

$$\dot{\Delta S}_{1-2} = \dot{m}_a \Delta S_{1-2} = 2.116 \text{ kW/K}$$

- Le rendement isentropique de compresseur η_{isc} :

$$\eta_{isc} = \frac{T_{2'} - T_1}{T_2 - T_1}$$

D'après la relation de Mayer : $C_{p_a} - C_{v_a} = r$, avec : $r = 0.287 \text{ kJ/Kg.K}$

$$\rightarrow C_{v_a} = 0.747 \text{ kJ/Kg.K}$$

$$\rightarrow \gamma = \frac{C_{p_a}}{C_{v_a}} = 1.38$$

Comme la transformation 1-2' est isentropique donc on a :

$$\frac{T_{2'}}{T_1} = \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\gamma-1/\gamma}\right] \rightarrow T_{2'} = \left[T_1 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\gamma-1/\gamma}\right]$$

$$\rightarrow T_{2'} = 567.36 \text{ K}$$

$$\rightarrow \eta_{isc} = 0.79$$

2. Chambre de combustion :

Entre : $T_2 = 638 \text{ K}$, $T_3 = 1313 \text{ K}$

Chapitre IV: Etude Thermodynamique

- Le taux de chaleur généré par la chambre de combustion \dot{Q}_{2-3} :

$$\dot{W}_{2-3} + \dot{Q}_{2-3} = \dot{m}_g(h_3 - h_2) \text{ [kW]}$$

Comme $\dot{W}_{2-3} = 0 \rightarrow \dot{Q}_{2-3} = \dot{m}_g(h_3 - h_2) = \dot{m}_g \int_{T_2}^{T_3} C_p dT \text{ [kW]}$

$$\rightarrow \dot{Q}_{2-3} = 16753.33 \text{ kW}$$

- La chaleur générée dans la chambre de combustion Q_{2-3} :

$$Q_{2-3} = h_3 - h_2 = \int_{T_2}^{T_3} C_p dT = 1.05 T - 0.365 \cdot 10^{(-3)} \frac{T^{(2)}}{2} +$$

$$0.85 \cdot 10^{(-6)} \frac{T^3}{3} - 0.39 \cdot 10^{(-9)} \frac{T^4}{4} \Bigg|_{T_2}^{T_3}$$

$$\rightarrow Q_{2-3} = 762.555 \text{ kJ/Kg}$$

- La variation de l'entropie massique Δs_{1-2} :

$$\Delta s_{2-3} = C_{p_g} \ln\left(\frac{T_3}{T_2}\right)$$

La valeur de la chaleur spécifique moyenne à pression constante des gaz est considérée comme celle de l'air aux mêmes conditions:

$$C_{p_g} = \frac{C_{p_g}(T_2) + C_{p_g}(T_3)}{2} \rightarrow C_{p_g} = 1.1076 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{K}$$

$$\rightarrow \Delta s_{2-3} = 0.799 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

- Le taux de variation de l'entropie :

$$\dot{\Delta s}_{2-3} = \dot{m}_g \Delta s_{2-3}$$

$$\rightarrow \dot{\Delta s}_{2-3} = 17.562 \text{ kW/K}$$

- Le rendement de la chambre combustion η_{cc} :

Chapitre IV: Etude Thermodynamique

$$\eta_{cc} = \frac{\dot{Q}_{2-3}}{\dot{m}_f \text{ PCI}}$$

Telle que : $\dot{m}_f \text{ PCI}$ est le taux de chaleur fournie par le carburant,

Avec : $\text{PCI} \left[\frac{\text{KJ}}{\text{kg}} \right]$ est le pouvoir calorifique inferieur du carburant.

$\text{PCI} = 48148.54 \text{ kJ/kg}$ pour le gaz naturel

$$\rightarrow \eta_{cc} = 0.99$$

3. La Turbine à haute pression THP :

Entre : $T_3 = 1313 \text{ K}$, $T_4 = 999 \text{ K}$

- La puissance idéale fournie par La Turbine THP \dot{W}_{3-4} :

$$\dot{W}_{3-4} + \dot{Q}_{3-4} = \dot{m}_g (h_4 - h_3) \text{ [kW]}$$

La transformation est considérée comme adiabatique donc : $\dot{Q}_{3-4} = 0$

$$\rightarrow \dot{W}_{3-4} = \dot{m}_g (h_4 - h_3) \text{ [kW]}$$

$$\rightarrow \dot{W}_{3-4} = -7983.898 \text{ kW}$$

- La puissance réelle fournie par la turbine THP \dot{W}_{THP} :

$$\dot{W}_{THP} = \eta_{mTHP} \cdot \dot{W}_{3-4} = \eta_{mTHP} \cdot \dot{m}_g (h_4 - h_3) = \eta_{mTHP} \cdot \dot{m}_g \int_{T_3}^{T_4} C_p dT \text{ [kW]}$$

$$\rightarrow \dot{W}_{THP} = -7880.107 \text{ kW}$$

- Le travail massique idéal fourni par la turbine THP W_{3-4} :

$$W_{3-4} = h_4 - h_3 = \int_{T_3}^{T_4} C_p dT$$

$$= 1.05 T - 0.365 \cdot 10^{(-3)} \frac{T^{(2)}}{2} + 0.85 \cdot 10^{(-6)} \frac{T^3}{3} - 0.39 \cdot 10^{(-9)} \frac{T^4}{4} \Bigg|_{T_3}^{T_4}$$

Chapitre IV: Etude Thermodynamique

$$\rightarrow W_{3-4} = -363.40 \text{ kJ/kg}$$

- Le travail massique réel fourni par la turbine THP W_{THP} :

$$W_{THP} = \eta_{mTHP} \cdot (h_4 - h_3) = -358.675 \text{ kJ/kg}$$

- La variation de l'entropie massique Δs_{3-4} :

La variation de l'entropie est donnée par :

$$\Delta s_{3-4} = C_{p_g} \ln\left(\frac{T_4}{T_3}\right) - r \ln\left(\frac{P_4}{P_3}\right)$$

La chaleur spécifique moyenne des gaz à pression constante :

$$C_{p_g} = \frac{C_{p_g}(T_3) + C_{p_g}(T_4)}{2} = 1.149 \text{ kJ/kg K}$$

$$\rightarrow \Delta s_{3-4} = 0.045 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$$

- Le taux de variation de l'entropie $\dot{\Delta s}_{3-4}$:

$$\dot{\Delta s}_{3-4} = \dot{m}_g \cdot \Delta s_{3-4} = 0.98865 \text{ kW}$$

- Le rendement isentropique de la turbine HP:

D'après la relation de Mayer : $C_{p_g} - C_{v_g} = r$, avec : $r = 0.287 \text{ kJ/Kg.K}$

$$\rightarrow C_{v_g} = 0.862 \text{ kJ/kg.K}$$

$$\rightarrow \gamma = \frac{C_{p_g}}{C_{v_g}} = 1.333$$

Comme la transformation 3-4' est isentropique donc on a :

$$\frac{T_{4'}}{T_3} = \left[\left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\gamma-1/\gamma}\right] \rightarrow T_{4'} = \left[T_3 \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\gamma-1/\gamma}\right]$$

$$\rightarrow T_{4'} = 960 \text{ K}$$

$$\eta_{isTHP} = \frac{T_4 - T_3}{T_{4'} - T_3} = 0.89$$

Chapitre IV: Etude Thermodynamique

4. La turbine basse pression TBP :

Entre : $T_4 = 999 \text{ K}$, $T_5 = 763 \text{ K}$

- La puissance idéale fournie par La Turbine TBP \dot{W}_{4-5} :

$$\dot{W}_{4-5} + \dot{Q}_{4-5} = \dot{m}_g (h_5 - h_4) \text{ [kW]}$$

La transformation est considérée comme adiabatique donc : $\dot{Q}_{4-5} = 0$

$$\rightarrow \dot{W}_{4-5} = \dot{m}_g (h_5 - h_4) = \dot{m}_g \int_{T_4}^{T_5} C_p dT \text{ [kW]}$$

$$\rightarrow \dot{W}_{4-5} = -5810.494 \text{ kW}$$

- La puissance réelle fournie par la turbine TBP \dot{W}_{TBP} :

$$\dot{W}_{TBP} = \eta_{mTBP} \cdot \dot{W}_{4-5} = \eta_{mTBP} \cdot \dot{m}_g (h_5 - h_4) \text{ [kW]}$$

$$\eta_{mTBP} = 0.987 \rightarrow \dot{W}_{TBP} = -5734.957 \text{ kW}$$

- Le travail massique idéal fourni par la turbine THP W_{3-4} :

$$\begin{aligned} W_{4-5} = h_5 - h_4 &= \int_{T_4}^{T_5} C_p dT \\ &= 1.05 T - 0.365 \cdot 10^{(-3)} \frac{T^{(2)}}{2} + 0.85 \cdot 10^{(-6)} \frac{T^3}{3} - 0.39 \cdot 10^{(-9)} \frac{T^4}{4} \Bigg|_{T_4}^{T_5} \end{aligned}$$

$$\rightarrow W_{4-5} = -264.474 \text{ kJ/kg}$$

- Le travail massique réel fourni par la turbine THP W_{THP} :

$$W_{TBP} = \eta_{mTBP} \cdot (h_5 - h_4) = -261.036 \text{ kJ/kg}$$

- La variation de l'entropie massique ΔS_{4-5} :

La variation de l'entropie est donnée par :

$$\Delta S_{4-5} = C_{p_g} \ln \left(\frac{T_5}{T_4} \right) - r \ln \left(\frac{P_5}{P_4} \right)$$

Chapitre IV: Etude Thermodynamique

La chaleur spécifique moyenne des gaz à pression constante :

$$C_{p_g} := \frac{C_{p_g}(T_4) + C_{p_g}(T_5)}{2} = 1.11897 \text{ kJ/kg.K}$$

$$\rightarrow \Delta S_{4-5} = 0.051 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$$

- Le taux de variation de l'entropie $\dot{\Delta S}_{4-5}$:

$$\dot{\Delta S}_{4-5} = \dot{m}_g \cdot \Delta S_{4-5} = 1.1205 \text{ kW/K}$$

- Le rendement isentropique de la turbine BP:

$$\eta_{isTBP} = \frac{T_5 - T_4}{T_{5'} - T_4}$$

D'après la relation de Mayer : $C_{p_g} - C_{v_g} = r$, avec : $r = 0.287 \text{ kJ/Kg.K}$

$$\rightarrow C_{v_g} = 0.832 \text{ kJ/kg.K}$$

$$\rightarrow \gamma = \frac{C_{p_g}}{C_{v_g}} = 1.345$$

Comme la transformation 4-5' est isentropique donc on a :

$$\frac{T_{5'}}{T_4} = \left(\frac{P_5}{P_4}\right)^{\gamma-1/\gamma} \rightarrow T_{5'} = T_4 \left(\frac{P_5}{P_4}\right)^{\gamma-1/\gamma}$$

$$\rightarrow T_{5'} = 729 \text{ K}$$

$$\rightarrow \eta_{isTBP} = 0.87$$

- Le rendement thermique de la turbine à gaz :

$$\eta_{th} = \frac{|\dot{W}_{TBP}|}{\dot{m}_f \cdot PCI}$$

$$\eta_{th} = 0.34 = 34\%$$

Chapitre IV: Etude Thermodynamique

IV.4 Le projet Solugas

Le projet Solugas consiste en la démonstration d'un système d'énergie solaire-hybride avec chauffage direct d'un gaz l'air sous pression de la turbine. En combinaison avec des systèmes à cycle combiné, des réductions de coûts significatives pour l'électricité solaire la production d'électricité peut être réalisée. Le projet de démonstration en cours est le premier système à l'échelle du mégawatt pouvant être ensuite proposé aux clients dans plusieurs configurations (cycle combiné, cogénération, etc.).

Le projet prouve la faisabilité technologique, performance et potentiel de réduction des coûts de la technologie. Un hybride solaire-gaz complet un système de démonstration de turbine, un champ d'héliostat et une tour ont été construits [19].

IV.5 Cycle proposé de Brayton :

La plus grande partie de l'électricité consommée dans le monde aujourd'hui est produite à partir de ressources fossiles. Or, beaucoup d'estimations indiquent qu'à la consommation actuelle, les réserves de pétrole, de gaz naturel et de charbon vont s'épuiser dans le siècle à venir. Il est donc temps de trouver d'autres moyens de produire de l'électricité. De plus, brûler des ressources fossiles pour produire de l'énergie a un impact considérable sur l'environnement. Le réchauffement climatique (de 2 à 5 °C jusqu'en 2100) et l'épuisement des ressources fossiles sont des réalités qui doivent être prises en compte lors de la production d'électricité du futur. Il faut donc développer des moyens d'exploiter les énergies renouvelables. De loin la plus grande partie de l'énergie terrestre provient du soleil (99,9%). Il rayonne une énergie d'environ $5,6 \times 10^{24}$ J par an sur la terre.

Pour faire augmenter davantage le rendement du cycle de la turbine à gaz SGT200, on présente dans ce qui suit un cycle de Brayton, Figure IV.3 . qui fonctionne avec une autre source de chaleur générée par conversion de l'énergie solaire utilisant une tour solaire en parallèle avec la chambre de combustion. Ce type de turbine à gaz est dit turbine à gaz hybride.

On propose dans cette étude une tour solaire existante du projet Solugas, Figure IV.4 qui a pour rôle à produire de l'énergie électrique en faisant concentrer les rayonnements solaire à l'aide de miroirs réglables dites héliostats pour ainsi chauffer de l'air qui sort du compresseur sous pression pour actionner la turbine, Figure IV.5. En combinaison avec des systèmes à

Chapitre IV: Etude Thermodynamique

cycle combiné, des réductions des coûts significatives pour la production d'énergie électrique solaire peuvent être réalisées. Le projet prouve la faisabilité technologique, les performances et le potentiel de réduction des coûts de la technologie. La tour solaire se compose d'un champ héliostatique de 69 unités, chacune d'elles avec une surface réfléchissante de 121 m^2 . La tour porte le récepteur à une hauteur de 5 m avec un angle d'inclinaison de 35° par rapport à l'axe horizontal. Cela permet de minimiser les pertes conventionnelles thermiques tout en augmentant l'efficacité optique. La tour est déjà prête à tester de futurs concepts hybrides. Il a été prouvé que le récepteur à haut température de Solugas chauffe l'air sous pression. Depuis la mise en service du prototype de Solugas, Abengoa Solar a acquis un savoir-faire opérationnel, expérimentant directement les avantages et les défis des technologies solaires Brayton, ainsi que la complexité du démarrage et de l'exploitation d'une usine de recherche à grande échelle.

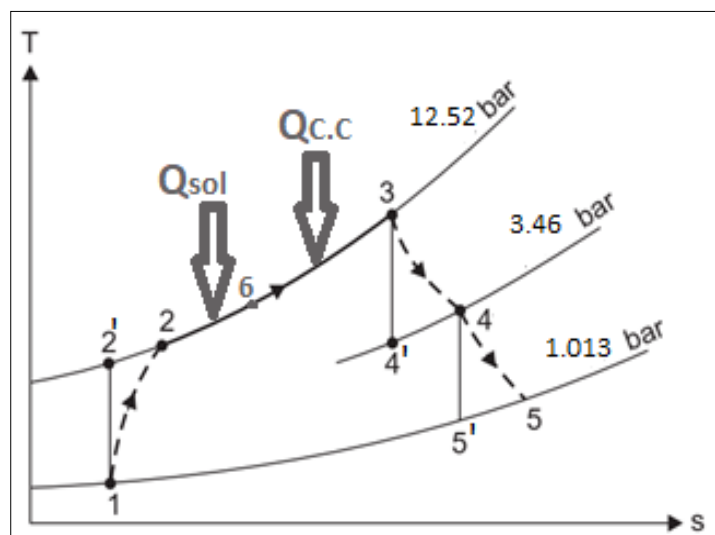


Figure IV.3 Diagramme T-S de Brayton



Figure IV.4: Projet Solugas [20].

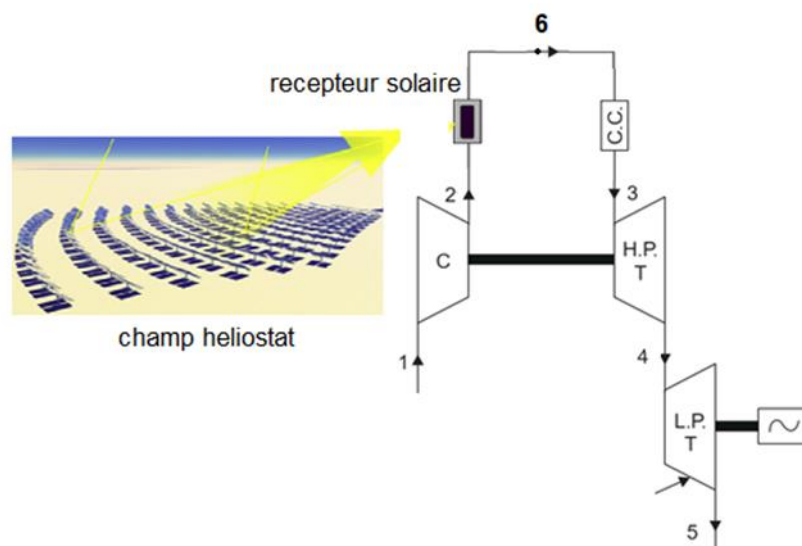


Figure IV.5: Représentation schématique d'une turbine à gaz hybride.

Dans ce qui suit un calcul thermodynamique du cycle Brayton de la turbine à gaz SG200 sera effectué en intégrant la tour solaire SOLUGAS comme une source de chaleur supplémentaire à côté de la chambre de combustion, afin de voir l'effet de l'énergie solaire sur les performances thermodynamique de cette turbine.

Chapitre IV: Etude Thermodynamique

1- Récepteur solaire :

Entre : $T_2 = 638 \text{ K}$, $T_6 = 873 \text{ K}$

Le flux solaire DNI est réfléchi par une surface S_f du champ héliostatique et intercepté par le récepteur solaire volumétrique. La puissance thermique interceptée dans la cavité du récepteur volumétrique est donnée par :

$$\dot{Q}_{in} = S_f \cdot \eta_{opt} \cdot DNI \text{ [W]}$$

DNI : Directionnel irradiance [W/m^2]

η_{opt} : Efficacité optique

S_f : Surface du champ solaire

$$S_f = S_H \cdot n$$

S_H = surface de la héliostat

n = nombre des héliostats

En prenant : $DNI = 1000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} = 1 \frac{\text{KW}}{\text{m}^2}$, $S_H = 121 \text{ m}^2$, $n = 69$, $\eta_{opt} = 0,8$

$$\rightarrow \dot{Q}_{in} = 6679.2 \text{ KW}$$

- Taux de chaleur absorbé par l'air comprimé à travers le récepteur solaire : \dot{Q}_{abs}

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{Q}_{2-6} = \dot{m}_a (h_6 - h_2) = \dot{m}_a \int_{T_2}^{T_6} C_p dT$$

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_a \int_{T_2}^{T_6} C_p dT = \dot{m}_a \cdot (1.05 T - 0.365 \cdot 10^{(-3)} \frac{T^{(2)}}{2} + 0.85 \cdot 10^{(-6)} \frac{T^3}{3} - 0.39 \cdot 10^{(-9)} \frac{T^4}{4}) \Big|_{T_2}^{T_6}$$

$$\rightarrow \dot{Q}_{abs} = 5543.58 \text{ KW}$$

- Rendement du récepteur solaire : η_{RS}

$$\eta_{RS} = \frac{\dot{Q}_{abs}}{\dot{Q}_{in}}$$

Chapitre IV: Etude Thermodynamique

$$\rightarrow \eta_{RS} = 0.82$$

2- Chambre de combustion :

Entre : $T_6 = 873 \text{ K}$, $T_3 = 1313 \text{ K}$

- Le taux de chaleur généré par la chambre de combustion :

$$\dot{Q}_{6-3} = \dot{m}_g (h_3 - h_6) = \dot{m}_g \int_{T_3}^{T_6} C_p dT \text{ [kW]}$$

- La quantité de chaleur générée par la chambre de combustion :

$$Q_{6-3} = h_3 - h_6 = \int_{T_3}^{T_6} C_p dT \text{ [kJ/kg]}$$

$$\rightarrow Q_{6-3} = \int_{T_3}^{T_6} C_p dT = \left(1.05 T - 0.365 \cdot 10^{(-3)} \frac{T^2}{2} + 0.85 \cdot 10^{(-6)} \frac{T^3}{3} - 0.39 \cdot 10^{(-9)} \frac{T^4}{4} \right) \Bigg|_{T_3}^{T_6}$$

$$\rightarrow Q_{6-3} = 506.14 \text{ kJ/kg}$$

- Le débit massique du gaz naturel : \dot{m}_f

$$\eta_{cc} = \frac{\dot{Q}_{6-3}}{\dot{m}_f \cdot PCI}$$

$$\rightarrow \eta_{cc} = \frac{\dot{m}_g \cdot Q_{6-3}}{\dot{m}_f \cdot PCI} = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_f) \cdot Q_{6-3}}{\dot{m}_f \cdot PCI} \rightarrow \eta_{cc} \cdot \dot{m}_f \cdot PCI = \dot{m}_f \cdot Q_{6-3} + \dot{m}_a \cdot Q_{6-3}$$

$$\rightarrow \dot{m}_f \left(\eta_{cc} \cdot PCI - Q_{6-3} \right) = \dot{m}_a \cdot Q_{6-3}$$

$$\rightarrow \dot{m}_f = \frac{\dot{m}_a \cdot Q_{6-3}}{\eta_{cc} \cdot PCI - Q_{6-3}} \text{ [kg/s]}$$

$$\rightarrow \dot{m}_f = 0.232 \text{ kg/s}$$

Chapitre IV: Etude Thermodynamique

- Le rendement thermique global de la turbine à gaz hybride : η_{th}

$$\eta_{th} = \frac{|\dot{W}_{TBP}|}{\dot{m}_f \cdot PCI}$$

$$\rightarrow \eta_{th} = 0.51 \quad \rightarrow \eta_{th} = 51\%$$

IV.6 Conclusion

Le calcul thermodynamique permet de modéliser les processus thermodynamiques impliqués dans le fonctionnement des turbines à gaz et analyser les performances de ces machines. En utilisant les résultats de ces analyses, les ingénieurs peuvent concevoir des turbines à gaz plus efficaces et plus durables, en optimisant les paramètres tels que la température de combustion, la pression de la chambre de combustion, la géométrie de la turbine, la vitesse du fluide et les pertes de charge.

Conclusion Générale

Conclusion Générale

En conclusion, les turbines à gaz sont utilisées dans le monde entier pour la production d'électricité dans les centrales thermiques et dans l'industrie des hydrocarbures. La compréhension de la thermodynamique des turbines à gaz est cruciale pour appréhender les principes et les processus régissant leur fonctionnement et leurs performances. En appliquant les principes thermodynamiques, les ingénieurs et les scientifiques peuvent analyser, optimiser et améliorer l'efficacité des turbines à gaz dans diverses applications, notamment la production d'électricité, la propulsion des avions et les processus industriels.

Le bon fonctionnement de la turbine dépend des conditions d'installation. Des calculs thermodynamiques ont révélé que les performances de ces machines sont influencées par la température de l'air ambiant, qui varie considérablement au fil des saisons.

Une étude thermodynamique a été menée sur la turbine à gaz SGT 200, mettant en évidence l'amélioration de la performance de la turbine en faisant exploité les énergies renouvelables notamment l'énergie solaire. Cette énergie inépuisable est très importante à long terme vue son abondance dans l'Algérie notamment dans la région saharienne.

BIBLIOGRAPHIE :

- [1].DJEDDI, Ahmed Zohair, and Ahmed HAFIFA. *Étude de fiabilité et de disponibilité des systèmes des turbines à gaz: Contribution et applications*. Diss. 2016.
- [2]."Turbine à gaz," WIKIPEDIA, l'encyclopédie libre, 18 Juillet 2017. [Online]. Available: https://fr.wikipedia.org/wiki/Turbine_à_gaz. [Accessed 02 Août 2017].
- [3].Site web "<https://www.turbomachinerymag.com/view/choosing-gas-turbines-single-vs-two-shaft>" Published on: June 11, 2016
- [4].technique de l'ingénieur (B4410), « Turbines à gaz aéronautiques et terrestres ». Version PDF en français
- [5].BELKHAMSA, S. ABD ESSELAM, S., "Contribution à l'étude et au calcul des cycles thermodynamiques des turbines à gaz", mémoire d'ingénieur, Université Ouargla, 2008
- [6].André LALLEMAND, 1195, "Production d'énergie électrique par centrales thermiques", Techniques de l'Ingénieur, D 4 002, pp.1-11.
- [7].HESSEM, D. Etude thermodynamique et amélioration de turbine à gaz de type PGT25.
- [8].HATHAT, Abdelkader, and Hicham DEBLAOU. *étude analytique fdm d'une turbine dr990*. Diss. e dr990. Diss.
- [9].TOUMI Ouail, AKERMI Said, Etude Analytique De La maintenance Préventive D'une Turbine à Gaz GE10/2.Diss. UNIVERSITE KASDI MERBAH OUARGLA, 2019
- [10].DJEDDI, Ahmed Zohair, and Ahmed HAFIFA. *Étude de fiabilité et de disponibilité des systèmes des turbines à gaz: Contribution et applications*. Diss. 2016.
- [11]. A.Beggat, A.Necera, « Etude thermodynamique, maintenance et fiabilité d'une turbine à gaz MS 5002 C », PFE de master, Université Kasdi Merbah – Ouargla,
- [12]. MANUEL D'ENTRETIEN PHASE 1,N° 00-ZC-ME-MA-0001 VOLUME 1 « Turbines à gaz »

BIBLIOGRAPHIE

- [13].R.ZIBANI S.GUICHI «Diagnostic par Analyse Vibratoire de la turbine à gaz SIEMENS SGT200 (04-GT151) »INSTITUT ALGERIEN DU PETROLE
- [14]. "Gaz parfait ," Futura Sciences ,[Online]
Available:<http://www.futurasciences.com/sciences/definitions/chimie-gaz-parfait-13372>.
[Accessed 01 Septembre 2017].
- [15].R. Bidard, J. Bonnin , « Energétique et Turbomachine» Editions Eyrolles Paris 1979
- [16].afaf, B. E. N. A. I. D. A., and K. E. L. K. O. U. L. I. Dhoha. "Amélioration des performances de la turbine à gaz MS 5002B." (2020)
- [17]. "Puissance (physique)," Wikipédia, l'encyclopédie libre, 07 Aout 2017. [Online].
Available:[https://fr.wikipedia.org/wiki/Puissance_\(physique\)](https://fr.wikipedia.org/wiki/Puissance_(physique)). [Accessed 03 Septembre 2017]
- [18].Fayssal, Herzallah. "Etude Energétique et Maintenance d'une Turbine à gaz LM2500."
- [19].Quero, M., et al. "Solugas—Operation experience of the first solar hybrid gas turbine system at MW scale." *Energy Procedia* 49 (2014): 1820-1830.
- [20].Korzynietz, Roman, et al. "Solugas—Comprehensive analysis of the solar hybrid Brayton plant." *Solar Energy* 135 (2016): 578-589