

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



UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA 1
FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE MECANIQUE

Projet de Fin d'Etudes
Pour l'obtention du Diplôme de Master en
Energétique

Thème

Etude thermodynamique d'une turbine à gaz
Type V94.2 (avant et après révision)

Proposé et encadré par :
Dr. ROUDANE Mohamed

Réalisé par :
Mr. SID Yasser
Mr. AICHA Billal

Année universitaire 2018/2019

Dédicace

*Avec un énorme plaisir, un cœur ouvert et une immense joie,
que je dédie mon travail*

A ma Mère,

« Tu ma donné la vie, la tendresse et le courage pour réussir.

*Tout ce que je peux t'offrir ne pourra exprimer l'amour et la
reconnaissance que je te porte.*

*En témoignage, je t'offre ce modeste travail pour te remercie
pour tes sacrifices et pour l'affection dont tu m'as toujours
entourée ».*

A mon père,

*« L'épaule solide, l'œil attentif compréhensif et la personne, la
plus digne de mon estime et de mon respect.*

*Aucune dédicace ne saurait exprimer mes sentiments, que Dieu
te préserve et te procure santé et longue vie. »*

A mes frères : abdelwahab et Abdenour

A ma sœur : hiba

*AU plus petit membre de la famille qui a introduit la joie de
mon cœur : allî*

A mon binôme : Yasser

A tous mes meilleure amies de la promotion 2019.

A ma famille et toutes les personnes que j'aime.

bilal

Dédicace

*Avec un énorme plaisir, un cœur ouvert et une immense joie,
que je dédie mon travail*

A ma Mère,

« Tu m'as donné la vie, la tendresse et le courage pour réussir.

*Tout ce que je peux t'offrir ne pourra exprimer l'amour et la
reconnaissance que je te porte.*

*En témoignage, je t'offre ce modeste travail pour te remercier
pour tes sacrifices et pour l'affection dont tu m'as toujours
entourée ».*

A mon père,

*« L'épaule solide, l'œil attentif compréhensif et la personne, la
plus digne de mon estime et de mon respect.*

*Aucune dédicace ne saurait exprimer mes sentiments, que Dieu
te préserve et te procure santé et longue vie. »*

A mes frères : Youcef et Nacer

A ma sœur : Nor el houda et Zineb

*Au plus petit membre de la famille qui a introduit la joie de
mon cœur : Ishak*

A mon binôme : billal

A tous mes meilleures amies de la promotion 2019.

A ma famille et toutes les personnes que j'aime.

Yasser

Conclusion générale

Le but de notre travail est de faire l'étude thermodynamique de la turbine à gaz V94.2 en comparé les performances énergétiques avant et après la révision général dans des conditions de site une utilisant le logiciel « MATLAB ».

La réalisation de ce mémoire nous permis d'acquérir des connaissances sur le rôle de turbine à gaz, et le rôle des opérations de révision général dans leur impact sur les performances énergétiques.

Les objectifs principaux de cette maintenance et de ses gains sont de prolonger la durée de vie de la machine, d'améliorer la production et d'assurer le bon fonctionnement de la machine.

L'analyse des résultats obtenus dans ce mémoire nous montre que :

Le Rendement théorique diminue avec l'augmentation de la température ambiante et de la Consommation spécifique théorique une augmente avec l'augmentation de la température ambiante.

La Consommation spécifique est diminution linéaire en fonction de débit l'air.

Une augmentation de Rendement et diminue Consommation spécifique jusqu'au point d'égalité au ($\tau = 7$) ensuit on remarque que l'augmente de Rendement et Consommation spécifique après ($\tau = 7$) par augmentation du taux de compression.

Nous avons remarqué que la valeur de Rendement théorique après la révision est augmentée par apport la valeur avant la maintenance.

Nous avons remarqué que la valeur de Consommation spécifique après la révision est diminuée par apport la valeur avant la maintenance.

sommaire

| | |
|--|-----|
| Nomenclature | i |
| Liste des figures | ii |
| Liste des tableaux | iii |
| Introduction générale..... | 1 |
| Chapitre I : Généralités sur les turbines à gaz | |
| I.1 Introduction..... | 3 |
| I.2. Présentation de la centrale..... | 3 |
| I.3. Principe de fonctionnement | 4 |
| I.4. Caractéristiques de fonctionnement de la turbine à gaz V94.2 de « LARBAA » | 5 |
| I.5. Les auxiliaires de turbine à gaz V94.2 | 10 |
| I.6. Classification des turbines à gaz | 14 |
| I.7. Principales applications..... | 17 |
| I.8. Avantages et inconvénients des turbines à gaz | 18 |
| I.9. Les principaux cycles de la turbine à gaz | 19 |
| I.10. Amélioration du cycle de « Baryton » | 20 |
| I.11. Influence des facteurs extérieurs sur les performances de la turbine à gaz..... | 25 |
| Chapitre II : Calcul thermodynamique avant la révision générale | |
| II.1. Etude énergétique de cycle de Baryton | 27 |
| II.2. Calcul de la turbine à gaz | 31 |
| II.3. Tableau de Résultat De calcul | 33 |
| Chapitre III : Maintenance de la turbine à gaz V94.2 | |
| III.1. Introduction | 34 |
| III.2. Définition de la maintenance | 34 |
| III.3. But de la maintenance | 34 |
| III.4. Différents types de maintenance | 34 |
| III.5. Inspection majeure | 35 |
| III.6. Historique de la maintenance lourde de groupe N°2..... | 35 |

Chapitre IV : Calcul thermodynamique après la révision Générale

| | |
|--|-----------|
| IV.1. Introduction | 45 |
| IV.2. Calcul de la turbine à gaz | 46 |
| IV.3. Tableau de Résultat De calcul | 48 |

Chapitre V : Résultats et Discussion :

| | |
|---|-----------|
| V.1. Influence du taux de compression..... | 49 |
| V.2. Influence du débit l'air..... | 53 |
| V.3. Influence de la Température ambiante..... | 55 |
| V.4. Comparaison les résultats de Calcul avant et après la révision générale De la turbine à gaz V94.2 | 56 |
| Conclusion générale..... | 58 |

Introduction générale

Introduction générale :

La production d'énergie électrique dans notre vie quotidienne dépend de la production d'une variété des sources d'énergies de sorte que l'utilisation des ressources naturelles tel-que de gaz et la vapeur d'eau, les vagues et l'énergie solaire, mais la science est toujours à la recherche d'un fournisseur d'essentiel multi-nettoyant sur la nature et moins couteux et permanents.

D'après ces ressources qu'on trouve dans notre pays l'Algérie, c'est le gaz naturel, qui est utilisé largement dans la production d'énergie électrique et lequel est utilisé avec des turbines à vapeur et de turbines à gaz et hétérogène en abondance

Grace à notre stage dans le domaine des centrales électriques, nous avons eu l'occasion dans les centrales ou la production d'électricité utilise des turbines à gaz c'est la centrale « Belouadi l'ARBAA » au niveau de la wilaya de Blida, ces turbines ont les caractéristiques qui les distingues a d'autre, la production rapide de l'électricité dans une période de 14 minutes par rapport à la turbine à vapeur, qui commence la production après 12 heures,

Dans cette station il ya quatre turbines à gaz d'une capacité de chacune est de 140 M Watts à une température de 35° C.

Cette turbine travaille sur la conversion de l'énergie chimique, un <<gaz naturel >> en énergie calorifique par la combustion et plus tard transformé en une énergie mécanique ensuite à changement d'énergie électrique.

La maintenance lourde de turbine a gaz V94.2 c'est une opération nécessaire visant à maintenir à une degré convenable les moyens de production à un prix optimum pour satisfaire la disponibilité et la sécurité des équipements.

La maintenance s'impose impérativement dans la fonction de la gestion de la production même et exige des décisions pour que ses objectifs, préalablement définis, soient atteints.

La maintenance est l'ensemble des opérations (dépannage, graissage, visite, réparation, amélioration, ...) qui permettent de conserver le potentiel du matériel donc en état de stabilité pour assurer la continuité du matériel et la qualité de la production dans les conditions de sécurité. Bien maintenir, c'est assurer ces opérations au coût global optimum.

Notre objectif dans ce mémoire est faire une étude comparative des performances énergétiques d'une turbine à gaz V94.2 en faire plus calcul pour investiguer l'effet de quelques paramètres sur la performance énergétique de la turbine à gaz (travail utile, puissance utile, Rendement, Consommation spécifique) avant et après la révision (maintenance lourde).

Introduction générale

Ce travail est divisé en Cinq chapitres :

Le premier chapitre: nous explique les Généralités sur les Turbine à gaz ou nous présente la centrale électrique de « l'ARBAA ».

Le deuxième chapitre: c'est une Calcul énergétiques détaillés de la turbine à gaz V94.2 Nous avons aussi analysé les caractéristiques thermodynamiques des différents des éléments de cette turbine avant la révision (les températures, les pressions, la puissance et le rendement, Consommation spécifique).

Le troisième chapitre: introduction et donner les différents types de maintenances et parler sur Historique de la maintenance de la Turbine à gaz« l'ARBAA ».

Le quatrième chapitre : c'est une Calcul énergétiques détaillés de la turbine à gaz V94.2 Après la révision.

Le cinquième chapitre : est consacré à la présentation des différents résultants par les graphes et les tableaux et leurs commentaires.

I. 1. Introduction

La production d'électricité est essentielle pour un secteur industriel, destiné à mettre à disposition de l'ensemble des consommateurs la possibilité d'un approvisionnement adapté à leurs besoins en énergie électrique.

La production d'électricité se fait depuis la fin du 19^{ème} siècle à partir de différentes sources d'énergie primaires. Les premières centrales électriques fonctionnaient au bois. Aujourd'hui, la production peut se faire à partir d'énergie fossile (charbon, gaz naturel ou pétrole), d'énergie nucléaire, d'énergie renouvelable.

Une turbine à gaz, appelée aussi turbine à combustion ou parfois turbine à gaz de combustion, est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dans le rôle est de produire de l'énergie mécanique sous la forme de la rotation d'un arbre, directement à partir de l'énergie cinétique des gaz produits par la combustion d'un hydrocarbure (fuel, gaz combustible...) qui subissent une détente dans une turbine. [1]

I.2. Présentation de la centrale

La centrale de « l'ARBAA » d'une puissance de 560 MW (borne usine (4 x 140) MW conditions site) est constituée de quatre groupes turbines à gaz type V94.2 ANSALDO.

Ces groupes sont installés à l'intérieur d'une salle des machines ventilée et insonorisée.

La turbine est du type mono arbre à cycle simple tournant à 3000 (tr/min), fonctionnant au gaz naturel comme combustible principal et au gasoil comme combustible de secours, avec la possibilité de passage d'un combustible à l'autre en mode automatique.

La centrale est dotée de moyens technologiques lui permettant de fonctionner dans le respect des normes en matière de préservation de l'environnement. [2]



Figure I.1 : Centrale turbines à Gaz V94.2 de « L'ARBAA » (4 X 140M)

I.3. Principe de fonctionnement

Une unité de turbine à gaz est un engin tournant qui consiste de façon type un compresseur, ou plusieurs chambres de combustion où un combustible gazeux ou liquide est brûlé et une turbine pour faire marcher le compresseur. Elle est accouplée d'un générateur électrique ou d'autres machines industrielles.

Le fluide fonctionnel est de l'air qui est insufflé et comprimé par le compresseur. De l'air distribué par le compresseur grimpe à haute température sous la chaleur du combustible en chambre de combustion. Finalement la turbine convertit l'énergie du débit de gaz chaud en un couple au générateur.

Le débit de gaz d'échappement qui sort de la turbine est déchargé dans l'échappement.

🚦 **La turbine à gaz est essentiellement formée de trois parties principales : [3]**

- Un Compresseur.
- Chambres de combustion.
- Une turbine de détente.
- **Un compresseur**, centrifuge ou plus généralement axial, qui a pour rôle de comprimer de l'air ambiant à une pression comprise aujourd'hui entre 10 et 30 bars environ.
- **Une chambre de combustion**, dans laquelle un combustible gazeux ou liquide est injecté sous pression, puis se brûle 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.

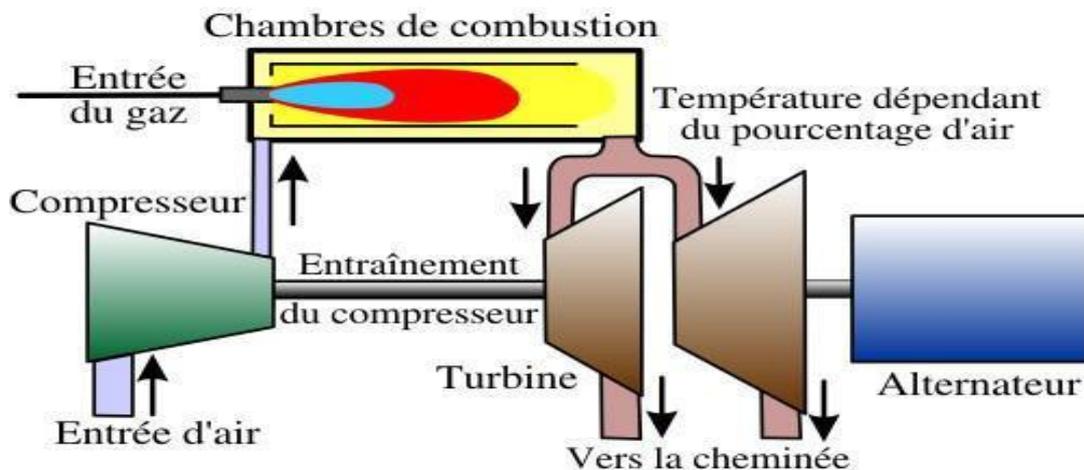


Figure I.2: Schéma descriptif d'une turbine à gaz [4]

I.4. Caractéristiques de fonctionnement de la turbine à gaz V94.2 de « LARBAA »

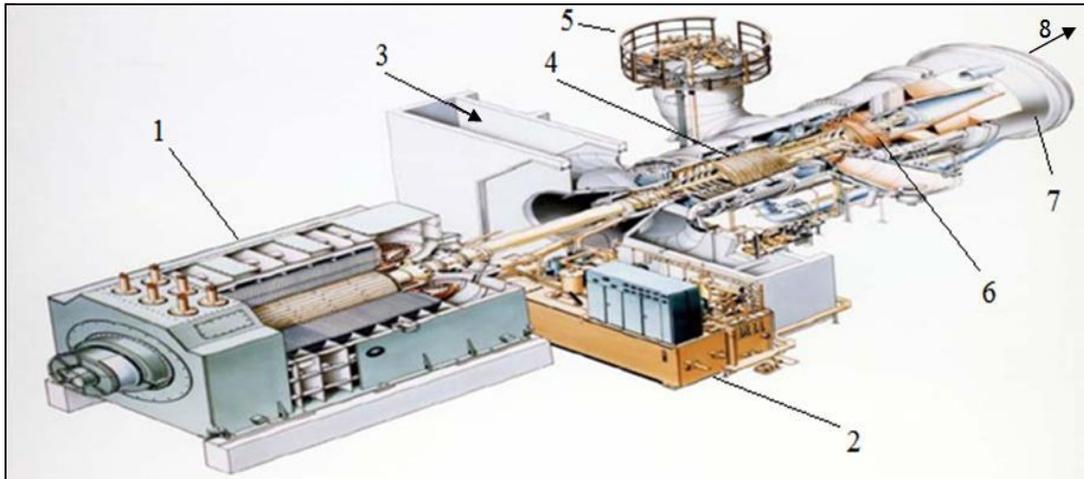


Figure I.3: Schéma descriptif d'un groupe de turbine a gaz [2]

- | | |
|------------------------------------|---|
| 1. Générateur. | 5. Chambre de combustion. |
| 2. Réservoir d'huile avec montage. | 6. Turbine. |
| 3. Structure d'admission d'air. | 7. Diffuseur d'échappement. |
| 4. Compresseur. | 8. Echappement des fumées vers la cheminée. |

I.4.1. Caractéristiques générales de la turbine à gaz V94.2

La turbine à gaz du type V94.2 de ANSALDO est une turbine de type Industriel à un seul arbre et un seul corps d'une puissance nominale d'environ 140 MW

Les caractéristiques constructives du modèle V94.2 sont :

- ✓ Puissance nominal.....140 MW
- ✓ Fréquence.....50 Hz

Compressor:

- ✓ nombre d'étages.....16
- ✓ nombre d'étages d'aubes directrices.....1

À orientation variable (IGV)

- ✓ points de soutirage en aval :
 - De l'étage d'aubes fixes.....5
 - De l'étage d aubes fixes10
 - Taux de compression.....env.12

Turbine:

- ✓ nombre d'étages.....4
- ✓ débit des gaz d'échappement 532 Kg/s
- ✓ température des gaz d'échappement.....570°C

Chambre de combustion :

- ✓ type.....chambre à corne
- ✓ nombre de chambre de combustion2
- ✓ nombre de brûleurs.....8
- ✓ Nombre de dispositifs d'allumage par brûleur.....1

I.4.2.Constitution de la turbine à gaz

On peut diviser La centrale turbine à gaz en deux parties principales :

I.4.2.1. partie mécanique :

Qui est formée essentiellement par :

I.4.2.1.1. Compresseur:

Le compresseur utilisé dans la turbine à gaz est un compresseur de type axial, il aspire l'air à la pression atmosphérique et le refoule à une pression dépendent de sont taux de compression, qui égale à « P_s / P_e » { P_s : pression de sortie, P_e : pression d'entrée } qui n'est autre que la pression atmosphérique), il comporte 16 étages permettant ainsi de refouler l'aire à une pression entre 7 et 12bars. Un système anti-pompage soutire une quantité d'aire suffisante pour assurer un fonctionnement stable du compresseur à basse vitesse, c'est-à-dire lors de démarrage de compresseur et de ralentissement. L'air est soutiré par deux conduites de décharge en aval du 5^{ème} et de 10^{ème} étages d'aubes fixes et une conduite en aval du 15^{ème} étages d'aubes mobiles. Il est dérivé vers trois chambres annulaires par des espèces également annulaires ménagées à cet effet entre les portes aubes directrices. Les conduites de décharge sont dotés de clapets pneumatiques et conduisent l'airoutiré vers le diffuseur d'échappement De l'air destiné au refroidissement de la turbine est également soutiré au niveau des plusieurs étages du compresseur .les aubes directrices d'entrée, les aubes directrices des 4 premiers étages et les aubes mobiles des 5premiers étages du compresseur sont dotées d'un revêtement cermétal les protégeant contre les dépôts. Les pieds des aubes mobiles sont en queue d'aronde avec un cours guidage parallèle. Leur taille est choisie en fonction de la longueur de la pale. Les aubes sont insérées avec l'angle requis.



Figure I.4 : compresseur [5]

I.4.2.1.2. Chambre de combustion :

La turbine à gaz V94.2 est équipée de deux chambres de combustion, montées verticalement sur les côtés de la turbine à gaz et connectées aux brides latérales de l'enveloppe extérieure de la turbine à gaz. Cette structure de la chambre de combustion offre une bonne accessibilité de toutes les composantes pour les inspections et, si nécessaire, montage et démontage facile. L'air fourni par le compresseur est chauffé à la température d'entrée de la turbine dans les chambres de combustion par la combustion des combustibles. Dans le tuyau de flamme, où les températures des gaz sont particulièrement élevées et la radiation des flammes très importante, le revêtement en céramique est réalisé avec des carreaux aux bords bloqués est utilisé d'une manière très efficace. Les petits flux d'air de refroidissement pour refroidir les supports des carreaux simultanément agissent comme une barrière entre la structure derrière les carreaux et le flux de gaz chauds. [2]



Figure I.5 : Chambre de combustion [2]

La structure de gaz chauds entre le tuyau de la flamme et la turbine est conçue comme une enveloppe refroidie, à une seule couche de tôle en métal qui est capable de compenser l'expansion thermique par déformation. La conception de la chambre de combustion prévoit deux parcours de flux concentriques: un du compresseur aux chambres de combustion et l'autre des chambres de combustion à la turbine, avec des vitesses de flux relativement basses et donc en chute de pression minimale. L'enveloppe extérieure est conçue pour résister à la pression interne, tandis que l'enveloppe intérieure à une température élevée, l'air sous pression délivré par le compresseur passe autour du parcours des gaz chauds et l'enveloppe intérieure est refroidie par l'échange de chaleur. L'admission symétrique et la déflexion des flux de gaz permettent une distribution uniforme de la température avec de petites différences de pression après les pales. Chaque chambre de combustion, équipée d'un revêtement réfractaire, contient huit brûleurs séparés qui fonctionnent avec le gaz et l'huile combustible. [5]



Figure I.6 : Vue interne de la chambre de combustion



Figure I.7: brûleur

I.4.2.1.3. La turbine :

Les gaz chauds issus de la chambre de combustion se détendent dans une turbine à quatre étages. Cette opération est suivie par la création d'une grande quantité d'énergie mécanique faisant entraîner le rotor de la turbine à gaz.

En raison des contraintes thermiques et mécaniques importantes auxquelles elles sont soumises, les aubes de la turbine sont réalisées à partir d'alliage résistant aux hautes températures. Puisque La température pénétrant dans la turbine environ de 1190°C.

Les aubes des trois premiers étages sont dotées d'un revêtement de protection contre la corrosion à haute température.

Les aubes fixes sont constituées d'un bandage extérieur, du pal et d'un bandage intérieur. Le bandage extérieur sert à maintenir l'aube dans le porte aube et constitue l'enveloppe extérieur de la veine des gaz chauds. Le bandage intérieur contient la veine des gaz chauds vers l'intérieur et supporte l'étanchéité interne. [6]

Les quatre étages d'aubes fixes et les trois premiers étages d'aubes mobiles sont refroidis à l'air de refroidissement destiné à la turbine est prélevé aux étages appropriés du compresseur. Les aubes sont refroidies par film, par impact ou par convection, selon les étages de la turbine.



Figure I.8: vue extérieure de la turbine



Figure I.9: les quatre étages de la turbine

I.4.2.2. partie électrique :

I.4.2.2.1. L'Alternateur:

L'alternateur est une machine tournante son rôle est la transformation de l'énergie mécanique en énergie électrique.

L'alternateur est une machine « Génératrice de courant alternatif »

Les alternateurs peuvent être :

Polyphasés

- Monophasés

On distingue parmi les alternateurs :

- Les alternateurs Basse Tension (220-380 V) utilisés principalement pour Groupes de secours

- Les alternateurs Haute tension dans les valeurs des tensions sont fonction

Des puissances, utilisées dans les centrales électriques. [6]



Figure I.10: l'alternateur

I.4.2.2.2. Les Caractéristiques Principales :

- Turboalternateur triphasé à deux pôles avec rotor lisse.
- Rotor directement couplé à la turbine.
- Enrolment amortisseur du rotor.
- Ventilation en circuit fermé avec 4 échangeurs air-eau incorporés dans la carcasse.
- Auto-ventilation du stator et du rotor.
- Générateur expédié complètement assemblé.
- Excitation de type statique
- Isolation d'enroulement stator de type Resin-Rich en barre individuelle.
- Règles, Standards CEI.
- Système de mise à la masse de l'arbre et d'isolation des paliers pour prévenir la circulation des courants d'arbre. [5]

I.5. Les auxiliaires de turbine à gaz V94.2

I.5. 1.Système d'aspiration d'air

Le système d'aspiration et filtration fournit de l'air filtré au compresseur de la turbine à gaz, en quantité et en qualité nécessaires, dans les conditions ambiantes locales. [12]



Figure I.11: Système admission l'air

I.5. 2. Station d'air comprimé

La centrale est dotée d'un système de production et de distribution d'air comprimé exempt d'huile, séché et filtré pour les besoins de la centrale.

Le system comprend principalement :

- 04 compresseurs d'air de type à vis 7 bars (01 de service et 03 de secours).
- 04 Sécheurs d'air du type régénératif à froid.
- 08 Filters duplex.
- 06 réservoirs d'air sous pression pour l'air de régulation et de travail. [6]



Figure I.12: station d'air comprimé

I.5. 3. Système gaz naturel

Le combustible devant alimenter la centrale est le gaz naturel qui est délivré à la centrale au moyen d'un gazoduc.

Le système combustible gaz porte sur une station de détente avec un circuit gaz adéquat et fiable pour répondre aux exigences de fonctionnement des turbines à gaz pour tous les régimes de fonctionnement. [5]



Figure I.13: poste de distribution du gaz principal

I.5. 4.Système fuel

En cas d'avarie sur le combustible principal (gaz naturel), les TG de la centrale de « l'ARBAA » sont conçues pour fonctionner avec du fuel comme combustible de secours. Système fuel d'alimenter en combustible liquide la TG depuis les réservoirs de stockage jusqu'aux chambres de combustions de la TG .Les groupes diesels de secours et la motopompe incendie sont alimentés à partir des mêmes réservoirs de stockage. [1]



Figure I.14: station finale de fuel [6]

I.5. 5.Storage du combustible de secours

La centrale est dotée d'une réserve de fuel qui lui donne une autonomie de 06 jours à pleine charge. Le débit de fonctionnement en pointe devra être le 105% du débit de fonctionnement en base. [6]



Figure I.15: stockage fuel

I.5. 6. Station de production d'eau déminéralisée

La fonction du système de distribution d'eau déminéralisée est d'emmagasiner l'eau pompée par les pompes du système de production d'eau déminéralisée dans un réservoir d'accumulation: les pompes du système de distribution eau déminéralisée et les pompes d'injection de la turbine au gaz sont alimentées par le réservoir. [6]



Figure I.16: Station de production d'eau déminéralisée

I.5. 7. Système de réfrigération NOURIA

Le système de réfrigération de l'alternateur et de l'huile de graissage de la TG, comprend principalement:

- Une unité aeroréfrigérante, avec 4 cellules de ventilation, ayant chacune une capacité égale au 66% de capacité de charge.
- 2 pompes de circulation de l'eau réfrigérée, ayant chacune une capacité égale à 100% de la capacité totale nécessaire, pendant le fonctionnement nominal du système une pompe sera en marche tandis que l'autre reste en secours.
- Une bache haute de 5 m
- Une bache d'injection chimique de 20 m³ La tuyauterie du système de réfrigération est projetée conformément aux normes ANSI B.31.1. [6]



Figure I.17: système réfrigération NOURIA

I.5. 8. Système D'huile Hydraulique

Le système hydraulique à haute pression est utilisé pour positionner les soupapes de contrôle du système combustible et pour ouvrir les soupapes d'arrêt d'urgence. L'unité a la fonction de fournir l'huile hydraulique nécessaire pour faire fonctionner les actionneurs des soupapes à la pression requise, en quantité suffisante, à la température optimale et en condition pure. Le poste d'alimentation de l'huile hydraulique comprend seulement les unités d'équipement nécessaire pour remplir cette tâche. L'unité centrale d'alimentation de l'huile hydraulique comprend tous les composants essentiels à l'alimentation d'huile hydraulique, tels que les pompes, les filtres, et les accumulateurs. Tous les composants sont montés sur le réservoir de l'huile hydraulique.

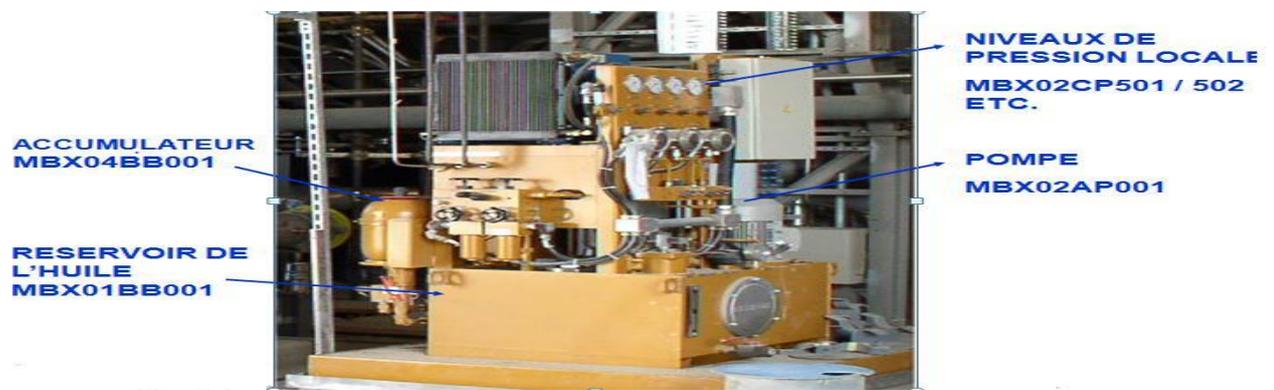


Figure I.18: Système D'huile Hydraulique [6]

I.6. Classification des turbines à gaz

On peut classer les turbines selon différents points:

- ✓ Mode de construction.
- ✓ Mode de travail.
- ✓ Mode de fonctionnement thermodynamique.

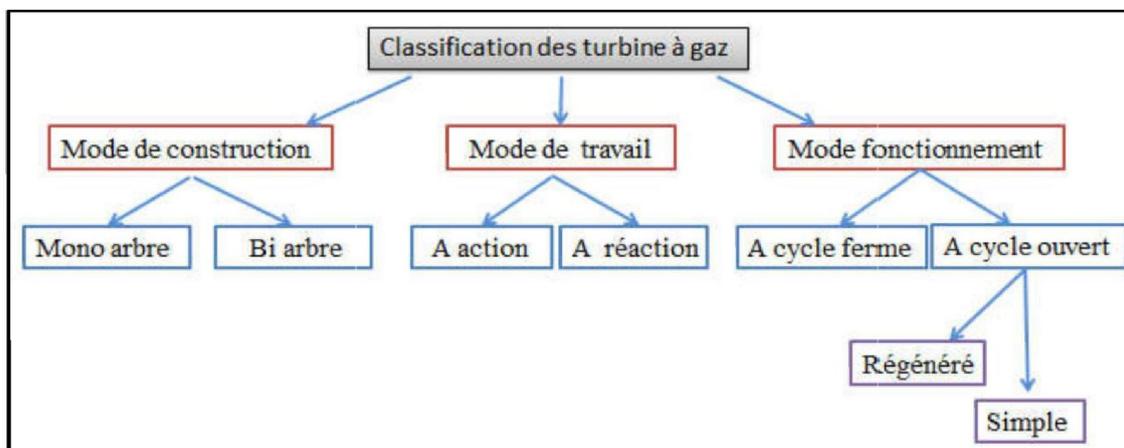


Figure I.19: Classification générale des turbines à gaz [3]

I.6.1 Mode de construction

- ✓ Turbines mono-arbre: elles sont généralement utilisées dans le cas où on cherche un Fonctionnement avec une charge constante (pour entrainer les générateurs d'électricité).
- ✓ Turbines bi-arbres : elles ont l'avantage d'entrainer des appareils à charge variable (pompe, compresseur...). [7]

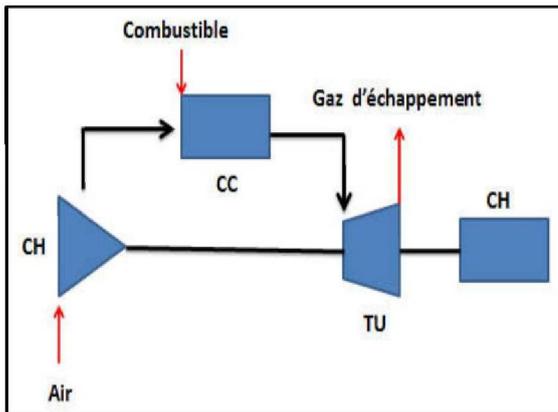


Figure I.20: Turbines à gaz à un arbre [8]

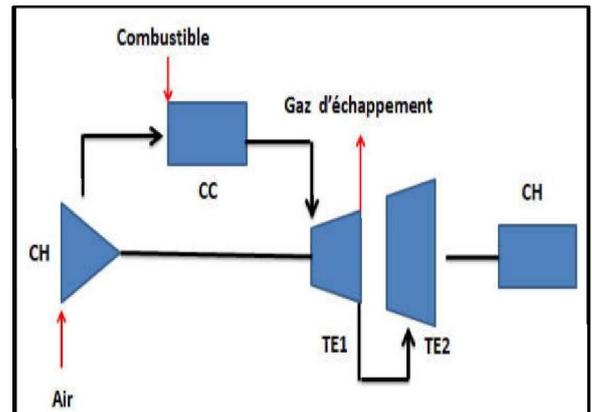


Figure I.21: Turbines à gaz à bi-arbres [8]

CH : charge.

CR : compresseur d'air.

CC: Chambre de combustion.

TU : turbine.

TE1 : turbine d'entraînement compresseur.

TE2 : turbine d'entraînement.

I.6.2 Mode de travail

On distingue deux types de turbine :

- ✓ **Turbine à action** : la détente se fait uniquement dans les aubages fixes.
- ✓ **Turbine à réaction** : la détente est répartie entre les aubages fixes et mobiles. [8]

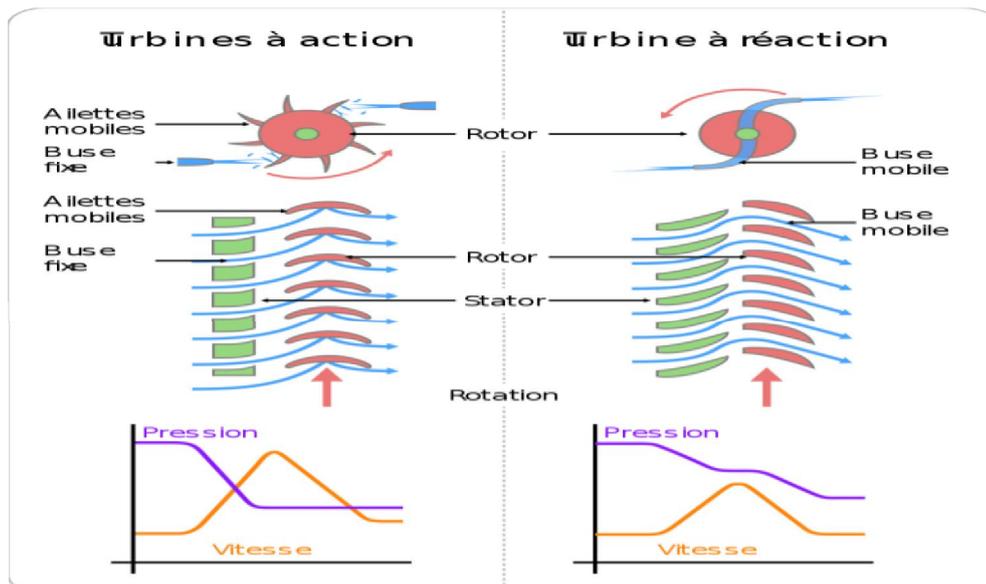


Figure I.22: Schéma décrivant la différence entre une turbine à action et une réaction

I.6.3 Mode de fonctionnement Thermodynamique

Il existe deux cycles thermodynamiques :

I.6.3.1. Turbine à cycle fermé : dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

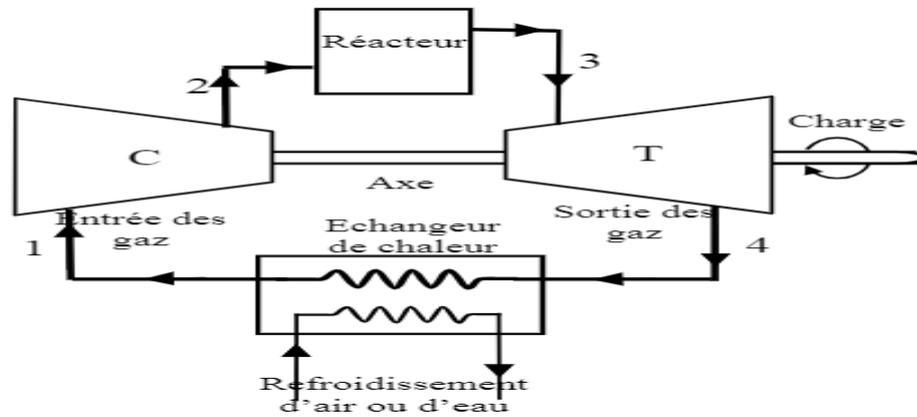


Figure I.23: Cycle Fermé de turbine à gaz [9]

I.6.3.2. Turbine à cycle ouvert : c'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère. Ce type est divisé en deux classes :

- ✓ 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 ils sont perdus dans l'atmosphère à travers la cheminée.
- ✓ 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. [5]

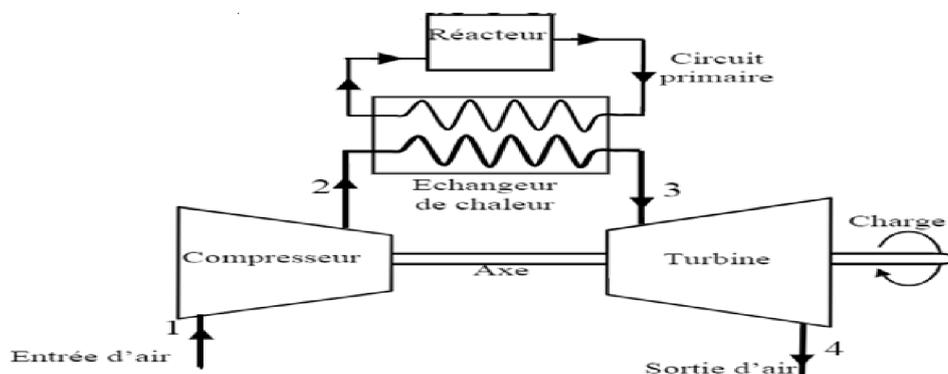


Figure I.24: Cycle ouvert de turbine à gaz [9]

I.7. Principales applications [10]

Chaque cas d'application d'une turbine à gaz comprend un nombre important de paramètres de définitions spécifiques (type de combustible, durée de fonctionnement par ans, températures extérieures extrêmes, montage, nuisances, etc.). Il en résulte qu'une installation de turbine à gaz doit être personnalisée afin de répondre aux conditions d'exploitation envisagées. Étudions tout d'abord les utilisations principales avant de passer en revue, au paragraphe suivant, les critères servant de base de réflexion pour choisir le dimensionnement d'une installation.

I.7.1. Utilisation des turbines à gaz pour la propulsion

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

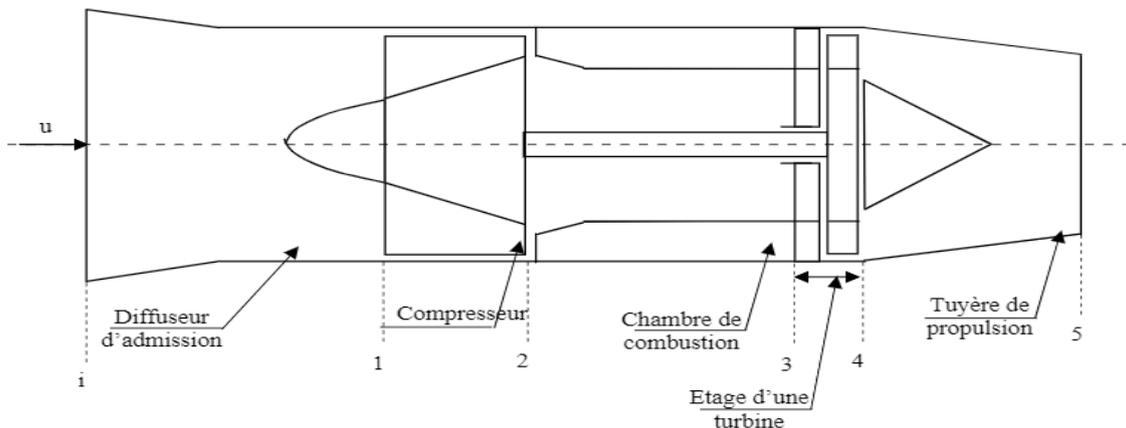


Figure I.25: Utilisation des turbines à gaz dans l'avion [11]

I.7.2. Production combinée chaleur-force

Ce type d'application permet d'économiser les dépenses d'énergies. Le couple de force peut servir à l'entraînement d'une machine réceptrice et la chaleur peut servir pour le chauffage, séchage, production de vapeur pour un process industriel. Le principe de cette application peut être, encore poussé plus loin pour obtenir des installations industrielles dites à énergie totale où la turbine à gaz peut fournir simultanément trois formes d'énergie : électrique (alternateur), pneumatique (par prélèvement d'air sur le compresseur), calorifique (récupérateur de chaleur des gaz d'échappement). Le rendement de telles installations est ainsi fortement revalorisé et peut atteindre 50 à 60%.

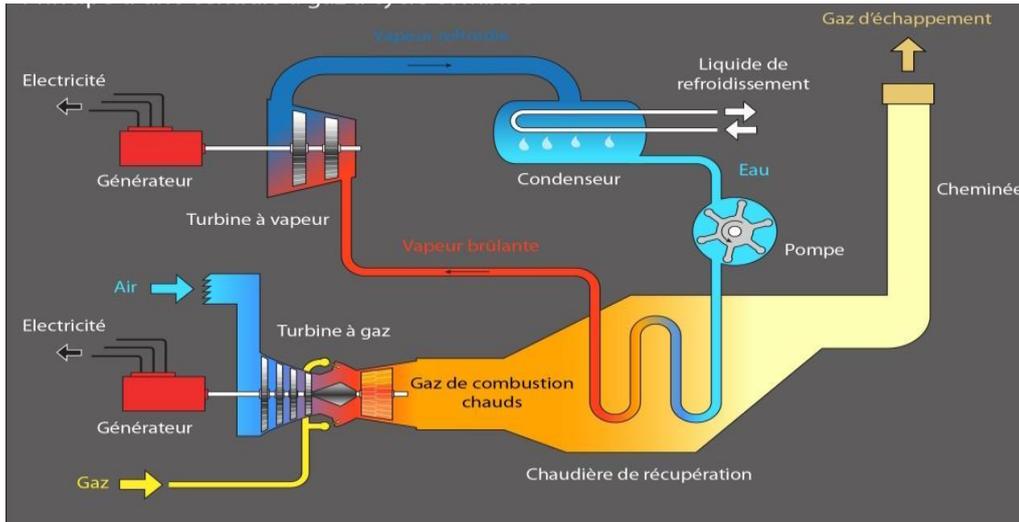


Figure I.26: Production combinée chaleur-force [11]

I.7.3. Production d'électricité

Cette application est extrêmement courante l'arbre de la turbine entraîne un réducteur dont l'arbre à petite vitesse entraîne un alternateur Le système mécanique est simple et peut être comparé à un groupe turboalternateur à vapeur. Produire uniquement de l'électricité avec une turbine à gaz n'est intéressante que pour des conditions d'exploitation imposant ce système. Dans tous les types d'applications étudiés, il est tout à fait possible de remplacer l'alternateur entraîné par une pompe, par un compresseur ou une soufflante.

I.8. Avantages et inconvénients des turbines à gaz [8]

I.8.1. avantages

- ✓ Une puissance élevée dans un espace restreint dans le que lune 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 grand froid.
- ✓ Diversité de combustible pour le fonctionnement.
- ✓ Possibilité de fonctionnement à faible charge.

I.8.2 Inconvénients

Au-dessous d'environ 3000KW, 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). Attitre indicatif : 28 à 33% pour une turbine de 3000KW, 32 à 38% pour un groupe diesel.

I.9. Les principaux cycles de la turbine à gaz

I.9.1. Cycle de base (Cycle de Joule ou de Baryton)

Dans sa forme la plus simple, la turbine à gaz fonctionne selon le cycle dit de Joule (ou de Baryton) comprenant :

- ✓ Une compression adiabatique qui consomme de l'énergie mécanique ;
- ✓ Une combustion isobare ;
- ✓ Une détente adiabatique jusqu'à la pression ambiante qui produit de l'énergie Mécanique.

Le cycle de Joule, comme il est bien représenté dans la figure (I-27), comporte deux Processus isentropiques (adiabatiques et réversibles) et un processus isobare. [12]

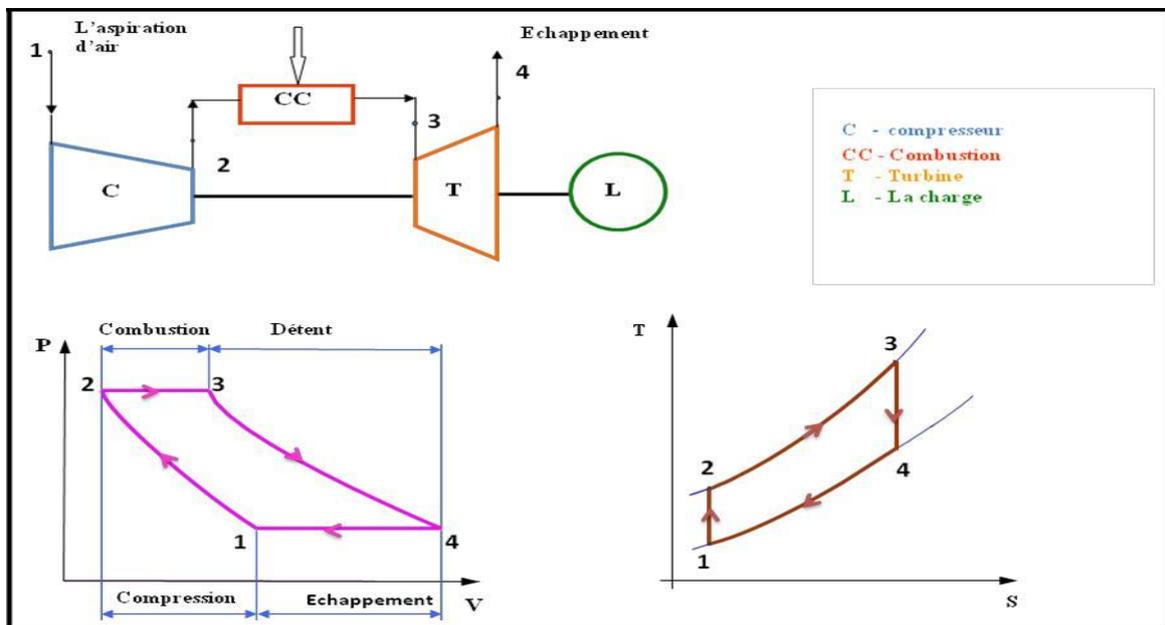


Figure I.27: Cycle de Joule (Baryton) [13]

- 1 à 2 : compression isentropique, (Compresseur).
- 2 à 3 : combustion isobare, (Chambre de combustion).
- 3 à 4 : détente isentropique, (Turbine).
- 4 à 1 : refroidissement isobarique, (Echappement).

I.9.2. Le cycle réel

Le cycle réel de la turbine à gaz simple s'écarte du cycle idéal tant par l'irréversibilité dans le compresseur et dans la turbine que par la chute de pression dans la chambre de combustion et les canaux d'écoulement. Le cycle thermodynamique décrit par le fluide moteur pour le cycle réel de la turbine à gaz simple est alors représenté sur le diagramme (T, S) de la figure (I-28) [14] :

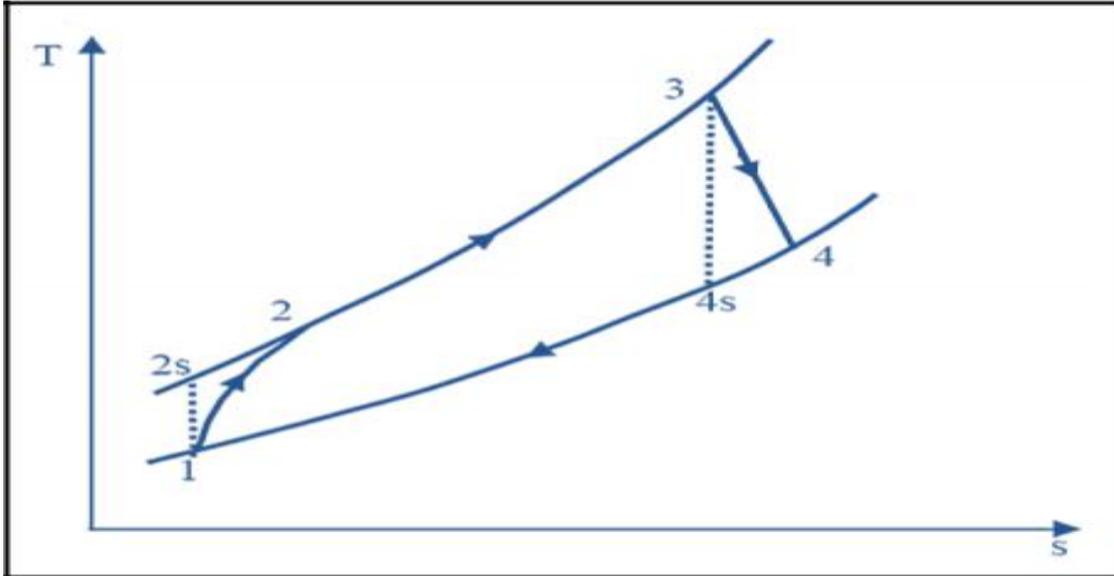


Figure I.28: Cycle simple réel [14]

Ce cycle comporte :

- ✓ Une compression adiabatique avec augmentation d'entropie de (1) à (2) ;
- ✓ Une combustion avec une chute de pression due aux pertes de charge de (2) à (3) ;
- ✓ Une détente adiabatique jusque à la pression atmosphérique avec augmentation d'entropie de (3) à (4).

I.10. Amélioration du cycle de « Baryton » [15]

Un moteur de turbine à gaz aéronautique doit rester léger et compact et il n'est pas possible d'ajouter d'une manière significative des composants afin d'améliorer ses performances. La turbine à gaz industrielle ne subit pas ces contraintes. En tenant compte de ces grands avantages, les chercheurs ont exploré un certain nombre de stratégies qui peuvent être appliquées afin d'obtenir des améliorations significatives des performances de ces machines.

En règle générale, la puissance d'une TAG peut être relevée en augmentant la puissance de sortie de la turbine de détente ou en diminuant la puissance absorbée par le compresseur.

I.10.1. Cycle à récupération

Lorsque la température de sortie turbine est supérieure à celle de sortie du compresseur, il devrait être possible d'augmenter le rendement du cycle en se servant des gaz d'échappement dans un échangeur de chaleur pour réchauffer les gaz sortant du compresseur comme le mentionne la figure suivante :

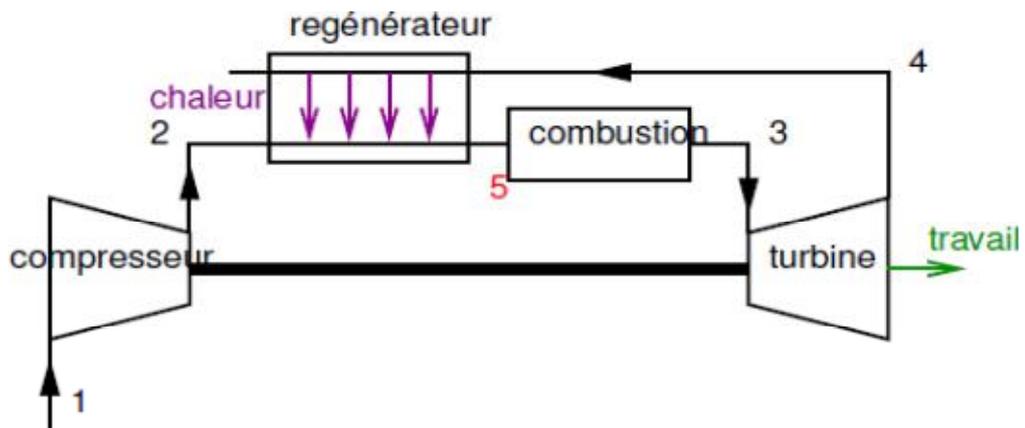


Figure I.29: Configuration d'une turbine à gaz avec récupération [16]

En principe, l'air qui entre dans l'échangeur thermique au point (2) devrait se réchauffer jusqu'à la température des gaz qui entrent dans l'échangeur au point (4), mais en réalité, entre les gaz chauffant et l'air chauffé il existe toujours une certaine différence de température de sorte que l'air qui provient du compresseur sera chauffé seulement jusqu'au point (2'), de même pour les gaz qui proviennent de la turbine au lieu de se refroidir jusqu'à la température de l'air qui provient du compresseur au point (2), ils se refroidissent seulement jusqu'au point (5) (Figure I.30). Évidemment, l'utilisation d'un échangeur thermique est valable seulement lorsque la différence entre la température des gaz de refoulement du compresseur et celle des gaz d'échappement est suffisamment élevée.

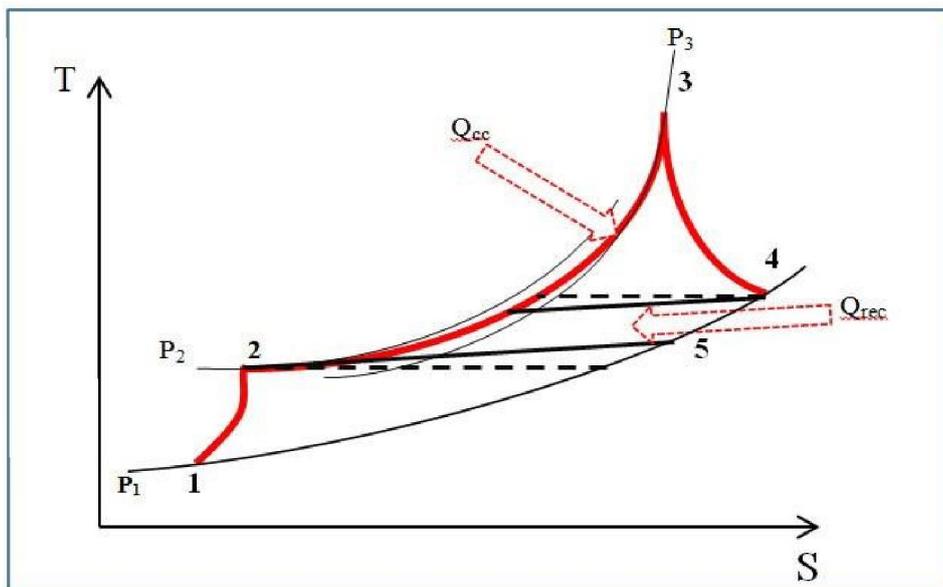


Figure I.30: Cycle à récupération [12]

I.10.2. Cycle à refroidissement intermédiaire de la compression [12]

La figure (I.31) montre un schéma descriptif d'une turbine à gaz à refroidissement intermédiaire. L'air sortant de la compresseur basse pression se refroidit par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur avant d'être comprimé à nouveau dans une compresseur haute pression. En effectuant la compression en deux étapes, et en refroidissant le gaz entre les deux corps de compresseur, haute et basse pression, permet l'augmentation du rendement du cycle.

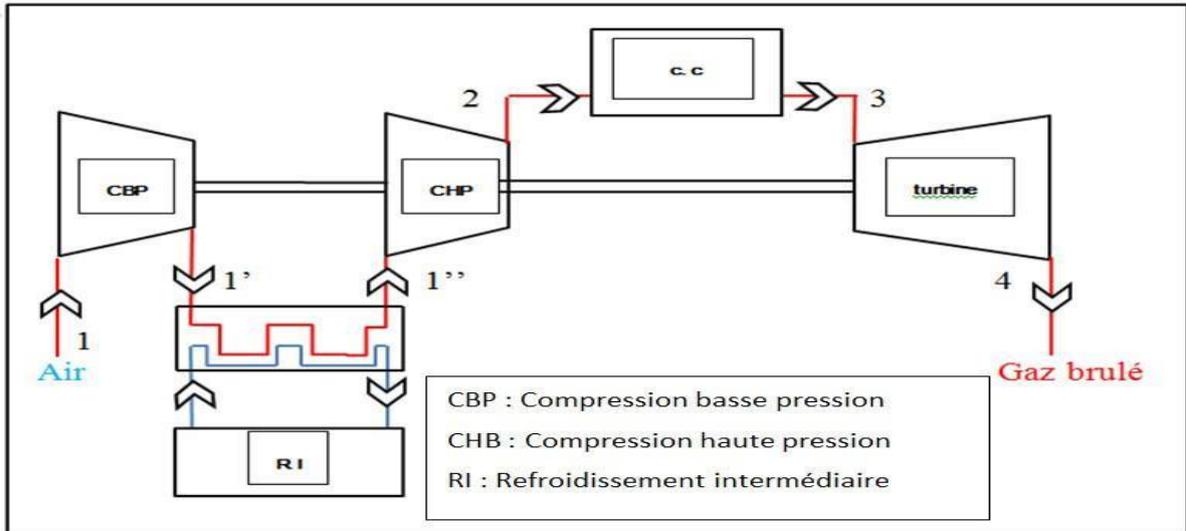


Figure I.31: Configuration d'une turbine à gaz avec refroidissement intermédiaire

Pour pouvoir comparer le travail d'un compresseur de ce cycle avec celui du cycle de Base, sur le diagramme (T-S) représenté sur la figure (I.32) :

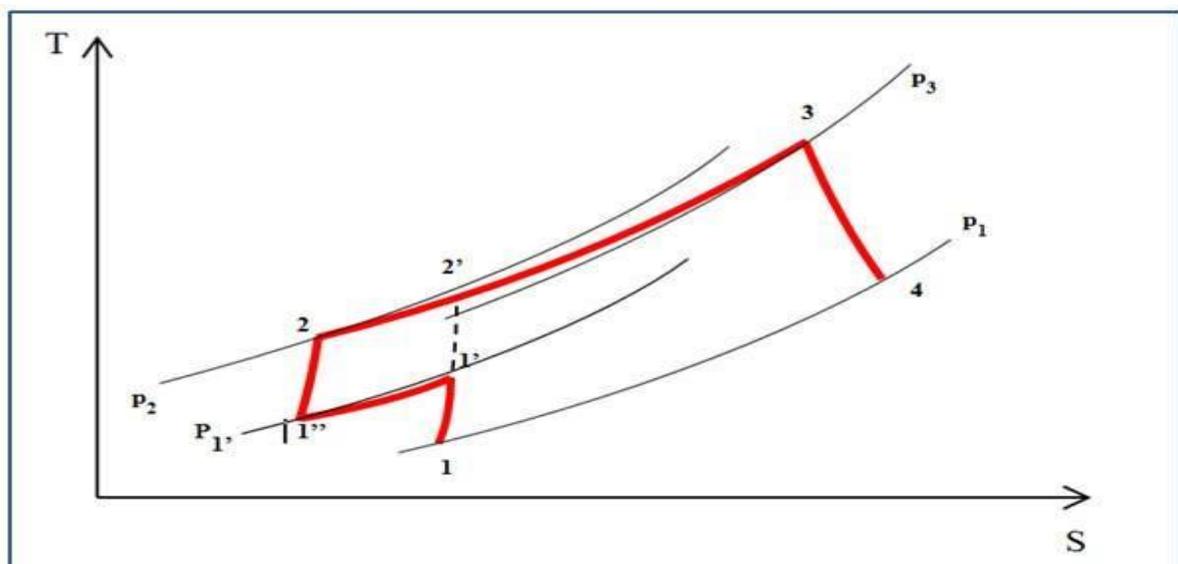


Figure I.32: Cycle avec refroidissement intermédiaire

I.10.3. Cycle à réchauffage lors de la détente [12]

Une autre façon d'améliorer les performances du cycle consiste à augmenter le travail de la détente, en utilisant deux turbines en série, entre lesquelles une deuxième chambre de combustion est introduite. Son schéma de fonctionnement est représenté dans la figure (I.33) suivante:

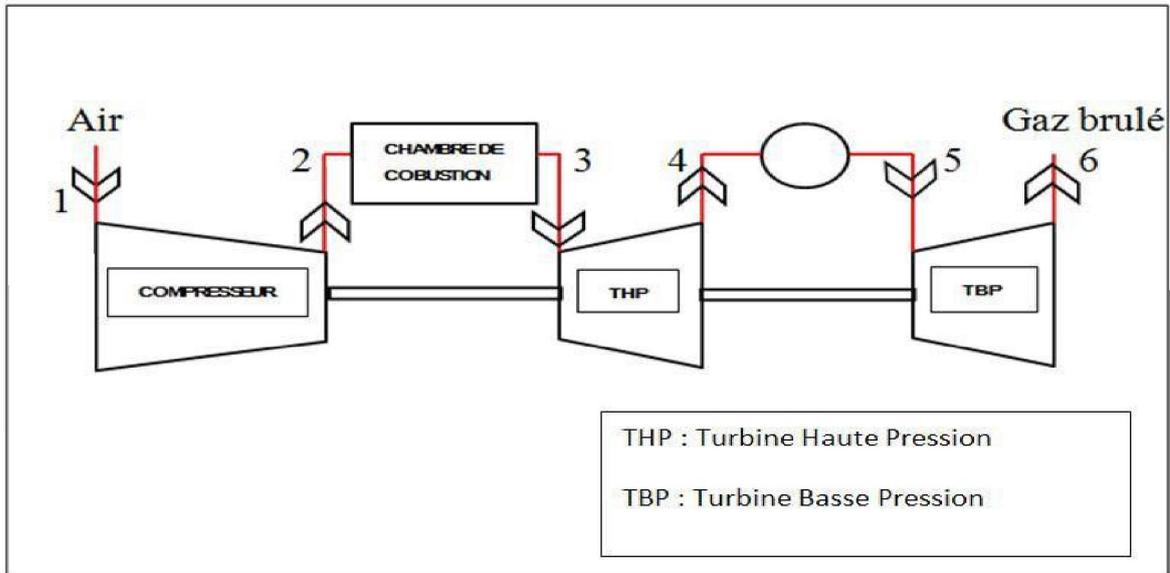


Figure I.33: Configuration d'une turbine avec réchauffe

Le cycle thermodynamique de cette installation, et celui du cycle de base sont illustrés dans la figure (I.34) suivante :

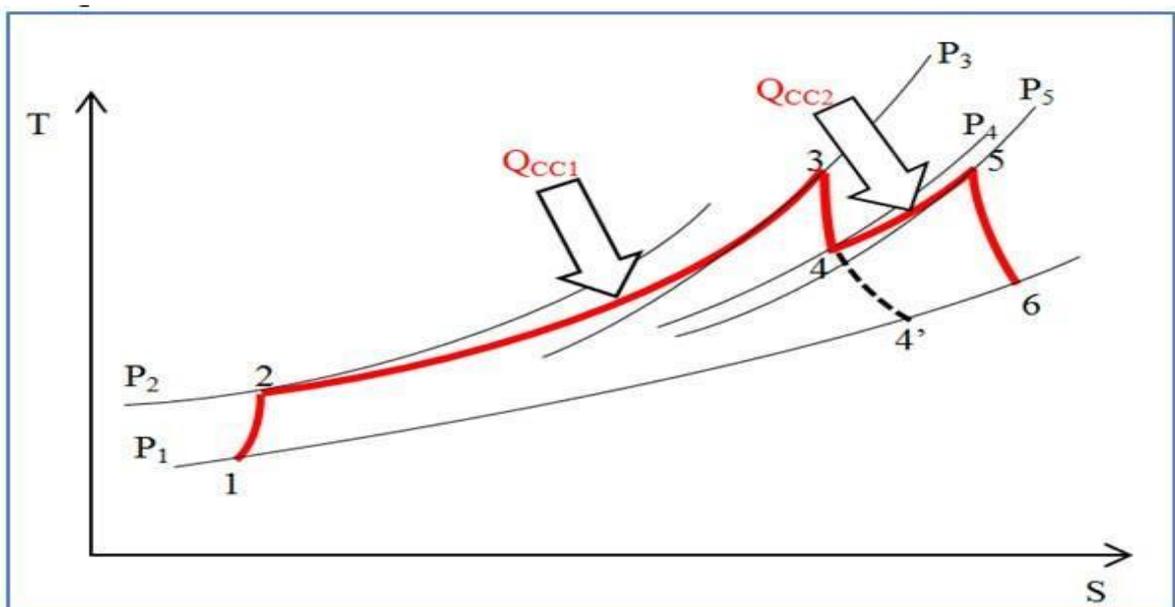


Figure I.34: Cycle avec réchauffe

Le travail supplémentaire gagné lors de la réchauffe est représenté par l'air du cycle améliore le travail utile du cycle avec réchauffe. Par contre, le rendement n'est pas amélioré en raison de l'addition de chaleur (Carburant) supplémentaire $Q_{4.5}$ donc le cycle avec réchauffe destiné pour augmenter la puissance de la turbine en diminuant le rendement. Cette configuration n'est pas favorable dans les turbines à gaz industrielles, elle est utilisée dans les turbines à gaz aéronautiques où la puissance est très importante surtout au décollage des avions.

I.10.4. Cycle à réchauffe et récupération [12]

A partir de la figure I.17 on remarque que T_6 du gaz qui sort de la turbine BP est élevée, ainsi l'énergie thermique de ces gaz peut être récupérée par un échangeur thermique (régénérateur) pour avoir un cycle à réchauffe et à récupération la Figure (I.35).

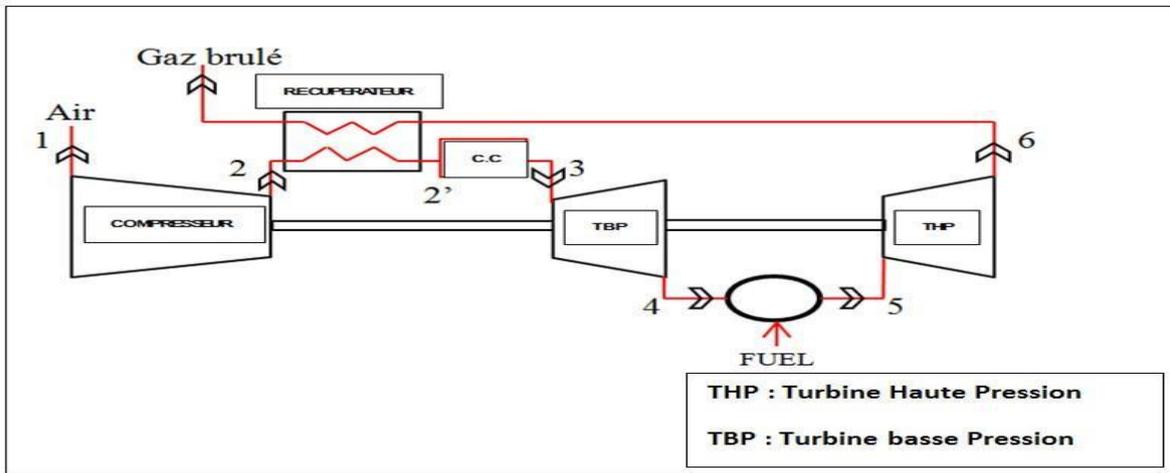


Figure I.35: Turbine à Gaz avec réchauffe et récupération

Le cycle avec réchauffe et récupération est plus approprié pour améliorer le rendement, Contrairement au cycle avec réchauffe, le gain d'énergie se répercute plus sur la puissance.

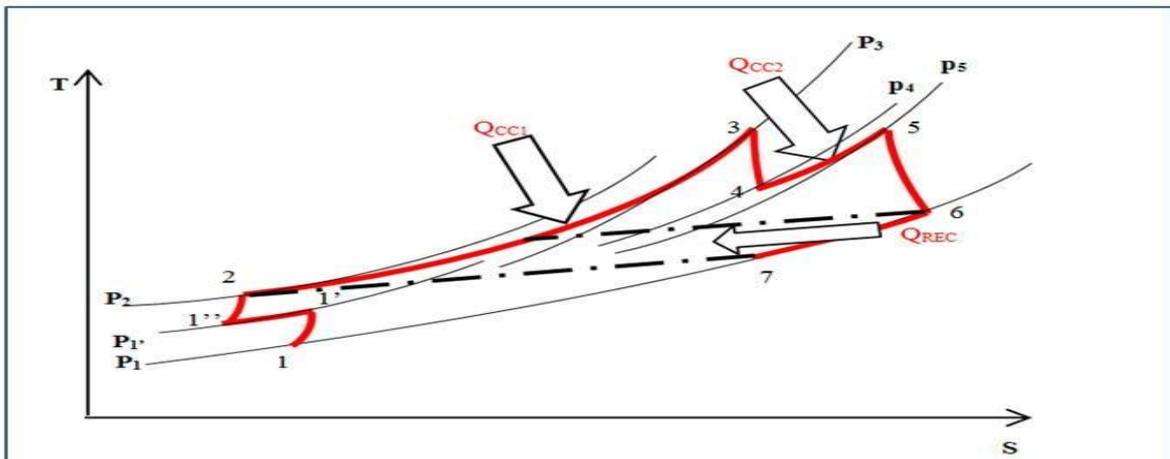


Figure I.36: Cycle avec réchauffe et récupération

I.11. Influence des facteurs extérieurs sur les performances de la turbine à gaz [13]

Une turbine à gaz emploie de l'air atmosphérique, donc ses performances sont considérablement influencées par tous les facteurs qui ont un effet sur le débit massique de l'air refoulé au compresseur. Ces facteurs sont:

- ✓ La température.
- ✓ La pression.
- ✓ L'humidité.
- ✓ Les poussières.

I.11.1. La température ambiante

A mesure que la température d'admission du compresseur augmente, le débit massique d'air diminue (en raison d'une diminution «d'une masse spécifique»), par conséquent, le rendement de la turbine et la puissance utile diminuent.

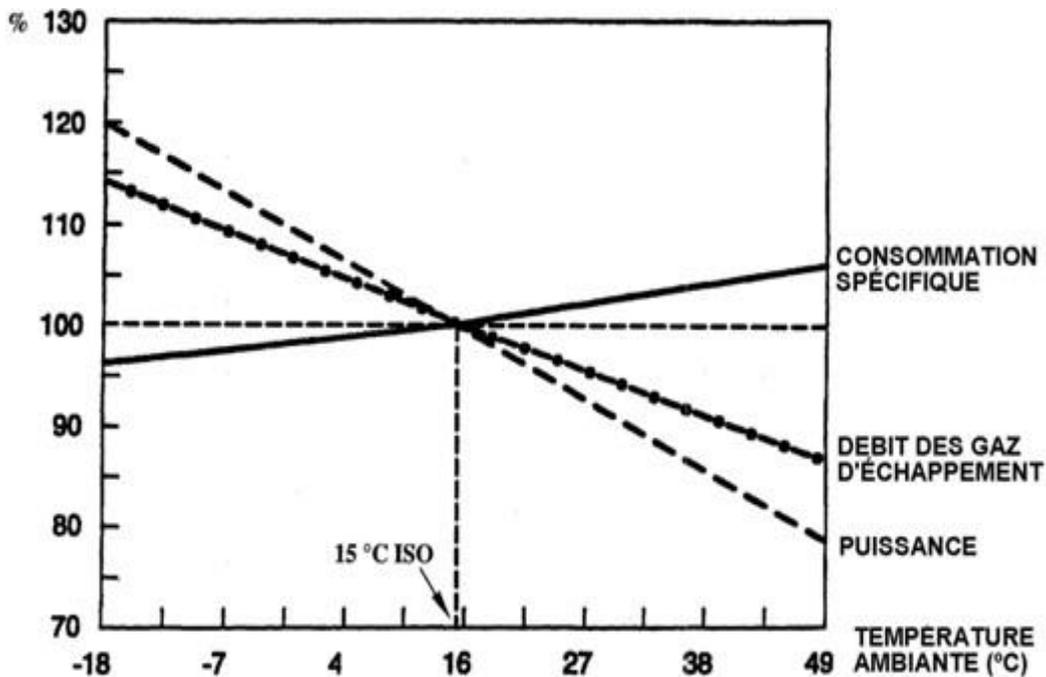


Figure I.37 : Influence de la température ambiante sur les performances de la turbine [17]

I.11.2 La pression atmosphérique

Si la pression atmosphérique diminue par rapport à la pression de référence, le débit massique de l'air diminue (en raison d'une diminution de sa masse spécifique) il en est de même la puissance utile.

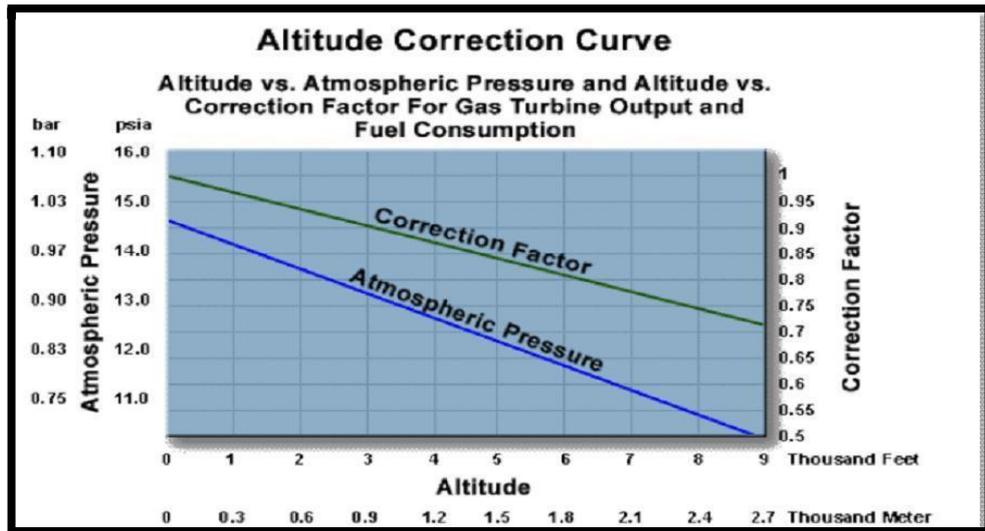


Figure I.38 : Influence de l'altitude sur la pression ambiante [16]

I.11.3 L'humidité relative

L'air humide est moins dense que l'air sec, donc si l'humidité relative augmente, la puissance débitée diminue et la consommation spécifique augmente par eux.

(Voir Fig. I.39)

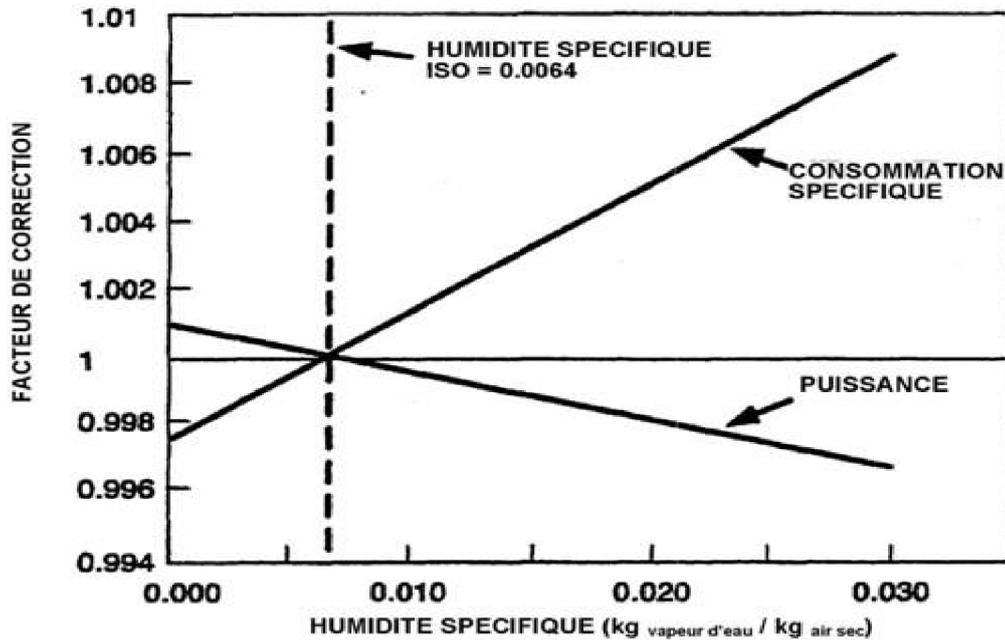


Figure I.39 : Influence de l'humidité relative sur les performances de la turbine [17]

I.11.4 Les poussières

Lorsque la concentration en poussière dans l'atmosphère augmente à cause du vent de sable la quantité d'air admise dans le compresseur diminue ce qui fait diminuer la puissance de notre turbine.

II.1. Etude énergétique de cycle de Baryton :

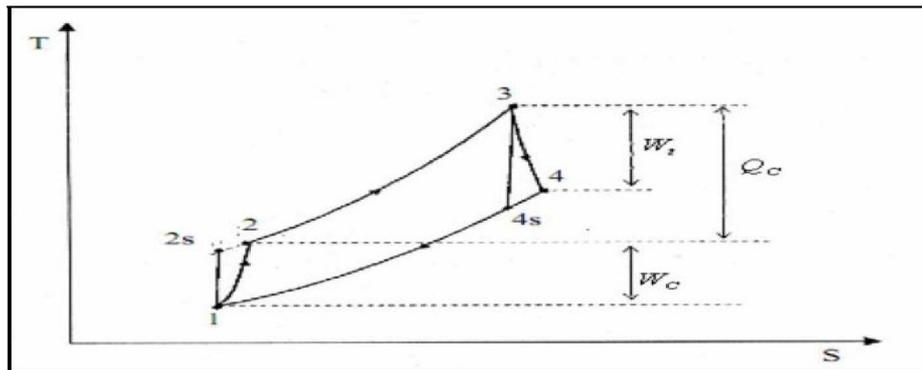


Figure II.1: Cycle de Baryton d'une turbine à gaz [18].

II.1.1. Etude de la compression :

- ✓ La pression à la sortie de compresseur (p_2) :

$$\tau = \frac{p_2}{p_1} \quad p_2 = p_1 \cdot \tau \quad (II.1)$$

Avec τ : Taux de compression.

- ✓ Le travail isentropique fourni au gaz par le compresseur (w_{sc}) :

$$w_{sc} = cp_c(T_{2s} - T_1) = cp_c \cdot T_1 \left(\frac{T_{2s}}{T_1} - 1 \right) \quad (II.2)$$

- ✓ Transformation isentropique

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_{2s}}{p_1} \right)^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} = (\tau)^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} \quad (II.3)$$

$$w_{sc} = cp_c T_1 \left((\tau)^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} - 1 \right) \quad (II.4)$$

- ✓ Le travail réel fourni par le compresseur (W_c) :

$$\eta_{sc} = \frac{w_{sc}}{W_c} \quad W_c = \frac{w_{sc}}{\eta_{sc}} \quad (II.5)$$

- ✓ La température à la sortie de compresseur (T_2):

$$W_c = cp_c(T_2 - T_1) \Rightarrow T_2 = T_1 + \frac{W_c}{cp_c} \quad (II.6)$$

II.1 .2. Etude de la combustion :

- ✓ Quantité de chaleur de la combustion (Q_{c-c}):

$$Q_{c-c} = cp_{cc}(T_3 - T_2) \quad (\text{II.7})$$

Avec

cp_{cc} : Chaleur spécifique du mélange

- ✓ Rapport du mélange air-combustible : $f = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a}$

II.1 .3. Etude de la détente :

- ✓ Le travail isentropique fourni par le gaz à la turbine (W_{sT}):

$$W_{sT} = cp_t(T_{4s} - T_3) = cp_t \cdot T_3 \left(\frac{T_{4s}}{T_3} - 1 \right) \quad (\text{II.8})$$

Transformation isentropique

($p_4 = p_{4s} = p_1$ et $p_3 = p_{2s} = p_2$) isobar

$$\frac{T_{4s}}{T_3} = \left(\frac{p_{4s}}{p_3} \right)^{\frac{\gamma_t - 1}{\gamma_t}} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\gamma_t - 1}{\gamma_t}} = \frac{1}{\tau^{\frac{\gamma_t - 1}{\gamma_t}}} \quad (\text{II.9})$$

$$W_{sT} = cp_t T_3 \left(\left(\frac{1}{\tau} \right)^{\frac{\gamma_t - 1}{\gamma_t}} - 1 \right) \quad (\text{II.10})$$

- ✓ Le travail réel fourni par le gaz à la turbine W_T :

$$\eta_{st} = \frac{W_T}{W_{sT}} \quad W_T = \eta_{st} \cdot W_{sT} \quad (\text{II.11})$$

- ✓ Température à la sortie de turbine (l'échappement) (T_4):

$$W_T = cp_t(T_4 - T_3) \quad T_4 = T_3 + \frac{W_T}{cp_t} \quad (\text{II.12})$$

II.1 .4 Bilan de cycle :

- ✓ Le travail utile (W_{UT}) :

$$W_{UT} = |W_T| - |W_C| \quad (\text{II.13})$$

✓ La puissance de compresseur (P_C):

$$P_C = \dot{m}_a \cdot W_C \quad (\text{II.14})$$

✓ La puissance de la turbine (P_T):

$$P_T = \dot{m}_a \cdot W_T \quad (\text{II.15})$$

✓ La puissance utile (P_{UT}) :

$$P_{UT} = |P_T| - |P_C| \quad (\text{II.16})$$

✓ Rendement théorique (η_{Th}) :

$$\eta_{Th} = \frac{W_{UT}}{Q_{c-c}} \quad (\text{II.17})$$

✓ Rendement global (η_g) :

$$\eta_g = \frac{P_{UT}}{\dot{m}_a \cdot P_{ci}} \quad (\text{II.18})$$

✓ Rendement Mécanique (η_m):

$$\eta_m = \frac{\eta_g}{\eta_{Th}} \quad (\text{II.19})$$

✓ Consommation spécifique (théorique) (csp_{th}):

$$csp_{th} = \frac{3600 \times f}{W_{ut}} \quad (\text{II.20})$$

✓ Consommation spécifique (réelle) (csp_{corr}) : [1]

$$csp_{corr} = \eta_{N.corr} = \eta_{mens.corr} \times (1 - (P_{aux} / P_{GT_{mens.corr}})) \quad (\text{II.21})$$

$$\eta_{mens.cor} = \eta_{mens} / (\eta_{G3} \times \eta_{G4} \times \eta_{G5} \times \eta_{G6} \times \eta_{G7} \times \eta_{G10} \times \eta_{G11}) \quad (\text{II.22})$$

$\eta_{N.corrr}$: Le rendement net à la charge spécifiée (corrigé)

$\eta_{mens.corrr}$: Rendement brut corrigé de la Turbine à Gaz à la charge spécifiée (corrigé)

P_{auxt} : Consommation d'énergie électrique de tous les auxiliaires de la TG

$PGT_{mens.corrr}$: Puissance brute corrigée aux bornes de l'Alternateur à la charge spécifiée (corrigé)

η_{mens} : Le rendement brut à la Charge de Base

η_{G3} : Effet de la perte de pression à la sortie

η_{G4} : Effet du pouvoir calorifique inférieur gaz combustible (PCI)

η_{G5} : Effet de l'humidité relative ambiante

η_{G6} : Effet de la vitesse sur le rendement

η_{G7} : Effet de la température de l'air ambiant sur le rendement à la Charge de Base de 100%

η_{G10} : Effet du vieillissement sur le rendement

η_{G11} : Pertes conventionnelles Alternateur et rendement

Remarque : La consommation spécifique Csp réelle est calculée par le service contrôle économique au niveau de la centrale de larbaa avant la révision générale est comme suit :

| Mois (2018) | janvier | février | mars | avril | mai | juin | juillet | aout | septembre | octobre | Novembre |
|-----------------------|---------|---------|--------|-------|--------|-------|---------|-------|-----------|---------|----------|
| csp_{corr} (kg/kwh) | 0.2972 | 0.2984 | 0.2999 | 0.301 | 0.3015 | 0.312 | 0.3125 | 0.311 | 0.3105 | 0.3107 | 0.3112 |

Tableau II.1 : les valeurs de La consommation spécifique (Csp réelle) par mois avant la révision

- Conversion d'unité :

$$csp(kj/kwh) = \frac{3600}{\eta_{N.corrr}}$$

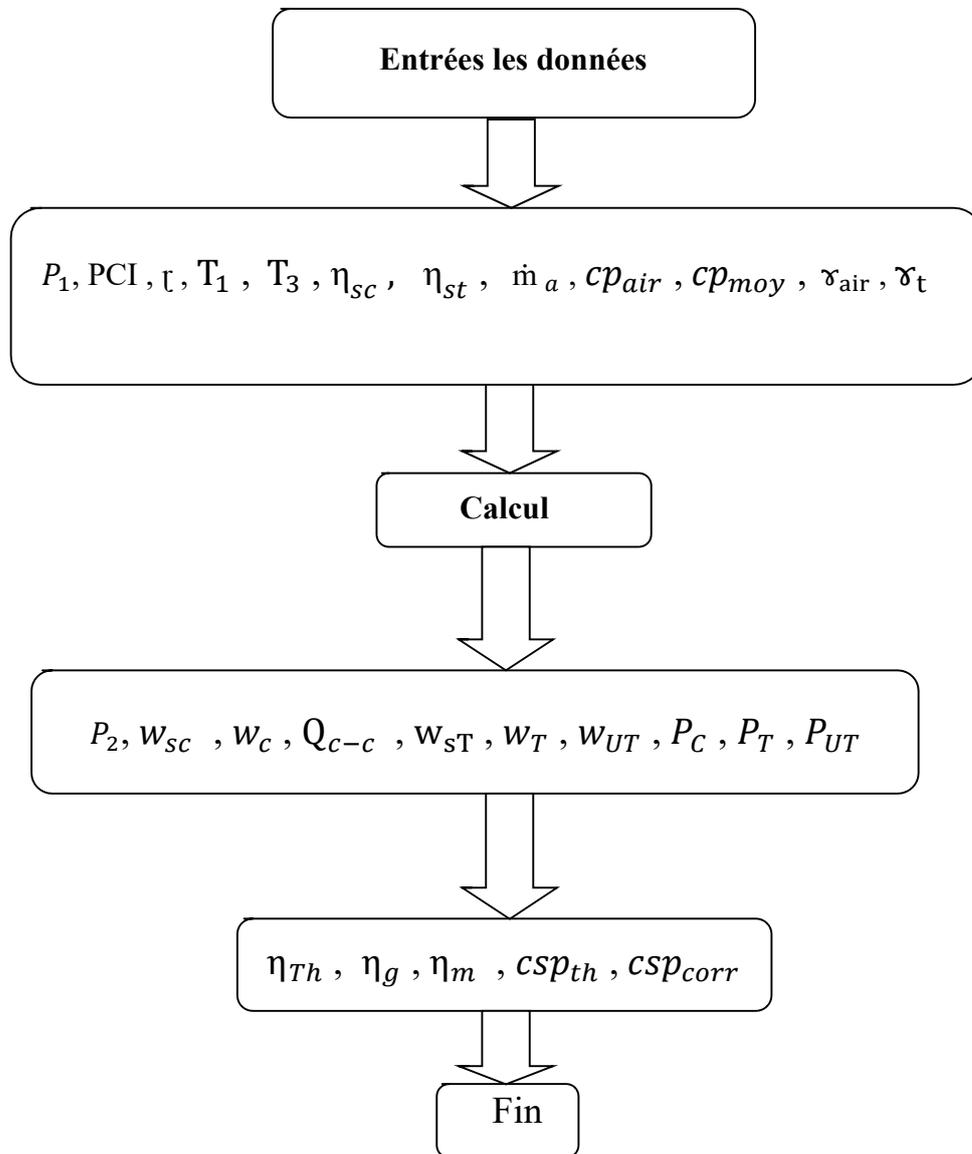
$$csp(kcal/kwh) = \frac{csp(kj/kwh)}{4.18}$$

$$csp(kg/kwh) = \frac{csp(kcal/kwh)}{PCI}$$

II.2. Calcul de la turbine à gaz :

| paramètres | données |
|---|--|
| La pression ambiante après le filtre | $P_1 = 1 \text{ bar}$ |
| Le combustible : gaz naturel | $PCI = 8605,57 \text{ (kcal/m}^3\text{)}$ |
| Le taux de compression | $\tau = 12$ |
| Température à l'entrée de compresseur | $T_1 = 20,05 \text{ (c}^\circ\text{)}$ |
| La température à la sortie de la C-C | $T_3 = 1092 \text{ (c}^\circ\text{)}$ |
| Rendement isentropique du compresseur | $\eta_{sc} = 88,00 \%$ |
| Rendement isentropique de la turbine | $\eta_{st} = 86,78 \%$ |
| Débit massique d'air | $\dot{m}_a = 522 \text{ (kg/s)}$ |
| Débit massique de gaz | $\dot{m}_g = 471,2 \text{ (kg/s)}$ |
| Débit massique de combustible | $\dot{m}_c = 9,87 \text{ (kg/s)}$ |
| Chaleur spécifique de l'air | $cp_c = 1,024837 \text{ (kJ/kg.k)}$ |
| Chaleur spécifique du mélange | $cp_{cc} = 1,168 \text{ (kJ/kg.k)}$ |
| Chaleur spécifique de turbine | $cp_t = 1,08933 \text{ (kJ/kg.k)}$ |
| Coefficient poly tropique de l'air | $\gamma_{air} = 1,3874$ |
| Coefficient poly tropique | $\gamma_t = 1,3405$ |
| Le rendement brut à la Charge de Base | $\eta_{mens} = 0,33541006$ |
| Effet de la perte de pression à la sortie | $\eta_{G3} = 1,00060265$ |
| Effet du pouvoir calorifique inférieur gaz combustible (PCI) | $\eta_{G4} = 0,9995$ |
| Effet de l'humidité relative ambiante | $\eta_{G5} = 1,0034092$ |
| Effet de la vitesse sur le rendement | $\eta_{G6} = 1$ |
| Effet de la température de l'air ambiant sur le rendement | $\eta_{G7} = 1,02663007$ |
| Effet du vieillissement sur le rendement | $\eta_{G10} = 0,9633$ |
| Pertes conventionnelles Alternateur et rendement | $\eta_{G11} = 1,00145991$ |
| Consommation d'énergie électrique de tous les auxiliaires de TG | $P_{auxt} = 1466,352 \text{ (kw)}$ |
| Puissance brute corrigée aux bornes de l'Alternateur | $PGT_{mens.cor} = 132493,549 \text{ (kw)}$ |

Tableau II.2 : Les données de Calcul avant la révision

II.2.1. Organigramme de calcul des performances énergétique (cycle Baryton d'une turbine à gaz) en utilisant logiciel (MATLAB) :

II.3. Tableau de résultat de calcul :

| paramètres | résultats |
|--|--------------------------------|
| La pression à la sortie de compresseur | $P_2 = 12$ (bar) |
| Le travail isentropique fourni au gaz par le compresseur | $w_{sc} = 300.9070$ (kJ/kg) |
| Le travail réel fourni par le compresseur | $w_c = 341.9398$ (kJ/kg) |
| La température à la sortie de compresseur | $T_2 = 626.8529$ (k) |
| Rapport du mélange air-combustible | $f = 0.0189$ |
| Quantité de chaleur de la combustion | $Q_{c-c} = 862.3310$ (kJ/kg) |
| Le travail isentropique fourni par le gaz à la turbine | $w_{sT} = -669.0244$ (kJ/kg) |
| Le travail réel fourni par le gaz à la turbine | $w_T = -604.0100$ (kJ/kg) |
| Le travail utile | $w_{UT} = 262.0702$ (kJ/kg) |
| La puissance de compresseur | $P_C = 178490$ (kw) |
| La puissance de la turbine | $P_T = -284610$ (kw) |
| La puissance utile | $P_{UT} = 106120$ (kw) |
| Rendement théorique | $\eta_{Th} = 30.39$ % |
| Rendement global | $\eta_g = 29.89$ % |
| Rendement Mécanique | $\eta_m = 98.35$ % |
| Consummation spécifique(théorique) | $csp_{th} = 0.2597$ (kg/kwh) |
| Consummation spécifique(réelle) | $csp_{corr} = 0.2999$ (kg/kwh) |

Tableau II.3 : Les résultats de Calcul avant la révision

III.1. Introduction

Les installations et les équipements ont tendance à se détériorer dans le temps sous l'action de causes multiples (usure, déformations, corrosions...). Ces détériorations peuvent provoquer l'arrêt définitif ou momentané qui influera sur les capacités de production et mettre la sécurité du personnel en danger.

Pour améliorer la production et la bonne conduite des différents équipements, les ingénieurs ont mis en place une maintenance donc ils ne peuvent s'en passer, car elle est devenue indispensable pour les entreprises. [19]

III.2. Définition de la maintenance

C'est l'ensemble des actions permettant de maintenir ou de rétablir un bien dans un état spécifié ou en mesure d'assurer un service déterminé . [20]

III.3. But de la maintenance

Parmi les buts essentiels de la maintenance on cite :

- Prolonger la durée de vie du matériel.
- Diminuer le temps d'arrêt en cas de panne.
- Faciliter la gestion des stocks.
- Amélioration de production en optimisant les coûts engendrés des différentes opérations de maintenance.
- Assurer le bon fonctionnement du matériel. [21]

III.4. Différents types de maintenance

On distingue deux types de maintenance : la maintenance préventive et la maintenance corrective.

III.4.1. La maintenance préventive

Elle vise à diminuer la probabilité de défaillance d'un système, pour cela elle s'appuie sur la maintenance systématique et la maintenance conditionnelle.

La maintenance préventive se divise en deux formes essentielles. [19] , [20]

III.4.1.1. Maintenance préventive systématique : C'est la maintenance qui est effectuée selon un échancier établi en fonction du temps, ou du nombre d'unités d'usage, cette maintenance se pratique quand on souhaite procurer à un équipement une sécurité de fonctionnement. [19]

III.4.1.2. Maintenance préventive conditionnelle :

C'est une maintenance subordonnée à un type d'événement prédéterminé révélateur de l'état de dégradation du bien. Cette forme de maintenance permet d'assurer une

surveillance continue des points sensibles de l'équipement au cours des visites préventives dans leur rôle (élimine les pannes accidentelles ou les réduire d'un niveau acceptable). [19] , [20]

III.4.2. Maintenance corrective

Elle s'applique après la panne et consiste au dépannage ou à la réparation.

III.5. Inspection majeur

ANSALDO International fournit un support client complet consistant en un service total incluant la maintenance et des programmes de modernisation de package.

III.5.1. Les inspections planifiées et réalisées sur site sont

- ✓ Les inspections indoscopiques.
- ✓ Les inspections de combustion (IC).
- ✓ Les inspections des parties chaudes (IPC).
- ✓ Les inspections majeures (IM). [1]

III.5.2. Ces inspections planifiées comprennent généralement

- ✓ Analyse vibratoire – Point zero.
- ✓ Révisions générales des multiplicateurs, de l'alternateur et des auxiliaires.
- ✓ Mise à disposition des techniciens, superviseurs et ingénieurs.
- ✓ Fourniture des outillages spécifiques et des équipements.
- ✓ Calibration des systèmes de contrôle et de l'instrumentation.
- ✓ Fourniture de pièces.
- ✓ Essais de réception et de performance.
- ✓ Réhabilitation des auxiliaires.
- ✓ Réhabilitation des contrôles commandes
- ✓ Maintenance prédictive basée sur une analyse d'huile ,d'analyse vibratoire, inspection endoscopique
- ✓ Contrôles non destructifs (CND) et analyse matière
- ✓ Equilibrage dynamique in situ sur des bancs transportables ou en atelier [1]

III.6. Historique de la maintenance lourde de groupe N°2

-Un programme de maintenance en commence **25 /11/2018 jusque à 25/02/2019**

-Durée de maintenance **55 jours ouvrables.**

-Effectifs 40 agents de SPE dont 04 ingénieurs de maintenance et 25 techniciens supérieur maintenance et le reste des agents polyvalents . supervisés sous 04 agents spécialistes du prestataire ANSALDO ENERGIA.. [1]

III.6.1. Outillage de Travail**• Outillage standard**

- Electriques
- Pneumatiques
- Instruments de mesure et controle
- Marteaux, burins
- Pincés
- Cles fixes et mobiles
- EtauX fixes et mobiles
- Limes
- Scies
- Meches pour foreuse
- Poinçons
- Postes a souder oxi-acetylenique
- Postes a souder a electrode
- Vetements et equipements de protection
- Marteaux pour essais non destructifs
- Metre a ruban
- Alesoir cylindrique 8
- Alesoir cylindrique 9
- Disques au diamant pour tronconneuse
- Limes
- Meches pour foreuse en hss
- Mesureur d'allongement boulons
- Meches pour foreuse
- Poinçons
- Lissoirs

III.6.2.planning de la maintenance lourde du groupe N°2

| N° : | tache | Duré |
|------|--|-------------|
| 1 | Préparation de site | 46.56 jours |
| 2 | Installation de site | 32 hr |
| 3 | Arrêt de la turbine | 24 hr |
| 4 | Vérification de la consignation et l'identification | 4 hr |
| 5 | Taches préliminaire | 0.25 jour |
| 6 | Démontage | 12.56 jours |
| 7 | Assuré l'accessibilité a l'unité | 3.5 jours |
| 8 | Inspections avant le démontage de la turbine | 1.44 jours |
| 9 | Retirer les chambres de combustion | 4.25 jours |
| 10 | Ouverture du corps de la turbine a gaz | 4 jours |
| 11 | Vérification des jeux d'ailette | 0.88 jour |
| 12 | Exposer le rotor de la turbine à gaz | 5.06 jours |
| 13 | Soulèvement du rotor de la turbine à gaz | 6.75 jours |
| 14 | Enlèvement des parties inferieur du stator | 1.06 jour |
| 15 | Démonter rotor de la turbine à gaz | 10.56 jours |
| 16 | Expertise | 24.25 jours |
| 17 | Vérification visuelle | 0.06 jour |
| 18 | Instrumentation (SPE) | 1.25 jour |
| 19 | L'arbe intermédiaire | 0.31 jours |
| 20 | Vireur (SPE) | 0.13 jours |
| 21 | Gaine d'aspiration | 0.06 jours |
| 22 | Compresseur général | 7.88 jours |
| 23 | Cône d'admission d'air et support de porte palier | 0.44 jours |
| 24 | Les ailettes de stator du compresseur .les portes ailettes | 12.5 jours |
| 25 | Aubes du rotor compresseur, segments | 12.31 jours |
| 26 | Palier de compresseur, palier de butée | 0.56 jours |
| 27 | Enveloppe centrale compresseur, anti pompage | 7.31 jours |
| 28 | Turbine général | 2.56 jours |

| | | |
|----|---|-------------|
| 29 | Turbine –inner-casing | 1.63 jours |
| 30 | Turbine, aubes et porte aubes | 8.94 jours |
| 31 | Turbine, ailette du rotor, segments (disques) | 8.31 jours |
| 32 | Palier turbine, porte palier | 0.69 jours |
| 33 | Echappement – turbine, support tiges | 1.5 jours |
| 34 | Système d’huile, et levage (SPE) | 0.38 jours |
| 35 | Chambre de combustion, général | 1.88 jours |
| 36 | Chambre de combustion, Chambre jackets, trous Et dôme | 1.19 jours |
| 37 | Chambre de combustion, tube de flamme, briques Anneaux d’air | 9.56 jours |
| 38 | Chambre de combustion, Chambre de mélange | 3.63 jours |
| 39 | Chambre de combustion, bruleurs | 0.88 jours |
| 40 | Système de combustion, vanne d’action rapide et vanne de régulation (SPE) | 2.25 jours |
| 41 | Vanne de gaz (SPE) | 0.88 jours |
| 42 | Vanne de fuel (SPE) | 0.88 jours |
| 43 | Taches intermédiaires | 1.44 jours |
| 44 | Vérification montage de l’enveloppe intérieur | 1.44 jours |
| 45 | Remontage | 34.31 jours |
| 46 | Remontage du rotor de turbine | 14.81 jours |
| 47 | Installation des pièces intérieur en TG | 9.06 jours |
| 48 | Installation du rotor | 4.69 jours |
| 49 | Installation des parties supérieures | 4.38 jours |
| 50 | Remontage externe | 4.56 jours |
| 51 | Positionnement axial de la TG | 1.56 jours |
| 52 | Montage des Chambre de combustion cc1, cc2 | 8.88 jours |
| 53 | Alignement de l’arbo, serrage de l’couplement | 3.75 jours |
| 54 | Remontage final | 2.69 jours |
| 55 | essai | 4.81 jours |
| 56 | essai a froid | 4 jours |
| 57 | essai a chaud | 1.75 jours |

Tableau III.1 : planning de la maintenance lourde du groupe N°2

III.6.3. contrôle de pièce du groupe N°2

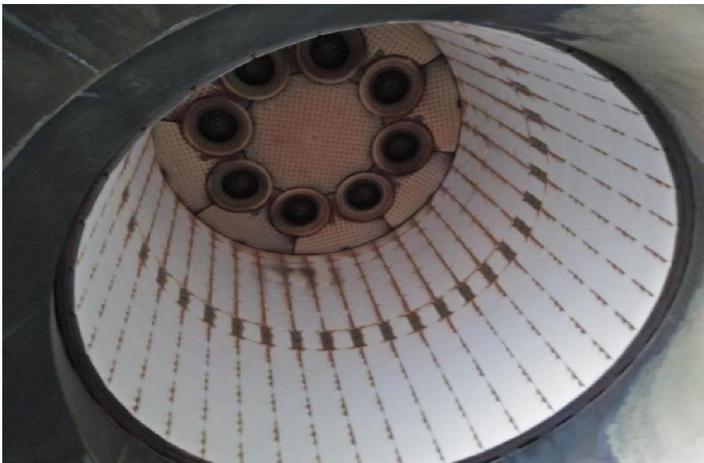
| section | pièce | photo |
|-------------|---|--|
| turbine | Les ailettes du 4 ^{ème} étage (contrôle CND) ressuage(4 ailettes) |  |
| compresseur | Les aubes du compresseur (contrôle CND) |  |
| Paliers | Les coussinets de différents de paliers(contrôle CND) (4) |  |
| cheminée | Travaux de soudage au niveau diffuseur et cheminée |  |

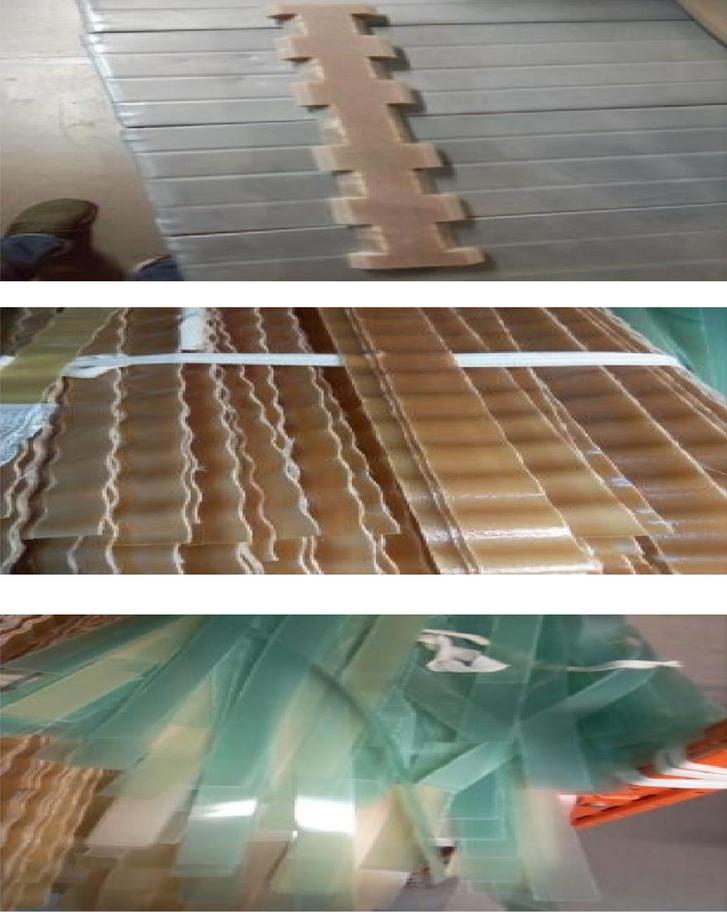
| | | |
|--------------------|--|--|
| | <p>Vérification de l'état du stator</p> |  |
| <p>Alternateur</p> | <p>Vérification des calles d'encoche stator</p> |  |
| | <p>Démontage et nettoyage et contrôle du système refroidissement</p> |  |
| | <p>Extraction du rotor</p> |  |

Tableau III.2 : contrôle de pièce du groupe N°2

III.6.4. Pièce de rechange du groupe N°2

| section | pièce | photo |
|---------|---|--|
| turbine | <p>Les directrices de trois premières étages turbine (1.2et3)</p> |  |
| | <p>Les ailettes de trois premières étages de la turbine</p> |  |

| | | |
|-------------------|--|--|
| | <p>Chambres De mélange de deux chambre de combustion</p> |  |
| <p>Combustion</p> | <p>La caisse chambre de combustion</p> |  |
| | <p>Céramiques (brique réfractaire) Chambre de combustion</p> |  |

| | | |
|---|--|--|
| <p>Systeme d'aspiration d'air</p> | <p>Les filtres d'admission d'air (1200 filtres)</p> |  |
| <p>alternateur</p> | <p>Remplacemet des calles d'encoche stator alternateur</p> |  |

| | | |
|----------------|---------------------------------|--|
| | <p>Coussinet de compresseur</p> |  |
| <p>Paliers</p> | <p>Coussinet de alternateur</p> |  |
| | <p>Coussinet de Turbine</p> |  |

Tableau III.3 : Pièce de rechange du groupe N°2

IV.1. Introduction

nous utilisons la même formule que nous avons utilisée dans le chapitre II (Calcul thermodynamique avant la révision), pour calculer les performances de la turbine à gaz V94.2 après la révision. Et nous avons de nouvelles données pour calculer cette performance, ces nouvelles données ont été mesurées par les capteurs installés dans le groupe.

- Exemple de ces capteurs :
 - ✓ Mesurer la température:

La température ambiante sera mesurée en employant un ensemble de 12 thermomètres de résistance étalonnés (PT100) installés dans le logement du filtre et distribués uniformément; les températures mesurées par les thermomètres de résistance du poste, installés dans le poumon d'admission d'air à l'entrée du compresseur, seront enregistrées pour raisons de confrontation.

La température du combustible gazeux au débitmètre sera mesurée par un thermomètre de résistance étalonné PT100 lu par la méthode de lecture à quatre câbles.

- ✓ mesure de la pression :

La pression barométrique sera mesurée par un baromètre digital étalonné par l'électronique.

- ✓ mesure électrique

La puissance électrique aux bornes de l'alternateur ($PGT_{mens.cor}$) sera mesurée par un wattmètre étalonné, classe 0.1, du type Norma ou équivalent (schéma de liaison : trois phases, trois mesures de tension, de courant, de puissance).

L'analyseur de puissance digital sera relié aux TP, (transformateurs de mesure de tension) classe de précision 0.2, et aux TC (transformateurs de mesure de courant), classe de précision 0.2, dans le but aussi de mesurer le courant et la tension de chaque phase.

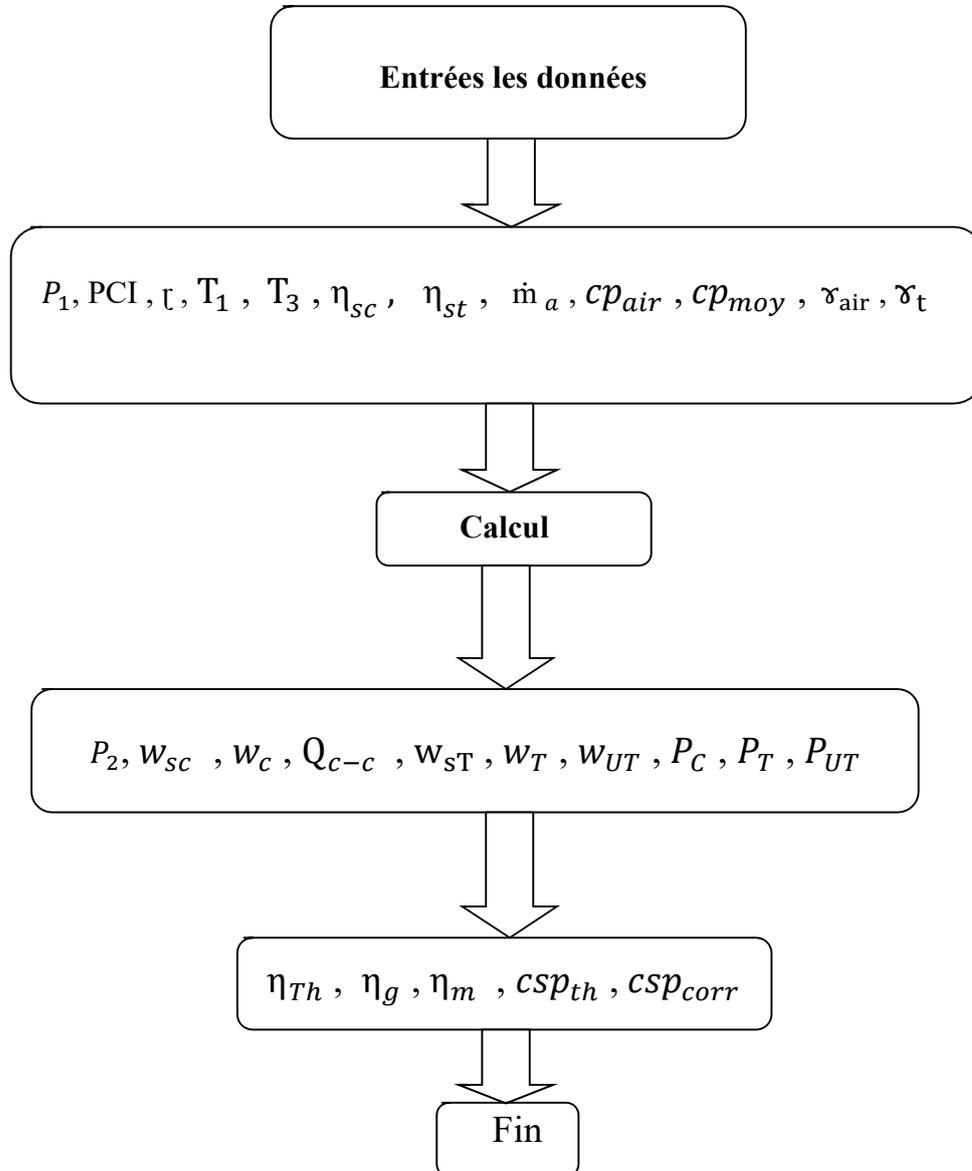
Les deux transformateurs seront fournis avec les certificats d'étalonnage relatifs.

La consommation de puissance des auxiliaires sera mesurée à la cote de basse tension du transformateur de soutirage par un transducteur de puissance digital étalonné, 0.2 class.

IV.2. Calcul de la turbine à gaz

| paramètres | données |
|--|---|
| La pression ambiante après le filtre | $P_1 = 1 \text{ bar}$ |
| Le combustible : gaz naturel | $PCI = 8605.57 \text{ (kcal/m}^3\text{)}$ |
| Le taux de compression | $\tau = 12$ |
| La température à l'entrée de compresseur | $T_1 = 27 \text{ (c}^\circ\text{)}$ |
| La température à la sortie de la C-C | $T_3 = 1479 \text{ (c}^\circ\text{)}$ |
| Rendement isentropique du compresseur | $\eta_{sc} = 91,00 \%$ |
| Rendement isentropique de la turbine | $\eta_{st} = 88,00 \%$ |
| Débit massique d'air | $\dot{m}_a = 548 \text{ (kg/s)}$ |
| Débit massique de gaz | $\dot{m}_g = 465,85 \text{ (kg/s)}$ |
| Débit massique de combustible | $\dot{m}_c = 14,87 \text{ (kg/s)}$ |
| Chaleur spécifique de l'air | $cp_c = 1,024837 \text{ (kJ/kg.k)}$ |
| Chaleur spécifique du mélange | $cp_{cc} = 1,168 \text{ (kJ/kg.k)}$ |
| Chaleur spécifique de turbine | $cp_t = 1,08933 \text{ (kJ/kg.k)}$ |
| Coefficient poly tropique de l'air | $\gamma_{air} = 1,3874$ |
| Coefficient poly tropique | $\gamma_t = 1,3405$ |
| Le rendement brut à la Charge de Base | $\eta_{mens} = 0,33541006$ |
| Effet de la perte de pression à la sortie | $\eta_{G3} = 1,00060265$ |
| Effet du pouvoir calorifique inférieur gaz combustible (PCI) | $\eta_{G4} = 0,9995$ |
| Effet de l'humidité relative ambiante | $\eta_{G5} = 1,0034092$ |
| Effet de la vitesse sur le rendement | $\eta_{G6} = 1$ |
| Effet de la température de l'air ambiant sur le rendement à la Charge de Base 100% | $\eta_{G7} = 1,02663007$ |
| Effet du vieillissement sur le rendement | $\eta_{G10} = 0,9633$ |
| Pertes conventionnelles Alternateur et rendement | $\eta_{G11} = 1,00145991$ |
| Consommation d'énergie électrique de tous les auxiliaires de TG | $P_{auxt} = 1016,052 \text{ (kw)}$ |
| Puissance brute corrigée aux bornes de l'Alternateur | $PGT_{mens.cor} = 182493.54 \text{ (kw)}$ |

Tableau IV.1 : Les données de Calcul après la révision

IV.2.1. Organigramme de calcul des performances énergétique (cycle Baryton d'une turbine à gaz) en utilisant logiciel (MATLAB)

IV.3. Tableau de résultat de calcul

| paramètres | résultats |
|--|--------------------------------|
| La pression à la sortie de compresseur | $P_2 = 12$ (bar) |
| Le travail isentropique fourni au gaz par le compresseur | $w_{sc} = 308,0397$ (kJ/kg) |
| Le travail réel fourni par le compresseur | $w_c = 338,5052$ (kJ/kg) |
| La température à la sortie de compresseur | $T_2 = 630,4515$ (k) |
| Rapport du mélange air-combustible | $f = 0,0189$ |
| Quantité de chaleur de la combustion | $Q_{c-c} = 131010$ (kJ/kg) |
| Le travail isentropique fourni par le gaz à la turbine | $w_{sT} = -893.3372$ (kJ/kg) |
| Le travail réel fourni par le gaz à la turbine | $w_T = -786,1367$ (kJ/kg) |
| Le travail utile | $w_{UT} = 447,6315$ (kJ/kg) |
| La puissance de compresseur | $P_C = 185500$ (kw) |
| La puissance de la turbine | $P_T = -366240$ (kw) |
| La puissance utile | $P_{UT} = 180740$ (kw) |
| Rendement théorique | $\eta_{Th} = 34,17\%$ |
| Rendement global | $\eta_g = 33,79\%$ |
| Rendement Mécanique | $\eta_m = 98,90\%$ |
| Consummation spécifique(théorique) | $csp_{th} = 0,2182$ (kg/kwh) |
| Consummation spécifique(réelle) | $csp_{corr} = 0,2901$ (kg/kwh) |

Tableau IV.2 : Les résultats de Calcul après la révision

Remarque : La consommation spécifique csp réelle était calculée par le service contrôle économique au niveau de la centrale de « L'ARBAA » avant la révision générale est comme suit :

| Mois (2019) | mars | avril | mai | juin |
|-----------------------|--------|--------|--------|--------|
| csp_{corr} (kg/kwh) | 0.2901 | 0.2917 | 0.2918 | 0.2916 |

Tableau IV.3 : les valeurs de La consommation spécifique (csp réelle) par mois après la révision

V.1. Influence du taux de compression

Le taux de compression du compresseur de la turbine à gaz est considéré parmi les paramètres les plus importants qui influent sur les performances des turbines à gaz.

V.1. 1. Influence du taux de compression sur la puissance du compresseur et turbine

Donner plusieurs valeurs du taux de compression pour surveiller leur effet sur la puissance du compresseur et turbine est représenté dans le graphe suivant :

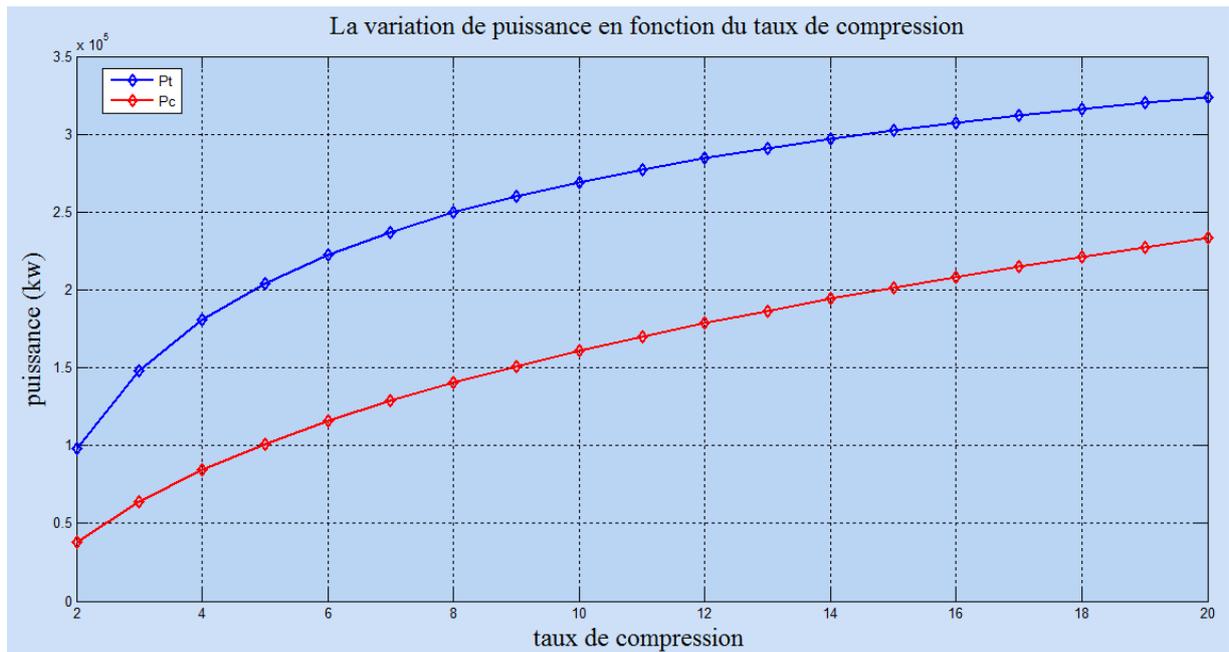


Figure V.1: variation de puissance (Pt, Pc) en fonction du taux de compression

Le figure (V.1) représente la puissance de compresseur et la puissance de turbine en fonction du taux de compression, on remarque que la puissance de compresseur augmente parce que le travail de compresseur augmente par l'augmentation du taux de compression, et on remarque que la puissance de turbine augmente parce que le travail de turbine augmente par l'augmentation du taux de compression.

V.1.2. Influence du taux de compression sur la puissance utile

Donner plusieurs valeurs du taux de compression pour surveiller leur effet sur la puissance utile est représenté dans le graphe suivant :

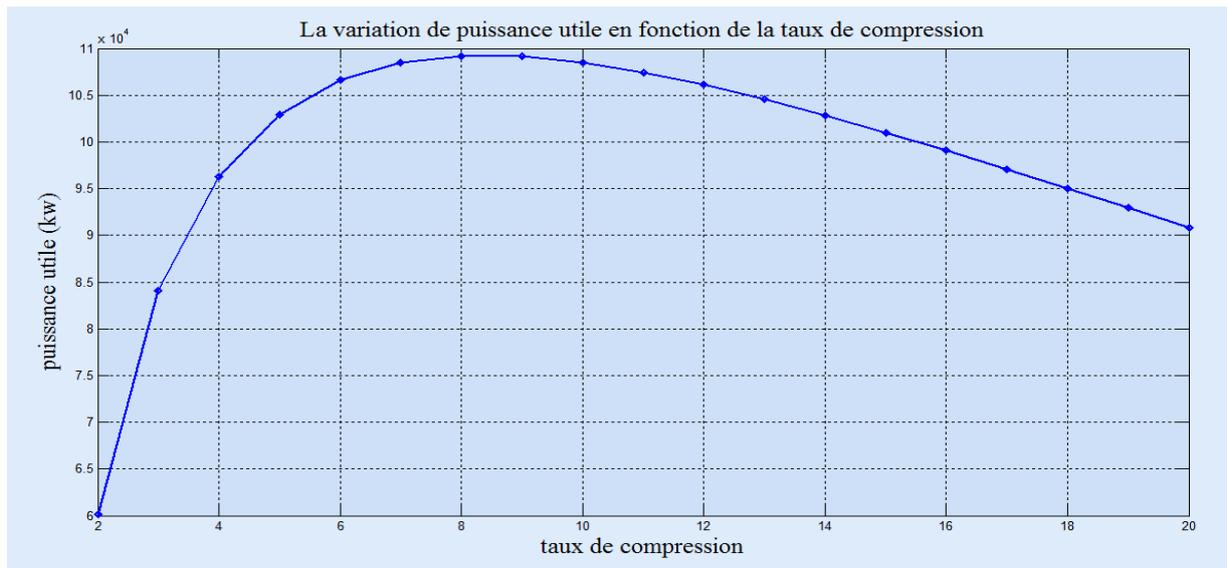


Figure V.2 : variation de puissance utile en fonction du taux de compression

Le figure (V.2) représentent la puissance utile en fonction du taux de compression, on remarque que la puissance utile augmente jusqu'à qu'elle atteinte son maximum à ($\tau = 8$) parce que la puissance de turbine supérieure à la puissance de compresseur par l'augmentation du taux de compression jusqu'a ($\tau = 8$) après cette valeur on remarque que la puissance utile à diminue parce que la puissance de turbine devenir moins de la puissance de compresseur.

V.1.3. Influence du taux de compression sur le travail de compresseur et de Turbine

Donnez plusieurs valeurs du taux de compression pour surveiller leur effet sur

Le travail est représenté dans le graphe suivant :

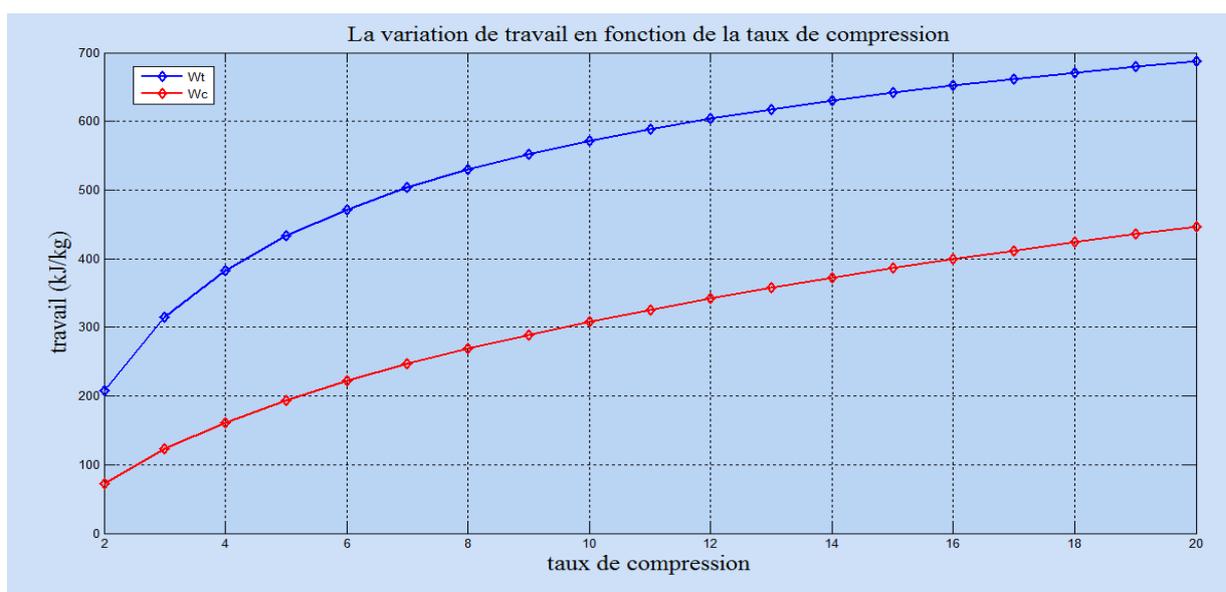


Figure V.3 : variation de travail (Wt, Wc) en fonction du taux de compression

Le figure (V.3) représente le travail de compresseur et le travail de turbine en fonction du taux de compression, on remarque que le travail de compresseur et le travail de turbine augmente avec l'augmentation du taux de compression.

V.1.4. Influence du taux de compression sur le travail utile

Donner plusieurs valeurs du taux de compression pour surveiller leur effet sur

Le travail utile est représenté dans le graphe suivant :

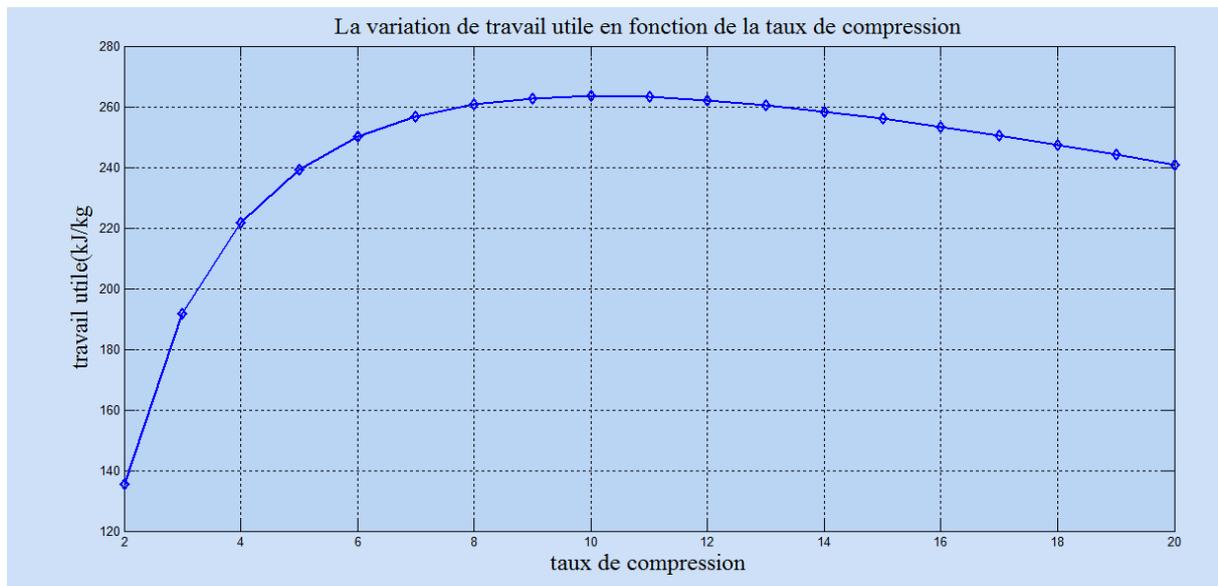


Figure V.4 : variation de travail utile en fonction du taux de compression

Le figure (V.4) représente le travail utile en fonction du taux de compression, on remarque que le travail utile augmente jusqu'à qu'elle atteint son maximum à

($\tau = 10$) parce que la travail de turbine supérieure à la travail de compresseur par l'augmentation du taux de compression jusqu'à ($\tau = 10$) après cette valeur on remarque que la travail utile à diminué parce que la travail de turbine devenir moins de la travail de compresseur.

V.1.5. Influence du taux de compression sur la température gaz échappement

Donner plusieurs valeurs du taux de compression pour surveiller leur effet sur

la température gaz échappement est représenté dans le graphe suivant :

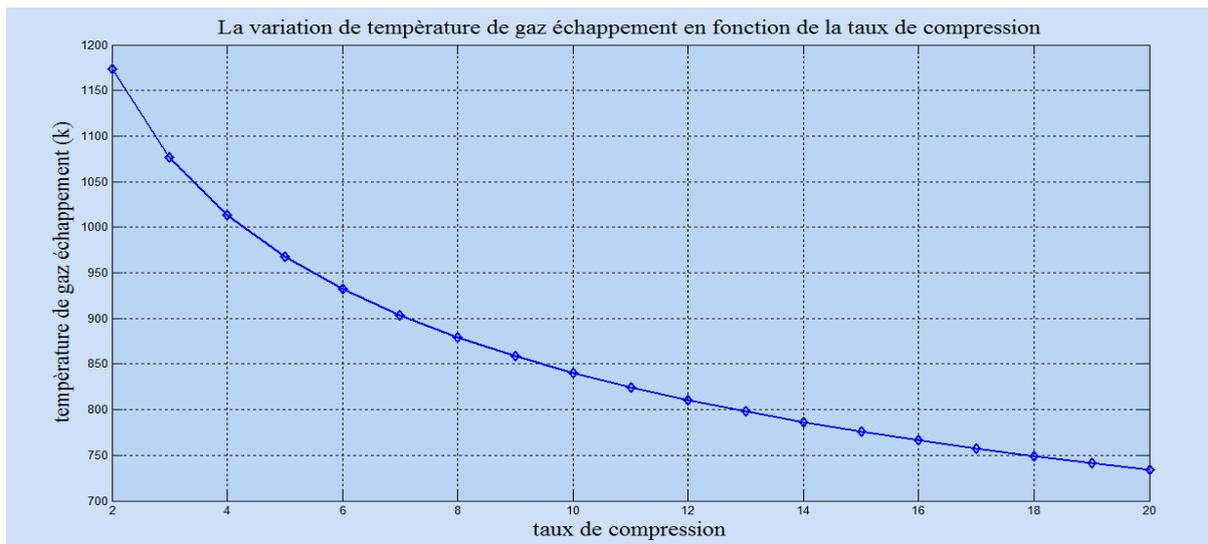


Figure V.5: variation de température gaz échappement en fonction du taux de compression

Le figure (V.5) représentent la température gaz échappement en fonction du taux de compression, on remarque que la température gaz échappement diminue avec l'augmentation du taux de compression parce que la travail de turbine augmente.

V.1.6. Influence du taux de compression sur le Rendement théorique et Consommation spécifique théorique

Donnez plusieurs valeurs du taux de compression pour surveiller leur effet sur Le Rendement théorique et Consommation spécifique théorique est représenté dans le graphe suivant :

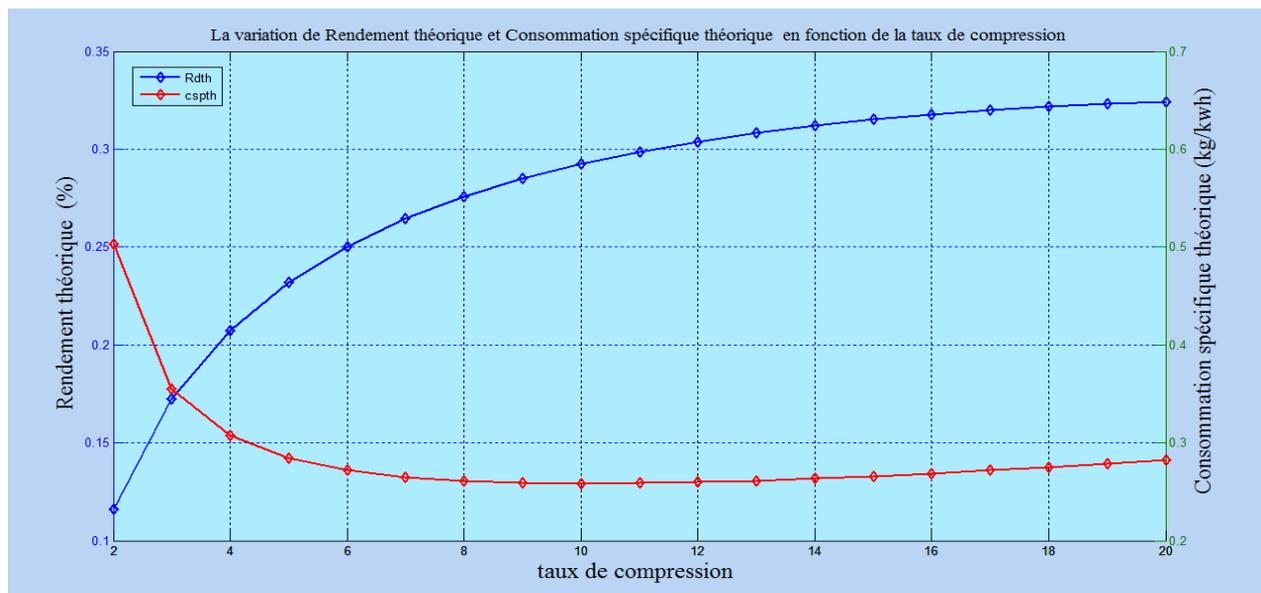


Figure V.6 : variation Le Rendement théorique et Consommation spécifique théorique en fonction du taux de compression

Le figure (V.6) représente Le Rendement théorique et Consommation spécifique théorique en fonction du taux de compression, on remarque que le Rendement augmente parce que la travail utile augmente et diminue Consommation spécifique parce que la travail utile augmente jusqu'au point d'égalité à ($\tau = 3$) ensuite on remarque que augmente le Rendement et diminue Consommation spécifique après ($\tau = 3$) jusqu'à ($\tau = 12$) après cette point on remarque que la Consommation spécifique augmente parce que la travail à diminue.

V.2. Influence du débit l'air

Le débit d'air de compresseur est l'un des facteurs les plus importants pour Influence de puissance utile et Consommation spécifique théorique.

V.2.1. Influence du débit l'air sur la puissance de compresseur

Donner plusieurs valeurs du débit l'air pour surveiller leur effet sur la puissance de compresseur est représenté dans le graphe suivant :

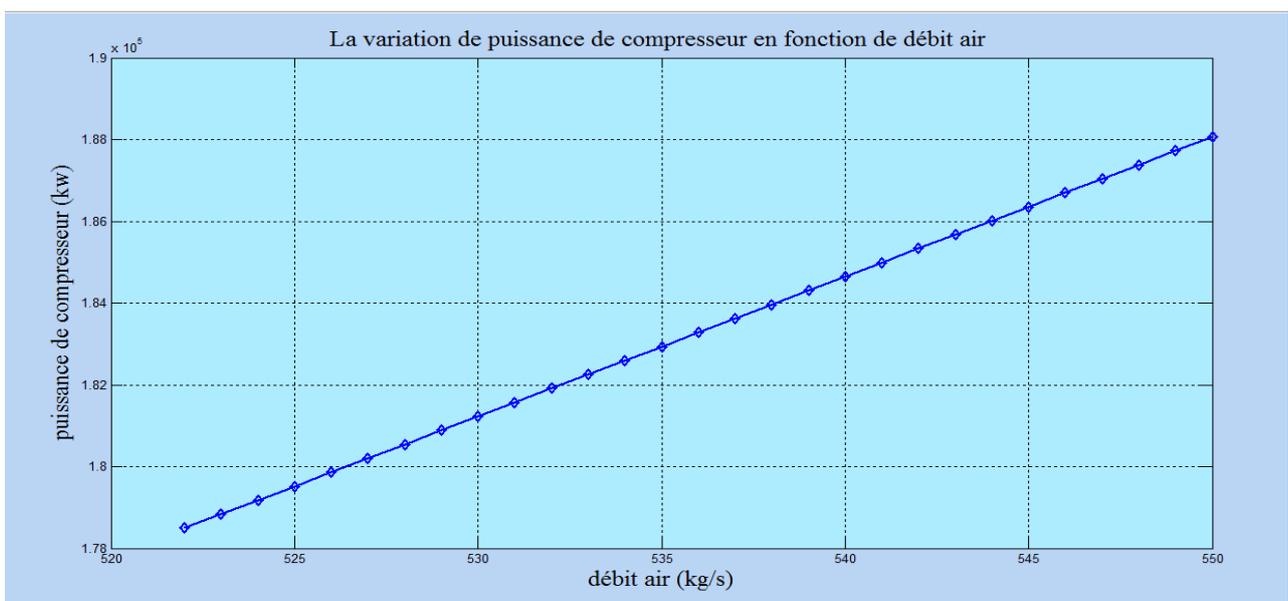


Figure V.7 : variation de puissance compresseur en fonction de débit l'air

Le figure (V.7) représentent la puissance de compresseur en fonction de débit l'air on remarque que une augmentation linéaire de la puissance de compresseur en fonction de débit l'air.

V.2.2. Influence du débit l'air sur la puissance utile

Donnez plusieurs valeurs du débit l'air pour surveiller leur effet sur la puissance utile est représenté dans le graphe suivant :

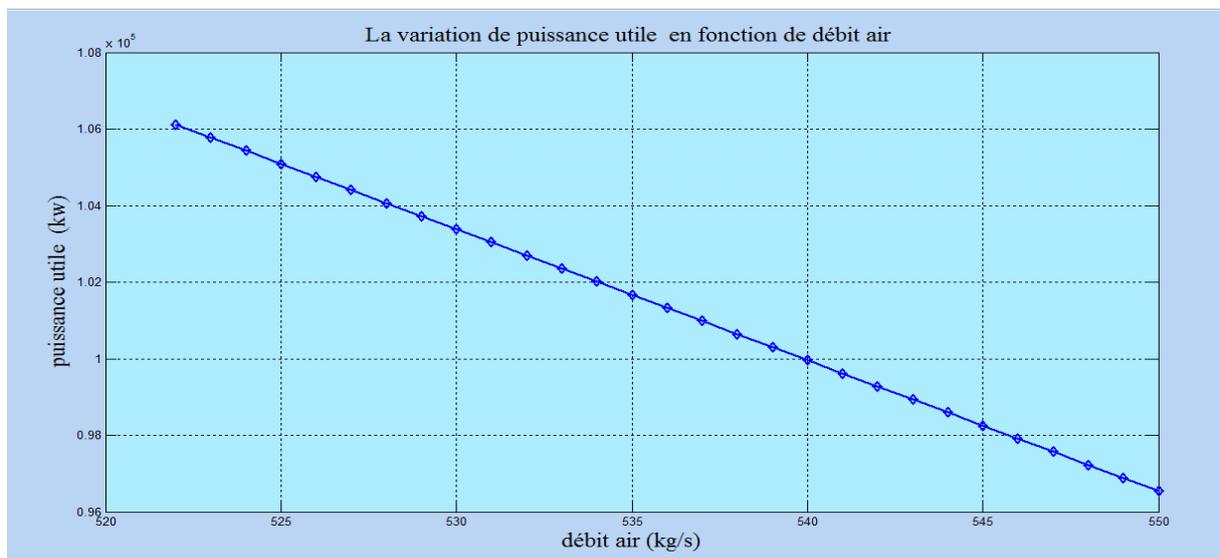


Figure V.8 : variation de puissance utile en fonction de débit l'air

Le figure (V.8) représentent la puissance de compresseur en fonction de débit l'air on remarque que une diminution linéaire de la puissance utile en fonction de débit l'air parce que la puissance de turbine moins que la puissance de compresseur.

V.2.3. Influence du débit l'air sur la Consommation spécifique théorique

Donnez plusieurs valeurs du débit l'air pour surveiller leur effet sur la Consommation spécifique théorique est représenté dans le graphe suivant :

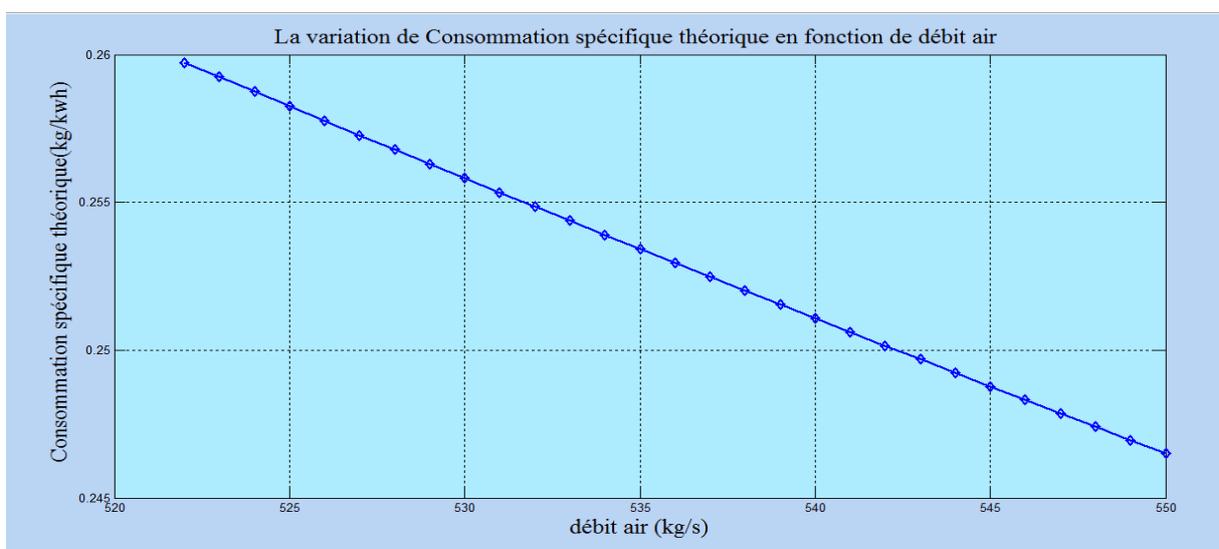


Figure V.9 : variation de la Consommation spécifique théorique en fonction débit l'air

Le figure (V.9) représentent la Consommation spécifique théorique en fonction de débit l'air on remarque que une diminution linéaire de la Consommation spécifique théorique en fonction de débit l'air parce que (f) diminue .

V.3. Influence du Température ambiante

Température ambiante de la turbine à gaz est considérée parmi les paramètres les plus importants qui influent sur les performances des turbines à gaz.

V.3.1. Influence du Température ambiante sur la puissance utile et le travail utile

Donnez plusieurs valeurs du Température ambiante pour surveiller leur effet sur la puissance et le travail est représenté dans le graphe suivant :

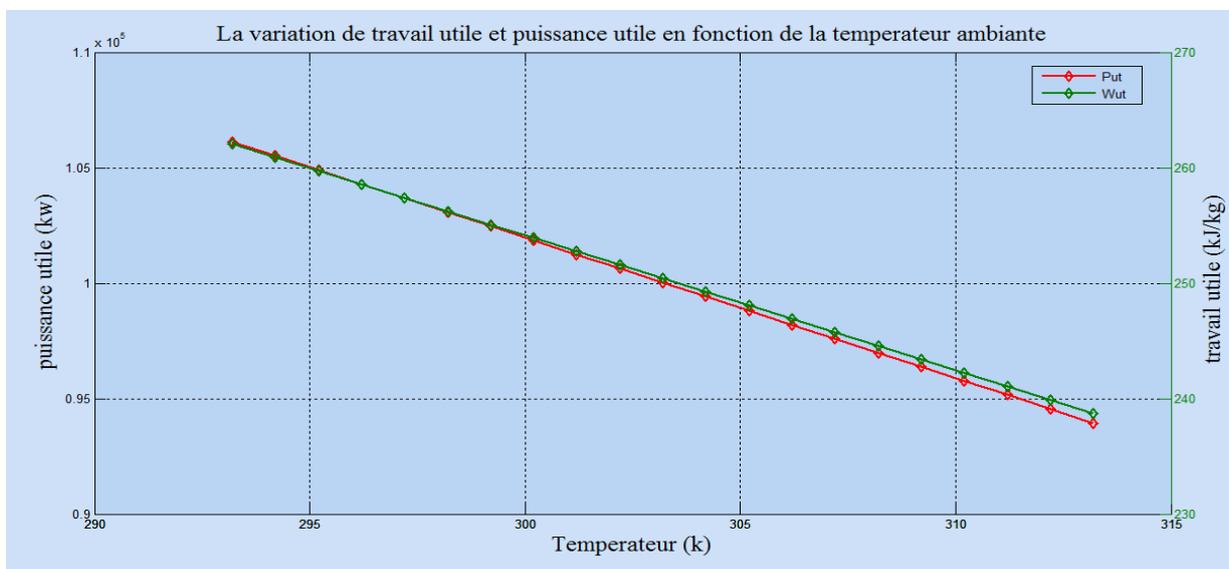


Figure V.10 : variation de la puissance utile et le travail utile en fonction du Température ambiante du Température ambiante

Le figure (V.10) représente de puissance utile et le travail utile en fonction du Température ambiante , on remarque que la puissance utile et le travail utile diminue avec l'augmentation du Température ambiante parce que la travail de compresseur à diminue.

V.3.2. Influence du Température ambiante sur le Rendement théorique et Consommation spécifique théorique

Donnez plusieurs valeurs du Température ambiante pour surveiller leur effet sur le Rendement théorique et Consommation spécifique théorique est représenté dans le graphe Suivant :

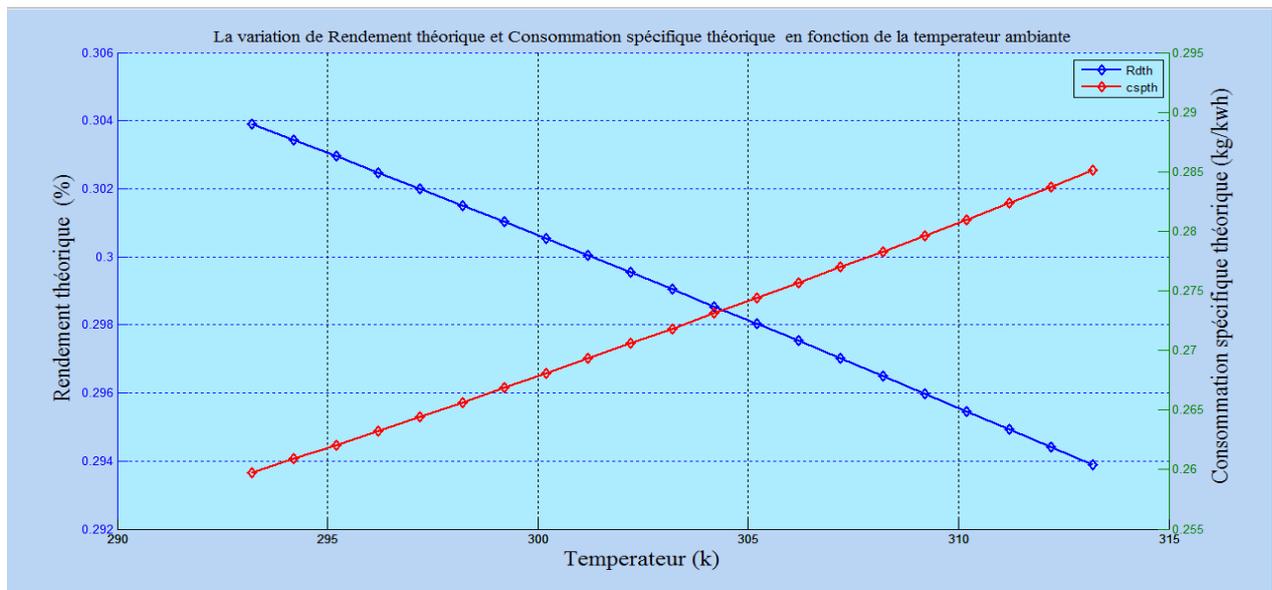


Figure V.11 : variation de Rendement théorique et Consommation spécifique théorique en fonction du Température ambiante

Le figure (V.11) représente de Rendement théorique et Consommation spécifique théorique en fonction du Température ambiante , on remarque que la Rendement théorique diminue avec l'augmentation du Température ambiante parce que la travail utile à diminue et la Consommation spécifique théorique une augmente avec l'augmentation du Température ambiante parce que la travail utile à diminue.

V.4. comparaison les résultats de Calcul avant et âpre la révision générale de la turbine à gaz V94.2

V.4.1. comparaison le résultat de la Consommation spécifique avant et après la révision générale

La valeur de Consommation spécifique réelle avant et après la révision générale est comme suit :

| csp_{corr} | Consommation spécifique réelle |
|--------------|--------------------------------|
| avant | 0.2999 (kg/kwh) |
| après | 0,2901 (kg/kwh) |

Tableau V.1 : les valeurs de Consommation spécifique réelle avant et après la révision générale

Le tableau est représenté les valeurs de consommation spécifique réelle avant et après la révision générale, on remarque que les valeurs de consommation spécifique réelle de après une diminution par rapport aux valeurs de avant la maintenance.

V.4.2. comparaison le résultat de Rendement théorique avant et après la révision générale

La valeur de Rendement théorique avant et après la révision générale comme suit :

| η_{Th} | Rendement théorique |
|-------------|---------------------|
| avant | 30.39 % |
| après | 34.17 % |

Tableau V.2 : La valeur de Rendement théorique avant et après la révision générale

Le tableau est représenté la valeur de Rendement théorique avant et après la maintenance, on remarque que la valeur de Rendement théorique de après une augmentation par rapport à la valeur de avant la maintenance.

REMERCIEMENTS

Nous remercions tout d'abord Dieu de nous avoir donné le courage, la santé et la patience pour pouvoir accomplir ce travail.

*Nos remerciements s'adressent à notre promoteur, Dr, **roudane mohamed** et co promoteur Mme, **Dalal Idriss** l'honneur qu'elle nous a fait en acceptant de nous encadrer pour la réalisation de ce travail.*

Aux membres du jury, pour nous avoir d'accepter de siéger dans ce jury et d'examiner ce mémoire.

*Nous tenons à remercier et plus particulièrement, Mr **touaibia abdallah, rahmani mohamed , amrani soltane** pour ses encouragements, sa gentillesse, sa disponibilité et surtout pour l'énergie positive qu'il nous a donnée et qui nous a poussée à mieux faire.*

*Nous remercions plus vivement toute l'équipe de l'unité « SPE » à qui nous devons tous nos respects et notre parfaite considération et nous en garderons une mémoire impeccable et un souvenir inoubliable, Particulièrement les responsables de centrale électrique, Mme **Bouziane dahman** pour sa gentillesse, son aide précieux et ses encouragements, qui a été une main forte pour nous durant la réalisation de ce travail.*

Liste des tableaux

| Figure | Titre | Page |
|--|---|------|
| Chapitre II : calcul thermodynamique avant la révision générale | | |
| | les valeurs de La consommation spécifique (Csp réelle) par mois avant | |
| II.1 | la révision..... | 30 |
| II.2 | Les données de Calcul avant la révision..... | 31 |
| II.3 | Les résultats de Calcul avant la révision..... | 33 |
| Chapitre III : Maintenance de la turbine à gaz V94.2 | | |
| III.1 | planning de la maintenance lourde du groupe N°2..... | 37 |
| III.2 | contrôle de Pièce du groupe N°2..... | 39 |
| III.3 | Pièce de rechange du groupe N°2..... | 41 |
| Chapitre IV : Calcul thermodynamique après la révision générale | | |
| IV.1 | Les données de Calcul après la révision..... | 46 |
| IV.2 | Les résultats de Calcul avant la révision..... | 48 |
| | les valeurs de La consommation spécifique (Csp réelle) par mois avant | |
| IV.3 | la révision..... | 48 |
| Chapitre V : Résultats et Discussion | | |
| | les valeurs de Consommation spécifique réelle avant et après | |
| V.1 | la révision générale..... | 56 |
| V.2 | La valeur de Rendement théorique avant et après la révision générale..... | 57 |

Nomenclature

| Symbole | Définition | Unité |
|-----------|------------------------------------|---------------------|
| p | La pression | bar |
| P | La puissance | kw |
| τ | Le taux de compression | / |
| \dot{m} | Débit massique | kg/s |
| W | Le travail | kJ/kg |
| cp | Chaleur spécifique | kJ/kg |
| PCI | Le combustible gaz naturel | kcal/m ³ |
| γ | Coefficient poly tropique | / |
| T | Température | k |
| f | Rapport du mélange air-combustible | / |
| η | Rendement | % |
| Q | Quantité de chaleur | kJ/kg |
| csp | Consommation spécifique | Kg/kwh |

Les indices :

| | |
|----|-----------------------|
| a | Air |
| cc | Chambre de combustion |
| c | combustible |
| t | turbine |
| g | gaz |
| ut | utile |
| st | isentropique |

Liste des figures

| Figure | Titre | Page |
|--|---|------|
| Chapitre I : Généralités sur les Turbines à gaz | | |
| I.1 | Centrale turbines à Gaz V94.2 de « L'ARBAA » (4 X 140M) | 3 |
| I.2 | Schéma descriptif d'une turbine à gaz | 4 |
| I.3 | Schéma descriptif d'un groupe de turbine a gaz | 5 |
| I.4 | le compresseur | 7 |
| I.5 | chambres de combustion | 7 |
| I.6 | vue interne de la chambre de combustion | 8 |
| I.7 | le brûleur | 8 |
| I.8 | vue extérieur de la turbine | 9 |
| I.9 | les quatre étages de la turbine | 9 |
| I.10 | l'alternateur | 10 |
| I.11 | système admission l'air | 10 |
| I.12 | station d l'air comprimé | 11 |
| I.13 | poste de distribution du gaz principal | 11 |
| I.14 | station finale de fuel | 12 |
| I.15 | stockage fuel | 12 |
| I.16 | station de production d'eau déminéralisée | 13 |
| I.17 | système réfrigération NOURIA | 13 |
| I.18 | Système D'huile Hydraulique | 14 |
| I.19 | Classification générale des turbines à gaz | 14 |
| I.20 | Turbines à gaz à un arbre | 15 |
| I.21 | Turbines à gaz à bi-arbres | 15 |
| I.22 | Schéma décrivant la différence entre une turbine à action et une réaction | 15 |

| Figure | Titre | Page |
|--|--|-------------|
| I.23 | Cycle Fermé de turbine à gaz | 16 |
| I.24 | Cycle ouvert de turbine à gaz | 16 |
| I.25 | Utilisation des turbines à gaz dans l'avion | 17 |
| I.26 | Production combinée chaleur-force | 18 |
| I.27 | Cycle de Joule (Baryton) | 19 |
| I.28 | Cycle simple réel | 20 |
| I.29 | Configuration d'une turbine à gaz avec récupération | 21 |
| I.30 | Cycle a récupération | 21 |
| I.31 | Configuration d'une turbine à gaz avec refroidissement | 22 |
| I.32 | Cycle avec refroidissement intermédiaire | 22 |
| I.33 | Configuration d'une turbine avec réchauffe | 23 |
| I.34 | Cycle avec réchauffe | 23 |
| I.35 | Turbine à Gaz avec réchauffe et récupération | 24 |
| I.36 | Cycle avec réchauffe et récupération | 24 |
| I.37 | Influence de la température ambiante sur les performances de la turbine | 25 |
| I.38 | Influence de l'altitude sur la pression ambiante | 26 |
| I.39 | Influence de l'humidité relative sur les performances de turbine | 26 |
| Chapitre II : calcul thermodynamique avant la révision générale | | |
| II.1 | Cycle de Baryton d'une turbine à gaz | 27 |
| Chapitre V : Résultats et Discussion | | |
| V.1 | La variation de puissance (P_t , P_c) en fonction du taux de compression | 49 |
| V.2 | la variation de puissance utile en fonction du taux de compression | 50 |
| V.3 | La variation de travail (W_t , W_c) en fonction du taux de compression | 50 |
| V.4 | la variation de travail utile en fonction du taux de compression | 51 |

| Figure | Titre | Page |
|---------------|--|-------------|
| V.5 | la variation de température gaz échappement en fonction du taux de compression | 52 |
| V.6 | la variation Le Rendement théorique et Consommation spécifique théorique en fonction du taux de compression | 52 |
| V.7 | la variation de puissance compresseur en fonction de débit l'air | 53 |
| V.8 | la variation de puissance utile en fonction de débit l'air | 54 |
| V.9 | la variation de la Consommation spécifique théorique en fonction débit l'air | 54 |
| V.10 | la variation de la puissance utile et le travail utile en fonction du Température ambiante du Température ambiante | 55 |
| V.11 | la variation de Rendement théorique et Consommation spécifique théorique en fonction du Température ambiante | 56 |

- [1] Documentation «centrale turbine a gaz V94.2», de arbaa (SPE).
- [2] B. Mohamed, B. Mourad, «Contrôle et commande d'un démarrage en noir d'une turbine à gaz (Black Start)», mémoire de fin d'étude de master en Département d'Électronique, Université de Blida, (juin 2017).
- [3] A. Benadir, « Calcul énergétique de l'installation hybride thermique pour la Production d'électricité», mémoire de fin d'étude de master en systèmes énergétiques et développement durable, Université de Mohamed Khider de Biskra (juin 2013).
- [4] B. Abedlaali, «Calcul énergétique de l'installation hybride thermique pour la production d'électricité», mémoire de fin d'étude de master en Département Mécanique, Université de Biskra, (juin 2013).
- [5] H. Othman «fonctionnement d'une centrale électrique turbine a gaz » , Rapport de stage, Université de Alger (USTHB), (2014).
- [6] «présentation d'une centrale turbine a gaz V94.2» , Rapport de stage,de arbaa (SPE), (2013).
- [7] B.MEHANI, Y.BELAID; «Etude de système de commande de lancement et de système de commande de vitesse d'une turbine a gaz MS5002C », Mémoire de master en Université Kasdi Merbah de Ouargla, (2011).
- [8] BENDJEDIDI, S., "Pompe centrifuge", Rapport de stage de Université de Batna, (2012).
- [9] B. Abdallah, «Amélioration des performances des turbines à gaz utilisées dans l'industrie des hydrocarbures par l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion», mémoire de fin d'étude de Doctorat en Département université m'hamed bougara-boumerdes, (2009).
- [10] B. Mohammed, B. Belgacem, «Etude Thermodynamique et Maintenance de La Turbine à gaz SGT400», mémoire de fin d'étude de master en Mécanique des Chantiers Pétroliers, université kasdi merbah de Ouargla(2016)

[11] site web ligne : <https://www.simplyscience.ch/archives-jeunes/articles/une-centrale-a-gaz-comment-ca-marche.html>

[12] B. Walid, «Etude de l'influence de l'injection de la vapeur d'eau et du refroidissement de l'air d'admission dans une turbine à gaz», mémoire de fin d'étude de master en Département mécanique, Université de Blida, (2017).

[13] A. MoussauI, A.Zoubir, «Etude thermodynamique et maintenance d'une turbine à gaz MS5002C», mémoire de fin d'étude de master en mécaniques des unités pétrochimiques, Université de Boumerdes , (juin 2009).

[14] M.Laissaoui, «Amélioration des performances d'une installation de turbine a gaz»

[15] A. BOUAM, S. AISSANI & R. KADI, 2007, «Influence des conditions ambiantes sur les performances des turbines à gaz industrielles », Colloque international sur les Énergies Renouvelables (CER) organisé du 5 Mai 2007 par l'école polytechnique de Ouajda – Maroc.

[16] S. Hade. Fares, « Amélioration des performances de la turbine à gaz par refroidissement d'air d'admission en amont de compresseur», mémoire de fin d'étude de master en Département Génie des Procédés, Université de Badji mokhtar-annaba, (2017).

[17] Frank J. Brooks, GE Gas Turbine Performance Characteristics.

[18] A. Benidir, « Calcul énergétique de l'installation hybride thermique pour la production d'électricité», mémoire de fin d'étude de master en systèmes énergétiques et développement durable, Université de Mohamed Khider –Biskra-, (juin 2013).

[19]M. Bouzianne,Peliachi, S. Bensaada (Principe de la maintenance industrielle)

[20] A. Biarciotto ,Pierre ,B. Pascal(Guide de maintenance industrielle)

[21] encyclopédie en ligne Wikipédia : <https://docplayer.fr/17580055-S-bensaada->