

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'étude pour l'obtention du diplôme de Master en
Energétique

Thème :

**Effet de refroidissement à l'entrée
d'une Turbine à Gaz Siemens
V94.3A SGT5- 4000F De
Berrouaghia**

Promoteur :
Dr. Saïd Mohamed.

Réalisée par :
Mlle : Ababsa Samia.

Année Universitaire 2021/2022

Remerciements

En premier lieu et avant tout, nous remercions notre Grand Dieu le plus puissant qui nous a éclairé notre chemin et nous a guidé pour réaliser ce modeste travail.

*Nous tenons à remercier Mr. **SAID Mohamed** pour nous avoir donné la chance de travailler sous sa direction, pour sa confiance en nous et sa gentillesse.*

Nous profitons de l'occasion de la présentation de ce travail pour exprimer nos vifs remerciements à la présidence et au membres jury.

*Aussi , Notre profonde gratitude va également à Mr. **OULED ZEMIRLI Othmane** superviseur de **Shariket El Kahraba**, Berrouaghia, Médéa qui ma aidé énormément, merci pour son assistance permanente et patience, sa disponibilité permanente, et aide précieuse pour les informations indispensable pour la réalisation de cette mémoire.*

*Nos vifs remerciements vont également à toute l'équipe de **Shariket El Kahraba**, Berrouaghia, Médéa.*

Dédicace

Avant tout nous remercions ALLAH, le tout puissant qui nous a donné, la patience et la santé durant toutes les années de nos études et surtout en accomplissant ce modeste travail.

Je dédie ce modeste travail :

*A l'étoiles de ma vie, au symbole du sacrifice et du donnant, à la poitrine chaude et au cœur tendre, à celle qui ne m'oublie pas dans la prière jour et nuit à celle que je ne trouve pas de mots pour exprimer sa valeur « **Ma chère mère** » que dieu prolonge sa vie et écrive sa santé et son bien-être tout au long de sa vie.*

À la mémoire de ma tante Khalida – رحمها الله –

*A mes frères et mes sœurs **Fifi** et **Zhor** et **Kenza** .*

A tous mes cousins et cousines.

*A mes amis **Karima** et **Fatima** que dieu vous bénisse dans votre vie.*

A tous ceux qui ont eu un impact sur ma vie, et à tous ceux que mon cœur a aimés et qui ont été oubliés par ma plume.

Samia

ملخص

كانت توربينات الغاز ذات أهمية كبيرة في المجال الصناعي، وخاصة في مجال الهيدروكربونات. تم تصميم تركيب التوربينات الغازية ليعمل في ظل ظروف الضغط ودرجة الحرارة الديناميكية الحرارية المحددة بواسطة معايير ISO. لسوء الحظ، لا يتم الحصول على هذه الظروف دائماً لأنها تختلف من يوم لآخر، ومن منطقة إلى أخرى (جنوب، شمال)، ومن مناخ إلى آخر (رطب، جاف، حار، إلخ...). يتناسب أداء تركيب التوربينات الغازية عكسياً مع درجة الحرارة المحيطة، حيث أنه كلما انخفضت درجة الحرارة المحيطة، زادت كتلة الهواء الداخلة إلى الضاغط، مما يؤثر بشكل مباشر على الأداء. تحقيقاً لهذه الغاية، يتمثل عملنا في دراسة تحسين أداء تركيب التوربينات الغازية عن طريق تبريد الهواء من المدخل إلى مدخل الضاغط.

Abstract

Gas turbines have been of great importance in the industrial field, particularly in that of hydrocarbons. A gas turbine installation is designed to operate under thermodynamic temperature and pressure conditions specified by ISO standards. Unfortunately, these conditions are not always obtained because they vary from one day to another, from one region to another (south, north), and from one climate to another (wet, arid, dry, hot, ...). The performance of a gas turbine installation is inversely proportional to the ambient temperature since the lower the ambient temperature, the more the mass of air admitted into the compressor increases, which directly affects performance. To this end, our work consists in studying the improvement of the performance of a gas turbine installation by cooling the air from the intake to the compressor inlet

Résumé

Les turbines à gaz ont connu une grande importance dans le domaine industriel notamment dans celui des hydrocarbures. Une installation de turbine à gaz est conçue pour fonctionner dans des conditions thermodynamiques de température et de pression précisées au standards ISO. Malheureusement ces conditions ne sont pas toujours obtenues car elles varient d'un jour à un autre, d'une région à une autre (sud, nord), et d'un climat à un autre (climat humide, aride, sec, chaud, etc...). Les performances de l'installation d'une turbine à gaz sont inversement proportionnelles à la température ambiante puisque plus la température ambiante diminue plus la masse d'air admise dans le compresseur augmente ce qui influe directement sur les performances. A cet effet notre travail consiste à étudier l'amélioration des performances d'une installation de turbine à gaz par refroidissement de l'air de l'admission à l'entrée du compresseur.

Table des matières

Introduction générale :	1
Chapitre I : Généralités sur les Turbines à Gaz.	3
Introduction	4
I.1-Historique des turbines à gaz	4
I.2-Utilisation des Turbines à gaz	4
I.3.1. Selon de construction	6
I.3.2. Selon mode de travail	7
I.3.3. Selon le mode de fonctionnement thermodynamique :	7
I.4-les différentes Centrales électrique	7
I.4.1. Centrale électrique à cycle simple	7
I.4.2. Centrale électrique à cycle combinée	8
I.4.3. Centrale de cogénération	8
I.5-Eléments principaux d'une turbine à gaz	9
I.5.1. Entrée d'air	9
I.5.2. Compresseur :	9
I.5.3. Chambre de combustion	10
I.5.4. La turbine.....	11
I.6-Principe de fonctionnement	11
I.7- Technique de refroidissement à l'entrée de la TAG	11
I.8. Refroidisseur évaporatif	12
I.8.1. Principe de fonctionnement	12
I.8.2. Refroidisseur évaporatif par module humidifié	12
I.8.3. Refroidissement par atomisation ou pulvérisation d'eau.....	13
I.9 Systèmes de réfrigération mécaniques	15
Conclusion	17
Chapitre II : Présentation de Turbine à Gaz V94.3A SGT5-4000F de Berrouaghia	4
Introduction	19
II.1. Description Générale de site	19
II.1.1. Emplacement du site	19
II.1.2. Vue d'ensemble du projet	20
II.1.3. Domaine d'activité	20
II.2-Pincipales données Technique	22
II.3-Description de la turbine à gaz SIEMENS V94.3A	22
II.4-Description des différents composants de la turbine SIEMENS V94.3A	24
II.4.1. Filtre	24
II.4.2. Le compresseur	24

II.4.3. Chambre de combustion.....	25
II.4.4. Les brûleurs de la chambre de combustion	26
II.4.5. La turbine	27
II.4.5.1. Refroidissement des pales de turbine	28
II.5-Cycle thermique de la turbine à gaz (cycle de Brayton)	30
Chapitre III : Théorie de la Turbine à Gaz.....	30
Introduction.....	32
Chapitre IV : Résultats et Interprétations	40
IV.1.1-Schéma de calcul	44
IV.2. Représentation de la turbine à gaz Simple sur THERMOPTIM et calculer son	46
IV.2.1. Logiciel Thermoptim.....	46
IV.3. Discussion	52
IV.3.1. Effet de la Température ambiante sur les performances	52
IV.3.2. Effet de taux de compression et de la température ambiante sur les	55
Conclusion	59
Conclusion générale	60
Bibliographie	61
Annexe I :	62
Annexe II :	64

Listes des figures

FIG.I. 1: CLASSIFICATION DES TAG	5
FIG.I. 2: SCHÉMA D'UNE TAG MONO-ARBRE	6
FIG.I. 3: SCHÉMA D'UNE TURBINE À GAZ BI-ARBRE.....	6
FIG.I. 4: PRODUCTION D'ÉLECTRICITÉ AVEC UNE TAG À CYCLE SIMPLE.	7
FIG.I. 5: PRODUCTION D'ÉLECTRICITÉ AVEC UN CENTRALE À CYCLE COMBINÉ.	8
FIG.I. 6: PRODUCTION D'ELECTRICITE AVEC COGENERATION	8
FIG.I. 7: PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT D'UNE TURBINE A GAZ.	9
FIG.I. 8: REFROIDISSEUR ÉVAPORATIF.	13
FIG.I. 9: REFROIDISSEMENT PAR PULVÉRISATION D'EAU.	14
FIG.I. 10: CYCLE BAS D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE PAR COMPRESSION (À GAUCHE : COMPOSANTS, À DROITE : CYCLE THERMODYNAMIQUE).	15
FIG.I. 11: REFROIDISSEMENT DE L'AIR DE COMBUSTION PAR MACHINE À COMPRESSION TYPE DIRECT.	16
FIG.I. 12: REFROIDISSEMENT DE L'AIR DE COMBUSTION PAR MACHINE À COMPRESSION TYPE INDIRECT.....	16
FIG.II. 1: LA CENTRALE DE BERROUAGHIA.	19
FIG.II. 2: CLIENT DE SKB	20
FIG.II. 3: SECTION LONGITUDINALE DE LA TAG V94.3A SGT5-4000F.....	21
FIG.II. 4: TURBINE A GAZ V94.3A SGT5 4000F.	21
FIG. II. 5: ENVELOPPE ET LE CORPS DE LA TURBINE SIEMENS V 94.3A.....	23
FIG.II. 6: COMPRESSEUR (15) ETAGES DE LA TURBINE V94.3A.....	25
FIG.II. 7: UNE VUE EXTERIEURE ET INTERIEURE D'UNE CHAMBRE DE COMBUSTION.....	25
FIG.II. 8: BRULEUR POUR MARCHE FUEL OU GAZ (DOUBLE COMBUSTIBLE).....	26
FIG.II. 9: LES 4 ETAGES DE LA TURBINE ET L'AUBAGE.....	28
FIG.II. 10: CYCLE IDEAL DE BRAYTON (OU CYCLE DE JOULE).....	30
FIG.III. 1: CYCLE THERMODYNAMIQUE DE TURBINE À GAZ.....	33
FIG.III. 2: ALLURE DU RENDEMENT THERMIQUE EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION DANS UNE TAG À CYCLE IDÉAL.....	35
FIG.III. 3: ALLURE DU TRAVAIL EN FONCTION DE TAUX DE COMPRESSION DANS UNE TAG À CYCLE IDÉAL.	35
FIG.III. 4: DIAGRAMME T-S POUR UN CYCLE RÉEL SANS PERTE DE PRESSION.....	36
FIG.III. 5: INFLUENCE DE LA TEMPÉRATURE AMBIANTE SUR LES PERFORMANCES D'UNE TURBINE À GAZ SIMPLE.	39
FIG.III. 6: EFFET DE LA PRESSION ATMOSPHERIQUE SUR LES PERFORMANCES DE TAG. ...	39
FIG.IV. 1: SCHÉMA DE LA TAG SIEMENS V94.3ASGT5-4000F	47
FIG.IV. 2: AU NIVEAU DE L'ENTRÉE DE L'AIR ET LA COMPRESSION.	47
FIG.IV. 3: AU NIVEAU DE LA COMBUSTION.....	48
FIG.IV. 4: AU NIVEAU DE LA DÉTENTE DE LA TURBINE.....	48
FIG.IV. 5: PARAMÉTRAGE DU GAZ NATUREL.....	49
FIG.IV. 6: REPRÉSENTE LA COMPOSITION DU COMBUSTIBLE.	49
FIG.IV. 7: LE BILAN ÉNERGÉTIQUE FINAL DE LA TAG.	50
FIG.IV. 8: RÉSULTAT DE CHAQUE ÉTAT OBTENU PAR THERMOPTIM.....	50
FIG.IV. 9: REPRÉSENTE LE CYCLE SIMPLE DE LA TAG DANS LE DIAGRAMME ENTROPIQUE	51
FIG.IV. 10: TRACER DU CYCLE DE BRAYTON DE LA TAG.....	51

FIG.IV. 11: VARIATION D'ÉNERGIE UTILE EN FONCTION DE LA TEMPÉRATURE.	52
FIG.IV. 13: EFFET DE LA TEMPÉRATURES AMBIANTES SUR LE DÉBIT DE GAZ.	53
FIG.IV. 12: EFFET DE LA TEMPÉRATURES AMBIANTES SUR LE RENDEMENT THERMIQUE..	53
FIG.IV. 14: ÉVOLUTION DE L'ÉNERGIE PAYANTE EN FONCTION DE LA TEMPÉRATURE.....	54
FIG.IV. 15: ÉVOLUTION DE LA CONSOMMATION DE CARBURANT EN FONCTION DE TEMPÉRATURE.	54
FIG.IV. 16: EFFET DE LA TEMPÉRATURE SUR LA CONSOMMATION SPÉCIFIQUE	55
FIG.IV. 17: EFFET DE TAUX DE COMPRESSION SUR L'ÉNERGIE UTILE POUR DÉFÉRENTES TEMPÉRATURES AMBIANTES.	57
FIG.IV. 18: VARIATION DE RENDEMENT EN FONCTION DE DIFFÉRENTS TAUX DE COMPRESSION ET DE TEMPÉRATURE.	58
FIG.IV. 19: VARIATION DE DÉBIT DE GAZ EN FONCTION DE DIFFÉRENTS TAUX DE COMPRESSION ET TEMPÉRATURE	58
FIG.IV. 20: EFFET DE LA TEMPÉRATURE ET TAUX DE COMPRESSION SUR ÉNERGIE PAYANTE.	59

Listes des tableaux

TABLEAU IV. 1 : DONNÉES DE FONCTIONNEMENT DE LA TAG SUR SITE ET CONSTRUCTEUR.	43
TABLEAU IV. 2: PRÉSENTATION DES RÉSULTATS DE CYCLE.....	44
TABLEAU. IV. 3: PRÉSENTATION DES RÉSULTATS DE PERFORMANCES LA TAG.	45
TABLEAU. IV. 4: MONTRE EFFET DE LA TEMPÉRATURE AMBIANTE SUR LE RENDEMENT ET L'ÉNERGIE UTILE DE LA TAG.	52
TABLEAU. IV.5: EFFET DE LA TEMPÉRATURE ET LE TAUX DE COMPRESSION.....	56

Nomenclature :

Variable	Désignation	Unité
P	Pression	bar
T	Température	°C ou K
P _{atm}	Pression atmosphérique	bar
T _{amb}	Température ambiante	°C ou K
γ	Constant de Laplace	-
P	Masse volumique	-
R	Constante du mélange gazeux	J/kg.K
τ	Taux de compression	-
τ_{opt}	Taux de compression optimal	-
ϵ	Taux de détente	-
S ₀	Section	m ²
T _{isc}	Température isentropique du compresseur	°C ou K
T _{isT}	Température isentropique du Turbine	°C ou K
K	Coefficient de polytropique	-
η_{th}	Rendement thermique	%
η_c	Rendement de compresseur	%
η_T	Rendement de la Turbine	%
η_g	Rendement global	%
C _p	Chaleur spécifique d'air	Kj/kg. K
C _{pgb}	Chaleur spécifique de gaz brulé	Kj/kg. K
\dot{m}	Débit massique	Kg/s
S	Entropie	Kj/Kg
F	Rapport combustible /air	-
a _x	Vitesse du son	m/s
T _{max}	Température maximal	°Cou K
V	Vitesse d'écoulement	m/s
M	Nombre de Mach	-
P _t	Pression totale	bar
M _m	Mélange massique gazeux	g/mol
ΔP	Différence de pression	bar

R	Constante des gaz parfaits	J/mol.K
ΔH	Différence d'enthalpie	Kj/kg
Q	Quantité de chaleur	Kj/kg
η_{isc}	Rendement isentropique de compresseur	%
η_D	Rendement de diffuseur	%
η_{isT}	Rendement isentropique de la turbine	%
η_{cc}	Rendement de la chambre de combustion	%
P_U	Puissance utile	MW
P_C	Puissance de compresseur	MW
P_T	Puissance de turbine	MW
W_T	Travail réel de la turbine	Kj/Kg
W_C	Travail réel de compresseur	Kj/Kg
W_U	Puissance utile	Kj/Kg
PCI	Pouvoir calorifique inférieur	Kj/kg
PCS	Pouvoir calorifique supérieur	Kj/kg
CS	Consommation spécifique	Kj/Kwh
CSC	Consommation spécifique du carburant	Kg/Kwh

Liste des abréviations

TAG	Turbine à Gaz
GE	General Electric
GG	Générateur de gaz
IGV	Inlet Guide Vane (Aubes Directrices d'Entrée)
EGV	Exit Guide Vane (Aubes Directrices d'échappement)
ISO	International Organization for Standardization (Organisation International de Normalisation)
C	Compresseur
CC	Chambre de combustion
T	Turbine
CO	Monoxyde de Carbone
NO	Monoxyde d'Azote
P-V	Diagramme pression volume
T-S	Diagramme température entropie

Introduction générale :

Une centrale électrique est un site industriel destiné à la production d'électricité. Les centrales électriques alimentent en électricité, au moyen du réseau électrique, les consommateurs, particuliers ou industriels éloignés de la centrale.

Les turbines à gaz TAG, sont des machines thermiques qui servent à la conversion de l'énergie thermique en énergie mécanique et par la suite en Energie électrique. Les TAG ont connu ces dernières années un développement technologique important dans de nombreuses applications industrielles principalement dans le domaine des hydrocarbures et les centrales thermiques et nucléaires.

Généralement les turbines à gaz sont conçues par les constructeurs à partir de conditions ambiantes bien précises au conditions ISO à savoir une température ambiante de 15°C, une humidité relative de 60%, et une altitude de 0 mètre. Cependant, les TAG pour leurs exploitation sur site, ces conditions ne sont pas toujours réunies puisqu'elles dépendent des conditions météorologiques variables d'un jour à l'autre et d'une région à l'autre (effet des saisons ,climat sec ou humide, aride ou chaud).

A cet effet, il en résulte les performances de la même turbine à gaz ne sont pas constantes et varient au cours de l'année. Ce qui fait que le cycle de la turbine à gaz est souple de sorte que ses paramètres de performance puissent être améliorés, en ajoutant des composants supplémentaires au cycle simple.

Notre travail concerne l'étude de l'effet de plusieurs paramètres tels que la température ambiante du climat sur les performances des installations des turbines à gaz.

Différentes méthodes (régénération, refroidissement intermédiaire, préchauffage et injection d'eau ou de vapeur d'eau, refroidissement de l'air de combustion) ont été utilisées afin d'améliorer les performances de la turbine à gaz. L'avantage de toutes ces méthodes est d'augmenter la puissance utile pour une moindre consommation possible.

Le travail actuel consiste en l'amélioration des caractéristiques principales de la turbine à gaz utilisée dans des conditions climatiques rudes par le refroidissement de l'air à la prise du compresseur.

Dans cette optique notre étude s'intéresse à la turbine à gaz de Berrouaghia de type Siemens V94.3ASGT5-4000F, de puissance 245 MW voire 271MW soit une contribution au réseau national de 3% pour les deux TAG de Berrouaghia (site).

Les données du constructeur Allemand Siemens et du site sont utilisées dans notre simulation et une comparaison est faite dans notre travail.

Après cette brève introduction, notre travail se présentés en a quatre chapitres.

-Le Chapitre premier est une généralité sur les TAG, leur constitution, leur fonctionnement et les différentes centrales électriques qui les utilisent, les techniques de refroidissement sont aussi citées.

-Le Chapitre deux est une présentation du site Berrouaghia, une fiche technique et une description des composants de la TAG.

-Le Chapitre trois présente de la théorie de la TAG et notamment les paramètres de performances de la turbine à gaz.

-Le Chapitre quatre présente un calcul de simulation de la TAG du site on trouve également l'effet du différent paramètre sur les performances.

on achève l'étude pour une conclusion générale suivie de recommandations.

Chapitre I : Généralités sur les Turbines à Gaz.

Introduction

Les turbines à gaz font partie de la catégorie des machines définies par Râteau comme étant des appareils dans lesquels a lieu un échange d'énergie entre un rotor tournant autour d'un axe à vitesse constante et un fluide en écoulement permanent, donc, la turbine à gaz est un moteur à combustion interne de tous les points de vue. Elle peut être considérée comme un système autonome. En effet, elle prélève l'air de l'atmosphère, le comprime dans un compresseur axial à plusieurs étages. Cette air et injecté dans la chambre de combustion, mélangé avec le gaz naturel et brûlés. Ces gaz brûlés sont détendus dans une première turbine solidaire au compresseur .l'autre partie du gaz brûlés sera détendus dans une turbine libre solidaire à la génératrice de courant qui elle-même sera reliées au réseau.

I.1-Historique des turbines à gaz

Les premières turbines à gaz sont apparues sur le marché à la fin des années 1940, elles sont généralement employées dans les chemins de fer et avaient l'avantage de brûler du combustible liquide.

Les progrès réalisés dans le domaine métallurgique et recherches approfondies sur la combustion, ont permis des améliorations rapides des performances de ces machines, en termes de puissance, rendement, longévité, etc.

Trois générations de turbine à gaz peuvent être classées suivant des intervalles de températures de la chambre de combustion :

- **1^e génération** : $760 < T_{\max} < 950$.
- **2^e génération** : $955 < T_{\max} < 1124$.
- **3^e génération** : $1149 < T_{\max} < 1288$.

La température de fine combustion joue un rôle important à l'amélioration des performances de turbine à gaz .

Quelques dates

- 1936 : première turbine aéronautique britannique.
- 1939 : turbine à gaz expérimentale (en cycle fermé) de 200 kW par **Escher wiss**.
- 1944 : turbine à gaz pour propulsion marine par **Elliott**.
- 1960 : **général électrique** lance la 5000, la plus répondeur des turbines à gaz industrielles.
- 1975 : la turbine à gaz dépasse 100Mw (**modèle 9001 Alsthom- Atlantique**).

I.2-Utilisation des Turbines à gaz

Les turbines à gaz ont une très grande utilité dans l'industrie, du fait qu'elles sont des appareils pour la production de l'énergie mécanique. Elles peuvent être utilisées pour

l'entraînement des :

Appareils fixes :

- Générateur d'électricité.
- Compresseurs.
- Pompes.

Appareils mobiles :

- Chemin de fer.
- Propulsion maritime.
- Aviation.

I.3. Leurs Classification

Les turbines à gaz sont classées comme nous montre le schéma ci-dessous :

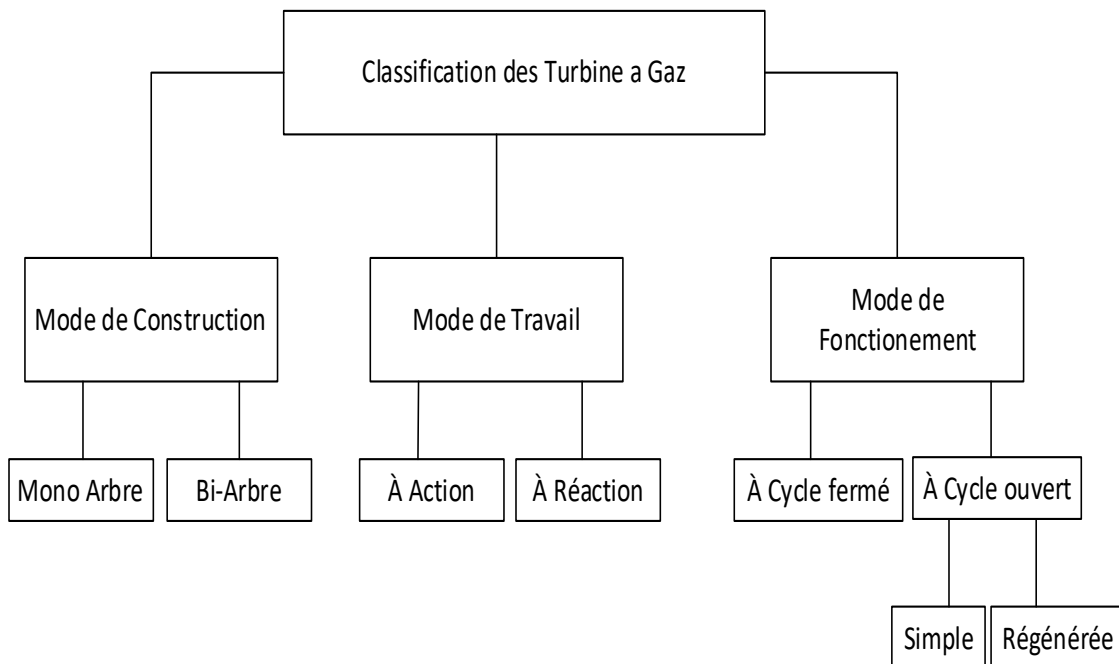


Fig.I. 1:classification des TAG

I.3.1. Selon de construction

L'objectif pour lequel, on utilise la turbine à gaz définit le type qu'on doit choisir. Dans l'industrie, on trouve les turbines à un seul arbre, dites aussi **mono-arbre** (FigI.2). Elles sont généralement utilisées dans le cas où on cherche un fonctionnement avec une charge constante (pour entrainer les générateurs d'électricité).

Un deuxième type, englobe les turbines à deux arbres ou **bi-arbres** (FigI.3). Elles ont l'avantage d'entrainer des appareils à charges variables (pompes, compresseur, ...). Elles se composent de deux parties, la première assure l'autonomie de la turbine (GG), la deuxième est liée à la charge. Un troisième type peut être aussi cité, ce sont les turbines dites dérivées de l'aéronautique ; elles ont une conception spéciale suivant le domaine dans lequel elles sont utilisées. Dans ce troisième type, la partie qui assure l'autonomie de la turbine existe toujours, c'est l'énergie emmagasinée dans les gaz d'échappement et utiliser pour créer la poussée, en transformant cette énergie thermique et de pression en énergie de propulsion dans la tuyère, poussée.

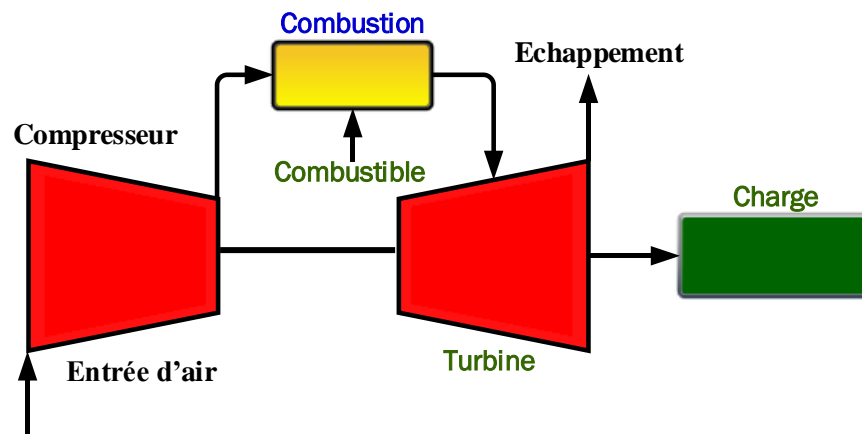


Fig.I. 2: schéma d'une TAG mono-arbre

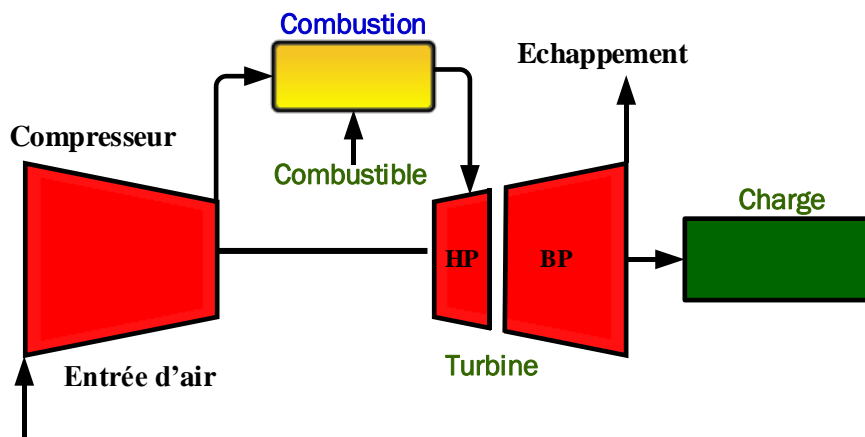


Fig.I. 3:schéma d'une turbine à gaz bi-arbre

I.3.2. Selon 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.

- **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.

I.3.3. Selon le mode de fonctionnement thermodynamique :

- **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 qui est perdu 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.4-les différentes Centrales électrique

I.4.1. Centrale électrique à cycle simple

Les centrales électriques à cycle simple figure (I.4), se composent d'une turbine à gaz et d'un générateur électrique. Elles sont faciles à installer et de les mettre en service.

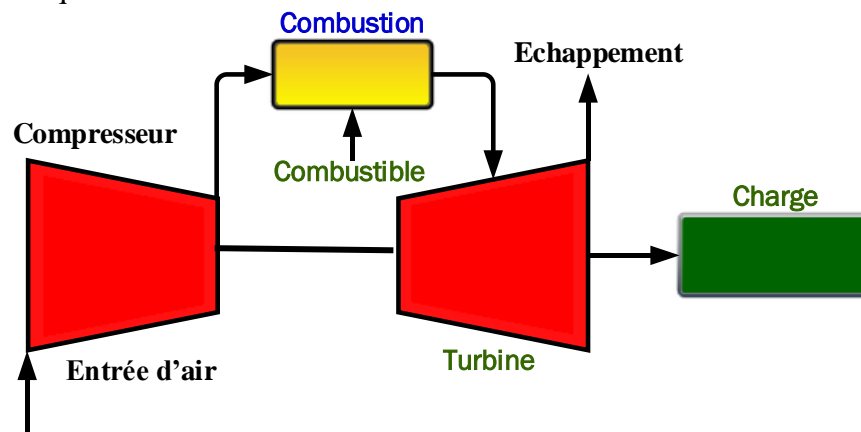


Fig.I. 4: Production d'électricité avec une TAG à cycle simple.

I.4.2. Centrale électrique à cycle combinée

Les centrales électriques à cycle combiné, figure (I.5), utilise les gaz d'échappement de la Turbine à gaz pour produire de la vapeur dans une chaudière de récupération de chaleur.

La vapeur produite entraîne une turbine à vapeur, ce qui améliore l'efficacité de la centrale. Une unité à cycle combiné peut produire, à elle seule, environ 400 MW. Actuellement, ce sont les centrales électriques les plus efficaces.

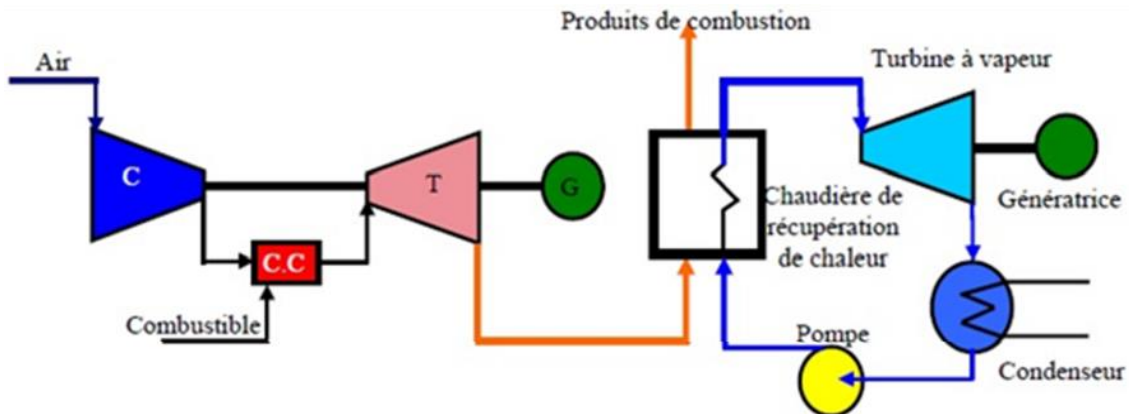


Fig.I. 5: Production d'électricité avec un Centrale à cycle combiné.

I.4.3. Centrale de cogénération

Une variante de la centrale à cycle combiné, est une installation qui comprend une turbine à gaz et une chaudière de récupération dont la vapeur peut également servir à un procédé industriel.

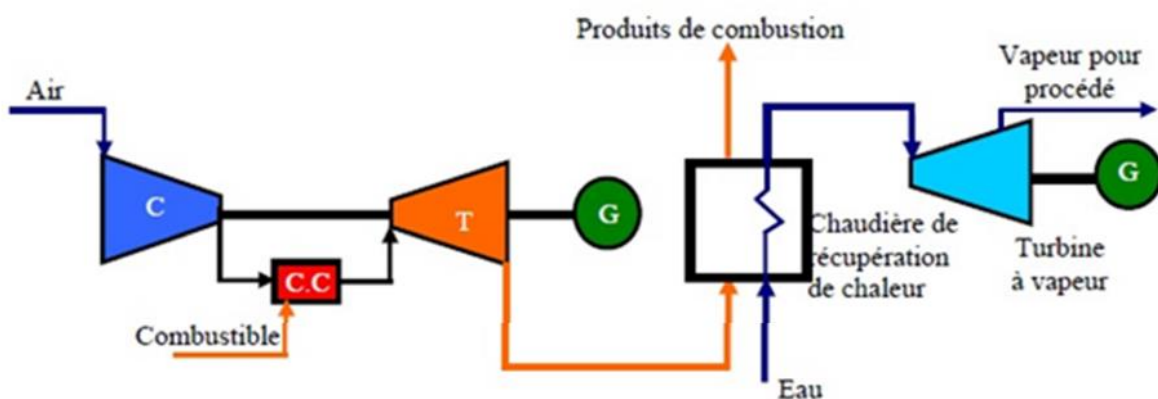


Fig.I. 6.production d'électricité avec cogénération

I.5-Eléments principaux d'une turbine à gaz

Dans sa forme la plus simple et la plus répandue, une turbine à gaz est composée de quatre éléments principaux :

- Entée d'air.
- Compresseur axial.
- Chambre de combustion.
- Turbine de puissance.

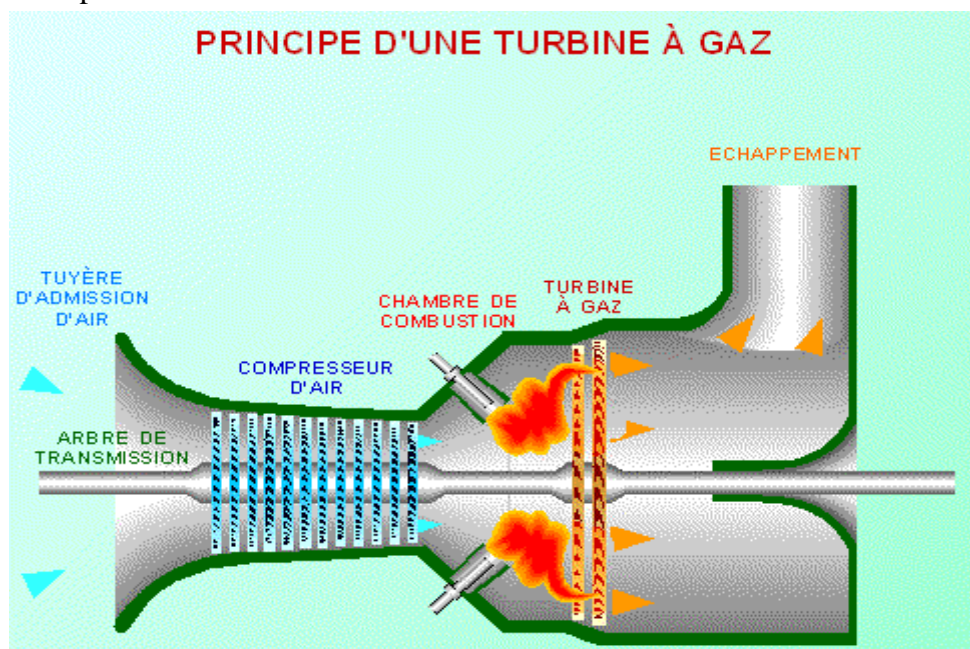


Fig.I. 7: Principe de fonctionnement d'une Turbine à Gaz.

I.5.1. Entrée d'air

L'entrée d'air des turbines à gaz a pour fonction la captation du fluide actif à l'infini amont de la machine pour le délivrer à l'entrée du compresseur dans les meilleures conditions possibles : meilleur niveau de pression totale et homogénéité maximale de l'écoulement. On demande aussi aux prises d'air de protéger le moteur contre les ingestions de sable, de corps étrangers et de givre.

- Contre le sable, on utilise un séparateur de particules.
- Contre les corps étrangers, la protection se fait généralement par une grille.
- Enfin, pour certaines installations elle est conçue pour réduire les émissions sonores.

I.5.2. Compresseur :

Le compresseur est du type à flux axial, il produit des débits d'air importants, nécessaires pour obtenir des puissances utiles élevées avec des dimensions réduites.

Un compresseur se compose d'une série d'étages d'aubes orientables, qui augmentent la

vitesse de l'air en termes d'énergie cinétique, suivie alternativement par des étages d'aubes fixes, qui convertissent cette énergie en une pression plus élevée.

Le nombre d'étages de compression, est lié à la structure de la turbine à gaz et au taux de compression à obtenir.

Sur le côté aspiration du compresseur, il y a des aubes variables à l'admission (**IGV**), dont le but est de diriger l'air, vers le premier étage des aubes du rotor.

Ces aubes variables permettent aussi d'assurer le comportement fluidodynamique correct sous différents régimes de fonctionnement, pendant le démarrage et l'arrêt du compresseur.

Sur le côté refoulement du compresseur, il y a quelques étages d'aubes variables à la sortie (**EGV**), pour obtenir la récupération de la pression maximale avant que l'air entre dans la chambre de combustion.

Le compresseur sert à fournir une source d'air pour refroidir les parois des directrices, les aubes, les disques de la turbine et l'huile d'étanchéité des joints à labyrinthe du palier.

I.5.3. Chambre de combustion

Elle se compose d'un système comprenant une ou plusieurs chambres de combustion annulaires, disposées symétriquement le long d'une circonférence.

Ces chambres de combustion reçoivent et brûlent du combustible, au moyen d'un nombre égal de brûleurs.

L'air entre dans chaque chambre dans une direction opposée à la veine des gaz chauds, pour cette raison, cette méthode de distribution de l'air s'appelle à débit inverse.

Au début de fonctionnement, le processus de combustion est déclenché par une ou plusieurs bougies d'allumage.

Une fois déclenchée, la combustion continue sans interventions, aussi longtemps que les conditions d'alimentation du combustible et d'air de combustion sont maintenues.

Dans le cas des turbines à gaz construites pour l'industrie aéronautique, la section de combustion se compose d'une chambre annulaire simple, à refroidissement direct et non pas à refroidissement à débit inverse.

En effet, cela aide à réduire les dimensions diamétrales extérieures, puisqu'une plus petite section frontale était nécessaire afin d'offrir une résistance aussi réduite que possible au mouvement de l'avion.

I.5.4. La turbine

Comprend un certain nombre d'étages, chacun d'entre eux se compose d'un étage stator et d'un étage rotor.

Dans le stator, les gaz à température et pression élevées, fournis par la pièce de transition, sont accélérés et acheminés vers un étage d'aubes du rotor montées sur un disque connecté à l'arbre de puissance.

La conversion de température et de pression, en énergie cinétique a lieu dans le stator.

Le rotor complète cette conversion, étant donné qu'ici l'énergie cinétique est transformée en énergie d'entraînement de l'arbre.

I.6-Principe de fonctionnement

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

- Extrait de l'air du milieu environnement.
- Comprime à une pression plus élevée.
- Augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé, en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion.
- Achemine l'air à pression et à température élevées vers la section de la turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre.
- Ceci, sert d'un côté à fournir l'énergie utile soit à un compresseur centrifuge ou à un alternateur couplé au moyen d'un accouplement et de l'autre côté, à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air, au compresseur axial relié directement à la section turbine.
- Décharge à l'atmosphère les gaz à pression et température basses, résultants de cette transformation.

I.7- Technique de refroidissement à l'entrée de la TAG

Les installations des turbines à gaz sont conçues pour fonctionner dans des conditions ambiantes ISO à savoir une température égale à 15°C, une pression atmosphérique de 1.013bars et une humidité relative de 60%. Cependant, les conditions ambiantes ne sont pas stables pendant toute l'année (même entre le jour et la nuit) d'un côté, et d'une région à une autre de l'autre côté. Alors les performances des installations de turbines à gaz sont toujours variées ou encore médiocres dans les périodes chaudes et sèches lorsque la masse d'air traversant l'installation est faible et la température à l'entrée du compresseur est plus élevée.

A cet effet, on utilise des systèmes de refroidissement d'air en amont du compresseur afin d'améliorer les performances de ces installations par l'augmentation de la masse d'air qui passe par la machine. Ceci en abaissant la température de l'air à l'entrée du compresseur qui diminue

par la suite les émissions des oxydes d'azote dans la chambre de combustion.

Les systèmes utilisés actuellement sont les suivantes :

- Refroidissement par évaporation de l'eau.
- Refroidisseur évaporatif ou refroidissement par ruissellement d'eau.
- Réfrigération directe (un simple circuit).
- Réfrigération indirecte (deux circuits).

I.8. Refroidisseur évaporatif

I.8.1. Principe de fonctionnement

Le principe de refroidissement évaporatif est le même que celui qui se déroule dans la nature. On évapore une masse d'eau traitée dans le canal d'admission, la chaleur latente nécessaire à l'évaporation provient de l'air lui-même. L'air qui sort après ce système de refroidissement est donc refroidit et humidifié. Le processus de refroidissement n'exige par un apport d'énergie. Les refroidisseurs par évaporation d'eau sont appropriés dans les zones chaudes et sèches. Deux techniques existent assurent le refroidissement par évaporation d'eau.

I.8.2. Refroidisseur évaporatif par module humidifié

Le refroidissement par ruissellement d'eau comme montré sur la figure (I.8) consiste à faire passer l'air après filtrage par un média humidifié composé de surfaces ondulées en papier de cellulose traité, ce média joue le rôle d'un évaporateur conventionnel. L'eau s'écoule sur la surface ondulée du panneau évaporant, figure (I.8) Une partie de l'eau est évaporée sous l'action de l'air sec et chaud qui traverse le panneau évaporant. Le reste d'eau va tomber dans un bac situé en dessous de l'évaporateur. L'air à la sortie du refroidisseur est refroidi et avant de passer par le compresseur de la turbine à gaz, il passe par un système d'élimination des gouttelettes d'eau pour assurer un bon fonctionnement du compresseur de la turbine à gaz. L'élément principal du refroidisseur par ruissellement d'eau est le média humide, il est en papier ondulé sous forme d'ennid d'abeille. L'eau s'écoule par un système de distribution positionné en dessus du media. L'efficacité des refroidisseurs évaporatifs avec média humidifié peut atteindre jusqu'à 90%.

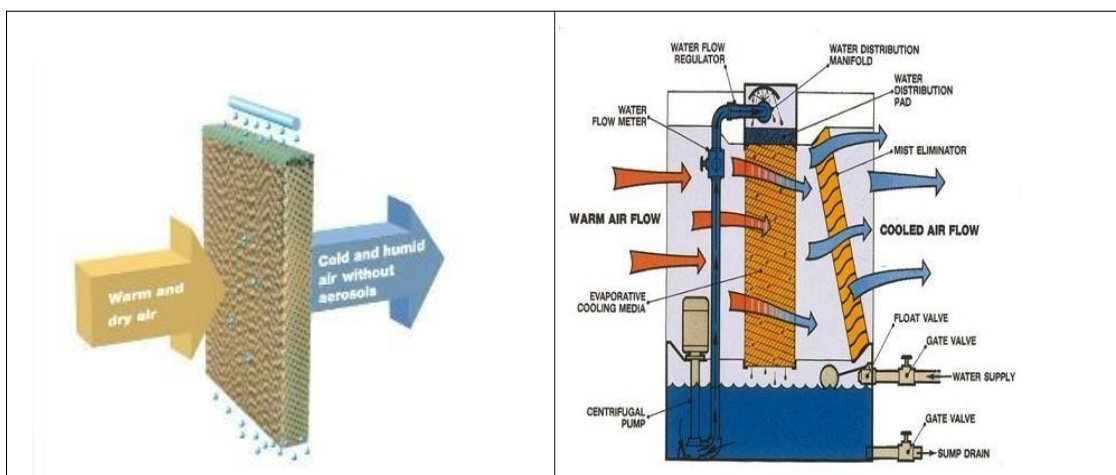


Fig.I. 8:Refroidisseur évaporatif.

Généralement, il est recommandé de placer le refroidisseur évaporatif après le filtre à air d'admission et non pas avant. Cet arrangement protégera les médias contre la poussière et d'autres contaminants aéroportés.

Avantages :

- Facile et rapide à installer.
- Le coût estimatif pour l'installation est de 1/8 à 1/2 par rapport au coût de climatisation frigorifiée.
- Le coût estimatif de l'opération (exploitation) est de 1/4 de celui d'air frigorifié.
- Il fonctionne comme un laveur et nettoyeur d'air d'admission.
- Une augmentation des puissances produites par la turbine à gaz permet de couvrir les pics de demande surtout dans les périodes chaudes.

Inconvénients :

- Limitation sur l'amélioration de capacité
- Il n'est pas adapté aux sites humides.
- Consomme une quantité d'eau
- L'eau doit être traitée avant utilisation.

I.8.3. Refroidissement par atomisation ou pulvérisation d'eau

Dans ce système l'humidification est réalisée à partir de pulvérisation d'eau sous forme de petites particules au moyen de buses d'atomisation à haute pression (60 à 140 bars), figure (I.9). L'eau s'évapore dans l'air, la température d'air diminue et l'humidité spécifique augmente. L'efficacité des humidificateurs à pulvérisation peut atteindre 100%.

La taille de gouttelette d'eau pulvérisée est très fine (environ 10 μ m à 20 μ m) donc elle

s'évapore facilement dans l'air.

Avant d'utiliser un système de pulvérisation d'eau pour refroidir l'air de combustion des turbines à gaz, l'eau doit être traitée dans une station de traitement ou de déminéralisation.

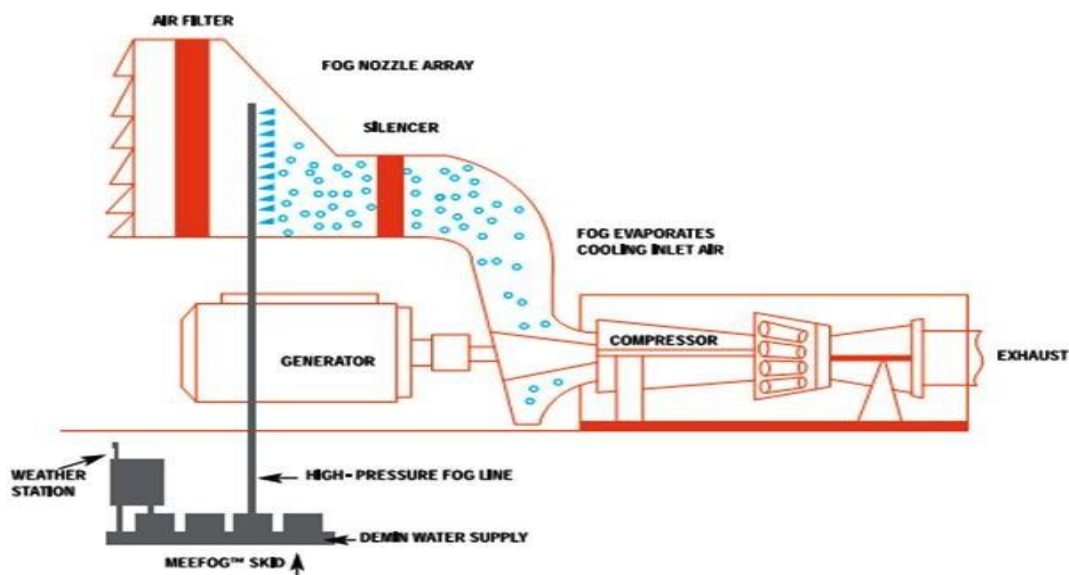
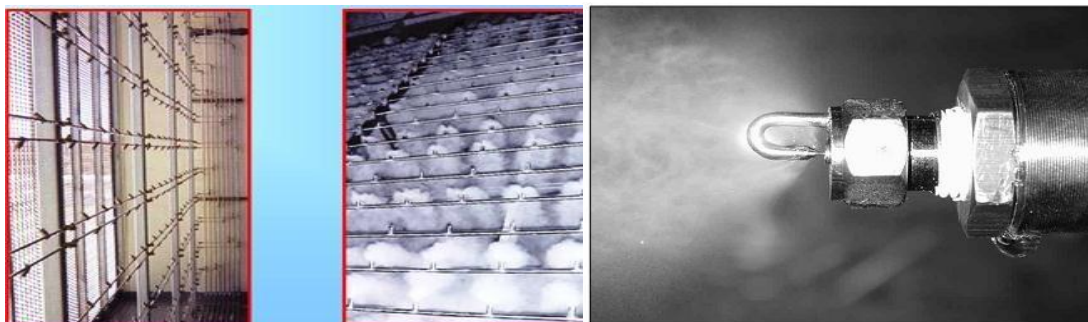


Fig.I. 9:Refroidissement par pulvérisation d'eau.

Avantages :

- Installation facile.
- Bas coût d'investissement.
- Peut augmenter les performances des turbines à gaz mieux que le refroidissement par évaporation.

Inconvénients :

- L'amélioration de capacité est limitée.
- Il s'adapte qu'avec les sites secs.
- Il nécessite une pompe de grande puissance.

I.9 Systèmes de réfrigération mécaniques

Dans ce système la chaleur est prélevée par l'utilisation d'un échangeur de chaleur où un fluide plus froid absorbe la chaleur de l'air, ce qui résulte à son refroidissement. Le cycle thermodynamique de référence est réalisé dans une machine frigorifique à compression, elle est représentée dans la figure (I.10)

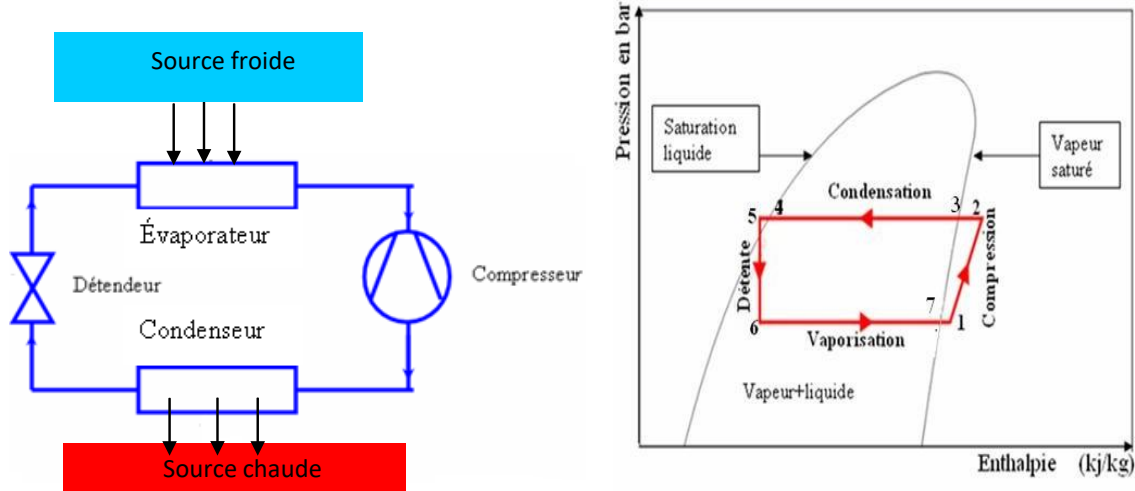


Fig.I. 10: Cycle bas d'une machine frigorifique par compression (à gauche : composants, à droite : cycle thermodynamique).

Cette machine thermodynamique est constituée d'un circuit fermé et étanche dans lequel circule un fluide frigorigène à l'état liquide ou gazeux selon les organes qu'il traverse. Ces organes sont au nombre de quatre : l'évaporateur, le compresseur, le condenseur et le détendeur. L'utilisation des systèmes de refroidissement mécanique est applicable dans les lieux où l'humidité relative est élevée. Les machines frigorifiques à compression sont utilisées de deux façons différentes à savoir en mode direct ou indirect :

- **Type Direct**

L'air échange directement la chaleur avec le fluide frigorigène qui circule dans la machine, donc l'air qui passe à travers l'évaporateur va refroidir.

Avantages

- Ils donnent une meilleure amélioration que les systèmes par évaporation d'eau.
- Une température d'air à l'admission constante.

Inconvénients

- Le prix d'installation et d'exploitation élevé.
- Il demande une charge supplémentaire afin de faire fonctionner le groupe frigorifique.
- Il est nocif aux composantes de la turbine à gaz en cas de fuites.

- Il nécessite une maintenance périodique.

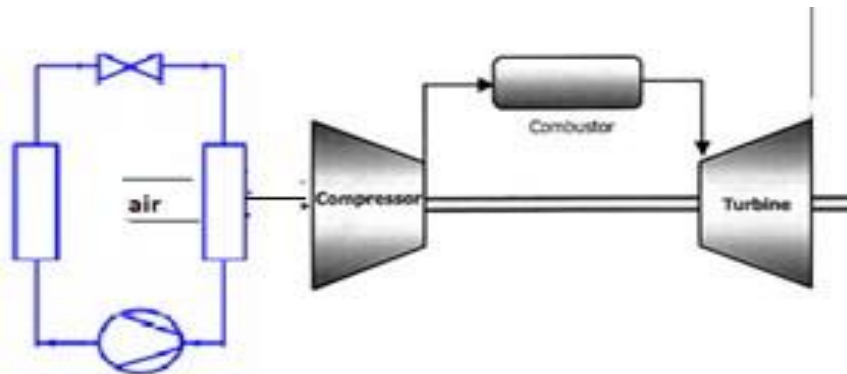


Fig.I. 11: Refroidissement de l'air de combustion par machine à compression

- **Type indirect**

Dans un système de refroidissement indirect on trouve deux circuits : primaire et secondaire. Le circuit primaire est le circuit du groupe frigorifique (production de froid) où le fluide moteur ou frigorigène s'écoule, le second est le circuit de transport de froid et il s'appelle le circuit du fluide frigoporteur.

Les fluides frigoporteurs qui sont utilisés ne sont pas nocifs à l'installation de la turbine à gaz en cas de fuites. Parmi ces fluides l'air et l'eau.

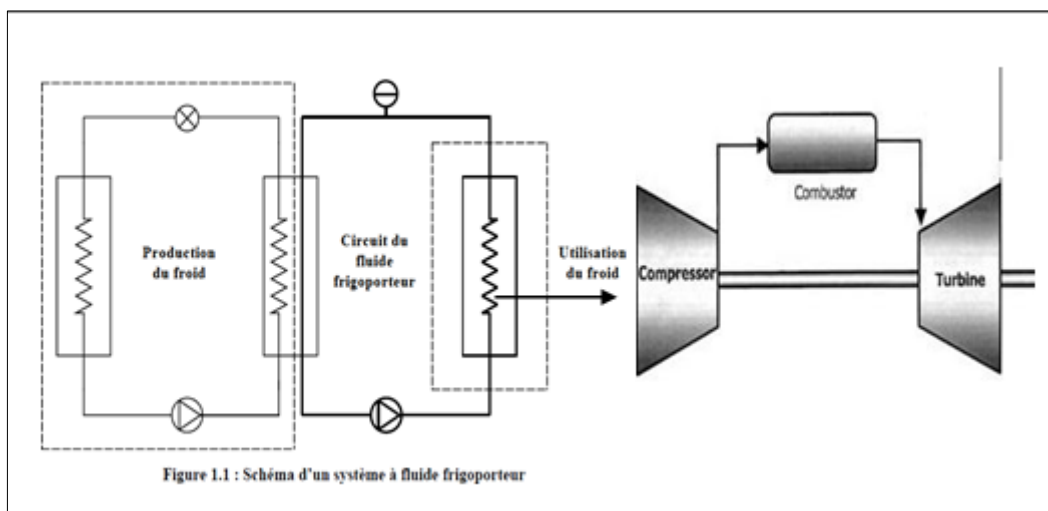


Figure 1.1 : Schéma d'un système à fluide frigoporteur

Fig.I. 12: Refroidissement de l'air de combustion par machine à compression type indirect

Avantage

- Peut augmenter les performances de la turbine à gaz mieux que les refroidisseurs par évaporation (par médias et pulvérisation).
- Pas sensible à la température humide de l'air ambiant.
- Pas de danger concernant les fuites et les déperditions de fluide frigorigène.

Inconvénients

- Coût d'installation élevé.
- Il exige une charge supplémentaire par rapport au système direct afin de faire fonctionner le circuit secondaire (circuit du fluide frigoporteur).

Conclusion

Les informations de la turbine à gaz, citée ci-dessous nous ont été fournies par Shariket Kahraba Berrouaghia et mentionnées dans plusieurs références de bibliographie. Ces informations nous ont été très efficaces dans l'enrichissement des domaines de la turbine à gaz.

Le chapitre qui suit est réservé à la turbine à gaz allemande type Siemens et son site d'implantation à Berrouaghia.

**Chapitre II : Présentation de Turbine
à Gaz V94.3A SGT5-4000F de
Berrouaghia**

Introduction

Une centrale électrique est un site industriel destiné à la production d'électricité. Les centrales électriques alimentent en électricité, au moyen du réseau électrique, les consommateurs, particuliers ou industriels éloignés de la centrale.

La centrale électrique de Berrouaghia est composée de deux turbines à gaz d'une puissance utile 271 MW chacune. Les deux TAG contribuent au réseau national avec 542 MW, soit de 3% de la puissance de réseau national.

La TAG de Berrouaghia utilise de gaz naturel comme combustible avec une ligne d'alimentation spécial non connectée au réseau urbain de Berrouaghia.

II.1. Description Générale de site

La centrale de Shariket Kahraba Berrouaghia SKB Spa s'inscrit dans le cadre de la diversification des producteurs de l'électricité au niveau du marché national, Il s'agit du 3ème producteur d'électricité indépendant au niveau du marché Algérien, Elle a été créée le 27 Octobre 2004, leur objectif la réalisation, l'exploitation et la maintenance de la centrale de production d'électricité, ainsi que la commercialisation de l'énergie électrique produite.



Fig.II. 1: La centrale de Berrouaghia.

II.1.1. Emplacement du site

La centrale est située à 100 Km environ au sud-ouest d'Alger et à une altitude de 928 m au-dessus du niveau de la mer ; est implémentée dans la commune de Berrouaghia (Wilaya de Médéa).

II.1.2. Vue d'ensemble du projet

La centrale turbine à gaz simple cycle de Berrouaghia de 2 X 271 MW est une extension de la station électrique existante de 220 kV située à Berrouaghia en Algérie.

La construction de la centrale est prise en charge par Shariket Kahraba Berrouaghia (SKB), le client est une joint-venture entre Sonelgaz (51%) et Sonatrach (49%).

L'énergie est générée par 2 turbines à gaz (GT) d'une puissance de 271 MW chacune. Chaque turbine est capable de fonctionner avec du gaz naturel comme source primaire ou avec du fuel oil comme source de secours.

Le gaz naturel provenant de Hassi R'Mel est utilisé comme gaz naturel pour l'alimentation des turbines à gaz. L'approvisionnement en fuel oil est réalisé via des camions-citernes.



Fig.II. 2: Client de SKB

Le projet de la centrale de Berrouaghia est destiné pour répondre aux impératifs suivants :

- Assurer un renforcement du réseau général interconnecté.
- Assurer la sécurité de l'alimentation de la région.
- Contribuer à faire face à la demande urgente en énergie électrique croissante du pays.
- Participer à l'amélioration de la qualité du service.

II.1.3. Domaine d'activité

- Production et commercialisation de l'énergie électrique.
- Energie moyenne annuelle productible est de 3200 GWh aux conditions site.
- Puissance installée est de 489.3 MW aux conditions sites.

TURBINE A GAZ V94.3A SGT5 - 4000F

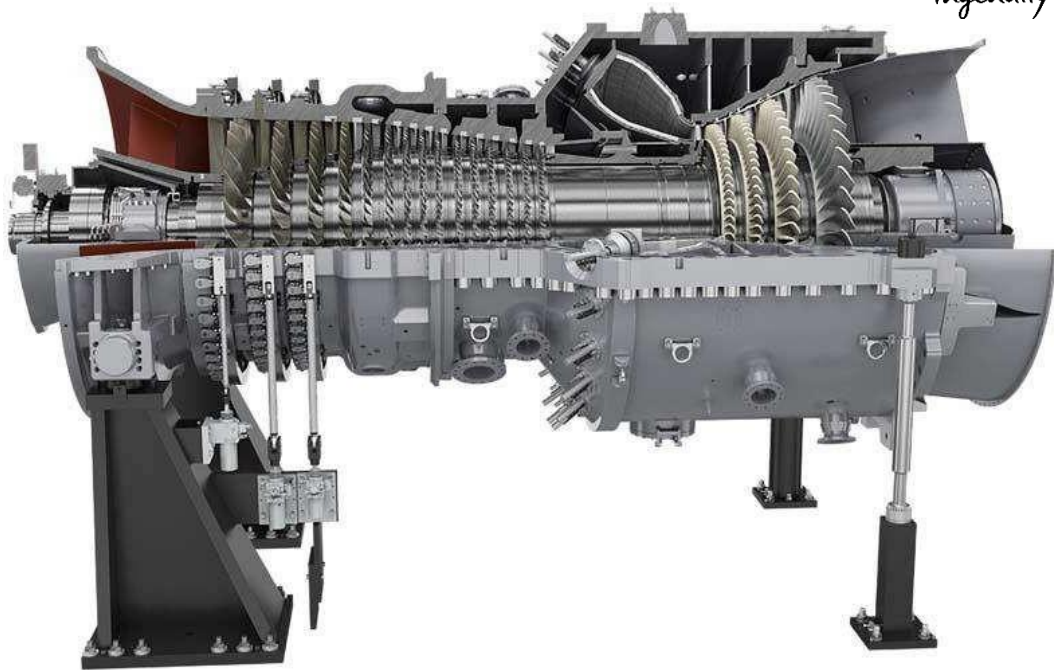
SIEMENS
Ingenuity for life

Fig.II. 3:section longitudinale de la TAG V94.3A SGT5-4000F

- Design éprouvé, grande expérience de la flotte.
- Maintenance facile, haute disponibilité.
- Haute flexibilité opérationnelle.



Fig.II. 4:Turbine à Gaz V94.3A SGT5 4000F.

II.2-Principales données Technique

Type de centrale : Cycle Simple.

Puissance : 2 x 245 MW (Aux conditions site).

Consommation spécifique au PCS : 2,45 th / KWh (Selon le contrat ECA).

Combustible : Gaz Naturel.

Fréquence : 50 Hz.

Combustible de secours : Gas-oil.

Evacuation d'énergie : Deux transformateurs 16.5/225 KV.

La centrale est constituée de deux unités de production composées chacune de :

- (01) Turbine à gaz SIEMENS du type.

- (01) Générateur.

- (01) Transformateur principal.

- (01) Transformateur des auxiliaires.

Un Bloc administratif et salle de contrôle.

Magasin pièces légères.

Magasin pièces lourdes.

Atelier de maintenance.

Un Poste Gaz.

Une Station de pompage du gas-oil.

Une station d'air comprimé.

Une station anti-incendie.

Une Station de traitement de l'eau.

Un laboratoire.

II.3-Description de la turbine à gaz SIEMENS V94.3A

La turbine à gaz « Siemens V94.3A » est une turbine de type industriel « Heavy Duty » à un seul arbre (un seul rotor) avec une capacité d'environ 271 MW. Elle est apte à faire fonctionner des générateurs dans des centrales à la charge de base et à la pleine charge, ainsi qu'à des applications de commande mécanique. On peut utiliser cette turbine dans des cycles combinés, elle peut fonctionner avec des combustibles liquides, tels que les huiles combustibles légères, ou les combustibles gazeux ayant des valeurs spécifiques différentes, comme le gaz naturel ou le gaz de haut fourneau. La figure (II.5) suivante présente la turbine à gaz V94.3A et ses principaux composants :

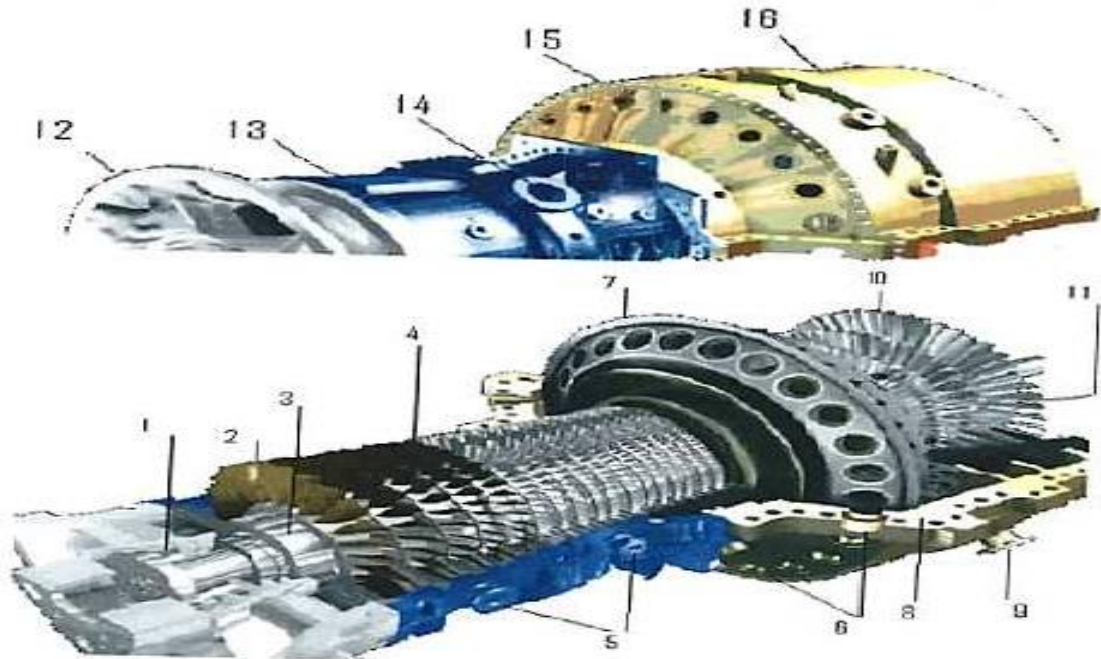


Fig. II. 5: Enveloppe et le corps de la turbine SIEMENS V 94.3A.

- | | |
|--|--|
| 1-Palier combiné porteur et butée. | 9-Entrée d'air compressé à la Turbine. |
| 2-Revêtement de 5 étages de compresseur. | 10-Rotor de la turbine 4 étages. |
| 3-Rotor. | 11-Paliers Porteurs. |
| 4-Rotor compresseur de 15 étages. | 12- Gaine d'aspiration (diffuseur). |
| 5-Canal d'air de soutirage. | 13-Enveloppe de compresseur. |
| 6-Ensemble de brûleurs. | 14-Soutirage d'entrée pompage. |
| 7-Chambre de Combustion. | 15-Enveloppe de la CC. |
| 8-Enveloppe. | 16-Porte aube stationnaire de turbin. |

II.4-Description des différents composants de la turbine SIEMENS V94.3A

II.4.1. Filtre

L'entrée d'air des turbines à gaz a pour fonction la captation du fluide actif à l'infini amont de la machine pour le délivrer à l'entrée du compresseur dans les meilleures conditions possibles : meilleur niveau de pression totale et homogénéité maximale de l'écoulement. On demande aussi aux prises d'air de protéger le moteur contre les ingestions de sable, de corps étrangers et de givre.

- Contre le sable, on utilise un séparateur de particule.
- Contre les corps étrangers, la protection se fait généralement par une grille.
- Enfin, pour certaines installations elle est conçue pour réduire les émissions sonores.

II.4.2. Le compresseur

Le compresseur a comme mission principale l'alimentation en air sous pression de la chambre de combustion de la turbine à gaz pour son mélange avec le combustible.

Le compresseur utilisé dans la turbine SIEMENS V94.3A est de type axial à 15 étages. Il aspire l'air à la pression atmosphérique et le refoule à une pression d'environ 15 bars selon le régime de fonctionnement et les besoins requis, ce qui donne un taux de compression de 15 et un débit d'air d'environ 650 kg/s.

Chaque étage de compression est formé par un couple d'aubages.

- Un aubage rotorique, disposé en couronne sur l'arbre.
- Un aubage statorique, sur la face interne de l'enveloppe extérieure.

Le compresseur dispose en amont de son entrée un dispositif de filtration de l'air, constitué d'un préfiltre et de trois filtres, qui permettent tous de retenir la plupart des résidus et particules en suspension dans l'air. La propreté de l'air admis dans le compresseur est d'une importance primordiale pour sa longévité et la bonne marche du groupe.

De l'air destiné au refroidissement de la turbine est également soutiré au niveau de plusieurs étages du compresseur.



Fig.II. 6: Compresseur (15) étages de la turbine V94.3A.

II.4.3. Chambre de combustion

Il existe deux types de chambres de combustion : les chambres tubulaires qui ne sont plus utilisées actuellement, et les chambres annulaires plus légères et plus simples.

La turbine à gaz SIEMENS V94.3A est dotée d'une chambre de combustion de type annulaire équipée de vingt-quatre brûleurs répartis régulièrement sur son périmètre, afin d'assurer une zone de température homogène, tous les brûleurs sont constitués de plusieurs injecteurs. Ces brûleurs permettent de réduire les émissions de NO par un procédé sec tout en maintenant les émissions de CO à un niveau minimal.

Le carburant est amené à la chambre de combustion sous très forte pression par des pompes, il est alors vaporisé par les injecteurs. Les gouttelettes ainsi formées doivent être les plus fines possible afin de pouvoir réduire la longueur de la chambre de combustion.



Fig.II. 7: une vue extérieure et intérieure d'une chambre de combustion.

II.4.4. Les brûleurs de la chambre de combustion

Les brûleurs fonctionnent à double combustible (gaz naturel et Mazout), Ces brûleurs ont pour but de :

- Permettre le réglage des débits air, gaz, pour obtenir de meilleures conditions de combustion telle que les conditions stœchiométriques.
- Donner à la flamme des dimensions appropriées à celle de l'enceinte où doit s'effectuer la combustion.
- Réaliser le mélange de l'air et du gaz.

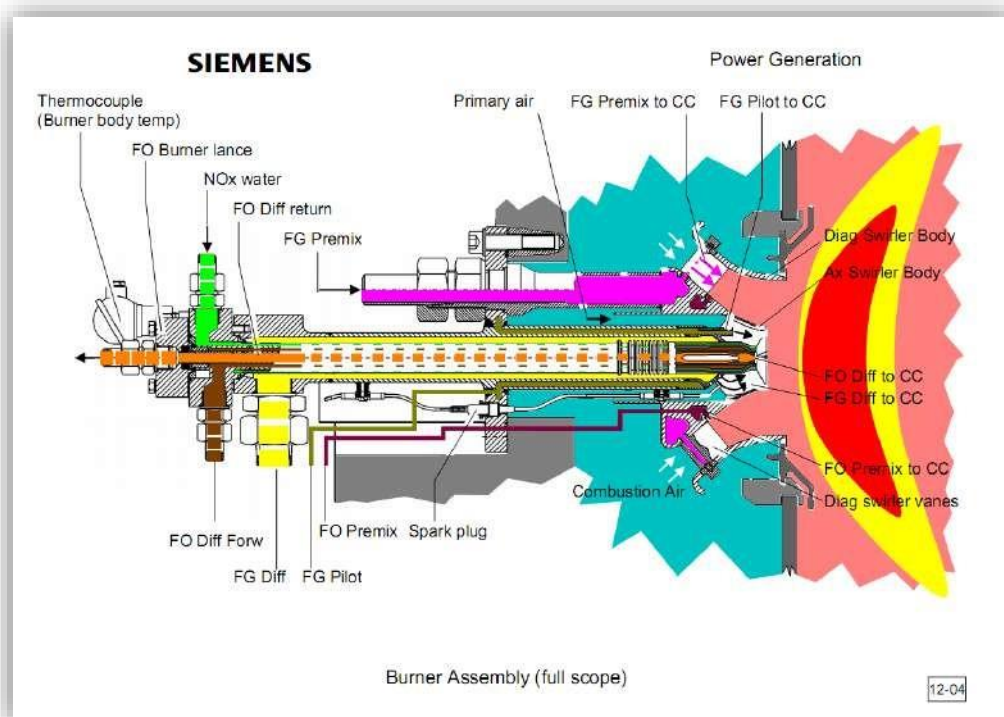


Fig.II. 8: Brûleur pour marche fuel ou gaz (double combustible).

II.4.5. La turbine

La turbine de détente est constituée de 4 étages au travers lesquels se détendent les gaz chauds issus de la chambre de combustion

. Comme pour le compresseur, chaque étage de la turbine est constitué d'une paire de couronnes d'aubes, l'une statorique et l'autre rotorique, à la différence qu'ici, ce ne sont pas les aubes rotoriques qui refoulent les gaz circulants, mais plutôt le passage de ceux-ci, en se détendant au travers de chaque étage qui amorcent le mouvement du rotor, permettant la conversion de l'énergie de pression des gaz brûlés, en énergie cinétique sur le rotor. Les aubes ont un recouvrement qui les protège contre la corrosion, l'oxydation et la déformation.

Les gaz entrent au travers des aubes avec une température très importante 1200°C et sortent de la turbine avec une température environ de 590 °C et à une pression d'environ 1 bar, le débit des gaz d'échappement est d'environ 655 kg/s.

En raison de la forte exposition de la turbine de détente et de ses organes aux hautes températures, son refroidissement est d'une importance capitale pour garantir la fiabilité et le fonctionnement optimale de la turbine. Son principe de fonctionnement se base sur des soutirages d'air aux étages appropriés du compresseur, évitant ainsi de faire appel à un système de refroidissement externe.

Les différents étages d'aubes de la turbine nécessitent chacun de l'air de refroidissement à une pression déterminée, c'est pourquoi il est procédé à des soutirages à différents étages du compresseur. Ainsi chaque étage de la turbine est refroidi comme suit :

- Etage 1 : air soutiré de l'échappement du compresseur.
- Etage 2 : air soutiré du 15^{ème} étage du compresseur pour les aubes fixes, et en aval du 14^{ème} étage pour les aubes mobiles.
- Etage 3 : air soutiré du 10^{ème} étage du compresseur pour les aubes fixes, et en aval du 14^{ème} étage pour les aubes mobiles.
- Etage 4 : air soutiré du 5^{ème} étage pour les aubes fixes, et du 14^{ème} étage pour les aubes mobiles.



Fig.II. 9: Les 4 étages de la turbine et l'aubage.

II.4.5.1. Refroidissement des pales de turbine

Les aubes de turbine (mobiles et fixes) sont refroidies par l'air, cet air est prélevé du compresseur par l'intermédiaire de tuyaux ou d'un arbre creux pour des pales fixes et mobiles respectivement.

Les aubes fixes du 1er étage sont refroidies par l'air à partir du dernier étage du compresseur (décharge), ces lames utilisent la technique de refroidissement par film

Les lames mobiles du 1er étage sont refroidies par le même air (décharge air) et la même technique (refroidissement par film).

Les aubes fixes du 2ème étage sont refroidies par l'air extrait du 13ème étage du compresseur par l'intermédiaire de longs tuyaux équipés de vannes de régulation (motorisées), l'air circule à travers les tuyaux à l'extérieur du carter de turbine et entrede nouveau dans le boîtier, mais à section de carter de turbine pour être perturbée sur les pales à travers des trous dans le support de lames fixes. Ces lames sont refroidies par le procédé de mise en contact qui dépend d'un insert perforé à l'intérieur de la lame, l'air passe à l'intérieur de cet insert et existe de nombreux trous pour frapper sur la paroi

intérieure de la lame et cette technique de refroidissement est la plus élevée dans l'efficacité du refroidissement après le type de refroidissement de film.

Les aubes fixes du 2ème étage sont refroidies par l'air extrait du 13ème étage du compresseur par l'intermédiaire de longs tuyaux équipés de vannes de régulation (motorisées), l'air circule à travers les tuyaux à l'extérieur du carter de turbine et entrede nouveau dans le boîtier, mais à section de carter de turbine pour être perturbée sur les pales à travers des trous dans le support de lames fixes. Ces lames sont refroidies par le procédé de mise en contact qui dépend d'un insert perforé à l'intérieur de la lame, l'air passe à l'intérieur de cet insert et existe de nombreux trous pour frapper sur la paroi intérieure de la lame et cette technique de refroidissement est la plus élevée dans l'efficacité du refroidissement après le type de refroidissement de film.

Les lames mobiles de l'étage 2 sont refroidies par l'air du 12ème étage du compresseur mais de l'intérieur du rotor pour aller directement au rotor de la turbine et à travers les trous dans le disque des lames pénètrent dans les lames et vont directement au corps de la lame. Sortie des trous au bord de la queue supérieure de la lame, cette technique de refroidissement est appelée refroidissement par convection et elle est la plus faible en efficacité de refroidissement entre les trois types.

Les aubes fixes du 3ème étage sont refroidies par la même méthode que les pales du 2ème étage mais par un air extrait du 9ème étage du compresseur.

Les aubes mobiles du 3ème étage sont refroidies par la même méthode que les aubes mobiles du 2ème étage mais par l'air du 10ème étage du compresseur.

Le 4ème étage est refroidi par l'air du 5ème étage du compresseur et sa méthode de refroidissement est la convection

Les aubes mobiles du 4ème étage ne sont refroidies à leurs racines que par l'air du 10ème étage du compresseur qui est utilisé dans le refroidissement des aubes mobiles du 3ème étage.

II.5-Cycle thermique de la turbine à gaz (cycle de Brayton)

Le principe de fonctionnement de la turbine à gaz est lié au cycle de « Brayton » (Ou cycle de Joule).

Ce cycle thermique est composé de quatre processus :

Aspiration et compression atmosphérique de l'air par le compresseur.

Chauffe l'air dans la chambre de Combustion en brûlant le combustible y étant injecté.

Détente adiabatique dans la turbine.

Met les gaz d'échappement à l'air libre (refroidir l'air à pression constante jusqu'à son état initial).

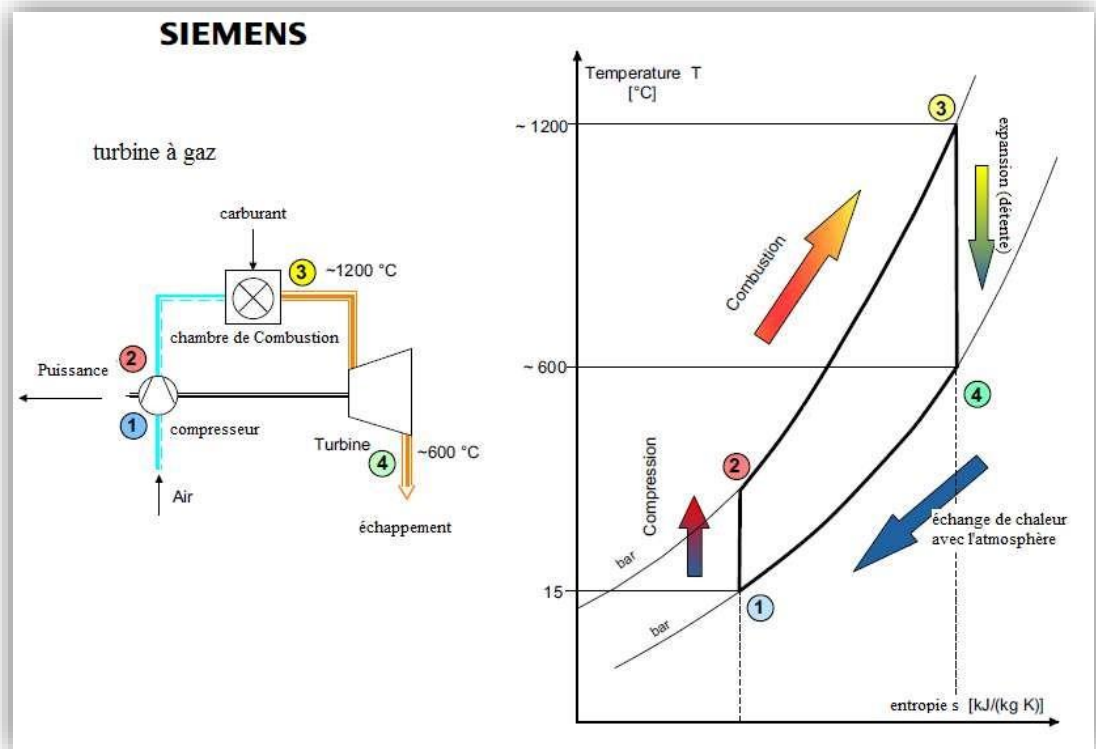


Fig.II. 10:Cycle idéal de Brayton (ou cycle de Joule)

Conclusion

Les caractéristiques de site de Berrouaghia est les données de utilisation de la TAG de Berrouaghia et fond matière aux chapitres qui suivent.

Chapitre III : Théorie de la Turbine à Gaz

Introduction

Le cycle de base selon lequel une turbine à gaz fonctionne est le cycle idéal de Brayton, à travers lequel nous définissons tous les paramètres énergétiques qui régissent une turbine à gaz, et par la suite l'étude du cycle réel nous permettra d'évaluer le comportement des turbines à gaz au cours de leurs fonctionnements dans le cas pratique dans lequel on prend en considération toutes les différentes imperfections qui peuvent l'affecter.

III.1. Etude de cycle idéal de turbine à gaz

L'étude du cycle thermodynamique correspondant au schéma est particulièrement facile, cette étude présente un grand intérêt pratique, car la plupart des turbines à gaz sont réalisées à base du cycle de Brayton. La conversion de la chaleur dégagée de la combustion du carburant en énergie mécanique dans une turbine à gaz est réalisée suivant ce cycle. Il est représenté dans un diagramme h-s comme indiqué dans la figure (III.1). Le cycle de Brayton ou Joule comme comporte deux processus isentropiques (adiabatiques et réversibles) et un processus isobare, les grandeurs principales qui fixent le cycle thermodynamique de turbine à gaz sont :

La température minimale T_1 (température ambiante dans le cas du cycle ouvert)

La température maximale T_3 du cycle fixé par la température maximale admissible en entrée de la turbine.

Le rapport de pression ou taux de compression $\tau_c = \frac{P_2}{P_1}$ (III. 1)

On cherche à connaître les performances de l'installation en fonction des paramètres caractéristiques que sont : T_1, T_3, τ_c

Dans le cycle idéal de Joule les processus : la compression (1-2) et la détente (3-4) se produisent dans le compresseur et la turbine respectivement et sont supposés isentropiques.

La chaleur additionnée (2-3) dans l'échangeur de chaleur (chambre de combustion) et le rejet (4-1) se produisent à pression constante. Dans la figure (III.1) les gaz à la sortie de la turbine sont évacués dans l'atmosphère, donc le processus (4-1) ne se produit pas au sein de l'unité. D'autres hypothèses pour le cycle idéal de Joule sont comme suit :

1- Les pertes de pression dans les échangeurs de chaleur et les passages reliant les équipements sont négligeables.

2- Le fluide de fonctionnement est un gaz parfait.

Le cycle idéal de Joule dans les diagrammes p-v et T-s est montré sur les figures

(III.1) respectivement.

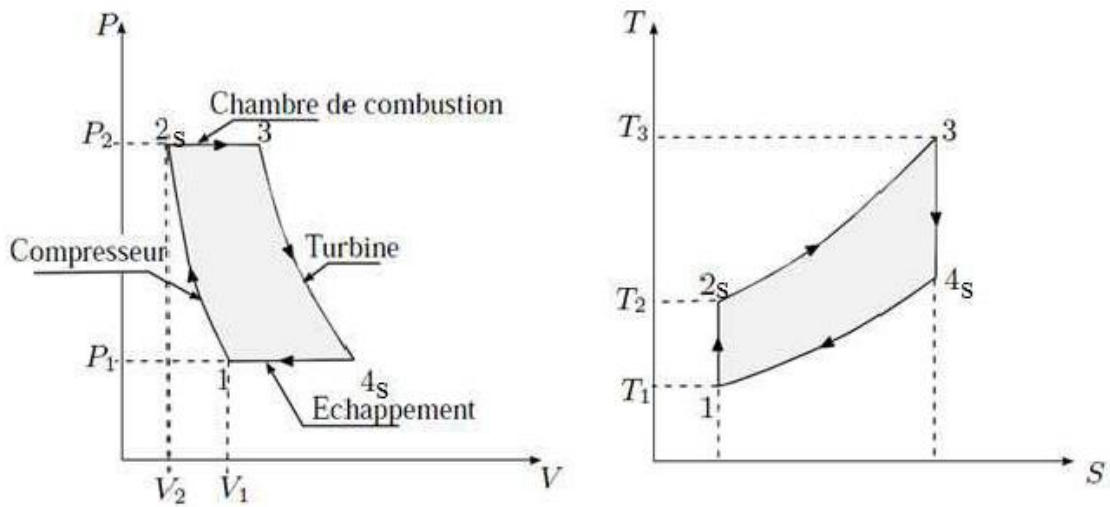


Fig.III. 1: CYCLE THERMODYNAMIQUE DE TURBINE À GAZ.

En considérant que le compresseur et la turbine comme des machines parfaites dont l'efficacité polytropique est égal à l'unité.

III.1.1. Etude de différents séquences

a. Etude de la compression

La température au refoulement du compresseur est donnée par :

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (III.2)$$

Le travail de compression W_c , rapport au Kilogramme de fluide en évolution, a pour compression :

$$W_c = \int_{T_1}^{T_2} C_p(T) dT = C_p T_1 \left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right) \quad (III.3)$$

$$\text{Avec } \tau = \frac{P_2}{P_1}$$

b. Etude de la combustion

La chaleur fournie par la combustion est donnée par :

$$Q = \int_{T_2}^{T_3} C_p(T) dT = C_p T_1 \left(r - \tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right) \quad (III.4)$$

$$\text{Avec : } r = \frac{T_3}{T_1} \quad (III.5)$$

La pression et la température absolue au début et en fin de la détente sont liées par la relation suivante :

c. Etude de la détente

La pression et la température absolue au début et en fin de la détente sont liées par

la relation suivante : $\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{Y-1}{Y}}$ (III. 6)

Le travail massique fourni par la détente est écrit par la relation :

$$W_T = \int_{T_3}^{T_4} C_p(T) dT = C_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\tau^{\frac{Y-1}{Y}}}\right) \quad (III. 7)$$

Le bilan énergétique global du cycle pour un kilogramme de fluide passant par la machines'écrit :

Le travail massique fourni par la détente est écrit par la relation :

$$W_{net} = W_T - W_C = \int_{T_3}^{T_4} C_p(T) dT - \int_{T_1}^{T_2} C_p(T) dT \quad (III. 8)$$

En mettant en évidence le rapport des températures T3/T1 qui caractérise le niveau technologique de la machine on obtient l'expression suivante :

$$W_{net} = \overline{C_p} T_1 \left[\frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{T_4}{T_3}\right) - \left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right) \right] \quad (III. 9)$$

En exprimant les rapports de température T4/T3 et T2/T1 en fonction du rapport de compression on arrive à :

$$W_{net} = \overline{C_p} T_1 \left[\frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\tau^{\frac{Y-1}{Y}}}\right) - \left(\tau^{\frac{Y-1}{Y}} - 1\right) \right] \quad (III. 10)$$

On définit le rendement thermique du cycle comme étant le rapport entre le travail net W_{net} et la quantité de chaleur Q dégagée par la combustion :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q} = \frac{\overline{C_p} ((T_3 - T_4) - (T_2 - T_1))}{\overline{C_p} (T_3 - T_2)} \quad (III. 11)$$

$$\eta_{th} = \frac{(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \quad (III. 12)$$

$$\eta_{th} = \frac{r T_1 \left(1 - \frac{1}{\tau^{\frac{Y-1}{Y}}}\right) - T_1 (\tau^{\frac{Y-1}{Y}} - 1)}{T_1 (r - \tau^{\frac{Y-1}{Y}})} \quad (III. 13)$$

On aura donc en développant l'expression précédente :

$$\eta_{th} = \frac{\tau^{\frac{Y-1}{Y}} - 1}{\tau^{\frac{Y-1}{Y}}} \quad (III. 14)$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\tau^{\frac{Y-1}{Y}}} \quad (III. 15)$$

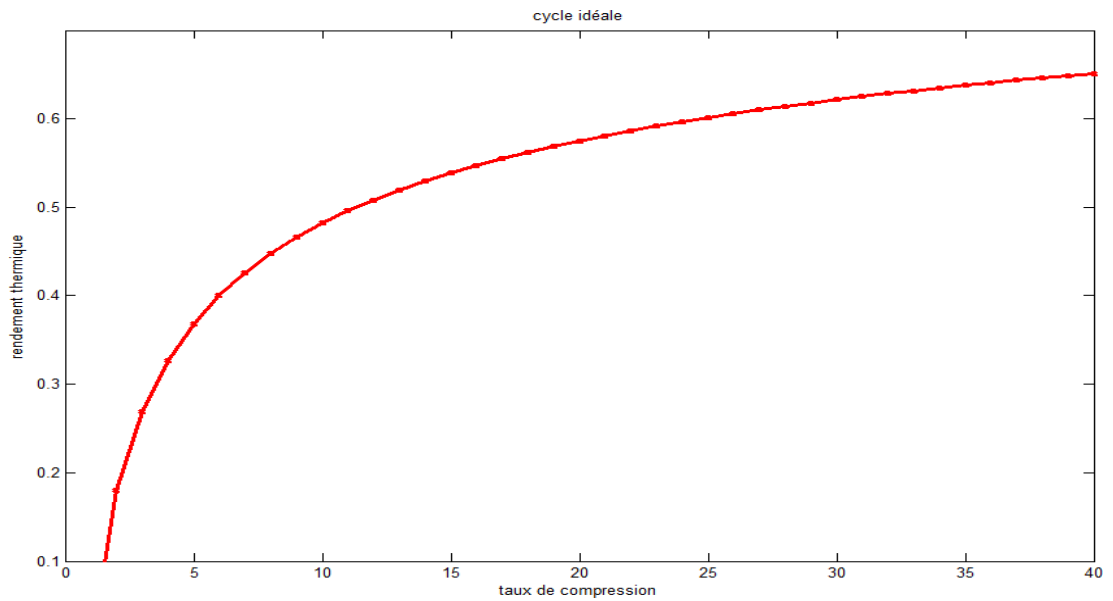


Fig.III. 2: Allure du rendement thermique en fonction du taux de compression dans une TAG à cycle idéal.

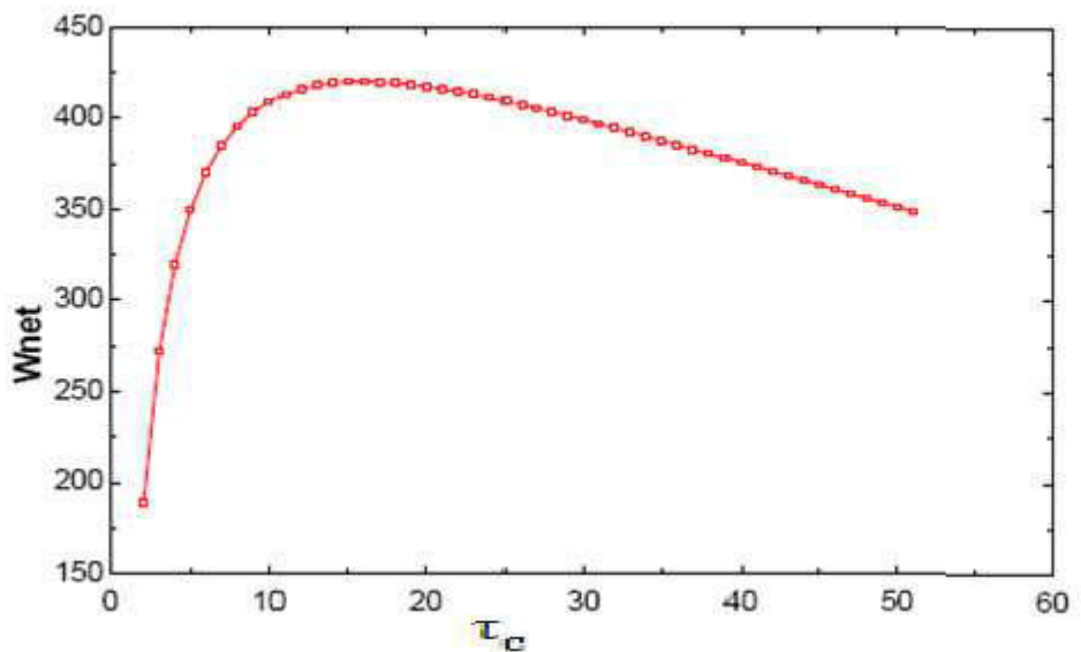


Fig.III. 3: Allure du travail en fonction de taux de compression dans une TAG à cycle idéal.

La figure (III.3) représente l'évolution du travail net de la turbine à gaz en fonction du rapport de compression. Le taux de compression optimal qui donne le W_{net} maximal est obtenu en résolvant l'équation de la dérivée de W_{net} pour à τ optimal :

$$\frac{\partial W_{\text{net}}}{\partial \tau} = 0 \quad (\text{III. 16})$$

L'expression du taux de compression optimal τ_{opt} est comme suit :

$$\tau_{opt} = \left(\frac{T_3}{T_1}\right)^{\frac{\gamma}{2(\gamma-1)}} \quad (III. 17)$$

III.2. 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 (III.4).

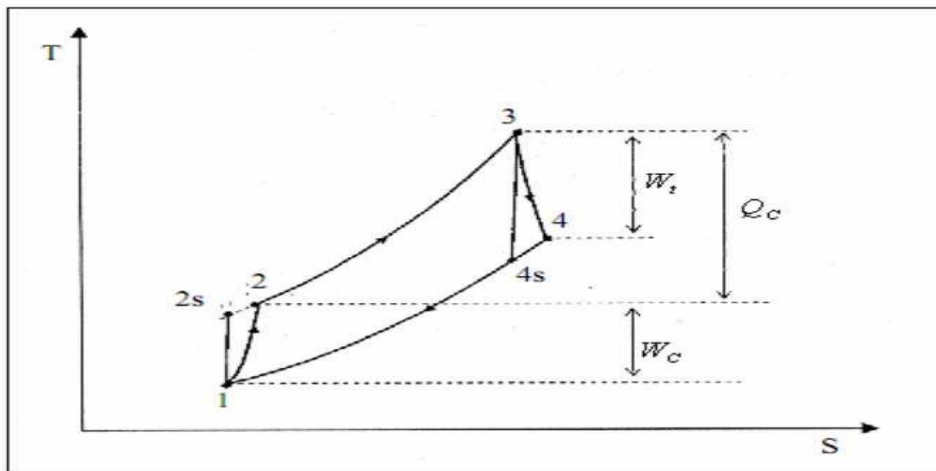


Fig.III. 4:Diagramme T-s pour un cycle réel sans perte de pression.

La compression polytropique (1-2) obéit à la relation suivante :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (III. 18)$$

En absence de travaux de frottement et d'échange avec l'extérieur cette évolution serait isentropique et donne une température T_{2s} où on écrit l'égalité :

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (III. 19)$$

Et par l'utilisation de la notion de rendement polytropique :

$$\eta_{pc} = \frac{\gamma-1}{\gamma} \times \frac{k-1}{k} \quad (III. 20)$$

On peut écrit directement la relation suivante :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \times \frac{1}{\eta_{pc}}} \quad (III. 21)$$

Le travail réel de compression W_C rapporté au kg de fluide en évolution a pour expression :

$$W_C = \int_{T_1}^{T_2} C_p(T) dT = C_p T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \times \frac{1}{\eta_{pc}}} - 1 \right] \quad (\text{III. 22})$$

La quantité de chaleur fournie au fluide moteur Q est :

$$Q = \int_{T_2}^{T_3} C_p(T) dT \quad (\text{III. 23})$$

En utilisant la relation polytropique $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \times \frac{1}{\eta_{pc}}}$ on obtient :

$$Q = C_p \left[T_3 - \left(T_1 \times \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \times \frac{1}{\eta_{pc}}} \right) \right] \quad (\text{III. 24})$$

La détente polytropique (3-4) obéit à la relation :

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (\text{III. 25})$$

En absence de travaux de frottement et d'échange avec l'extérieur, cette évolution serait isentropique et donne une température T_{2s} où on écrit l'égalité :

$$\frac{T_3}{T_{4s}} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{III. 26})$$

et par l'utilisation de la notion de rendement polytropique η_{pT} :

$$\eta_{pT} = \frac{\gamma-1}{\gamma} \times \frac{k-1}{k} \quad (\text{III. 27})$$

On écrit donc :

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \times \frac{1}{\eta_{pT}}} \quad (\text{III. 28})$$

Le travail de la détente réelle dans la turbine W_T est égal :

$$W_T = \int_{T_4}^{T_3} C_p(T) dT \quad (\text{III. 29})$$

Il vient :

$$W_T = \overline{C_p} T_3 \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \times \eta_{pT}}} \right) \quad (\text{III. 30})$$

Le travail net récupéré au cours du cycle W_{net} est égal :

$$W_{net} = W_T - W_C \quad \text{avec} \quad m = \frac{\gamma-1}{\gamma} \quad (\text{III. 31})$$

$$W_{net} = \overline{C_p} (\tau^m - 1) \left(\frac{\eta_T T_3}{\tau^m} - \frac{T_1}{\eta_c} \right) \quad (\text{III. 32})$$

La quantité de chaleur fournie au fluide moteur Q est :

$$Q = \int_{T_2}^{T_3} C_p(T) dT$$

$$Q = \overline{C_p} \left[T_3 - T_1 \left(1 + \frac{\tau^m - 1}{\eta_c} \right) \right] \quad (\text{III. 33})$$

Nous trouvons donc :

Nous définissons le rendement thermique η_{th} du cycle comme étant le rapport du travail net W_{net} sur la quantité de chaleur fournie par la combustion :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q} = \frac{C_p[(\tau^m-1)\left(\frac{\eta_T T_3}{\tau^m} - \frac{T_1}{\eta_C}\right)]}{C_p(T_3-T_1)\left(1+\frac{\tau^m-1}{\eta_C}\right)} \quad (III.34)$$

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q} = \frac{\frac{\tau^m-1}{\tau^m}\left(\frac{\eta_T T_3}{T_1} - \frac{\tau^m}{\eta_T}\right)}{\left(\frac{T_3}{T_1}-1-\frac{\tau^m-1}{\eta_T}\right)} \quad (III.35)$$

$$\eta_{th} = \frac{\tau^m-1}{\tau^m} \left(\frac{r\eta_T - \frac{\tau^m}{\eta_C}}{r-1 - \frac{\tau^m-1}{\eta_C}} \right) \quad (III.36)$$

$$\eta_{th} = \frac{\tau^m-1(r\eta_T\eta_C\tau^m)}{\tau^m((r-1)\eta_C\tau^m+1)} \quad (III.37)$$

On remarque que le rendement du cycle réel est fonction non seulement du Rapport de compression τ mais aussi des rendements isentropiques η_T et η_C de la turbine et du compresseur, ces dernières variables font intervenir une troisième dont le rendement η_{th} en dépend également : le rapport $r = \frac{T_3}{T_1}$ (rapport des températures d'entrée compresseur et de sortie turbine), car on remarque que pour $\eta_T = \eta_C = 1$, le rendement thermique devient égal à :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (III.38)$$

On remarque par ailleurs que le travail net dépend également des paramètres cités précédemment (τ , η_T , r) et que la perte au cours de la détente n'affecte pas l'apport de chaleur produit par la combustion.

III.3.Effet de la température ambiante :

A mesure que la température d'admission du compresseur augmente, le travail spécifique de compression augmente, tandis que le débit massique d'air diminue (en raison d'une diminution de la masse spécifique γ). En conséquence, le rendement de la turbine et le travail utile (et donc la puissance) diminuent. Si la température diminue, le phénomène inverse se produit. La figure (III.5) montre un exemple de la façon dont la puissance, la consommation spécifique et le débit de gaz d'échappement sont influencés par la température ambiante.

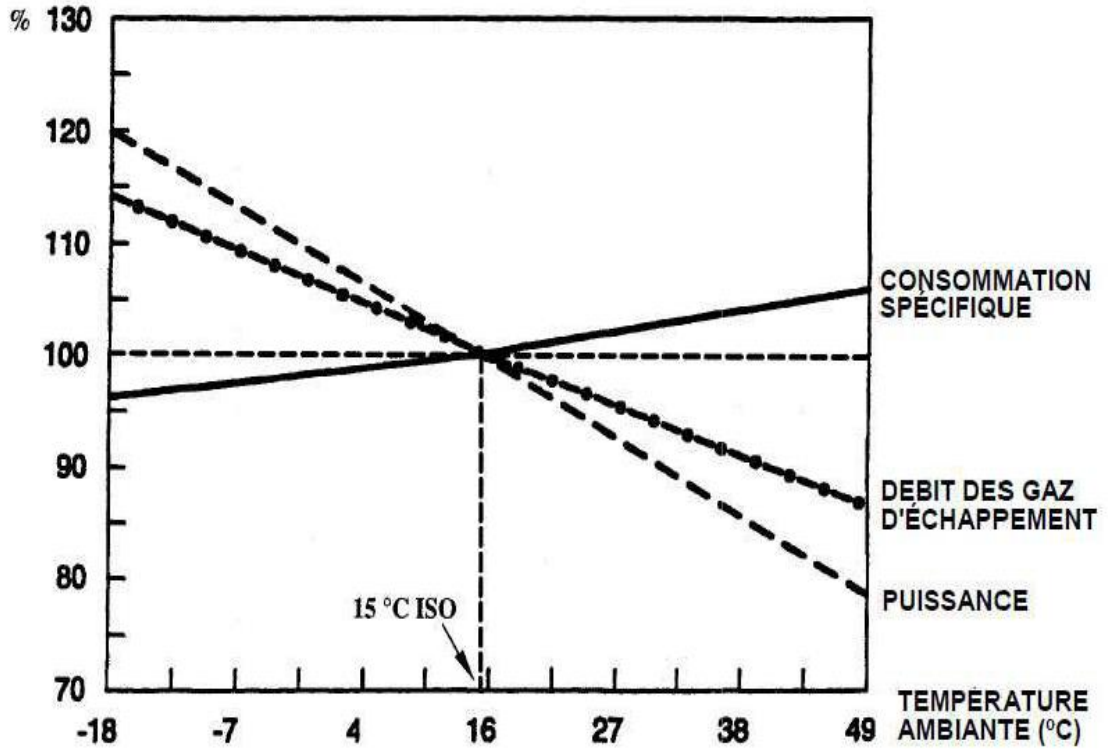


Fig.III. 5Influence de la température ambiante sur les performances d’une turbine à gaz simple.

III.4. Effet de la pression atmosphérique

Si la pression atmosphérique diminue par rapport à la pression de référence ISO le débit massique de l’air diminue (en raison d’une réduction de sa masse spécifique) et la puissance utile et proportionnellement réduite parce qu’elle est proportionnelle au débit massique du gaz. Au contraire les autres paramètres du cycle thermodynamique (HR, ...etc.) ne sont pas influencés. La figure (III.7) montre la puissance utile de la turbine à gaz par rapport à l’altitude d’installation.

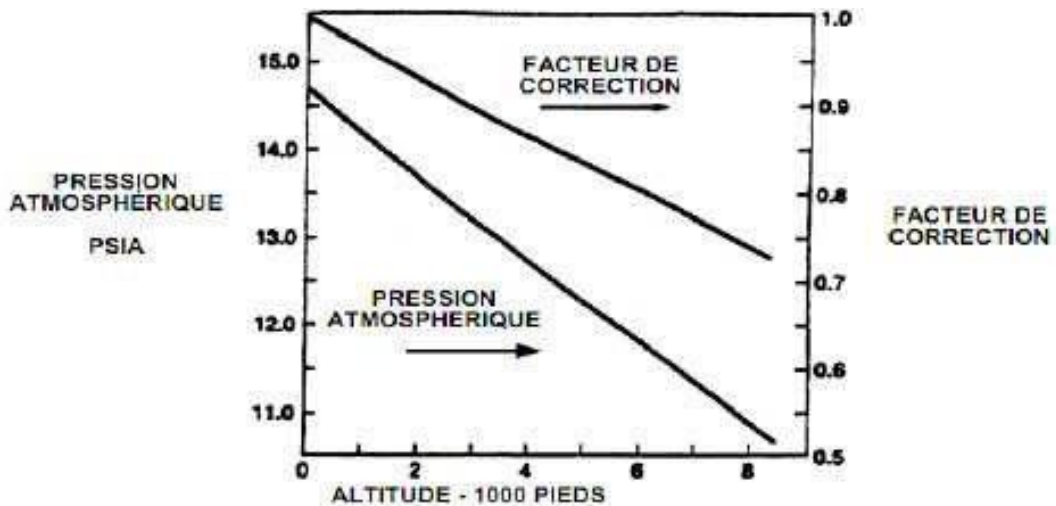


Fig.III. 6:Effet de la pression atmosphérique sur les performances de TAG.

Conclusion

La théorie présentée dans ce chapitre est généralement enseignée dans les études supérieures pour la turbine à gaz est constitué la matière principale de la conception des turbines à gaz sous réserve du monopole de certain notion de conception spécifique à chaque constructeur qui garde secrètement leurs monopoles.

Chapitre IV : Résultats et Interprétations

Introduction

Les résultats de calcul présentés dans ce chapitre sont obtenus sur la base des relations développées en annexe 2. Elles sont imbriquées dans le logiciel Thermoptim. Celui-ci nous permet de visualiser rapidement les paramètres de calcul et de tracer le cycle et les différents paramètres de performances paramétrés par la température ambiante.

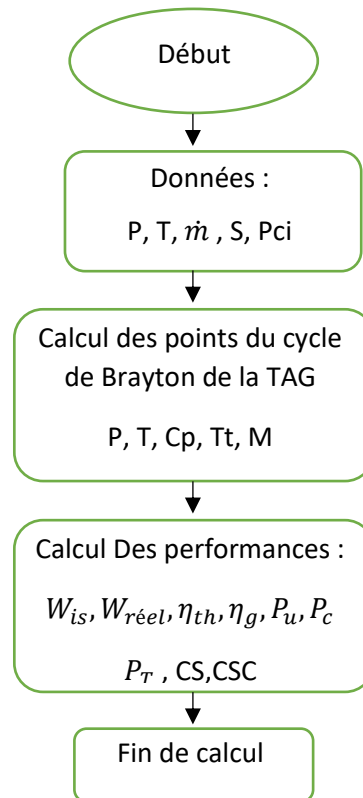
Thermoptim a été conçu pour faciliter le calcul et le traçage de cycle thermodynamique complexe, mais il ne peut se substituer à l'utilisateur pour effectuer l'analyse détaillée du système.

IV.1. Bilan énergétique de la turbine à Gaz V94.3A SGT5-4000F

Tableau IV. 1 : Données de fonctionnement de la TAG sur site et constructeur.

La pression ambiante	$P_0 = P_{atm} = 1.013 \text{ bar}$ (mesurée).
Température ambiante (mesuré)	$T_{amb} = 10^\circ\text{C}$
Débit massique d'air	$\dot{m} = 650 \text{ Kg/s}$
Section d'entrée d'air au compresseur	$S_0 = 15.29 \text{ m}^2$ (diamètre=4,4 m)
Section de sortie d'air au compresseur	$S_1 = 8.43 \text{ m}^2$ (diamètre=3,3 m)
La pression de sortie du compresseur	$P_2 = 14.5 \text{ bar}$
Section de sortie d'air au compresseur	$S_2 = 1.47 \text{ m}^2$
Température d'entrée d'air du compresseur	$T_1 = 281.15 \text{ K}$
Température de sortie d'air du compresseur	$T_2 = 667 \text{ K}$
La pression d'entrée de la chambre de combustion	$P = 14.5 \text{ bar}$
La pression de sortie gaz brûlé au niveau de la chambre combustion	$P_3 = 13.6009 \text{ bar}$
la Température d'entrée de la chambre de combustion	$T_3 = 1430 \text{ K}$
Pouvoir calorifique inférieur	$PCI = 35908,09 \text{ Kj/Kg}$
Débit massique de gaz brûlés	$\dot{m} = 663,06 \text{ kg/s}$
Température d'échappement	$T_4 = 823.5 \text{ K}$

IV.1.1-Schéma de calcul



Sur la base de ce schéma de calcul et des relations de chapitre 03 un calcul de tous les points de cycle et par la suite les paramètres de performances est présenté et détaillé en annexe 2, on présente dans ce qui suit les principaux résultats. Voir les tableaux ci-dessous

Tableau IV. 2: Présentation des résultats de cycle.

Masse volumique d'air à l'entrée du diffuseur.	$\rho_0 = 1,2469\text{Kg/m}^3$
Vitesse du son.	$a_0 = 337,4108\text{m/s}$
Vitesse d'air.	$V_0 = 34.0937\text{m/s}$
Nombre de Mach.	$M_0 = 0.1010$
Variation enthalpie statique d'air.	$\Delta H = -1.3307\text{Kj/Kg}$
La vitesse d'écoulement d'air	$V_1 = 61.8378\text{m/s}$
Température statique à la sortie du diffuseur.	$T_1 = 281,67\text{ K}$
Vitesse locale du son à la sortie du diffuseur.	$a_1 = 336,6171\text{m/s}$

Pression statique à la sortie.	$P_1 = 0,9964 \text{ bar}$
Température totale.	$T_{t1} = 283,577\text{K}$
Pression totale.	$P_{t1} = 0,9731 \text{ bar}$
Masse volumique à la sortie du compresseur.	$\rho_2 = 7,5730 \text{ kg/m}^3$
Vitesse à la sortie du compresseur.	$V_2 = 58,3886\text{m/s}$
Vitesse du son à la sortie du compresseur.	$a_2 = 516,9072\text{m/s}$
Nombre de mach à la sortie du compresseur.	$M_2 = 0,1129$
Température totale à la sortie du compresseur.	$T_{t2} = 668,6812\text{K}$
Pression totale à la sortie du compresseur	$P_{t2} = 14,8442 \text{ bar}$
Taux de compression	$\tau=15$
Température isentropique du compresseur	$T_{t2is} = 612.2308 \text{ K}$
Masse moléculaire du mélange gazeux	$Mm = 29,3785 \text{ g/mol}$
Constante du mélange gazeux	$r = 287,0575 \text{ J/KgK}$
Spécifique du mélange.	$\overline{C_p} = 1,2445\text{Kj/KgK}$
Masse volumique de gaz brûlé.	$\rho_3 = 3,5882 \text{ kg/m}^3$
Vitesse à la sortie de la chambre de combustion.	$V_3 = 157.6394\text{m/s}$
Vitesse du son de la chambre de combustion.	$a_3 = 728,9321\text{m/s}$
Nombre de mach à la sortie chambre de combustion.	$M_3 = 0,2152$
Température totale à la sortie de la chambre de combustion.	$T_{t3} = 1439,7482\text{K}$
Pression statique de la chambre de la combustion.	$P_3 = 13,6009 \text{ bar}$
Pression totale de la chambre de la combustion.	$P_{t3} = 14,0122\text{bar}$
Perte relative de pression de la chambre de la combustion.	$\Delta P = 0.832 \text{ bar}$
Température isentropique totale.	$T_{4is} = 766,6390\text{K}$
Masse volumique.	$\rho_4 = 0,4345 \text{ kg/m}^3$
Vitesse à la sortie de la turbine.	$V_4 = 113,3975\text{m/s}$
Vitesse du son de la turbine.	$a_4 = 562,1884\text{m/s}$
Nombre de mach à la sortie de la turbine	$M_4 = 0.2017$
Température totale à la sortie de la turbine T_{t4}	$T_{t4} = 829,1451 \text{ K}$
Taux de la détente	$\varepsilon = 14,76$

Tableau. IV. 3: Présentation des résultats de Performances la TAG.

Rendement du diffuseur	$\eta_D = 96,731\%$
Rendement isentropique du compresseur	$\eta_{ISC} = 80.70\%$
Rendement poly tropique du compresseur	$\eta_{Pc} = 90.00\%$
Travail réel du compresseur	$W_C = 388,1850\text{KJ/Kg}$
Travail idéal du compresseur	$W_{isc} = 313.2830 \text{ KJ/Kg}$
Travail réel de la turbine	$W_T = 743,7751\text{Kj/Kg}$
Travail idéal de la turbine	$W_{Tis} = 819,9143\text{Kj/Kg}$
Rendement idéal de la turbine	$\eta_{Tis} = 90,71\%$
Rendement polytropique de la turbine	$\eta_P = 86,54 \%$
Rendement de la turbine	$\eta_T = 90.71\%$
Travail utile	$W_u = 355,7342\text{KJ/Kg}$
Puissance de la turbine	$P_T = 497,2879 \text{ MW}$
Puissance du compresseur	$P_c = 252,226\text{MW}$
Puissance utile	$P_u = 245,0619\text{MW}$
Rendement thermique	$\eta_{th} = 38,06 \%$
Rendement global	$\eta_g = 36,39 \%$
La consommation spécifique	$CS = 9811,9378 \text{ Kj/KWh}$
La consommation spécifique CS du carburant	$CSC = 0,2014 \text{ kg/Kwh}$

IV.2. Représentation de la turbine à gaz Simple sur THERMOPTIM et calculer son rendement

IV.2.1. Logiciel Thermoptim

Une deuxième procédure de calcul est utilisée à savoir le simulateur Thermoptim, qui consiste ont un logiciel de calcul spécifique à la turbine à gaz

a. Création du schéma :

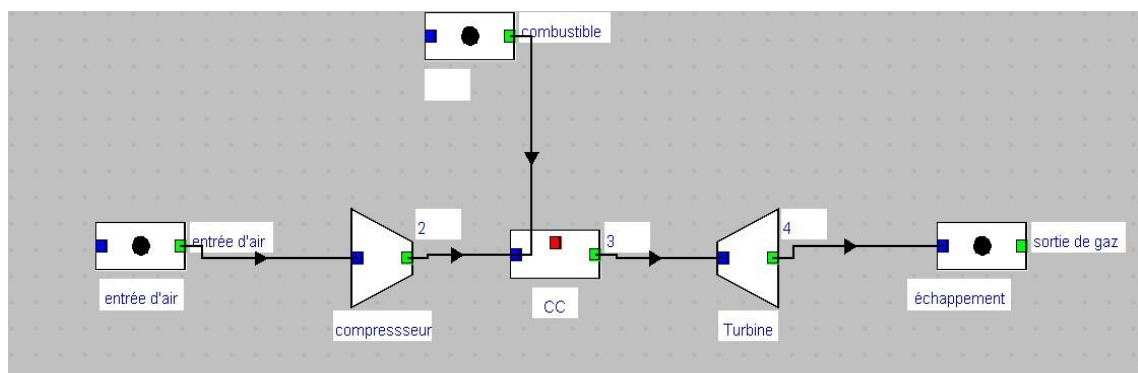


FIG.IV.1: SCHÉMA DE LA TAG SIEMENS V94.3ASGT5-4000F

Ce schéma généralement est utilisé dans les armoires pour des raisons de rapidité

Une turbine à gaz brûlant du gaz naturel sans dissociation aspire de l'air à 10 °C et 0.9966 bar et le comprime à 14.949 bar avec un débit de 650 Kg/s dans un compresseur de rendement polytropique 0.8976, puis les gaz brûlés sont détendus dans une turbine de rendement poly- tropique 0.8654, La température d'entrée turbine est 1166.74 °C.

b. Paramétrage des points

b.1. L'entrée d'air et la compression

Fig.IV. 1: SCHÉMA DE LA TAG SIEMENS V94.3ASGT5-4000F

Le cycle a été modélisé en utilisant l'analyse thermodynamique pour la turbine à gaz simple. Pour Les conditions d'entrée "température ambiante et la pression"

- Entrez l'état du corps au point "entrée d'air". On connaît sa pression (0.9966 bar) et sa température (10°C).
- Pour le point (2), sa pression est 'p = 14.949' bar et sa température 386.41°C, rendement polytropique égale 89.76%.

The screenshot shows a software interface for configuring a compressor simulation. The main parameters are as follows:

Parameter	Value
transfo	compresseur
type	compression
type énergie	utile
point amont	entrée d'air
T (°C)	10
P (bar)	0,9966
h (kJ/kg)	-14,88
titre	1
point aval	2
T (°C)	386,41
P (bar)	14,949
h (kJ/kg)	372,48
titre	1
débit (kg/s)	650
m Δh (kW)	251 781,24
Q	0
rend. polytropique	0,8976
exposant polytropique	1,45402
rapport de pression (>= 1)	15

Additional settings include: débit imposé, système ouvert, adiabatique, référence polytropique, and Imposer le rendement et calculer la transfo.

Fig.IV. 2: au niveau de l'entrée de l'air et la compression.

b.2. Chambre de combustion et la détente par la turbine

- Le point 3 est à P = 14.949 bar et T = 1166.74 °C correspondant à la fin de la combustion.
- Le point 4 est à 1.0128 bar et 550.69°C avec rendement polytropique égale à 86.54%.

transfo CC type combustion

type énergie payante

point amont 2

T (°C) 386,41

P (bar) 14,949

h (kJ/kg) 372,48

titre 1

point aval 3

T (°C) 1 166,74

P (bar) 14,949

h (kJ/kg) 1 325,22

titre 1

débit imposé débit (kg/s) 663,065344

m Δh (kW) 636 596,52

W 0

combustible carburant

type CHa

prémélangé

dissociation

rendt. combustion 1

rendement chambre 1

Calculer lambda 2,9826

Calculer T 1 166,74

Imposer le débit de combustible

pression imposée

volume imposé

température imposée

par le point amont

par l'utilisateur

Sauver Supprimer Fermer

liens système fermé système ouvert observée tech. design

Fig.IV. 3: au niveau de la combustion

transfo Turbine type détente

type énergie utile

point amont 3

T (°C) 1 166,74

P (bar) 14,949

h (kJ/kg) 1 325,22

titre 1

point aval 4

T (°C) 550,69

P (bar) 1,0128

h (kJ/kg) 573,65

titre 1

débit imposé débit (kg/s) 663,0654354

m Δh (kW) -498 337,21

Q 0

adiabatique non adiabatique

référence isentropique référence polytropique

rend. polytropique 0,86539

exposant polytropique 1,26169

rapport de détente (>= 1) 14,76

calculé imposé

Imposer le rendement et calculer la transfo

Calculer le rendement, le point aval étant connu

mécaniquement équilibrée avec

Sauver Supprimer Fermer

liens système fermé système ouvert observée tech. design

Fig.IV. 4: au niveau de la détente de la turbine

b.3. La composition du gaz de combustion et de l'air

Le gaz utilisé est de composition, voir tableau suivant dans les conditions sous pression de 28.5 bars et à 30°C de température.

De l'air a été aspirée et comprimé par un débit de 650 Kg/s avec la composition suivante :

La première colonne de chiffres à gauche indique si la saisie est faite en variables molaires ou massiques

nom du composant	fraction molaire	fraction massique
CH4 ` methane	0,871	0,758966
C2H6 ` ethane	0,088	0,1437279
C3H8 ` propane	0,025	0,05987759
C4H10 ` n-butane	0,008	0,02525591
N2	0,008	0,01217253

Édition des lignes Insérer Copier Supprimer PCI kJ/kg = 48 713,22 PCS kJ/kg = 53 848,76

Fig.IV. 5:paramétrage du gaz naturel.

projet : Turbine à Gaz Siemens V94.3A observée < >

point : combustible liens

corps : gaz de montoir afficher Dupliquer Sauver

mélange externe Supprimer Fermer

Système ouvert (T,P,h) Système fermé (T,v,u) Mélanges humides

P (bar) : 28,5 P et T connus

 h (kJ/kg) : 10,83669442 P et h connus

 s (kJ/kg/K) : -1,24925958 P et s connus

 exergie (kJ/kg) : 370,8108

T (°C) : 30

T (K) : 303,15

u (kJ/kg) : 8,51105519

s (kJ/kg/K) : -1,24925958

V (m3/kg) : 0,0480338976

Cp (J/kg/K) : 2 111,55

Cv (J/kg/K) : 1 659,97

gamma : 1,27204

Calculer

Fig.IV. 6: représente la composition du combustible.

c. Rendement thermique et résultat

Le rendement thermique de la TAG du cycle simple obtenu est de 38.73% avec une énergie utile égale à 246.555 MW.

Nom du projet : Turbine à Gaz Siemens V94.3A Schéma associé

6 POINTS

nom du point	corps	P (bar)	T (°C)
entrée d'air	air	0,9966	10
2	air	14,949	386,40811
combustible	gaz de montoir	28,5	30
3	gaz_brulés	14,949	1 166,74
4	gaz_brulés	1,0128	550,69033
sortie de gaz	gaz_brulés	1	550,69

4 TRANSFOS

nom transfo	point amont	point aval	type transfo
combustible	combustible	combustible	échange
compresseur	entrée d'air	2	compression
CC	2	3	combustion
Turbine	3	4	détente

NOEUDS

nom	type	veine principale

Turbine à Gaz Siemens V94.3A

Bilan

efficacité: 0,387
 énergie utile: 246 555,97
 énergie payante: 636 596,52

Recalculer débit auto
 verrouillé

types invalidés: 3 unité de débit: kg/s
 types calculables: 2

ECHANGEURS DE CHALEUR

Fig.IV. 7:le bilan énergétique final de la TAG.

Titre du cycle: Turbine a qaz V94.3A

Descriptif: turbine a gaz avec cycle simple de vrayton

Les deux premières colonnes de chiffres à gauche définissent les variables d'état d'entrée pour les calculs

nom du point	température T (°C)	pression P	enthalpie h	entropie s	chaleur massique	volume v
entrée d'air	10	0,9966	-14,8794	0,111453	1 001,74	0,815719
2	386,40811	14,949	372,47635	0,200159	1 067,56	0,126674
3	1 166,74	14,949	1 325,21803	1,22848	1 273,53	0,280359
4	550,69033	1,0128	573,65237	1,33394	1 155,38	2,36763

Insérer Copier Supprimer Recalculer Valider Imprimer Annuler

Fig.IV. 8:résultat de chaque état obtenu par THERMOPTIM.

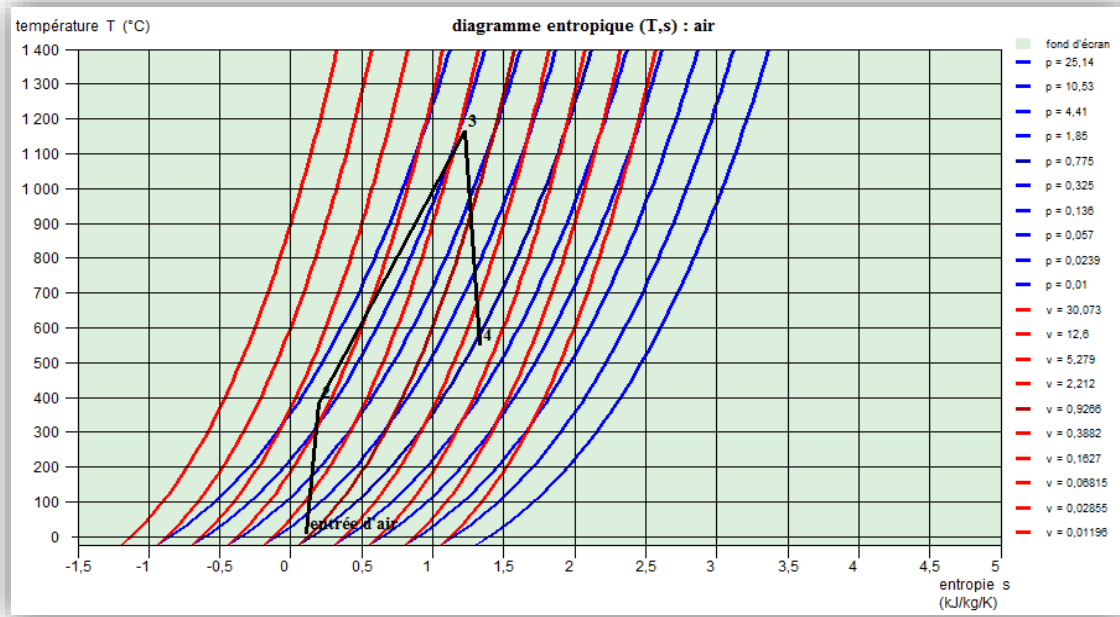


Fig.IV. 9: représente le cycle simple de la TAG dans le diagramme entropique

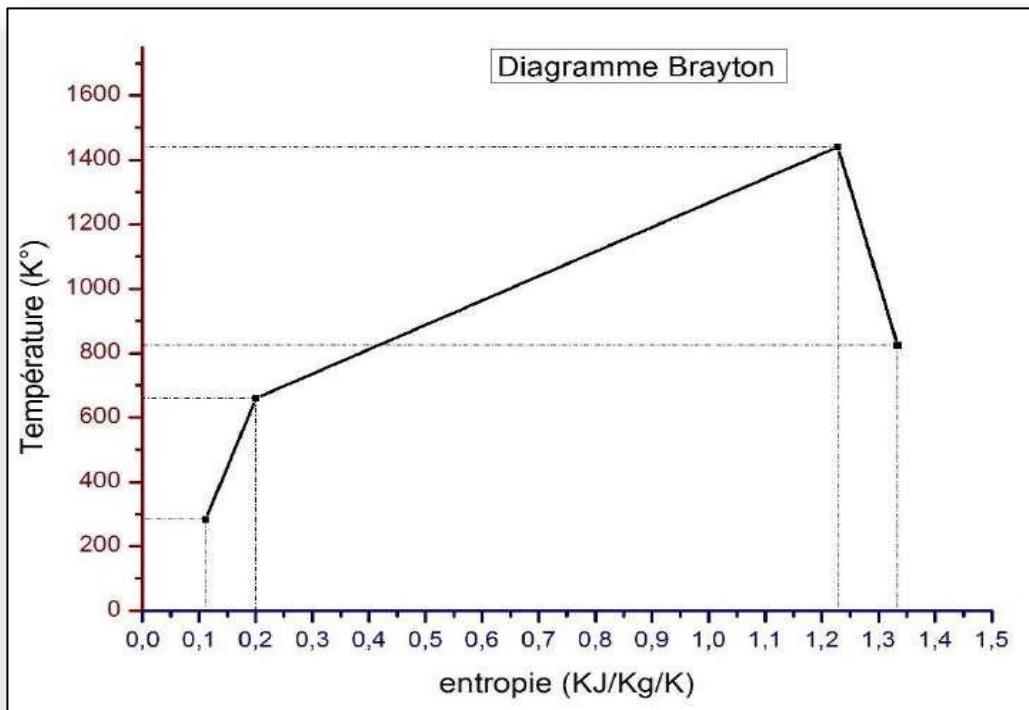


Fig.IV. 10:tracer du cycle de brayton de la TAG.

IV.3. Discussion

Les pertes de pression sont supposées dans cette étude. L'effet du rendement thermique, de la puissance et de la consommation de carburant spécifique sur les conditions de fonctionnement est analysé dans la section suivante.

IV.3.1. Effet de la Température ambiante sur les performances

Tableau. IV. 4: Montre effet de la température ambiante sur le rendement et l'énergie utile de la TAG.

°C	%	kg/s	MW	MW	KJ/KWH	Kg/KWH
Température	Rendement	Débit gaz	Énergie utile	Énergie payante	CS	CSC
0	39,15	13,4072	255,7817	653,2539	9194,2280	0,1887
5	38,94	13,2361	251,1647	644,9210	9243,8053	0,1897
10	38,7	13,0653	246,5559	636,5965	9295,0480	0,1908
20	38,28	12,7241	237,3358	619,9736	9403,9956	0,1930
30	37,81	12,3837	228,1804	603,3871	9519,6289	0,1954
40	37,32	12,0441	219,0643	586,8388	9643,8215	0,1979

Le tableau montre qu'avec l'augmentation de la température ambiante le rendement, débit de gaz, énergie utile (turbine et compresseur) et payante (chambre de combustion) diminuent excepté la consommation spécifique qui augmente. L'ordre de grandeur de la puissance utile est la même que celle du constructeur voire exact. (Voir courbe ci-dessous).

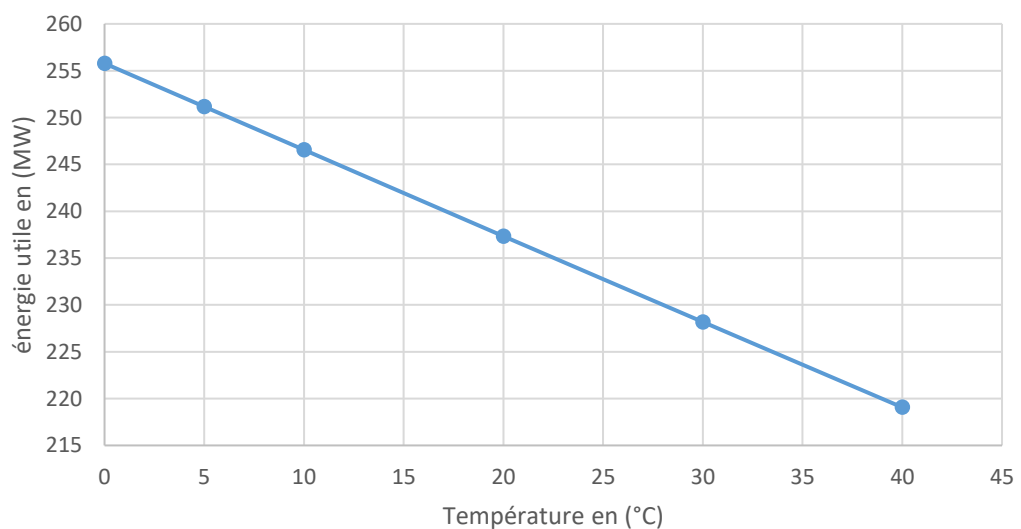


Fig.IV. 11: variation d'énergie utile en fonction de la température.

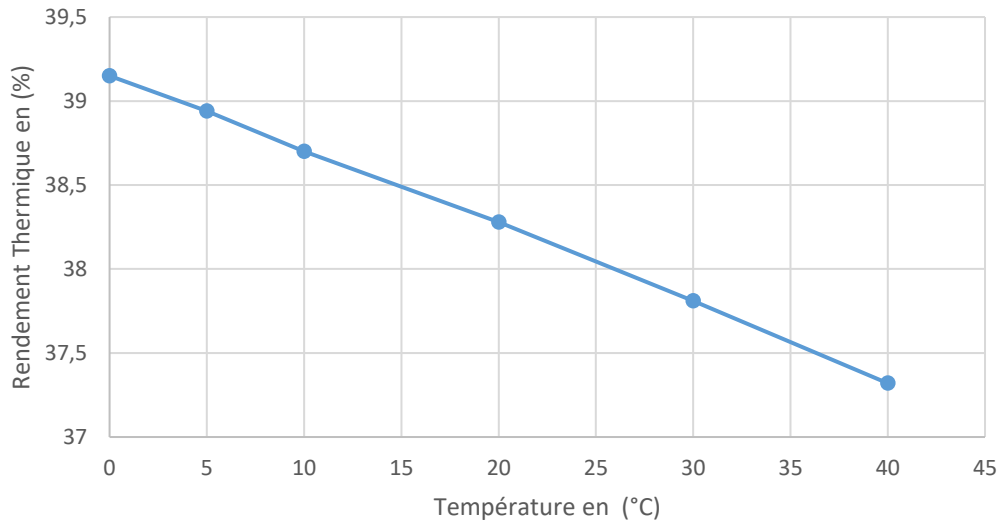


Fig.IV. 13: Effet de la températures ambiantes sur le rendement thermique.

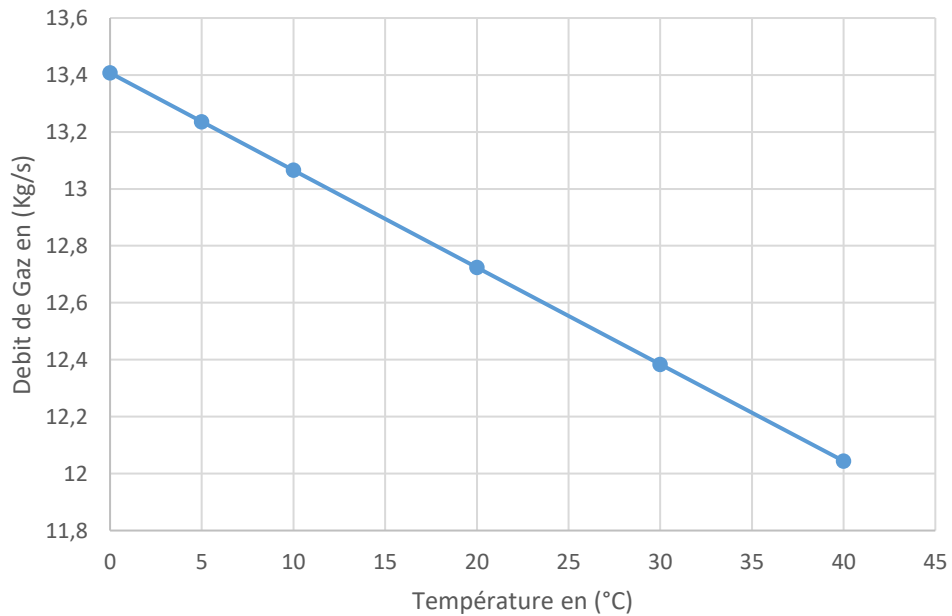


Fig.IV. 12: Effet de la températures ambiantes sur le débit de gaz.

La figure IV.12et IV.13 : du débit de gaz et du rendement pour les différentes températures ambiantes.

Illustre un compromis entre débit de gaz et de rendement, il est nécessaire de choisir une température qui assure meilleur rendement et moindre de consommation de gaz d'où un préchauffage en hiver (par prélèvement de la chaleur de gaz brûlés, au niveau de compresseur et un refroidissement à été.

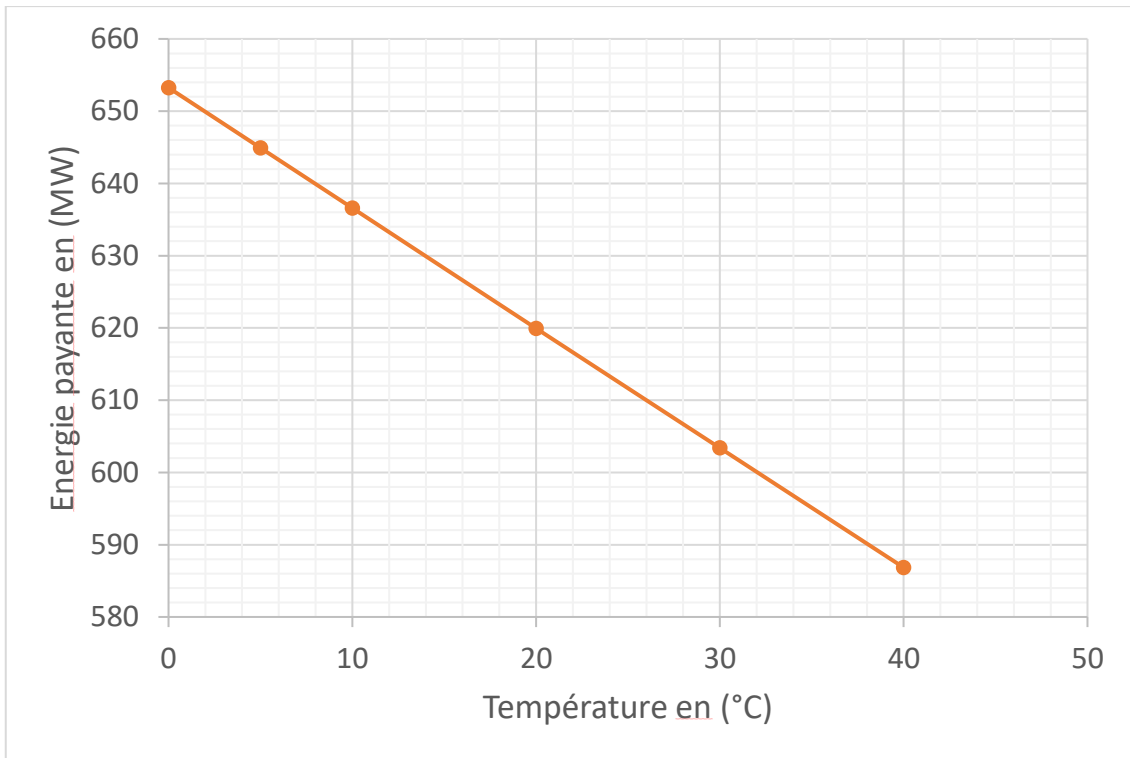


Fig.IV. 14: évolution de l'énergie payante en fonction de la température.

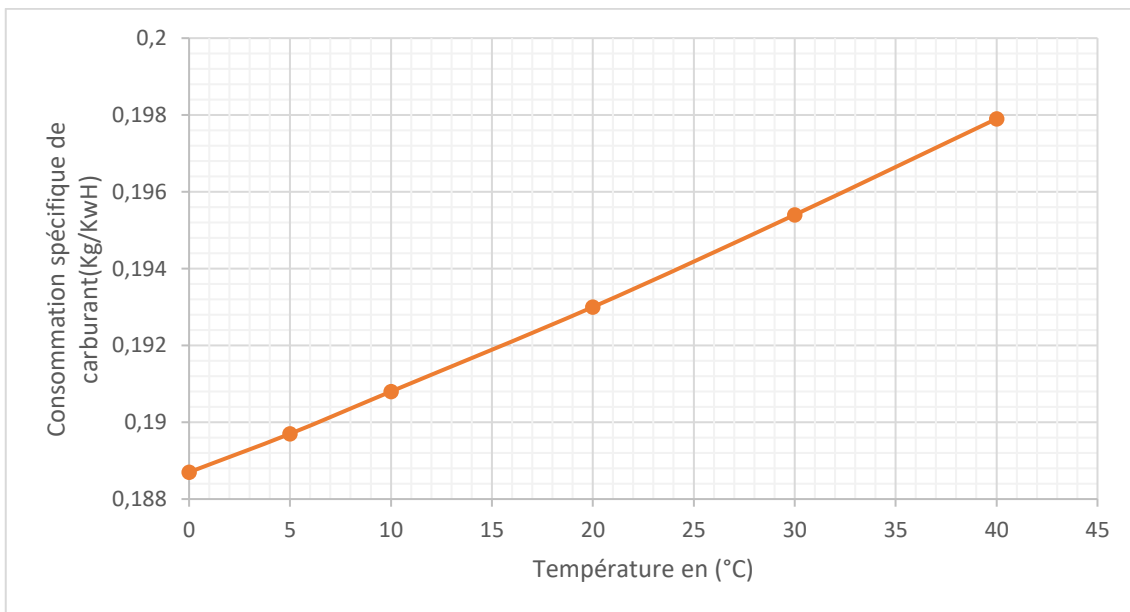


Fig.IV. 15: évolution de la consommation de carburant en fonction de température.

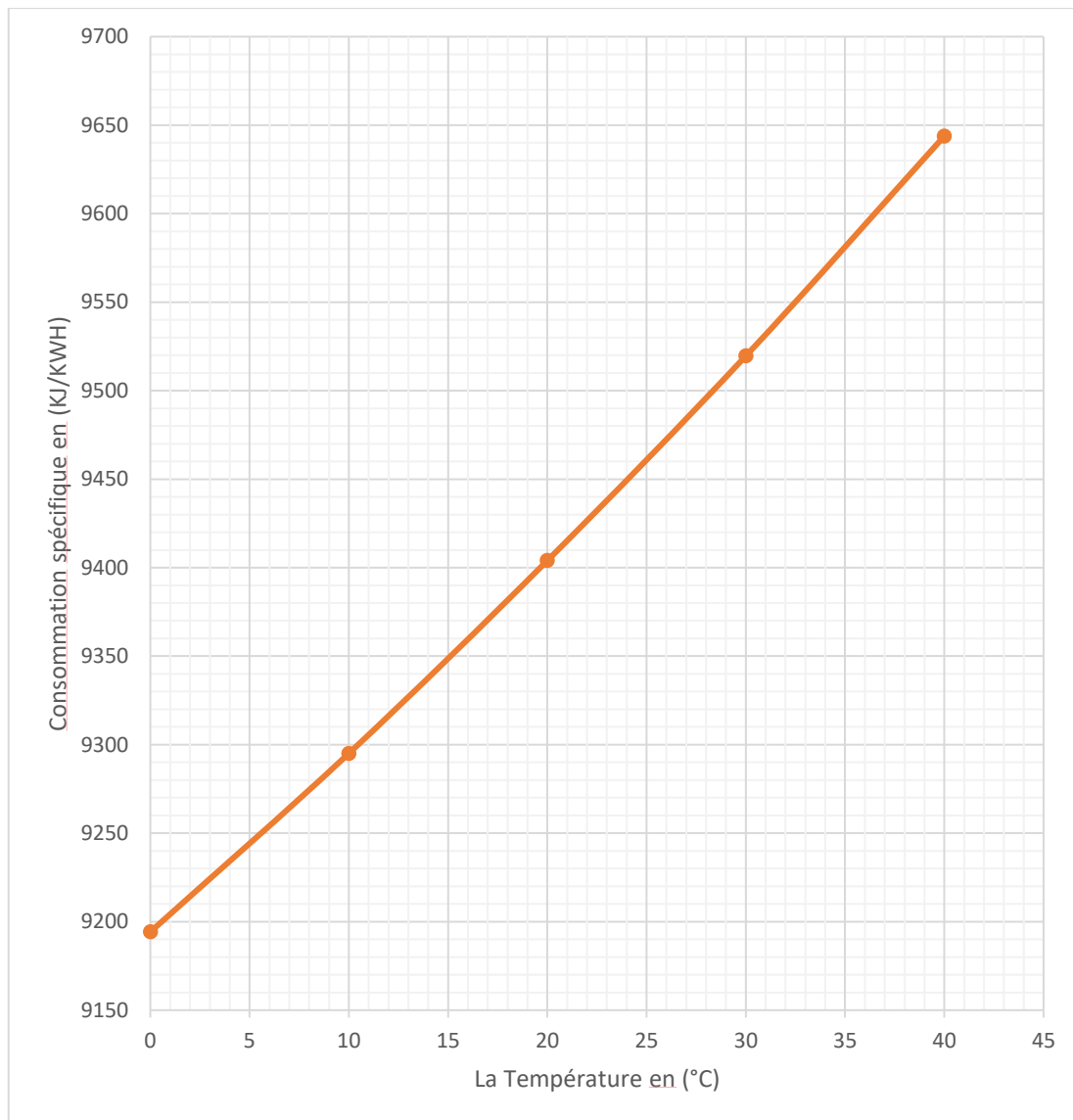


Fig.IV. 16: effet de la Température sur la consommation spécifique .

On constate que l'énergie payante figure IV.15 diminue avec l'augmentation de la température, ce qui est logique car à froid d'où fournit plus d'énergie, écart de température importante à vaincre (l'inertie thermique) inversement se produit pour la consommation spécifique et consommation de carburant figure IV.14 et 15,16.

IV.3.2. Effet de taux de compression et de la température ambiante sur les paramètres de performances

Le logiciel Thermoptim permet aussi de mettre en évidence l'effet de taux de compression pour différentes températures ambiantes ou de refroidissement, les résultats de calcul sont consignés dans les tableaux ci-dessous :

Tableau. IV.5: Effet de la température et le taux de compression.

Turbine à gaz simple à T = 5°C				
	%	MW	MW	Kg/s
τ	η	Énergie utile	Énergie payante	Débit gaz
4	23.97	193,1803	805,7943	16,53
8	32.94	240,3616	729,5831	14,97
10	35.40	248,2961	701,3677	14,39
12	37.24	252,0709	676,8414	13,89
14	38.68	253,3778	655,0291	13,44
16	39.83	253,0435	635,2862	13,03
20	41,55	249,5107	600,4888	12,32
Turbine à gaz simple à T = 10°C				
	%	MW	MW	Kg/s
τ	η	Énergie utile	Énergie payante	Débit gaz
4	23,90	191,2711	800,2560	16,42
8	32,81	237,1613	722,7067	14,83
10	35,24	244,6252	693,9975	14,24
12	37,06	248,0119	669,0607	13,73
14	38,48	248,9324	646,8671	13,27
16	39,60	248,2682	626,7996	12,86
20	41,28	244,1372	591,4131	12,13
Turbine à gaz simple à T = 20°C				
	%	MW	MW	Kg/s
τ	η	Énergie Utile	Énergie payante	Débit Gaz
4	23,76	187,5172	789,1832	16,19
8	32,50	230,8045	708,9684	14,55
10	34,93	237,2903	679,2934	13,94
12	36,70	239,8685	653,5314	13,41
14	38,06	240,0676	630,5987	12,94
16	39,15	238,7695	609,8510	12,51
20	40,72	233,4914	573,3090	11,76
Turbine à gaz simple à T = 25°C				
	%	MW	MW	Kg/s
τ	η	Énergie Utile	Énergie payante	Débit Gaz
4	23,68	185,6000	783,6350	16,08
8	32,41	227,6193	702,1067	14,40
10	34,77	233,6840	671,9598	13,79
12	36,51	235,8146	645,7551	13,25
14	37,85	235,6501	622,4649	12,77
16	38,91	234,0190	601,3895	12,34
20	40,43	228,1924	564,2812	11,58
Turbine à gaz simple à T = 35°C				
	%	MW	MW	Kg/s
τ	η	Énergie Utile	Énergie payante	Débit Gaz
4	23,53	181,8429	772,5549	15,85
8	32,14	221,2939	688,3979	14,12
10	34,44	226,3988	657,2746	13,48
12	36,13	227,7388	630,2637	12,93

14	37,41	226,8455	606,2270	12,44
16	38,42	224,5731	584,4929	11,99
20	39,83	217,5617	546,2187	11,21

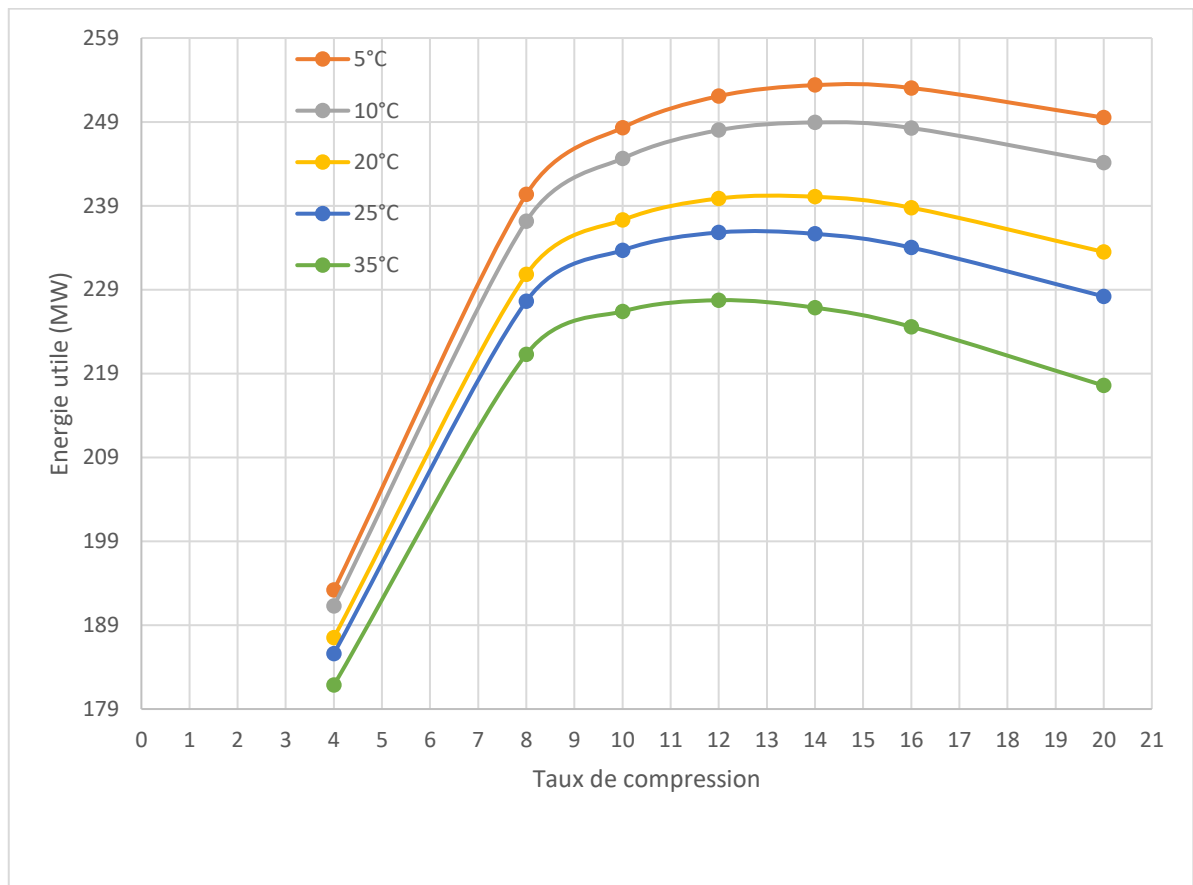


Fig.IV. 17:Effet de taux de compression sur l'énergie utile pour différentes températures ambiantes.

La figure illustre l'évolution de l'énergie utile en fonction du taux de compression et pour des températures ambiantes allant de 5,10,20,25 et 35.

On constate que l'énergie utile présente la même allure et qu'elle présente un maximum, pour un taux de compression donnée, ce maximum est d'autant plus décalé vers la droite donc pour des taux de compression élevés et ce pour différentes températures ambiantes, quant à la température ambiante augmente la courbe de l'énergie est décalé vers le bas. Idem pour les courbes de rendements et débit de gaz.

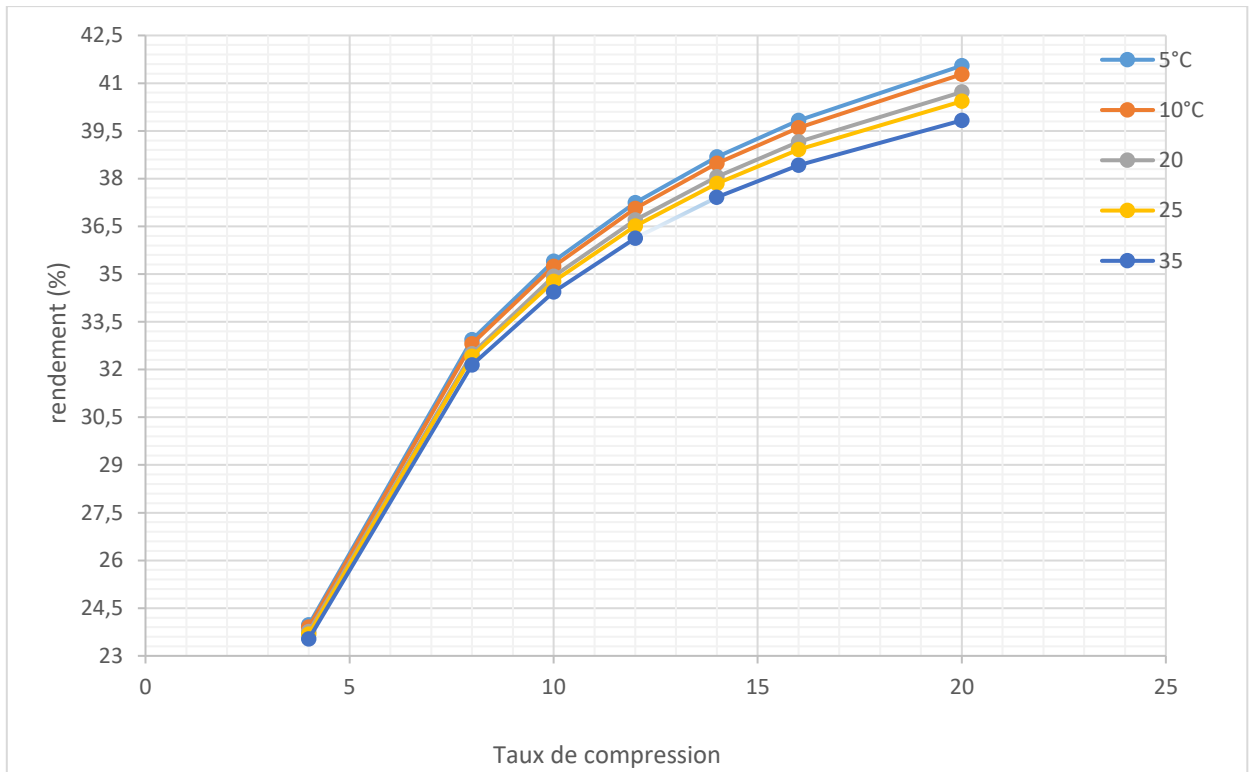


Fig.IV. 18: variation de rendement en fonction de différents taux de compression et de température.

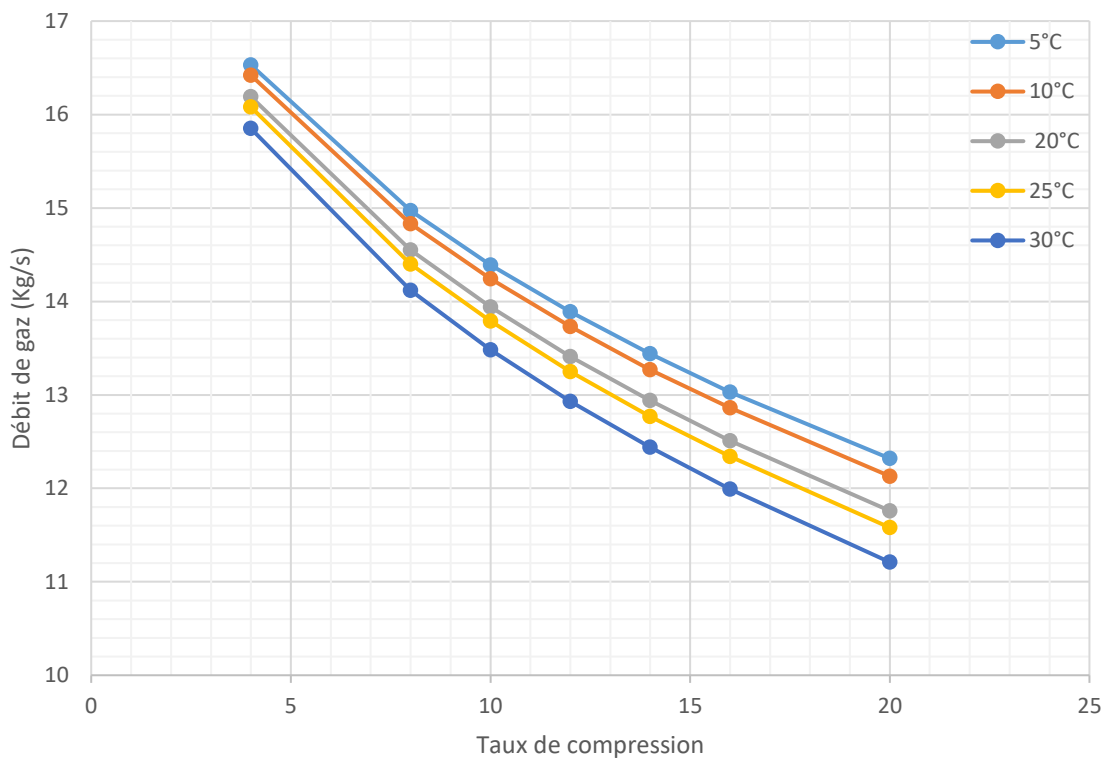


Fig.IV. 19: Variation de débit de gaz en fonction de différents taux de compression et température .

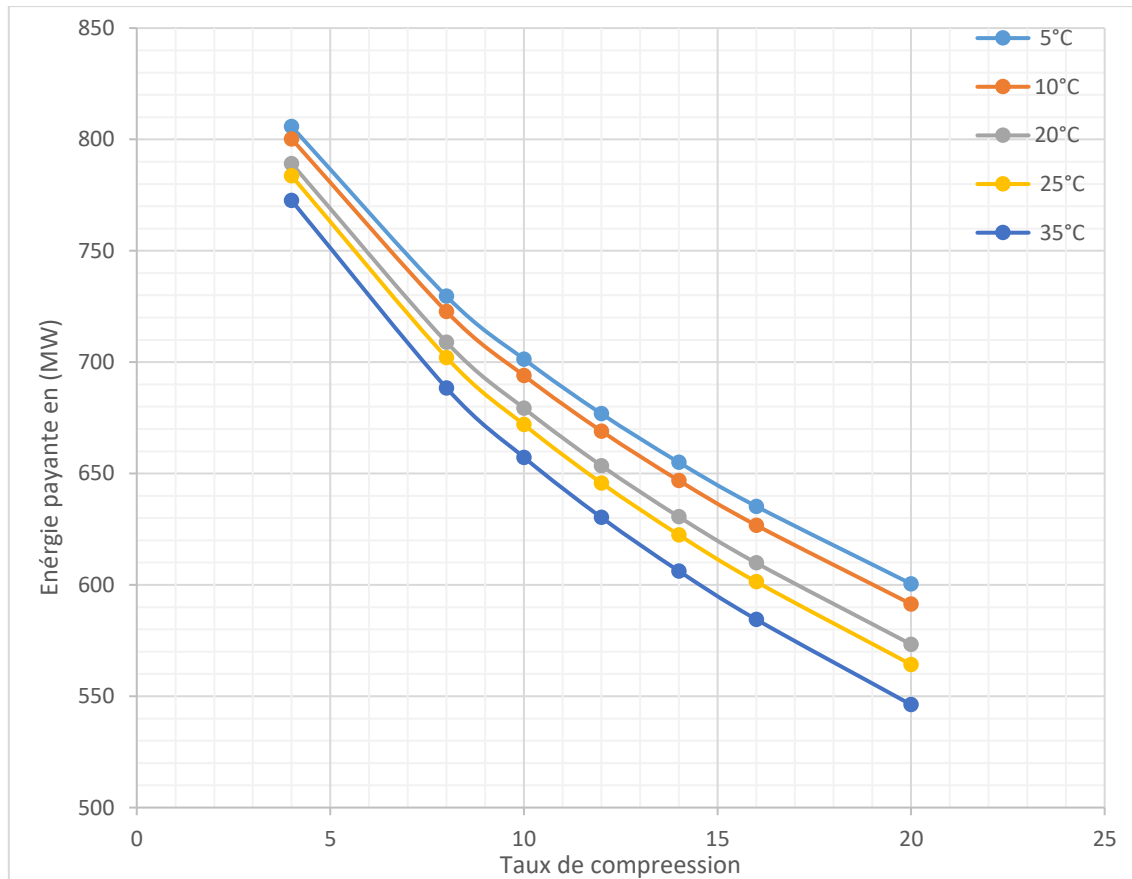


Fig.IV. 20: Effet de la température et taux de compression sur énergie payante.

La température et le taux de compression en augmentent dans le même sens sur l'énergie payante en effet à froid l'inertie thermique est importante à basse température .

Conclusion

On conclut sur la base des résultats et des courbes obtenues que :

- A mesure que la température d'admission du compresseur augmente, le travail spécifique de compression augmente, tandis que le débit massique d'air diminue (en raison d'une diminution de la masse spécifique γ). En conséquence, le rendement de la turbine et le travail utile (et donc la puissance) diminuent. Si la température diminue, le phénomène inverse se produit.

- Si la pression atmosphérique diminue par rapport à la pression de référence ISO le débit massique de l'air diminue (en raison d'une réduction de sa masse spécifique) et la puissance utile et proportionnellement réduite parce qu'elle est proportionnelle au débit massique du gaz.

Donc la température et la pression influent directement sur les performances de la turbine à gaz.

Conclusion générale

On présente notre travail sur la turbine à gaz sous forme de synthèse :

-L'étude présentée, concerne le calcul thermodynamique des paramètres du cycle de la turbine à gaz type à gaz (3% de contribution au réseau national).

-Les Siemens implantée à Berrouaghia dont la puissance totale et de 542 MW pour 2 turbines paramètres de performances rendement thermique, puissance utile, consommation spécifique pour chaque turbine ont été aussi calculés.

-l'ordre de grandeur obtenue et le même que celui du constructeur de même que ceux d'utilisation sur site de la turbine de Berrouaghia.

-le simulateur ThermoOptim à titre de vérification donne les mêmes résultats.

-Ce qui donne confiance à son utilisation.

-Il est recommandées pour les prochaines études de faire une synthèse sur les différentes technologies de refroidissement de l'air à l'entrée d'une turbine à gaz et adapter la meilleure pour la Turbine à gaz Berrouaghia.

- Une comparaison qualitative et quantitative entre les différentes techniques doit être faite pour le bon choix du type de système de refroidissement.

-Il faut noter qu'au site de la Turbine à gaz de Berrouaghia aucune technique est été utiliser exceptée le refroidissement des paliers de l'arbre de la turbine, refroidissement par film d'huile.

-Du même, il est recommandé qu'une étude comme du refroidissement par film d'huile au niveau des paliers.

Bibliographie

Laissaoui, M. (2012). *Amélioration des performances d'une installation de turbine à gaz par refroidissement de l'air d'admission* (Doctoral dissertation, Université de Boumerdès-M'hamed Bougara).

Lounes, N. (2013). *Amélioration des performances de la turbine MS5002C par refroidissement de l'air à l'entrée du compresseur* (Doctoral dissertation, Université Mouloud Mammeri Tizi-Ouzou).

Lallam, S., & Si Mohand, R. (2016). *Amélioration des performances de la turbine à gaz MS 5002 C par refroidissement de l'air à l'aspiration* (Doctoral dissertation, Université Mouloud Mammeri Tizi-Ouzou).

Nassar, I. A., & Abdella, M. M. (2017). New dynamic model for gas power plants for increasing wind and solar energy in the Egyptian power system. *power*, 5(10).

Giampaolo, T. (2020). *Gas turbine handbook: principles and practice*. River Publishers.

Boyce, M. P. (2011). *Gas turbine engineering handbook*. Elsevier.

Abdallah, B. O. U. A. M. (2009). *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* (Doctoral dissertation, Boumerdés, Université M'hamed Bougara. Faculté des Sciences de l'Ingénieur).

Michalke, P., & Schmuck, T. (2012, June). Powerful products for the enhanced flexibility of gas turbines. In *Power-Gen Europe*.

Gicquel, R. (2017, March). Un logiciel pédagogique pour la formation des ingénieurs: Thermoptim. In *Fluides de travail pour la production de froid*. Gicquel, R. (2017, March). Un logiciel pédagogique pour la formation des ingénieurs: Thermoptim. In *Fluides de travail pour la production de froid*.

B. MOHAMMED et B. BELGACEM Mémoire Ingénieur étude thermodynamique et maintenance de la turbine SGT-400 (université de Ouargla).

Les relations sont utilisées dans le troisième chapitre cours de Monsieur M.Said module « Turbomachine ».

Les relations sont utilisées dans annexe II cours de Monsieur Boumedenne module « Propulsion »

Annexe I :

Raison sociale :

Dénomination :

- Shariket Kahraba Berrouaghia SPA.
- Shariket Kahraba Berrouaghia SKB Spa est une société par Actions constituée par Sonelgaz (51%) et Sonatrach Holding AIE (49%).
- La société est située à Berrouaghia (Wilaya de Médéa) et a pour objet la réalisation, l'exploitation et la maintenance de la centrale, ainsi que la commercialisation de l'électricité produite

Forme juridique :

Personne morale Spa, société de droit Algérien.

Domaine d'activité :

- Production et commercialisation de l'énergie électrique.
- Energie moyenne annuelle productible : 3200 GWh aux conditions site.
- Puissance installée : 489.3 MW aux conditions sites.

Situation du site :

La centrale est située à 100 Km environ au sud-ouest d'Alger et à une altitude de 928 m au-dessus du niveau de la mer ; est implémentée dans la commune de Berrouaghia (Wilaya de Médéa).

Technique :

La Centrale électrique de Berrouaghia a été mise en service en juillet 2007 et est dotée de deux (02) turbines à gaz totalisant une puissance borne usine totale de 489.3 MW aux conditions nominales du site (Altitude : 928 m NGA, Température moyenne : +15.5°C, Humidité moyenne 67%).

L'énergie produite :

Elle est destinée essentiellement pour :

- Assurer un renforcement du réseau général interconnecté ;
- Faire face à l'évolution de la demande de l'énergie ;
- Assurer la fiabilité et la continuité pour une meilleure qualité de service.

Préservation de l'environnement :

- Les valeurs limites des émissions atmosphériques et sonores sont conformes aux normes en vigueur en Algérie et à la norme de l'OMS.

Contrat d'exploitation et maintenance :

Contrat 01B/04/SKB Signé le : 21/12/2004

Attribué : l'Opérateur Siemens O&M (SOMB): Consortium entre Siemens AG (Allemagne) et Siemens Algérie (Spa).

Durée : 05 ans à partir de la Réception Définitive : L'Avenant y afférent est signé le 13/07/2017 et le Contrat O&M prendra fin le 04 d'Août 2020.



Annexe II :

1. Le diffuseur.

Caractéristiques de l'air à l'entrée du diffuseur :

Pression statique : $P_0 = P_{atm} = 1.013 \text{ bar}$ (mesurée).

Température statique : $T_{amb} = 10^\circ\text{C}$ (mesurée).

Masse volumique:

$$\rho = \frac{P_0}{r_0 \times T_0} = \frac{1,013 \times 10^5}{283 \times 287,058} = 1.2469 \text{ kg /m}^3$$

Vitesse du son:

$$a_0 = \sqrt{\gamma_0 \times r_0 \times T_0} = \sqrt{1,4014 \times 287,058 \times 283} = 337,4108 \text{ m/s}$$

La section et le débit massique sont connus donc on peut calculer la vitesse :

$$\dot{m} = \rho_0 \times V_0 \times S_0 \rightarrow V_0 = \frac{\dot{m}}{\rho_0 \times S_0} = \frac{650}{1.2469 \times 15.29} = 34.0937 \text{ m/s}$$

On a le nombre de Mach à l'entrée :

$$M_0 = \frac{V_0}{a_0} = \frac{34.0937}{337.4108} = 0.1010$$

1.1. Bilan énergétique du diffuseur :

L'air n'échange aucun travail ni chaleur, donc : $W_{01} = Q_{01} = 0$, donc l'équation d'énergie appliquée entre l'entrée et la sortie du diffuseur se résume à l'équation suivante:

$$(H_1 - H_0) + \frac{1}{2}(V_1^2 - V_0^2) = 0.$$

Pour le calcul de la vitesse axiale, on considère la section S_1 à l'entrée du compresseur, qui est perpendiculaire au vecteur de la vitesse, est on utilise la relation :

$$\dot{m}_1 = \rho_1 \times V_1 \times S_1 \rightarrow V_1 = \frac{\dot{m}}{\rho_1 \times S_1} = \frac{650}{1.2469 \times 8.43} = 61.8378 \text{ m/s}$$

$$(H_1 - H_0) = -\frac{1}{2}(V_1^2 - V_0^2) = -0.5(61.8378^2 - 34.0937^2) = -1.3307 \text{ kj/kg}$$

« On constate alors une chute d'enthalpie expliquée par le fait que le fluide à subir une détente ».

- **Température statique à la sortie du diffuseur**

$$H_1 - H_0 = C_p(T_1 - T_0)$$

$$T_1 = T_0 + \frac{H_1 - H_0}{C_p}$$

avec $C_p = 1,004 \text{ KJ/Kg.K}$

$$T_1 = 283 + \frac{(-1,3307)}{1.004}$$

$$T_1 = 281,67 \text{ K}$$

On constate une diminution de température due à la chute d'enthalpie, le fluide subit un refroidissement ».

- **Vitesse locale du son à la sortie du diffuseur**

$$a_1 = \sqrt{\gamma_1 \times r_1 \times T_1} = \sqrt{1,4014 \times 287,058 \times 281,67} = 336.6171 \text{ m/s}$$

On a le nombre de mach à la sortie :

$$M_1 = \frac{V_1}{a_1} = \frac{61,8378}{336,6171} = 0,1837$$

- **Pression statique à la sortie**

$$\frac{T_1}{T_0} = \left(\frac{P_0}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow P_1 = P_0 \times \left(\frac{T_0}{T_1}\right)^{\frac{1,4014}{1-1,4014}}$$

$$P_1 = 1,013 \times \left(\frac{283}{281,67}\right)^{\frac{1,4014}{1-1,4014}}$$

$$P_1 = 0,9964 \text{ bar}$$

- **Température totale**

$$T_{t1} = T_1 \left[1 + \frac{\gamma - 1}{2} \times M_1^2\right] = 281,67 \times \left[1 + \frac{1,4014 - 1}{2} \times 0,1837^2\right]$$

$$T_{t1} = 289.577 \text{ K}$$

- **Pression totale**

$$P_{t1} = P_1 \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} \times M_1^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 0,9964 \times \left[1 + \frac{1,4014 - 1}{2} \times (0,1837)^2\right]^{\frac{1,4014}{1-1,4014}}$$

$$P_{t1} = 0,9731 \text{ bar}$$

- **Rendement du diffuseur :**

$$\eta_D = \frac{P_{t1}}{P_{atm}} = \frac{0,9731}{1,013} = 0,9606$$

⇒ Le rendement du diffuseur est de 96.06 %

2. Le compresseur

Paramètres nécessaires pour le calcul du compresseur :

Paramètre	Entrée	sortie	unité
Pression	0.9964	14.5	bar
Température	281.15	667	°K
Cp	1.0014	1.0719	KJ/Kg K
γ	1.4017	1.3955	-
R	287.058	287.058	KJ/Kg K
ρ	1.2469	7.573	Kg/m ³

2.1. Bilan énergétique du compresseur

Le bilan énergétique entre l'entrée et la sortie du compresseur est donné par l'équation :

$$H_1 + \frac{1}{2}V_1^2 + W_C = H_2 + \frac{1}{2}V_2^2$$

Ou $H_{t1} + W_C = H_{t2}$

Alors $W_C = C_p(T_{t2} - T_{t1})$

En utilisera cette équation pour le calcul du travail du compresseur.

2.1.1 Calcul des paramètres thermodynamiques du compresseur

- **Masse volumique :**

On a : $\rho_2 = \frac{P_2}{T_2 \times r_2} = \frac{14,5 \times 10^5}{667 \times 287,058} = 7,5730 \text{ kg/m}^3$

- **Vitesse à la sortie du compresseur**

On considère la section S2 à la sortie du compresseur perpendiculaire au vecteur de la vitesse, et on utilise la relation :

$$\dot{m}_2 = \rho_2 \times V_2 \times S_2 \rightarrow V_2 = \frac{\dot{m}_2}{\rho_2 \times S_2} = \frac{650}{7,5730 \times 1,47} = 58,3886 \text{ m/s}$$

Vitesse du son à la sortie du compresseur a_2

Indice adiabatique pour différents gaz ^{6,7}								
Temp.	Gaz	γ	Temp.	Gaz	γ	Temp.	Gaz	γ
-181 °C	H ₂	1,597	200 °C	Air sec	1,398	20 °C	NO	1,400
-76 °C		1,453	400 °C		1,393	20 °C	N ₂ O	1,310
20 °C		1,410	1000 °C		1,365	-181 °C	N ₂	1,470
100 °C		1,404	2000 °C		1,088	15 °C		1,404
400 °C		1,387	0 °C	CO ₂	1,310	20 °C	Cl ₂	1,340
1000 °C		1,358	20 °C		1,300	-115 °C		1,410
2000 °C		1,318	100 °C		1,281	-74 °C	CH ₄	1,350
20 °C		He	1,660		400 °C	1,235	20 °C	
20 °C	H ₂ O	1,330	1000 °C		1,195	15 °C	NH ₃	1,310
100 °C		1,324	20 °C		CO	1,400	19 °C	Ne
200 °C		1,310	-181 °C	O ₂	1,450	19 °C	Xe	1,660
-180 °C	Ar	1,760	-76 °C		1,415	19 °C	Kr	1,680
20 °C		1,670	20 °C		1,400	15 °C	SO ₂	1,290
0 °C	Air sec	1,403	100 °C		1,399	360 °C	Hg	1,670
20 °C		1,400	200 °C		1,397	15 °C	C ₂ H ₆	1,220
100 °C		1,401	400 °C		1,394	16 °C	C ₃ H ₈	1,130

Fig 3.9 : indice adiabatique pour air.

- **Nombre de mach à la sortie du compresseur**

$$M_2 = \frac{V_2}{a_2} = \frac{58,3886}{516,9072} = 0,1129$$

- **Température totale à la sortie du compresseur**

$$T_{t2} = T_2 \left[1 + \frac{\gamma - 1}{2} \times M_2^2 \right] = 667 \times \left[1 + \frac{1,3955 - 1}{2} \times (0,1129)^2 \right]$$

$$T_{t2} = 668,6812K$$

- **Rendement isentropique du compresseur**

$$\eta_{is} = \frac{T_{t2is} - T_{t1}}{T_{t2} - T_{t1}}$$

On cherche T_{t2is} !

- **Pression totale à la sortie du compresseur P_{t2}**

$$P_{t2} = P_2 \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \times M_2^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 14,5 \times \left[1 + \frac{1,3955-1}{2} (0,1837^2)^{\frac{1,3955}{1,3955-1}}\right]$$

$$P_{t2} = 14,8442 \text{ bar}$$

N.B : Là encore, nous utiliserons pour le calcul des paramètres de la transformation (évolution thermodynamique) les valeurs moyennes des paramètres γ et C_p , nous prendrons pour le calcul des points (température et pression constantes) les valeurs locales de γ et C_p .

$$\bar{\gamma} = \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{2} = \frac{1,4014 + 1,3955}{2} = 1,3984$$

$$\bar{C}_p = \frac{C_{p1} + C_{p2}}{2} = \frac{1,004 + 1,012}{2} = 1,008 \text{ KJ/KgK}$$

$$C_{p2} = \frac{R \times \gamma}{\gamma - 1} = \frac{287,058 \times 1,3955}{0,3955} = 1,012 \text{ KJ/KgK}$$

- **Température isentropique du compresseur**

$$\frac{T_{t2is}}{T_{t1}} = \left(\frac{P_2}{P_{t1}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_{t2is} = 283,577 \times \left(\frac{14,5}{0,9731}\right)^{\frac{1,3984-1}{1,3984}} = 612,2308 \text{ K}$$

- **Rendement isentropique du compresseur**

$$\eta_{is} = \frac{T_{t2is} - T_{t1}}{T_{t2} - T_{t1}} = \frac{612,5044 - 283,577}{668,6812 - 283,577} = 0,8534 \rightarrow \eta_{ISC} = 85,34\%$$

- **Rendement poly tropique du compresseur**

$$\eta_{pc} = \frac{\gamma-1}{\gamma} \times \frac{\ln \frac{P_{t2}}{P_{t1}}}{\ln \frac{T_{t2}}{T_{t1}}} = \frac{1,3984-1}{1,3984} \times \frac{\ln \frac{14,5}{0,9731}}{\ln \frac{668,6812}{283,72}} = 0,90 \rightarrow \eta_{PC} = 90\%$$

- **Coefficient poly tropique**

$$\frac{K-1}{K} = \frac{\gamma-1}{\gamma \times \eta_{pc}} \Rightarrow \frac{1}{K} = 1 - \frac{\gamma-1}{\gamma \times \eta_{pc}} = 0,3173$$

$$K=3,1515$$

- **Travail réel du compresseur**

$$W_C = \bar{C}_p (T_{t2} - T_{t1}) = 1,008 \times 10^3 \times (668,6812 - 283,577)$$

$$W_C = 388,1850 \text{ KJ/Kg}$$

- **Travail idéal du compresseur**

$$W_{isc} = \bar{C}_p (T_{t2is} - T_{t1}) = 1,008 \times 10^3 (612,5044 - 283,577)$$

$$W_{isc} = 313,2830 \text{ KJ/Kg}$$

3. La chambre de combustion

Paramètres nécessaires au calcul de la chambre de combustion :

Paramètre	Entrée	Sortie	unité
Pression	14.5	13.6009	bar
Température	679.08	1439.7482	k
Cp	1.0719	1.2825	KJ/Kg K
γ	1.3658	1.2944	-
R	287.058	283.0575	KJ/Kg K
ρ	7.4371	3.5165	Kg/m ³

Rapport du mélange air-combustible	$f = \frac{\dot{m}_{gb}}{\dot{m}_{air}} = \frac{1}{47} = 0.0213$
Combustible utilisé	gaz naturel.
Pouvoir calorifique inférieur	$Q_i = PCI = 8.5765 \text{ thermie/Cm}^3 = 35908.09 \text{ KJ}$
La masse volumique	$\rho_g = 0.762 \text{ Kg/m}^3$
Masse moléculaire	$M_g = 18.92 \text{ g/mol}$

3.1. Bilan énergétique de la chambre de combustion

Le bilan énergétique entre l'entrée et la sortie de la chambre de combustion est donné par l'équation :

$$(Q + w)_{23} = H_3 - H_2 + \frac{1}{2}(V_3^2 - V_2^2)$$

$$(Q + w)_{23} = (H_{t3} - H_{t2})$$

La combustion n'échange pas de travail on aura donc :

$$W_{23} = 0 \Rightarrow Q_{23} = (H_{t3} - H_{t2}) = \bar{C}_P (T_{t3} - T_{t2}) \text{ et on sait que } H_{t3} - H_{t2} = \eta_{cc} P_{ci} f$$

Donc on obtient :

$$(T_{t3} - T_{t2}) = \frac{\eta_{cc} P_{ci} f}{C_p}$$

3.2. Calcul thermodynamique pour la chambre de combustion

- Masse moléculaire du mélange gazeux M_m

$$M_m = M_a + f M_g = 28,976 + \frac{1}{47} \times 18,92 = 29,3785 \text{ g/mol}$$

- Constante du mélange gazeux

$$r = \frac{R}{M_m} = \frac{8,3134}{0,02937} = 287,0575 \text{ J/KgK}$$

- Chaleur spécifique du mélange C_p

$$\bar{C}_p = \frac{Y_m}{Y_m - 1} \times r = \frac{1,2944 \times 287,0575}{1,2944 - 1} = 1,2445 \text{ KJ/KgK}$$

- Masse volumique

$$\rho_3 = \frac{P_3}{T_3 \times r_3} = \frac{14,5 \times 10^5}{1430 \times 287,0575} = 3,58226 \text{ kg/m}^3$$

- Vitesse à la sortie de la chambre de combustion

$$\dot{m}_3 = \rho_3 \times V_3 \times S_3 \rightarrow V_3 = \frac{\dot{m}_3}{\rho_3 \times S_3} = \frac{668,6}{3,5998 \times 1,184} = 157,6394 \text{ m/s}$$

- Vitesse du son a_3

$$a_3 = \sqrt{Y_3 \times r_3 \times T_3} = \sqrt{1,3955 \times 287,058 \times 667} = 728,9321 \text{ m/s}$$

- Nombre de mach à la sortie chambre de combustion

$$M_3 = \frac{V_3}{a_3} = \frac{156,8774}{728,9312} = 0,2152$$

- Température totale à la sortie de la chambre de combustion

$$T_{t3} = T_3 \left[1 + \frac{Y - 1}{2} \times M_2^2 \right] = 1430 \times \left[1 + \frac{1,2944 - 1}{2} \times (0,2152)^2 \right]$$

$$T_{t3} = 1439,7482 \text{ K}$$

- Pression statique

$$\frac{P_3}{P_2} = \left(\frac{Y_3}{Y_2} \right)^{1/2} \times \frac{M_2}{M_3} \times \left(\frac{r_3 T_3}{r_2 T_2} \right)^{1/2} \times \left(\frac{Y_2}{Y_3} \right) (1 + f)$$

$$\Rightarrow P_3 = 13,6009 \text{ bar}$$

- Pression totale

$$P_{t2} = P_2 \left(1 + \frac{Y - 1}{2} \times M_2^2 \right)^{\frac{Y}{Y-1}}$$

$$P_{t2} = 13,6009 \times \left[1 + \frac{1,2944-1}{2} (0,2152^2)^{\frac{1,2944}{1,2944-1}} \right]$$

$$P_{t3} = 14,0122 \text{ bar}$$

- **Perte relative de pression**

$$\Delta P = P_{t2} - P_{t3} = 14,8442 - 14,0122 = 0,832 \text{ bar}$$

$$\frac{\Delta P}{P} = \frac{P_{t2} - P_{t3}}{P_{t2}} = \frac{0,832}{14,8442} = 5,60 \%$$

4. La turbine :

Paramètres qui caractérisent l'entrée de la turbine :

Paramètre	Entrée	sortie	unité
Pression	13.6009	1.013	bar
Température	1439.7482	823.5	k
C _p	1.2825	1.1538	KJ/Kg K
γ	1.2944	1.3370	-
R	283.0575	283.0575	KJ/Kg K
ρ	3.5165	0.4156	Kg/m ³

4.1. Bilan énergétique de la turbine

Le bilan énergétique entre l'entrée et la sortie de la turbine est donné par l'équation :

$$H_3 + \frac{1}{2} V_3^2 = H_4 + \frac{1}{2} V_4^2 + W_T$$

$$W_T = \left(H_3 + \frac{1}{2} V_3^2 \right) - \left(H_4 + \frac{1}{2} V_4^2 \right)$$

$$W_T = H_{t3} - H_{t4} = \bar{C}_p (T_{t3} - T_{t4})$$

« En utilisera cette équation pour le calcul du travail de la turbine ».

4.1. Calcul thermodynamique pour la turbine

- **Calcul de $\bar{\gamma}$ et \bar{C}_p :**

$$\bar{\gamma} = \frac{\gamma_3 + \gamma_4}{2} = \frac{1,2944 + 1,3370}{2} = 1,3157$$

$$\bar{C}_p = \frac{C_{p3} + C_{p4}}{2} = \frac{1,2825 + 1,1508}{2} = 1,2181 \text{ KJ/KgK}$$

- **Température isentropique totale**

$$\frac{T_{t3}}{T_{4is}} = \left(\frac{P_{t3}}{P_{t4}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_{4is} = T_{t3} \times \left(\frac{P_{t3}}{P_{t4}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 766,6390 \text{ K}$$

- **Masse volumique**

$$\rho_4 = \frac{P_4}{T_4 \times r_4} = \frac{1,013 \times 10^5}{823,5 \times 283,0575} = 0,4345 \text{ kg/m}^3$$

- **Vitesse à la sortie de la turbine**

$$\dot{m}_4 = \rho_4 \times V_4 \times S_4 \rightarrow V_4 = \frac{\dot{m}_4}{\rho_4 \times S_4} = \frac{668,6}{0,4345 \times 13,57} = 113,3975 \text{ m/s}$$

- **Vitesse du son a_4**

$$a_4 = \sqrt{\gamma_4 \times r_4 \times T_4} = \sqrt{1,3370 \times 287,0575 \times 823,5} = 562,1884 \text{ m/s}$$

- **Nombre de mach à la sortie de la turbine**

$$M_4 = \frac{V_4}{a_4} = \frac{113,3975}{562,1884} = 0,2017$$

- **Coefficient de polytropique**

$$\eta_{pc} \times \frac{\gamma - 1}{\gamma} = \frac{k - 1}{k} = -\frac{\ln\left(\frac{T_{t4}}{T_{t3}}\right)}{\ln\left(\frac{P_{t4}}{P_{t3}}\right)} = 1,7011$$

$$k = 1,4263$$

- **Température totale à la sortie de la turbine T_{t4}**

$$T_{t4} = T_4 \left[1 + \frac{\gamma - 1}{2} \times M_4^2 \right] = 823,5 \times \left[1 + \frac{1,3370 - 1}{2} \times (0,2017)^2 \right]$$

$$T_{t4} = 829,1451 \text{ K}$$

- **Travail réel de la turbine**

$$W_T = \overline{C_P} (T_{t3} - T_{t4}) = 1,2181 \times 10^3 \times (1439,7482 - 829,1451)$$

$$W_T = 743,7751 \text{ KJ/Kg}$$

- **Travail isentropique de la turbine**

$$W_{isT} = \overline{C_P} (T_{t3} - T_{t4is}) = 1,2181 \times 10^3 \times (1439,7482 - 766,6390)$$

$$W_{isT} = 819,9143 \text{ kj/kg}$$

- **Rendement idéal de la turbine**

$$\eta_{Tis} = \frac{W_T}{W_{Tis}} = \frac{743,7751}{819,9143} = 0,9071$$

$$\eta_{Tis} = 90,71\%$$

- **Rendement polytropique de la turbine**

$$\eta_P = (1 - \bar{Y}) \times K + \bar{Y} \Rightarrow \eta_P = 86,54 \%$$

- **Rendement de la Turbine**

$$\eta_T = \frac{W_{réel}}{W_{is}} = \frac{743,7751}{819,9143} = 0.9071$$

$$\eta_T = 90.71\%$$

- **Travail utile**

$$W_u = W_T - W_C = 743,7751 - 388,0408$$

$$W_u = 355,7342 \text{ KJ/Kg}$$

- **Puissance de la turbine**

$$P_T = \dot{m} \times W_T = 668,6 \times 743,7750$$

$$P_T = 497,2879 \text{ MW}$$

- **Puissance du compresseur**

$$P_C = \dot{m} \times W_C = 650 \times 388,0408$$

$$P_C = 252,226 \text{ MW}$$

- **Puissance utile**

$$P_u = P_T - P_C = 497,2879 - 252,226$$

$$P_u = 245,0619 \text{ MW}$$

- **Rendement thermique**

$$\eta_{th} = \frac{W_u}{Q_{23}} = \frac{355,7342}{\bar{C}_P (T_3 - T_2)} = \frac{355,7342}{1.2445 \times 10^3 (1430 - 679,08)}$$

$$\eta_{th} = 38,06 \%$$

- **Rendement global**

$$\eta_g = \frac{P_u}{\dot{m} \times P_{ci}} = \frac{245,0619 \times 1000}{18,6 \times 35908,09}$$

$$\eta_g = 36,39 \%$$

- **La consommation spécifique CS**

$$CS[\text{kJ/kwh}] = \frac{3600}{\eta_g} = \frac{3600}{0,3639} = 9811,9378 \text{ KJ/KWh}$$

$$CSC[\text{kg/kwh}] = \frac{CS[\frac{\text{Kg}}{\text{KWh}}]}{PCI} = \frac{9811,9378}{35908,09} = 0,2732 \text{ kg/Kwh}$$