

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE SEDDIK BENYAHIA DE JIJEL

FACULTE DES SCIENCES DE LA TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

## MEMOIRE DE FIN D'ETUDE

EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME DE MASTER EN GENIE MECANIQUE

### THEME

**ANALYSE 4E (ENERGIE-EXERGIE-ECONOMIQUE-  
ENVIRONNEMENTALE) D'UNE CENTRALE A TURBINE A GAZ**

### *OPTION :*

ENERGETIQUE

### **PRESENTE PAR :**

- ❖ BOUCHEBOUT Said
- ❖ DEFFAS Chemseddine

### **LES MEMBRES JURY :**

Dr : T.E. BOUKELIA	ENCADREUR
Dr : N. ADERGHAL	PRESIDENTE
Dr : A. LAISSAOUI	EXAMINATEUR

*PROMOTION 2018/2019*

## REMERCIEMENT

Tout d'abord, nous remercions Allah le tout puissant de nous avoir donné le courage, la volonté et la patience de mener à terme le présent mémoire.

A travers ce modeste travail, nous tenons à remercier vivement notre promoteur T.E BOUKELIA, Pour son encouragement et les conseils précieux et pour toutes les commodités qu'il nous a apportées durant notre étude et réalisation de ce projet.

Nos remerciements les plus vifs s'adressent aussi aux membres de jury Dr : N. ADERGHAL (Présidente) et Dr : A. LAISSAOUI (Examineur).

Nos remerciements et notre estime a tous les enseignants du département de génie mécanique.

Sans omettre bien sûr de remercier profondément tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation du présent travail.

# *DEDICACE*

À nos chers parents,

Qui nous ont toujours soutenus dans nos études,

À nos frères et nos sœurs chacun avec son nom,

À tous nos amis chacun avec son nom,

À tous nos collègues chacun avec son nom,

À tous nos enseignants chacun avec son nom,

À chaque personne qui nous a aidés.

# SOMMAIRE

Remerciement	
Dédicace	
Sommaire .....	i
Liste des figures .....	iii
Liste des tableaux .....	vi
Nomenclature .....	vii
Introduction générale.....	1

## Chapitre I. Généralité et Revue bibliographique sur les turbines à gaz

I.1. Introduction.....	3
I.2. Généralité.....	3
I.2.1. Définition de la turbine à gaz .....	3
I.2.2. Historique de la turbine à gaz.....	3
I.2.3. Conversion d'énergie dans la turbine à gaz .....	4
I.3. Classification de la turbine à gaz .....	5
I.3.1. Selon le mode de construction .....	6
I.3.2. Selon le mode de fonctionnement thermodynamique .....	8
I.3.3. Selon le mode de travail .....	8
I.4. Eléments principaux de la turbine à gaz .....	9
I.4.1. Section du compresseur.....	10
I.4.2. Section de combustion .....	11
I.4.3. Section de turbine.....	12
I.5. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz .....	13
I.6. Applications des turbines à gaz.....	15
I.7. Revue bibliographique sur les turbines à gaz .....	15
I.8. Conclusion .....	19

## Chapitre II. Modélisation Mathématique

II.1. Introduction .....	20
II.2. Cycle thermodynamique des turbines à gaz .....	20

II.2.1. Cycle de Brayton.....	20
II.2.1.1. Cycle de Brayton idéal (réversible) .....	20
II.2.1.2. Cycle de Brayton réel (irréversible) .....	21
II.3. Modélisation thermodynamique des turbines à gaz .....	22
II.3.1. Les Données disponibles auprès du fabricant.....	23
II. 3.2. Les données de l'utilisateur .....	24
II.4. Etude énergétique des centrales considérées .....	24
II.4.1. Pour un cycle simple.....	24
II.4.2. Pour un cycle régénératif .....	28
II.4.3. Pour un cycle avec refroidissement intermédiaire .....	29
II.5. Etude exergétique des centrales considérées .....	31
II.6. Etude économique des centrales considérées .....	32
II.7. Etude environnementale des centrales considérées .....	34
II.8. Organigramme de modèle de calcul .....	36
II.9. Conclusion .....	37

### **Chapitre III. Résultats et Discussions**

III.1. Introduction .....	38
III.2. Validation .....	38
III.3. L'effet de variation de la température ambiante sur la performance de la TAG.....	40
III.4. L'effet de variation de taux de compression sur la performance de la TAG .....	44
III.5. L'effet de la variation de température de combustion sur la performance de la TAG....	49
III.6. Conclusion.....	53
Conclusion générale .....	54
Références .....	56
Résumé.....	59
Abstract.....	60
ملخص.....	61

# *LISTE DES FIGURES*

## **Chapitre I. Généralité et Revue bibliographique sur les turbines à gaz**

<b>Fig. I.1</b>	Le premier brevet relatif d'une turbine à gaz.....	4
<b>Fig. I.2</b>	Les étapes de la conversion de l'énergie.....	5
<b>Fig. I.3</b>	Classification des turbines à gaz.....	6
<b>Fig. I.4</b>	Schéma d'une turbine à gaz mono-arbre.....	6
<b>Fig. I.5</b>	Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre.....	7
<b>Fig. I.6</b>	Schéma d'une turbine à gaz avec régénération.....	8
<b>Fig. I.7</b>	Schéma d'une turbine à action et à réaction.....	9
<b>Fig. I.8</b>	Schéma représente les éléments principaux d'une turbine à gaz.....	10
<b>Fig. I.9</b>	Schéma représente la position de compresseur axial dans une turbine à gaz	10
<b>Fig. I.10</b>	Schéma représente le Rotor et le Stator d'un compresseur axial.....	11
<b>Fig. I.11</b>	Schéma représente la position chambre de combustion dans un turbine à gaz	12
<b>Fig. I.12</b>	Schéma représente la directrice et la roue de turbine.....	12
<b>Fig. I.13</b>	Schéma représente la position de la turbine dans une turbine à gaz...	13
<b>Fig. I.14</b>	La variation de la pression et de température dans les différentes sections de la TAG aux phases de fonctionnement	13
<b>Fig. I.15</b>	Diagramme de fonctionnement d'une turbine à gaz.....	14
<b>Fig. I.16</b>	Schéma des différentes options de refroidissement de l'admission d'air dans la turbine à gaz étudiée	16
<b>Fig. I.17</b>	Les configurations étudiées de la turbine à gaz.....	17
<b>Fig. I.18</b>	Le système de nébulisation installé dans une centrale à turbine à gaz	18

## **Chapitre II. Modélisation Mathématique**

<b>Fig. II.1</b>	Cycle thermodynamique de Brayton.....	20
<b>Fig. II.2</b>	Cycle idéal (réversible) de Brayton.....	21
<b>Fig. II.3</b>	Diagramme T – S du cycle réel de Brayton.....	22
<b>Fig. II.4</b>	(a) cycle simple, (b) cycle régénératif, (c) cycle avec refroidissement intermédiaire.....	22

<b>Fig. II.5</b>	Présentation de section de la compression de compresseur.....	24
<b>Fig. II.6</b>	Présentation de section de la combustion.....	26
<b>Fig. II.7</b>	Présentation de section de la détente.....	27
<b>Fig. II.8</b>	Diagramme T – S de cycle de Brayton régénératif.....	28
<b>Fig. II.9</b>	Section de la compression d'un cycle avec refroidissement intermédiaire	30
<b>Fig. II.10</b>	Organigramme de modèle calcul.....	36

### Chapitre III. Résultats et Discussions

<b>Fig. III.1</b>	Validation du modèle développé avec les données de constructeur GE	39
<b>Fig. III.2</b>	L'évolution de rendement énergétique en fonction de la température ambiante	40
<b>Fig. III.3</b>	L'évolution de rendement exergetique en fonction de la température ambiante	41
<b>Fig. III.4</b>	L'évolution de la puissance nette en fonction de la température ambiante	42
<b>Fig. III.5</b>	L'évolution de débit massique de carburant en fonction de la température ambiante	43
<b>Fig. III.6</b>	L'évolution d'émission de CO <sub>2</sub> en fonction de la température ambiante	43
<b>Fig. III.7</b>	L'effet de variation de taux de compression sur le rendement énergétique	44
<b>Fig. III.8</b>	L'effet de variation de taux de compression sur le rendement exergetique	45
<b>Fig. III.9</b>	L'effet de variation de taux de compression sur la puissance nette	46
<b>Fig. III.10</b>	L'effet de variation de taux de compression sur le débit massique de carburant	47
<b>Fig. III.11</b>	L'effet de variation de taux de compression sur l'émission de CO <sub>2</sub>	47
<b>Fig. III.12</b>	L'effet de variation de taux de compression sur le coût total d'investissement	48
<b>Fig. III.13</b>	L'effet de variation de température de combustion sur le rendement énergétique	49
<b>Fig. III.14</b>	L'effet de variation de température de combustion sur le rendement exergetique	50
<b>Fig. III.15</b>	L'effet de variation de température de combustion sur la puissance nette	50

<b>Fig. III.16</b>	L'effet de variation de température de combustion sur le débit massique de carburant	51
<b>Fig. III.17</b>	L'effet de variation de température de combustion sur l'émission de CO <sub>2</sub>	51
<b>Fig. III.18</b>	L'effet de variation de température de combustion sur le coût total d'investissement	52



---

# *LISTE DES TABLEAUX*

## **Chapitre II. Modélisation Mathématique**

<b>Tab. II.1</b>	Les données de fabricant de la turbine à gaz GE MS 5002C.....	23
<b>Tab. II.2</b>	Les données supplémentaires de la turbine à gaz.....	24
<b>Tab. II.3</b>	Fonctions de coût en termes de paramètres thermodynamiques pour les composants du système.....	32
<b>Tab. II.4</b>	Les constantes utilisées dans les équations du tableau précédent.....	33
<b>Tab. II.5</b>	Les propriétés molaires des compositions de la combustion.....	34

## **Chapitre III. Résultats et Discussions**

<b>Tab. III.1</b>	Les paramètres statistiques.....	39
<b>Tab. III. 2</b>	Les valeurs de coût d'investissement total (en M US\$) en fonction de la température de combustion.....	52

# NOMENCLATURE

Symbole	Définition	Unité
AC	Rapport Air-Combustible	-
Cp	Capacité thermique massique isobare	kJ/kg. K
Cv	Capacité thermique massique isochore	kJ/kg. K
C	Coût total	US\$
Ex	Exergie	kJ
h	Enthalpie	kJ/kg
$\dot{m}$	Débit massique	kg/s
m	Masse	kg
M	Masse molaire	kg/kmol
N	Nombre de mol	kmol
p	Pression	bar
$\dot{P}$	Puissance	kW
PCI	Pouvoir calorifique inférieur	kJ/kg
$\dot{Q}_{CC}$	Quantité de chaleur	kW
q	Quantité de chaleur spécifique	kJ/kg
S	Entropie	kJ/kg. K
T	Température	°C
Ta	Température ambiante	°C
W	Travail spécifique	kJ/kg
Z	Coût de chaque composant	US\$

## Symboles grecs

$\eta_{en}$	Rendement Energétique de la turbine à gaz	%
$\eta_{ex}$	Rendement Exergétique de la turbine à gaz	%
$\eta_s$	Rendement isentropique	%
$\eta_{méc}$	Rendement mécanique	%
$\eta_{CC}$	Rendement de la combustion	%
$\tau$	Taux de compression	-
$\varepsilon$	Rapport de détente	-
$\gamma$	Coefficient poly tropique	%
$\Delta p$	Chute de pression	bar

### Les indices

a	L'air
g	Gaz
GN	Gaz Naturel
C	Compresseur
CC	Chambre de Combustion
T	Turbine
Ch	Chimique
Ph	Phisique
s	Isentropique
r	Réel
méc	Mécanique
gén	Générateur

### Abréviation

CHP	Compresseur haut pression
CBP	Compresseur basse pression
TAG	Turbine à gaz
TGS	Turbine à gaz simple
TGRF	Turbine à gaz avec refroidissement intermédiaire
TGR	Turbine à gaz avec régénération
ISO	International Standard Organisation
GE	Générale électrique

### Substances chimiques

CH <sub>4</sub>	Méthane
O <sub>2</sub>	Oxygène
N <sub>2</sub>	Azote
CO <sub>2</sub>	Dioxyde de carbone
H <sub>2</sub> O	Eau
CO	Oxyde de carbone
NO <sub>x</sub>	Oxyde d'azote

---

# INTRODUCTION GENERALE

### Introduction générale

Les turbines à gaz pour la production de l'électricité ont connu des développements remarquables afin d'améliorer leurs performances énergétiques et exergétiques, et de réduire leurs émissions de CO<sub>2</sub> vers l'environnement. Ces performances étaient trop faibles et inférieures à 20% au milieu du XXe siècle, et de nos jours, ils atteignent des valeurs élevées de 40%, qui représentent des améliorations de plus de 100%. Ces développements peuvent être classés en trois groupes ; (i) augmenter les rendements isentropiques du compresseur et de la turbine en minimisant les frottements, (ii) augmenter la température des gaz sortant de la chambre de combustion, et améliorer les conditions de travail, y compris les températures et pressions de travail. (iii) Tandis que le troisième et le dernier développement consiste à la modification du cycle de base.

Malgré les avantages de ces turbines à gaz par rapport aux autres machines thermiques telles que les moteurs à combustion interne, et les turbine à vapeur, elles présentent des inconvénients liés aux conditions climatiques instables qui affectent ces turbines et réduisent leur efficacité, tels que la pression atmosphérique, l'humidité relative et la température ambiante qui représente le problème majeur des turbines à gaz. En effet, quand cette dernière augmente, elle cause une diminution de la masse volumique, donc, sur le débit massique d'air aspiré par le compresseur. La turbine à gaz contient deux éléments principaux, les turbines et les compresseurs, et les deux sont des machines volumétriques, donc la variation dans le débit massique affecte les performances de la turbine à gaz.

Il existe deux méthodes différentes pour améliorer les performances des turbines à gaz:

- ✓ Améliorer les facteurs et les conditions de fonctionnement (le taux de compression, les rendements isentropiques du compresseur et de la turbine, température de combustion .....etc.) qui ont des effets importants sur les performances des turbines à gaz.
- ✓ Effectuer des modifications sur les configurations et les cycles thermodynamiques de ces centrales.

A ce propos, L'objectif de notre travail est de modéliser une installation de turbine à gaz basée sur trois configurations (turbine à gaz simple, turbine avec régénération, et turbine avec refroidissement intermédiaire), destinée à la production d'énergie électrique.

On va étudier aussi les performances énergétiques, exergetiques, économiques et environnementales d'une turbine à gaz (MS 5002C) sur différents facteurs de travail tels que la température à l'entrée du compresseur, la température de combustion, et le taux de compression. En outre un code de calcul Matlab pour notre étude, va être mis en emploi pour bien couvrir toute la gamme des variables prises en considération.

À ce propos, le manuscrit est constitué de trois grands chapitres, précédés d'une introduction générale en plus d'une conclusion générale et de quelques recommandations.

- ❖ Le premier chapitre, présente une synthèse bibliographique sur les turbines à gaz et explique leurs principes de fonctionnement, leurs classifications, et aussi mentionne quelques domaines d'application des turbines à gaz.
- ❖ Ensuite, le second chapitre est intitulé modélisation mathématique. Ce chapitre montre les lois et les principes de la thermodynamique qui nous avons utilisés dans notre modélisation.
- ❖ Dans le troisième et le dernier chapitre, nous présentons les résultats obtenus sous forme de courbes, et nous discutons de ces résultats.
- ❖ Le mémoire est clôturé avec une conclusion générale qui résume tous les points prélevés des chapitres.

---

# ***CHAPITRE I. GENERALITE ET REVUE BIBLIOGRAPHIQUE SUR LES TURBINES A GAZ***

---

I.1. Introduction.....	3
I.2. Généralité.....	3
I.2.1. Définition de la turbine à gaz.....	3
I.2.2. Historique de la turbine à gaz.....	3
I.2.3. Conversion d'énergie dans la turbine à gaz.....	4
I.3. Classification de la turbine à gaz.....	5
I.3.1. Selon le mode de construction.....	6
I.3.2. Selon le mode de fonctionnement thermodynamique.....	8
I.3.3. Selon le mode de travail.....	8
I.4. Eléments principaux de la turbine à gaz.....	9
I.4.1. Section du compresseur.....	10
I.4.2. Section de combustion.....	11
I.4.3. Section de turbine.....	12
I.5. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz.....	13
I.6. Applications des turbines à gaz.....	15
I.7. Revue bibliographique des turbines à gaz.....	15
I.8. Conclusion.....	19

---

## **I.1. Introduction**

L'objectif de ce chapitre est de faire une recherche bibliographique sur les turbines à gaz et ses classifications, ainsi que ses principaux éléments, leur principe de fonctionnement et quelques domaines d'application.

## **I.2. Généralité**

### **I.2.1. Définition de la turbine à gaz**

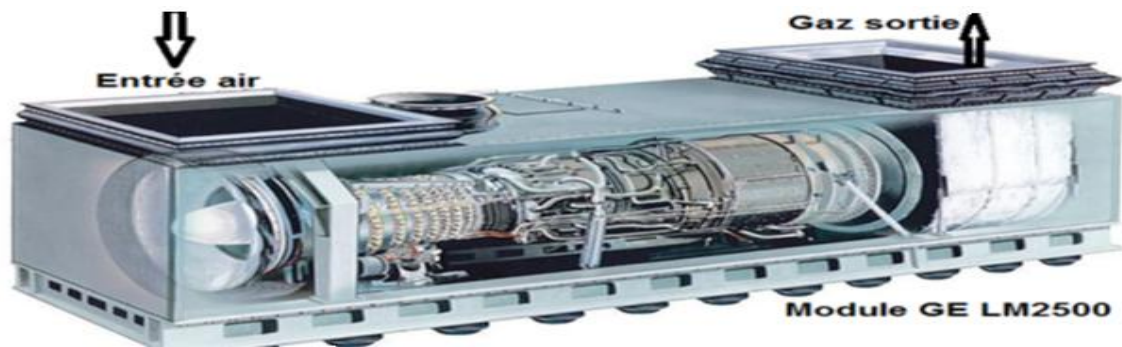
La turbine à gaz est un moteur thermique qui appartient à la famille des turbomachines, elle convertit de l'énergie mécanique au moyen de mécanismes à rotor à partir de l'énergie chimique contenue dans un combustible, cette énergie est convertie en énergie électrique à l'aide d'un générateur, ou convertie en énergie de pression par le compresseur ou la pompe [1-2]. Ses principaux avantages sont [1]:

- Puissance spécifique élevée (kW/kg).
- Installation simple (la principale servitude est la qualité et le volume de l'air aspiré).
- disponibilité élevée (> 95 %).
- Poly-combustible (gaz, fioul, ...).
- Exige peu de fluide de refroidissement (eau ou air).
- Accepte les conditions climatiques extrêmes (moyennant des adaptations sur l'aspiration d'air et les auxiliaires combustible et lubrification).
- Fonctionnement sous conduite et surveillance automatisée.
- Possibilité de mise en régime rapide (quelques dizaines de minutes).

### **I.2.2. Historique de la turbine à gaz**

La turbine à gaz a été inventée en 1791 par le Britannique John Barber. Sa supériorité technique et économique par rapport aux machines à vapeur à piston a été reconnue dès le 19e siècle. Toutefois l'insuffisance des connaissances sur les matériaux interdisait à l'époque de concrétiser les espoirs placés en elle. Il a en effet fallu attendre 1904 pour que Franz Stolze développe à Berlin une turbine à gaz capable de fonctionner, mais ne délivrant encore aucune puissance utile [3].





**Fig. I.1.** Le premier brevet relatif d'une turbine à gaz [3].

Le brevet de Mennons (1861) décrit une turbine à gaz dont la conception se rapproche des turbines à gaz modernes à circuit ouvert, cette turbine est munie d'un compresseur centrifuge à un seul étage, une turbine radiale à un étage, un récupérateur de chaleur et d'une chambre de combustion fonctionnant avec des combustibles solides. C'est le brevet de Parsons (1884) qui prévoit pour la première fois, l'emploi d'un compresseur et d'une turbine comportant chacun plusieurs étages.

Une étape importante dans la réalisation industrielle de la turbine à gaz a été constituée par la turbine d'Armengaud et Lemale, construite par la société des Turbomoteurs à Paris (1905) qui permet pour la première fois l'entraînement de son compresseur à la vitesse normale.

#### **Quelques dates [4]:**

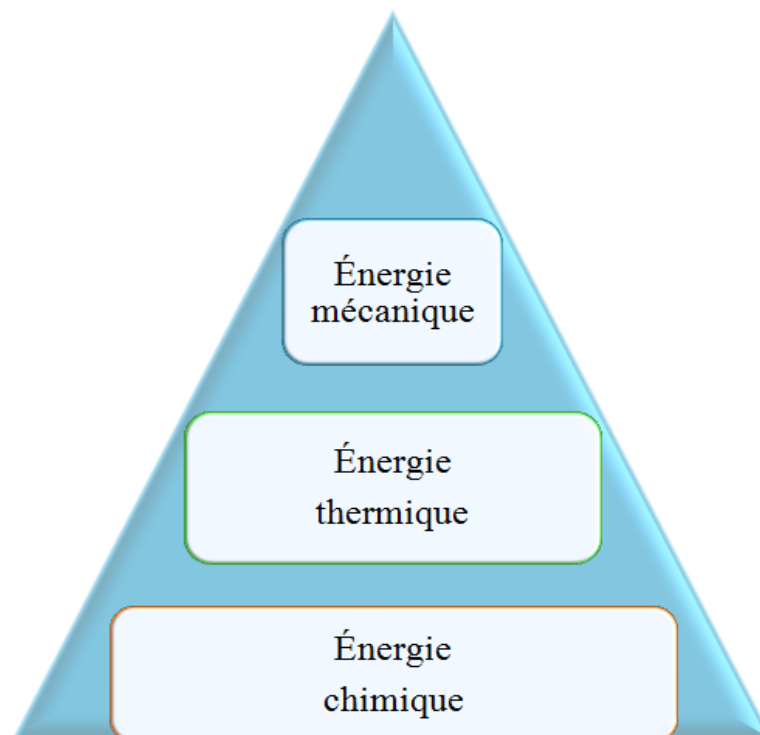
- 1847 : Claude Bourdin invente le mot turbine.
- 1903 : Première turbine à explosion expérimentale. (Construite par Armengaud).
- 1936 : Première turbine à gaz aéronautique (Grande Bretagne).
- 1939 : Turbine à gaz industrielle en cycle fermé par Escher Wyss avec une puissance de 2 MW (Suisse).
- 1944 : Turbine à gaz pour la propulsion marine (Elliot).

#### **I.2.3. Conversion d'énergie dans la turbine à gaz**

L'énergie chimique présente dans le carburant est extraite en présence de flamme et d'air, qui sera convertie en énergie thermique. Tout cela se passe dans la chambre de combustion. Les gaz de combustion (gaz brûlés) dont la température est entre 900 et 1400 °C sont transférés dans la turbine, et finalement convertie en énergie mécanique comme le montre la Figure (Fig. I.2).

Dans la turbine à gaz, l'énergie potentielle peut être négligée. Ainsi, la conversion de l'énergie thermique en énergie mécanique est une transition d'énergie de pression en énergie cinétique à chaque étage de la turbine. Les aubes de la turbine sont utilisées pour convertir l'énergie cinétique en énergie mécanique [4].

L'énergie mécanique est ensuite transmise par le rotor d'une part au compresseur et d'autre part à l'alternateur. Dans le compresseur, l'air est mis sous pression ce qui nécessite de l'énergie mécanique [4]. L'énergie résiduelle est utilisée dans de nombreux domaines qui se convertit en énergie électrique ou reconvertit en énergie de pression.

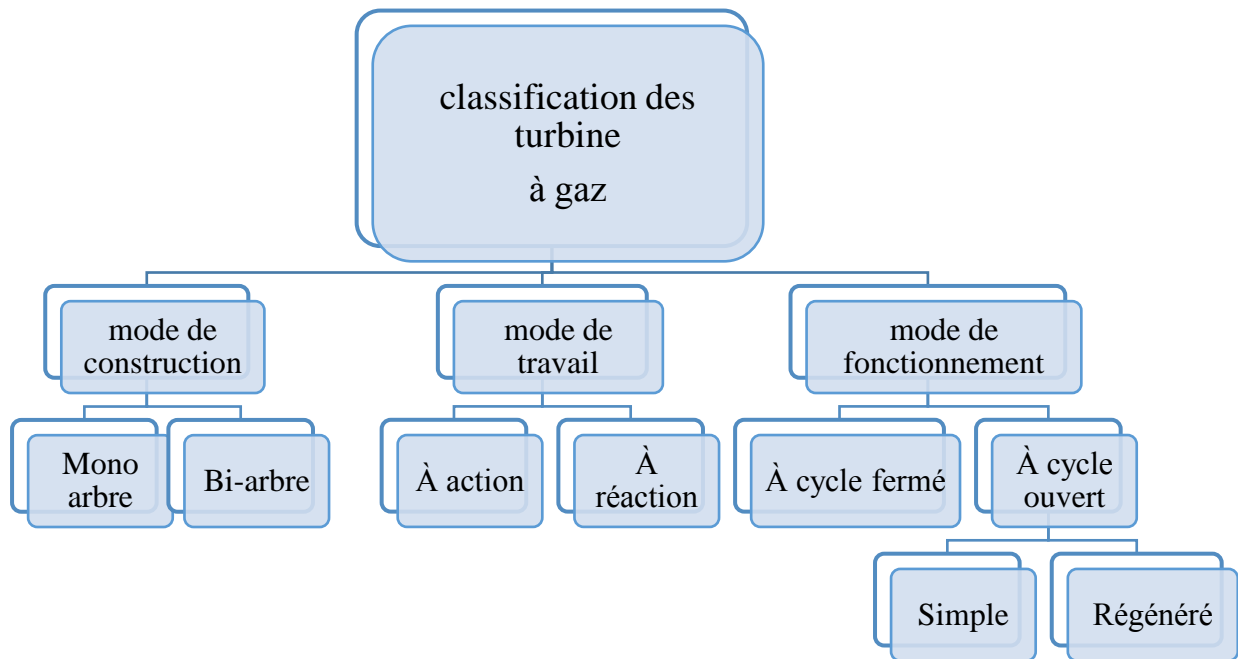


**Fig. I.2.** Les étapes de la conversion de l'énergie.

### **I.3. Classification des turbines à gaz**

Le monde connaît un grand développement industriel, et une diversité à la construction des turbomachines dans les dernières années. Cette diversité est variée selon les domaines d'application ou bien les objectifs d'utilisation de ces machines ; dans ce terme on peut classer les turbines à gaz en trois grandes familles comme démontré dans la figure ci-dessous (Fig. I.3) :

- ❖ Selon le mode de construction.
- ❖ Selon le mode de fonctionnement thermodynamique.
- ❖ Selon le mode de travail.

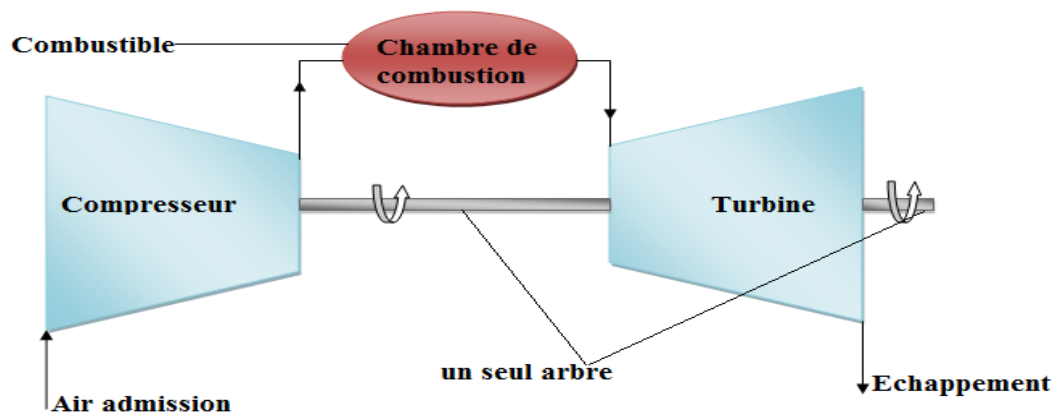


**Fig. I.3.** Classification des turbines à gaz.

### I.3.1. Selon le mode de construction

On peut classer les turbines à gaz selon le mode de construction, à cet égard, on distingue deux types principaux ; turbines à gaz mono-arbre, et turbines à gaz bi-arbres

#### ✓ Turbine mono-arbre :



**Fig. I.4.** Schéma d'une turbine à gaz mono-arbre.

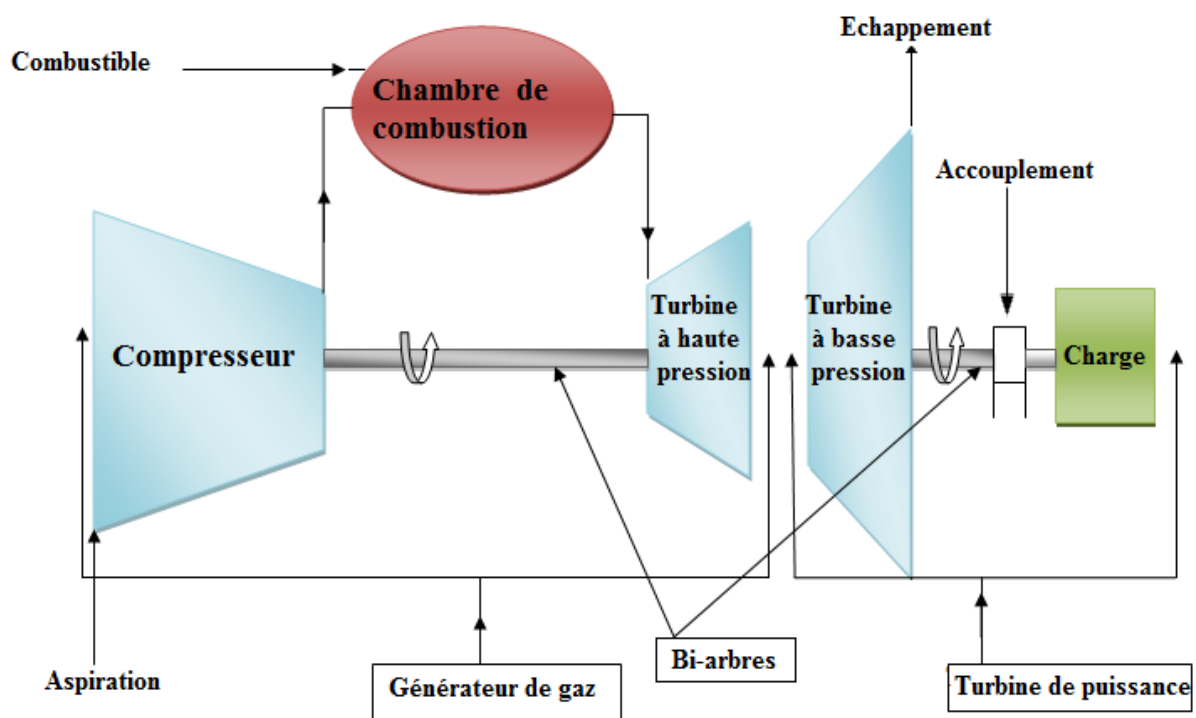
Dans ce type de turbine à gaz ; le compresseur d'air, la turbine de détente et la machine entraînée sont sur le même arbre (Fig. I.4). Cette solution a l'avantage d'une grande simplicité mais conduit à une plage d'utilisation de vitesse limitée, à un moins bon rendement à charge partielle qu'une turbine à deux arbres. De plus, le moteur de lancement doit entraîner l'ensemble de la ligne d'arbre.

La turbine à un seul arbre est le plus souvent utilisée pour l'entraînement d'alternateur dont la vitesse de rotation est constante et qui, de plus, ne se charge pas lors de la montée en vitesse [1].

✓ **Turbine bi-arbres :**

Dans ce type des turbines ; la turbine de détente est décomposée en deux parties :

- La turbine à haute pression HP entraîne le compresseur d'air et lui seul par l'intermédiaire d'un arbre.
- La turbine à basse pression BP assure la fourniture d'énergie à la machine entraînée l'alternateur ou bien le générateur.



**Fig. I.5.** Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre.

La première ligne d'arbre constitue la génération de gaz chaud utilisé dans la deuxième ligne d'arbre pour la production d'énergie mécanique (Fig. I.5). La turbine à deux arbres est sur le plan mécanique plus complexe que la turbine à un seul arbre. Par contre, elle permet d'obtenir un meilleur rendement à charge partielle, elle s'adapte particulièrement bien à l'entraînement d'un compresseur dont la prise en charge s'effectue lors de la montée en vitesse, et permet de travailler sur une large plage de vitesse. A noter également la puissance réduite du moteur de démarrage qui n'entraîne que le premier arbre [1].

### I.3.2. Selon le mode de fonctionnement thermodynamique

Les turbines à gaz à cycle ouvert dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère, ce type de turbines qui est le plus répandu se divise en deux classes : Turbine à cycle simple, et turbine à cycle avec régénération.

✓ **Turbine à cycle simple (sans récupération) :**

Ce type des cycles est basé sur une combustion dans la chambre de combustion (air comprimé + combustible + étincelle) pour la production d'énergie thermique qui tourne la turbine de détente, cette dernière convertit l'énergie thermique en énergie mécanique. Dans ce cas, les gaz d'échappement qui contient une quantité importante de chaleur perdue (n'est pas utilisable) déchargent vers l'atmosphère.

✓ **Turbine à cycle régénératif (avec récupération) :**

Ce type des cycles repose sur la récupération de la chaleur évacuée par les fumées (les gaz d'échappement) par un échangeur de chaleur. On peut utiliser cette quantité de chaleur pour surchauffer l'air avant son entrée à la chambre de combustion comme présenté dans la Fig. I.6.

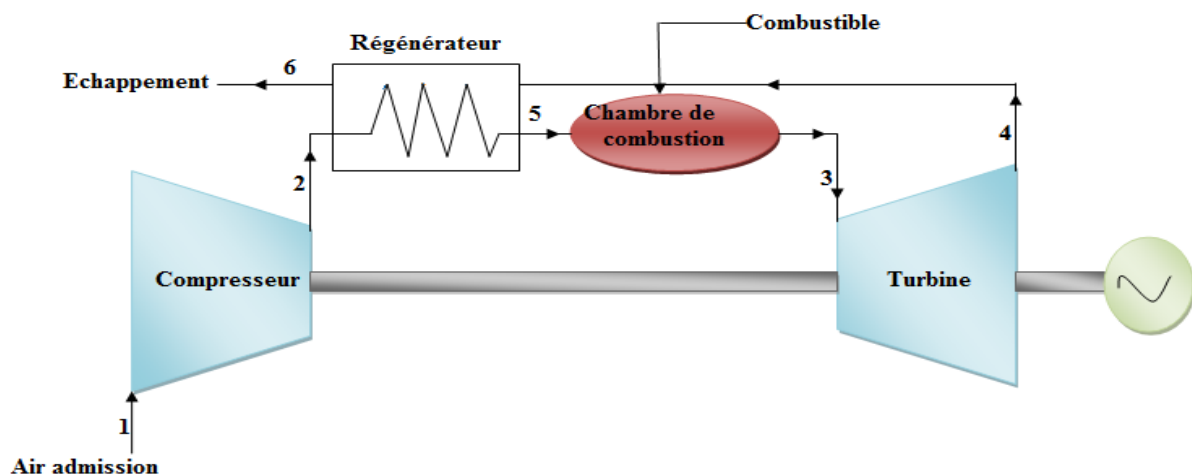


Fig. I.6. Schéma d'une turbine à gaz avec régénération.

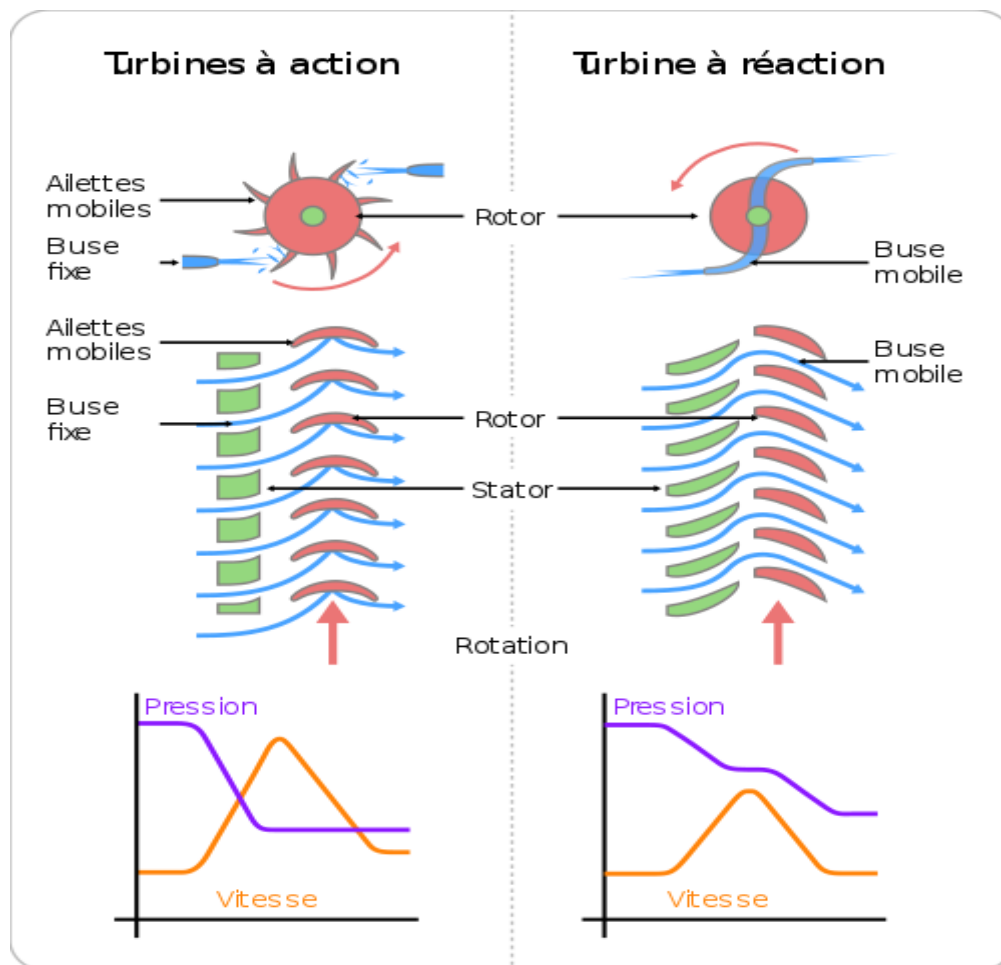
### I.3.3. Selon le mode de travail

✓ **Turbine à action :**

Dans les turbines à action, l'énergie de pression potentielle est entièrement convertie en énergie cinétique dans le distributeur. Le rotor est partiellement alimenté par un écoulement sans pression. « Partiellement alimenté » signifie que seules quelques-unes des aubes mobiles sont alimentées en même temps par le jet [5].

✓ **Turbine à réaction :**

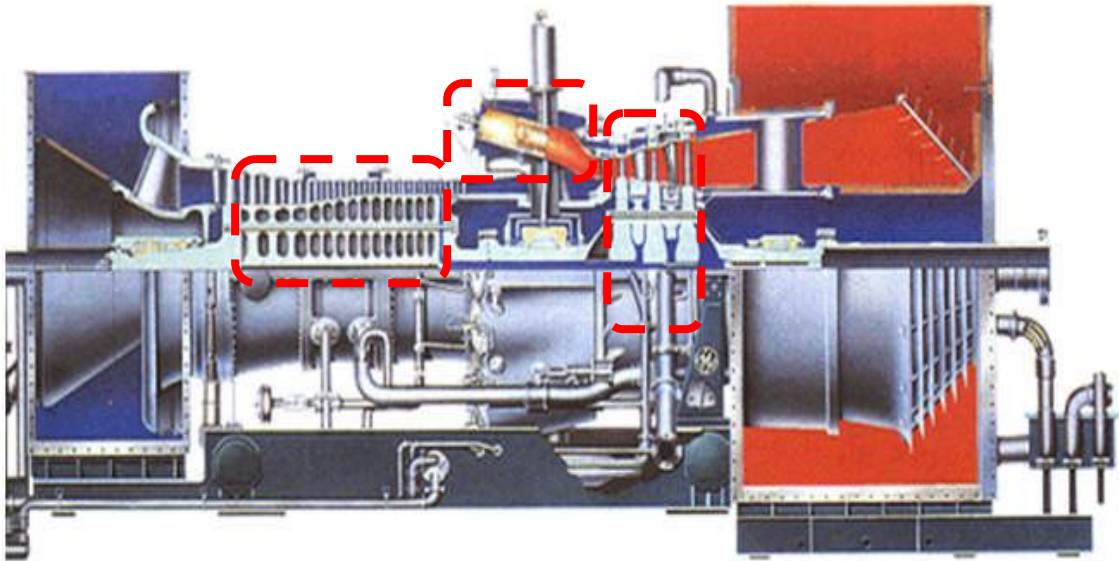
Dans les turbines à réaction, la pression à l'entrée du rotor est plus élevée qu'à sa sortie. La transformation de l'énergie de pression a lieu à la fois dans le distributeur et dans le rotor. L'énergie cinétique est ensuite convertie en travail mécanique dans le rotor. Le rotor est intégralement alimenté par l'écoulement (Figure I.7). « Intégralement alimenté » signifie que le périmètre complet des rotors est traversé par le milieu de travail [5].



**Fig. I.7.** Schéma d'une turbine à action et à réaction [6].

#### I.4. Éléments principaux de la turbine à gaz

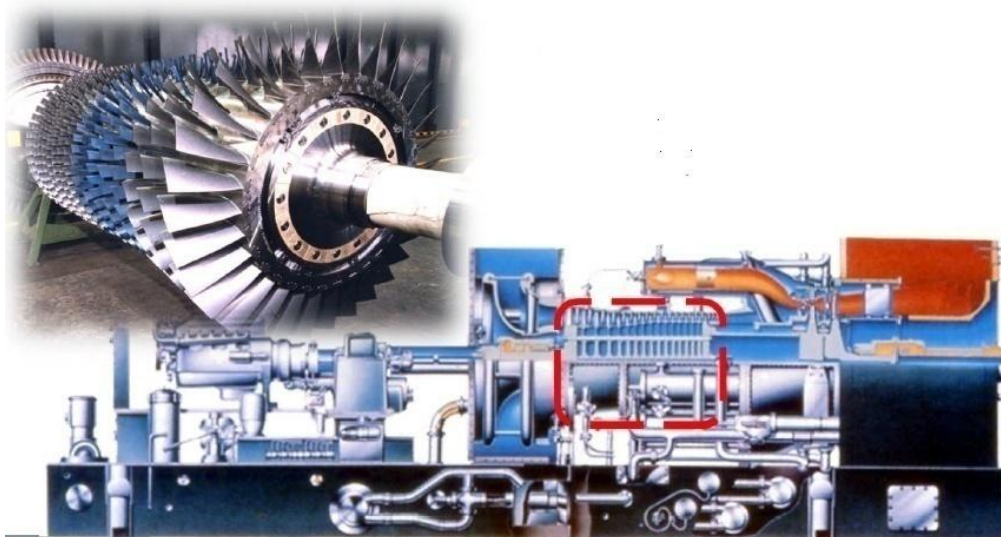
Une turbine à gaz généralement se compose de trois éléments principaux sont : un compresseur, une section de combustion, et une turbine de détente comme montré dans la figure (I.8).



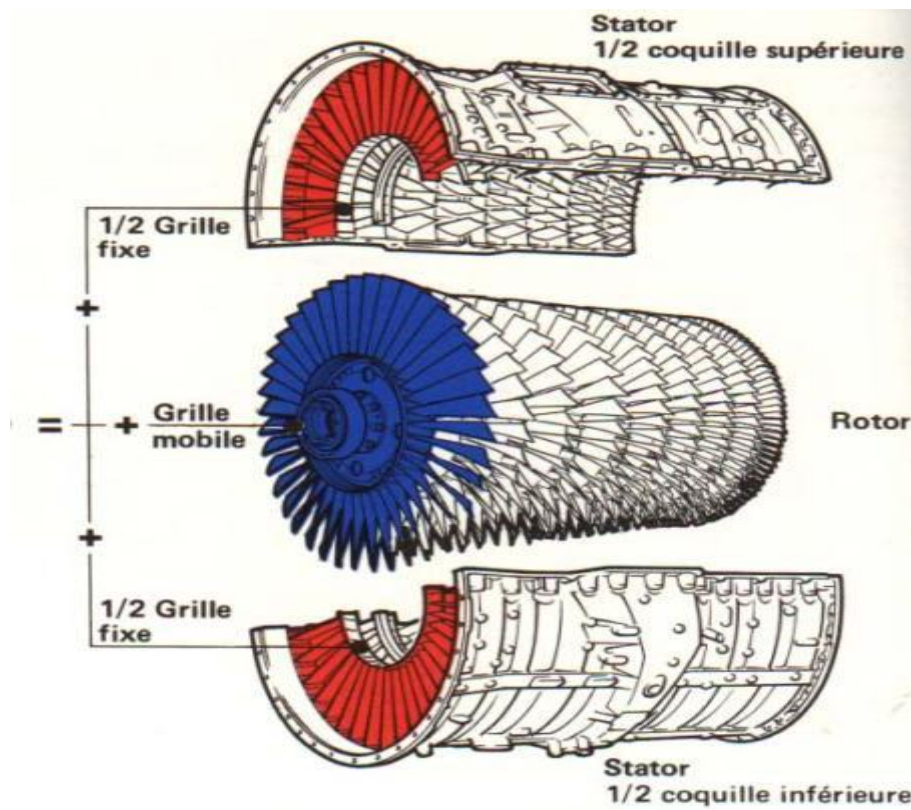
**Fig. I.8.** Schéma représente les éléments principaux d'une turbine à gaz [7].

#### I.4.1. Section du compresseur

Dans les turbines à gaz qui produisent de l'électricité, des compresseurs à flux axial qui aspirent un débit d'air élevé sont utilisés. Chaque étage d'un compresseur se compose d'une roue fixe (stator) et d'une roue mobile (rotor). Le compresseur contient de plusieurs étages, c'est-à-dire de plusieurs successions d'ensemble roue fixe et roue mobile, comme l'indique la figure I.10. L'écoulement traversant le premier étage va être dévié avant d'entrer dans le deuxième étage [8].



**Fig. I.9.** Schéma représente la position de compresseur axial dans une turbine à gaz [7].



**Fig. I.10.** Schéma représente le Rotor et le Stator d'un compresseur axial [9].

#### I.4.2. Section de combustion

La section de combustion 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 des brûleurs (un pour chaque chambre de combustion).

L'air entre dans chaque chambre dans une direction opposée à la veine intérieure des gaz chauds (pour cette raison, cette méthode de distribution de l'air s'appelle à "débit inverse"). Ce courant extérieur d'air, qui s'écoule le long des chemises, sert à les refroidir. En outre, l'air qui n'est pas employé dans le processus de combustion est employé pour refroidir les gaz chauds après la combustion; en effet, il est introduit dans les chambres par les trous de mélange et refroidit le gaz à la température optimale d'admission de la turbine[10].

La veine des gaz chauds du système de combustion à l'admission de la turbine traverse les pièces de transition qui transforment les écoulements du gaz de chacune des chambres de combustion en un courant annulaire continu adapté à l'admission de l'anneau de la directrice du premier étage de la turbine de détente [10].



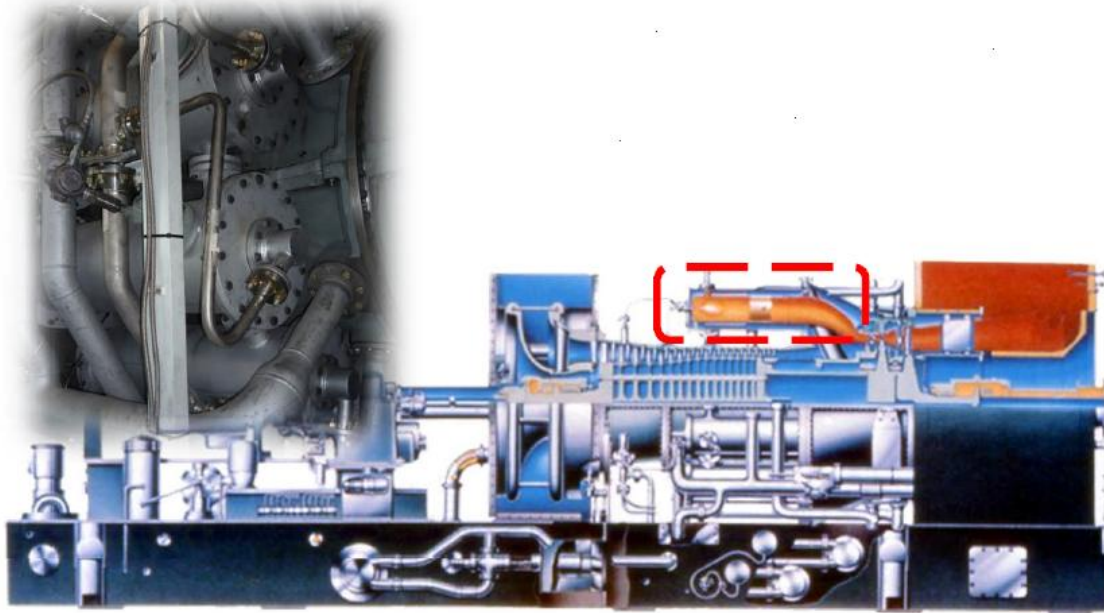


Fig. I.11. Schéma représente la position chambre de combustion dans un turbine à gaz [7].

#### I.4.3. Section de la turbine

La section de la turbine généralement comprend un certain nombre d'étages ; chacun d'entre eux se compose d'un étage stator et d'un étage rotor (aubes), dans l'étage stator (directrice), les gaz à des températures et des pressions élevées fournies 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 [10].

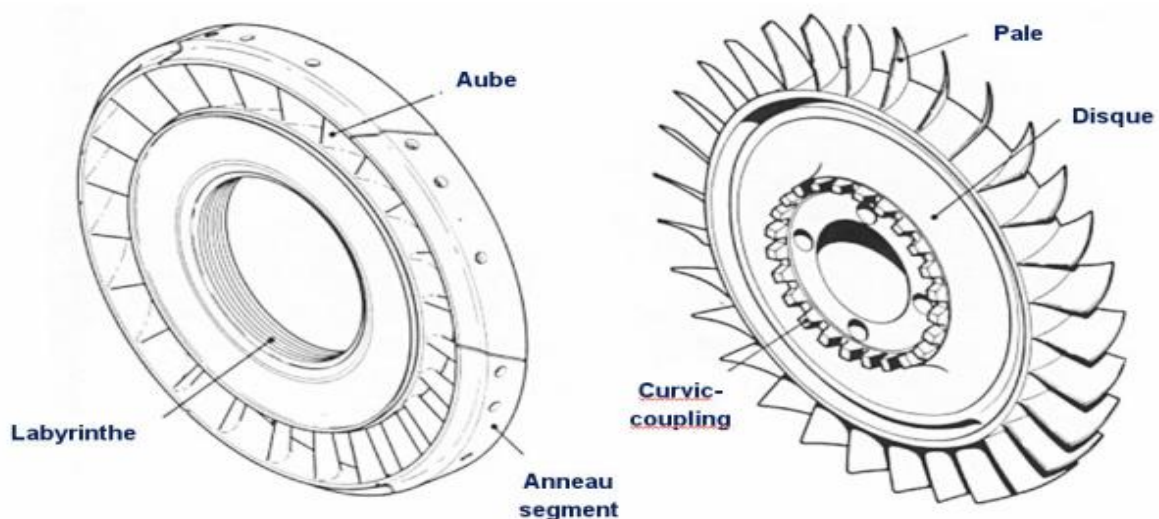


Fig. I.12. Schéma représente la directrice et la roue de turbine [11].

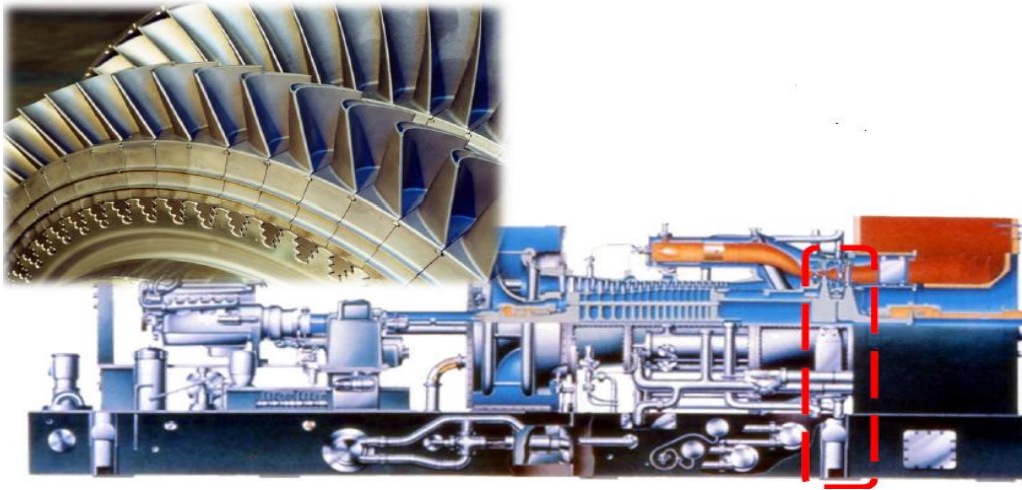


Fig. I.13. Schéma représente la position de la turbine dans une turbine à gaz [7].

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

Une turbine à gaz fonctionne en suivant les suivant ces étapes [10] :

- ✓ Admission : elle extrait de l'air du milieu environnant.
- ✓ Compression : elle le comprime à une pression plus élevée.
- ✓ Combustion : elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion.
- ✓ Détente : elle achemine l'air à pression et à température élevées vers la section de la turbine.
- ✓ Échappement : elle décharge à l'atmosphère les gaz à basse pression et température.

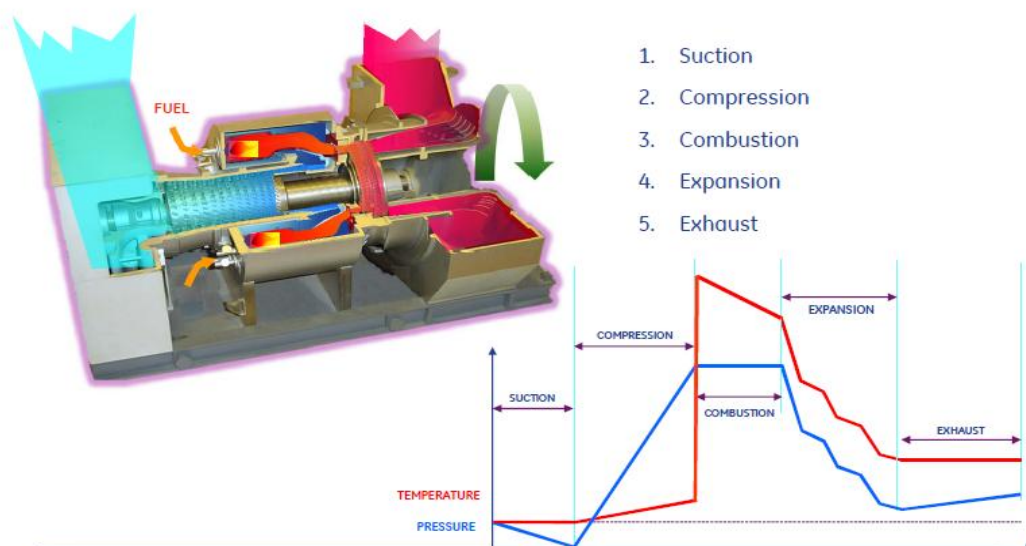
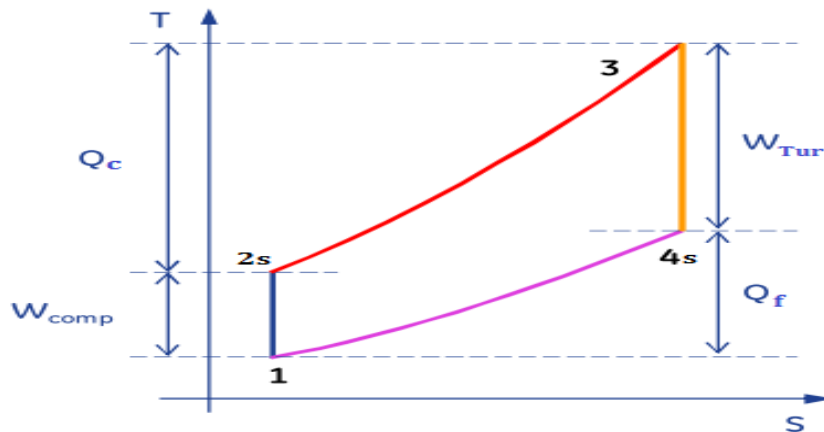


Fig. I.14. La variation de la pression et de température dans les différentes sections de la TAG aux phases de fonctionnement [12].

Le cycle thermodynamique d'une turbine à gaz est connu en tant que le cycle de Brayton, la figure au-dessous (Fig. I.15) montre le diagramme T-S d'une turbine à gaz à cycle simple.



**Fig. I.15.** Diagramme de fonctionnement d'une turbine à gaz [12].

L'air entre dans le compresseur au point (1) à des conditions atmosphériques (à une température ambiante et une pression atmosphérique), les conditions de conception standard sont par convention classifiées comme des conditions ISO, avec les valeurs de référence suivantes:

- ✓ Température ambiante: 15 (°C).
- ✓ Pression ambiante: 1013 (mbar).
- ✓ Humidité relative: 60 (%).

L'air est comprimé à l'intérieur du compresseur et sort au point (2s) pendant une transformation adiabatique de (1) à (2s) ; à une température et pression élevées en raison de la compression, l'air entre dans la section de combustion pratiquement dans les mêmes conditions de pression et de température qu'au point (2s). Le combustible est injecté dans la chambre de combustion par un bruleur et la combustion se produit pratiquement à une pression constante ; la transformation de (2s) à (3) est isobare avec une haute augmentation de température à l'effet de la combustion. La température finale à la sortie du chambre de combustion de la transformation du point (3) est inférieure, car c'est le résultat du mélange des gaz de combustion primaire avec l'air de refroidissement.

Les gaz sortant de la chambre de combustion traversent la section de la turbine qui convertit l'énergie thermique et la pression, en énergie cinétique et, au moyen de la rotation de l'arbre, en travail utilisé pour la compression (interne, non utilisable) et travail utile

externe, grâce à l'accouplement avec une machine conduite ; en aval de la section (4s), des gaz sont évacués dans l'atmosphère [10].

## **I.6. Applications des turbines à gaz**

On peut utiliser les turbines à gaz TAG dans le domaine aéronautique civil et militaire pour la propulsion des avions, et la propulsion ferroviaire ; dans la marine pour la propulsion des navires, et aussi dans le domaine des armes; Elles sont actuellement et de façon croissante, utilisées dans des applications industrielles, Ce dernier domaine est en pleine évolution.

Les principales applications industrielles sont [4] :

- Production d'électricité.
- Applications mécaniques de pompage.
- Compression pour l'industrie du gaz ou du pétrole.
- Utilisation des gaz chauds en cycles combinés.

## **I.7. Revue bibliographique sur les turbines à gaz**

Les turbines à gaz sont devenues l'une des principales préoccupations de la recherche. L'objectif principal de la recherche dans ce domaine est d'améliorer l'efficacité de ces systèmes, et de réduire leurs émissions. Au cours de ces dernières années, de nombreux travaux et études ont été présentés pour étudier de tels sujets.

**Deymi-Dashtebayaz et Kazemiani-Najafabad**, en 2018 [13], ils ont analysé l'effet de plusieurs méthodes de refroidissement de l'air d'admission du compresseur sur l'amélioration des performances d'une turbine à gaz intégrée à la raffinerie de ShahidHashemi-Nezhad. Ces méthodes incluaient des refroidisseurs à fluide, à nébulisation et à absorption en tant que méthodes communes de refroidissement de l'air à l'admission, et une station de perte de pression en tant que nouvelle méthode de refroidissement (Fig. I.16). Cette étude est basée sur l'analyse énergétique, exégétique, environnementale et économique.

D'après les résultats, le système de refroidissement à absorption présentait la plus forte chute de température de l'air d'admission du compresseur (refroidissement), et augmentait les rendements énergétiques et exégétiques du cycle d'environ 2,5 et 3 %, respectivement. L'utilisation d'un refroidisseur à absorption, ou d'une station de perte de pression réduit davantage les émissions de CO<sub>2</sub> et de CO que la turbine à gaz simple, respectivement.

Enfin, sur la base des indicateurs de performance obtenus, la méthode de la station de perte de pression est l'option la plus rentable.

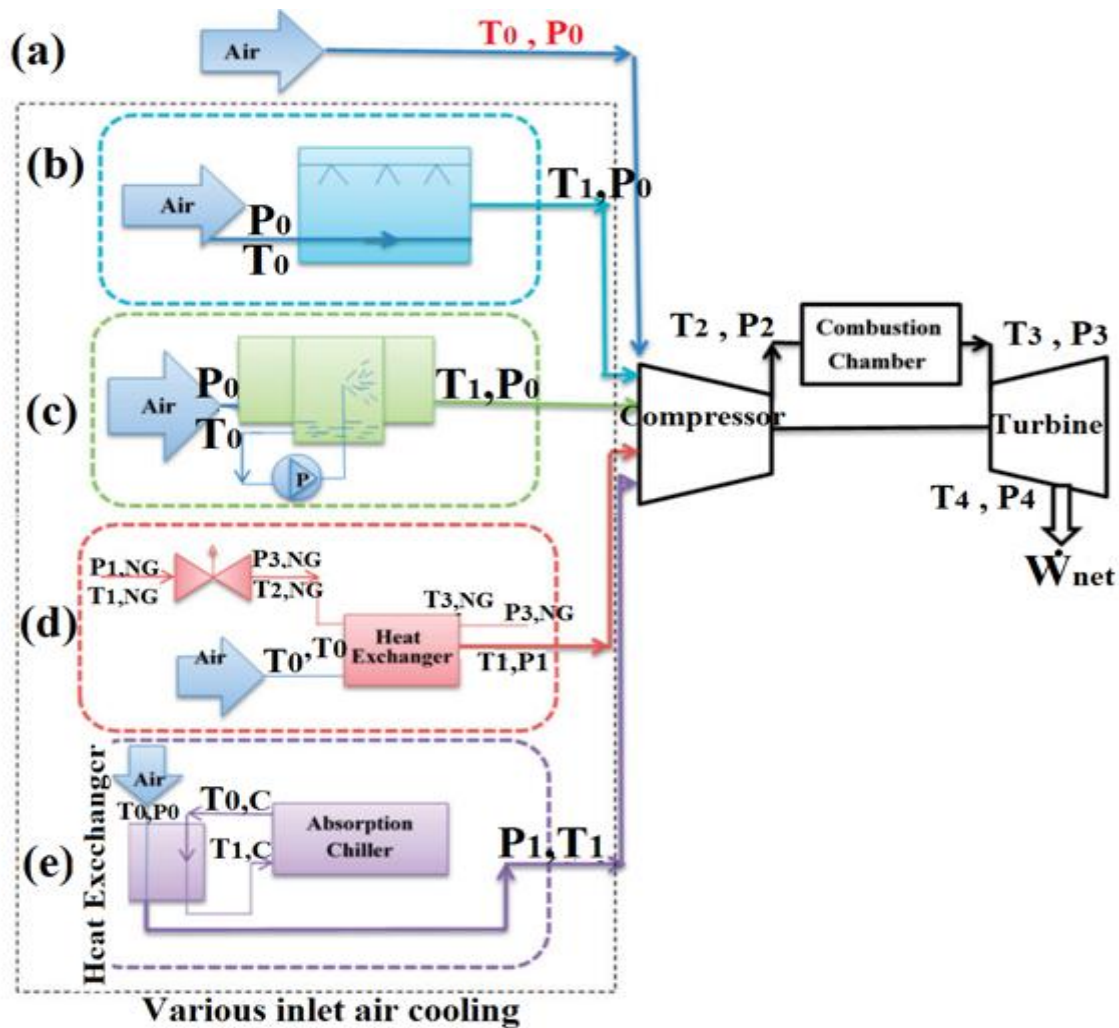


Fig. I.16. Schéma des différentes options de refroidissement de l'admission d'air dans la turbine à gaz étudiée [13].

Dans un autre papier, **Ibrahim et Rahman**, en 2013 [14] présente une analyse paramétrique pour différentes configurations d'une centrale à turbine à gaz (Fig. I.17), et on prend en considération l'effet des rendements isentropiques du compresseur et de la turbine pour connaître la configuration optimale en fonction de ses hautes performances par rapport aux autres configurations. Les résultats de simulations montrent que la configuration basée sur la disposition (réchauffé) a la puissance de sortie la plus élevée, et la configuration avec régénération a la plus grande efficacité thermique par rapport aux autres configurations.

Dans une autre étude avec les mêmes auteurs, en 2014 [15], ils ont analysé l'effet du rapport de compression sur les performances énergétiques de ces différentes configurations d'une turbine à gaz. Ces configurations sont présentées à la Figure (fig. I.17). Exactement, ils ont présenté l'effet de ce paramètre sur la température d'échappement des turbines à gaz, et sur la consommation spécifique de carburant, et sur la résistance des turbines à gaz.

Les résultats ont montré que le taux de compression a un fort influence sur l'efficacité thermique de la centrale GT pour toutes les stratégies, L'efficacité thermique maximale du TG est produite dans la turbine à gaz munie d'un compresseur à deux étages avec refroidissement intermédiaire, d'une turbine à deux étages avec réchauffage intermédiaire et d'un régénérateur (IRTGT). Par ailleurs la puissance de sortie maximale est produite à un taux de compression plus élevée dans le group IRHGT.

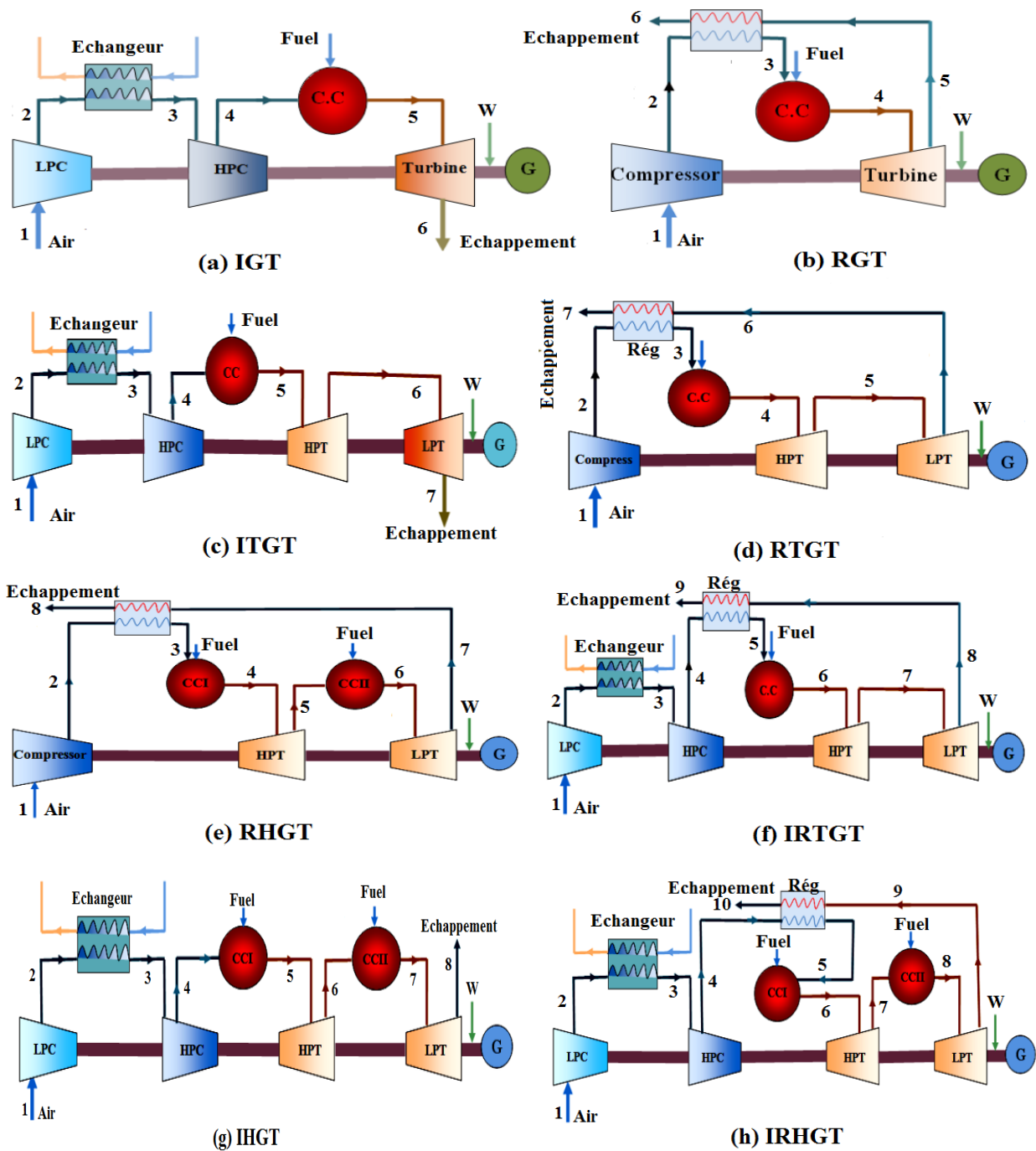
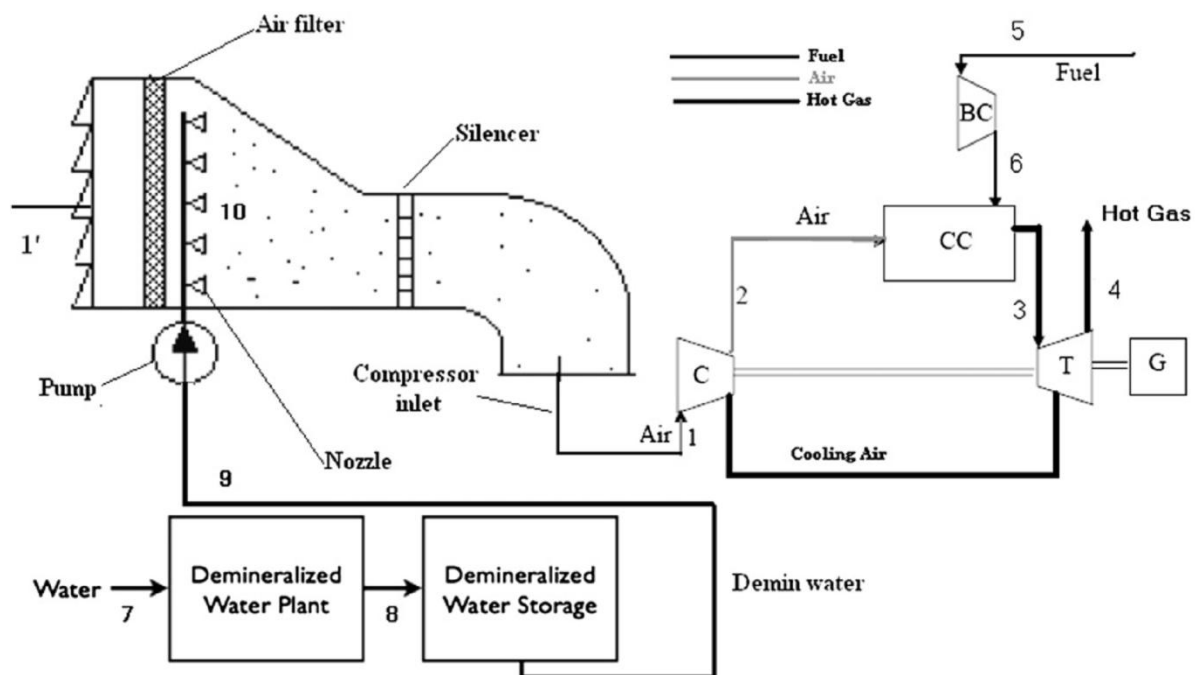


Fig. I.17. Les configurations étudiées de la turbine à gaz [15].

**Ehyaie et al.**, 2011 [16], ont étudié l'effet du système de nébulisation sur la première et de la deuxième loi d'une centrale électrique typique (Shahid Rajai) basée sur la technologie de turbine à gaz, et ils ont proposé une nouvelle fonction permettant d'améliorer le système, qui inclut le coût social de la pollution de l'air pour les systèmes de production d'énergie.

La nouvelle fonction est basée sur l'efficacité de la première loi, le coût énergétique et le coût social externe de la pollution de l'air pour un système opérationnel. Le coût social de la pollution atmosphérique est basé sur les effets négatifs de la pollution atmosphérique sur la santé de la société et de l'environnement. Les résultats théoriques obtenus à partir du modèle sont validés par les résultats enregistrés de la centrale de Shahid Rajae.

Il est conclu que l'utilisation d'un système de nébulisation à l'entrée augmente la génération de la centrale, ainsi que l'efficacité énergétique et exergetique, sur trois mois (juin, juillet et août) de 7%, 5,5% et 6% respectivement.



**Fig. I.18.** Le système de nébulisation installé dans une centrale à turbine à gaz [16].

En outre, une analyse thermodynamique, économique et environnementale d'une turbine à gaz a été réalisée et améliorée par l'algorithme MOPSO par **Shamoushaki et Ehyaie**, 2018 [17]. Trois postes objectifs ont été examinés, à savoir le coût total, l'efficacité du cycle et le taux d'émission de dioxyde de carbone. Les variables de conception à prendre en compte sont les suivantes : rapport de compression du compresseur, température d'entrée dans la chambre de combustion, et température d'entrée de la turbine à gaz. Dans cette étude une turbine à gaz avec régénération est considérée.

Les résultats ont montré qu'avec l'augmentation du rapport de compression et de la température d'entrée de la turbine à gaz, le taux d'émission de CO<sub>2</sub> diminue. De plus, les résultats ont montré que l'efficacité exégetique du cycle augmente avec l'augmentation de la température à l'entrée de la turbine à gaz et du rapport de compression.

Par ailleurs, **Egware et Obanor**, en 2013 [18] ont présenté un problème dans la centrale thermique à gaz d'Omosho phase I pour la production d'électricité. Le problème c'est l'influence de la variation de la température ambiante sur la performance de la centrale à gaz. La performance thermique de l'installation doit être étudiée pour atteindre l'objectif d'amélioration de l'efficacité. Ce papier décrit l'utilisation de l'analyse énergétique dans l'évaluation des performances de la centrale thermique à gaz, à l'aide des données obtenues à partir d'une base de données. L'efficacité de l'installation a été calculée par un modèle de calcul pour différents niveaux de charge et différentes températures ambiantes.

D'après les résultats obtenus, ils ont trouvé que l'augmentation de la température ambiante (température d'entrée de compresseur) a un impact négatif sur l'efficacité thermique et la puissance de la turbine à gaz. À la fin de cette analyse énergétique, ils ont déduit que les systèmes de refroidissement de l'air d'admission de compresseur, et l'intégration du cycle combiné sont recommandés pour optimiser les performances thermiques de l'installation.

## **I.8. Conclusion**

Dans ce chapitre, nous avons constaté qu'il y a plusieurs types des turbines à gaz, et leur utilisation différent selon leur principe de fonctionnement, et leur classification. Elles sont utilisées intensivement pour la production d'énergie électrique. Nous avons également noté qu'elles présentent de nombreux avantages par rapport aux autres moteurs thermiques, pour cela il y a de nombreux chercheurs qui ont effectué beaucoup des recherches pour analyser et optimiser ce type des centrales.



---

# *CHAPITRE II. MODELISATION*

## *MATHEMATIQUE*

---

II.1. Introduction.....	20
II.2. Cycle thermodynamique des turbines à gaz.....	20
II.2.1. Cycle de Brayton.....	20
II.2.1.1. Cycle de Brayton idéal (réversible).....	20
II.2.1.2. Cycle de Brayton réel (irréversible).....	21
II.3. Modélisation mathématique des turbines à gaz.....	22
II.3.1. Les Données disponibles auprès du fabricant.....	23
II.3.2. Les données de l'utilisateur.....	24
II.4. Etude énergétique des centrales considérées.....	24
II.4.1. Pour un cycle simple.....	24
II.4.2. Pour un cycle régénératif.....	28
II.4.3. Pour un cycle avec refroidissement intermédiaire.....	29
II.5. Etude exergetique des centrales considérées.....	31
II.6. Etude économique des centrales considérées.....	32
II.7. Etude environnementale des centrales considérées.....	34
II.8. Organigramme de modèle de calcul.....	36
II.9. Conclusion.....	37

---

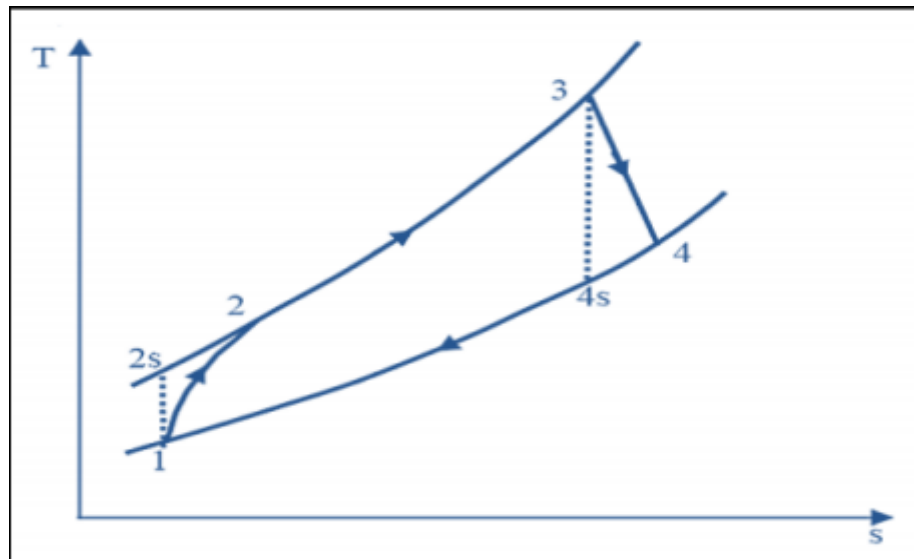
## II.1. Introduction

Comme indiqué dans le chapitre précédent, les centrales thermiques à TAG sont constituées d'un compresseur, une chambre de combustion, et une turbine. Éventuellement, un échangeur pour récupérer la chaleur évacuée dans les gaz d'échappement, ou un système de refroidissement entre les étages du compresseur où les deux systèmes à la fois peuvent être utilisés pour améliorer le potentiel du système. L'analyse thermodynamique, économique et environnementale de ce type de centrales est nécessaire pour l'identification de la configuration efficace et fiable. A ce propos, et dans ce chapitre, on va faire une modélisation 4E (Energétique, Exergétique, Economique et Environnemental) de ces types de centrales thermiques avec trois configurations ; turbine à gaz simple, turbine à gaz avec régénération, et turbine avec refroidissement intermédiaire.

## II.2. Cycle thermodynamique des turbines à gaz

### II.2.1. Cycle de Brayton

Le cycle thermodynamique de base dans lequel toutes les turbines à gaz fonctionnent s'appelle le cycle de Brayton. La figure ci-dessous (Fig. II.1) montre le diagramme classique (T – S) dans le cas idéal et réel.



**Fig. II.1.** Cycle thermodynamique de Brayton [19].

#### II.2.1.1. Cycle de Brayton idéal (réversible)

La figure (Fig. II.2) représente le cycle théorique de la turbine à gaz qu'est illustré dans des diagrammes (T – S) et (P – V) qui montrent les quatre transformations de cycle.

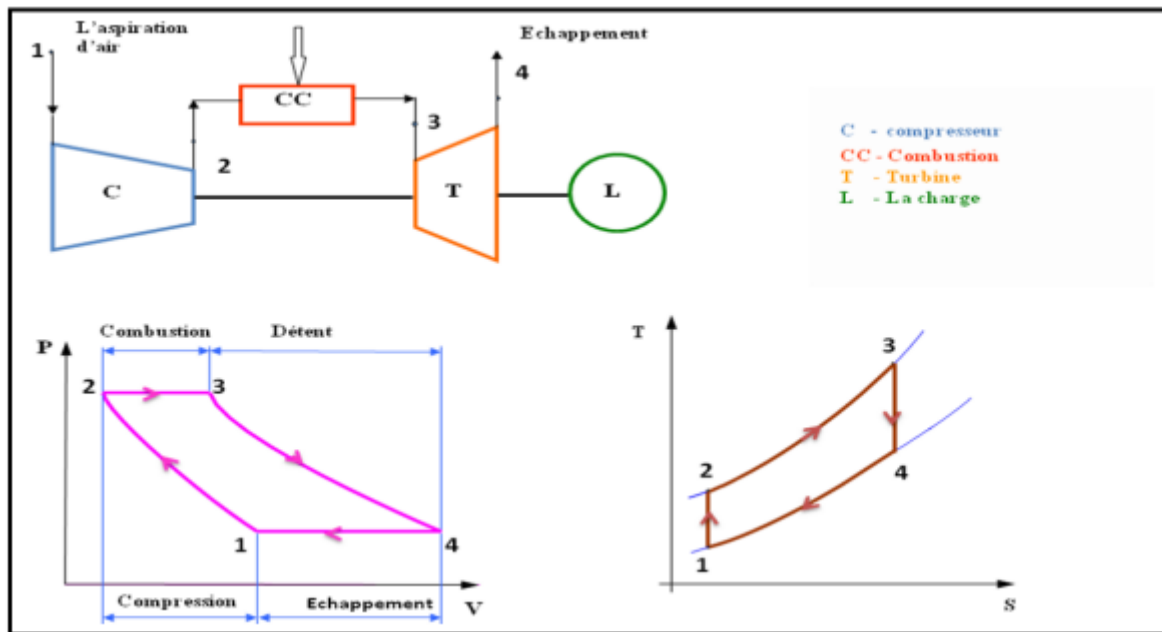


Fig. II.2. Cycle idéal (réversible) de Brayton [20].

Les transformations thermodynamique de ce cycle sont :

- 1 à 2 : Compression isentropique (Compresseur).
- 2 à 3 : Combustion isobare (Chambre de combustion).
- 3 à 4: Détente isentropique (Turbine).
- 4 à 1: Échappement isobare.

### II.2.1.2. Cycle de Brayton réel (irréversible)

Le cycle réel de Brayton diffère du cycle théorique dû à l'irréversibilité des transformations réelles. Suite d'existence des forces de frottement interne dans le compresseur et la turbine, qui se manifeste par un accroissement d'entropie, la compression et la détente ne sont pas isentropiques. D'autre part, la combustion et l'échappement des gaz brûlés eux-mêmes sont accompagnés d'une légère chute de pression. Figure II.3, montre le diagramme (T – S) du cycle de Brayton.

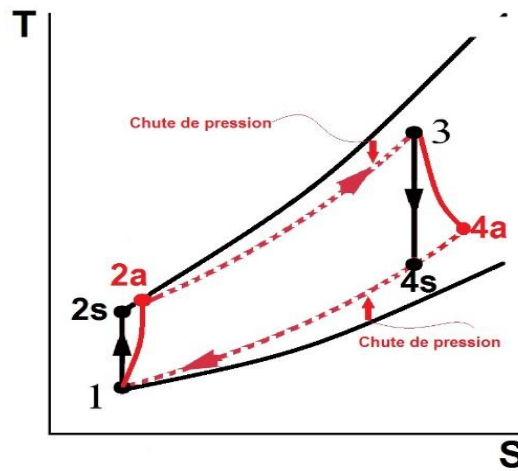


Fig. II.3. Diagramme T – S du cycle réel de Brayton [21]

### II.3. Modélisation mathématique des turbines à gaz

Dans notre travail, nous allons faire une modélisation Energétique, Exergétique, Economique et Environnemental d'une turbine à gaz MS 5002C fonctionne selon le cycle de Brayton simple, et à partir de cette configuration, nous apportons des modifications pour que cela fonctionne selon un cycle régénératif ou avec refroidissement intermédiaire, comme résumé dans la Figure II.4.

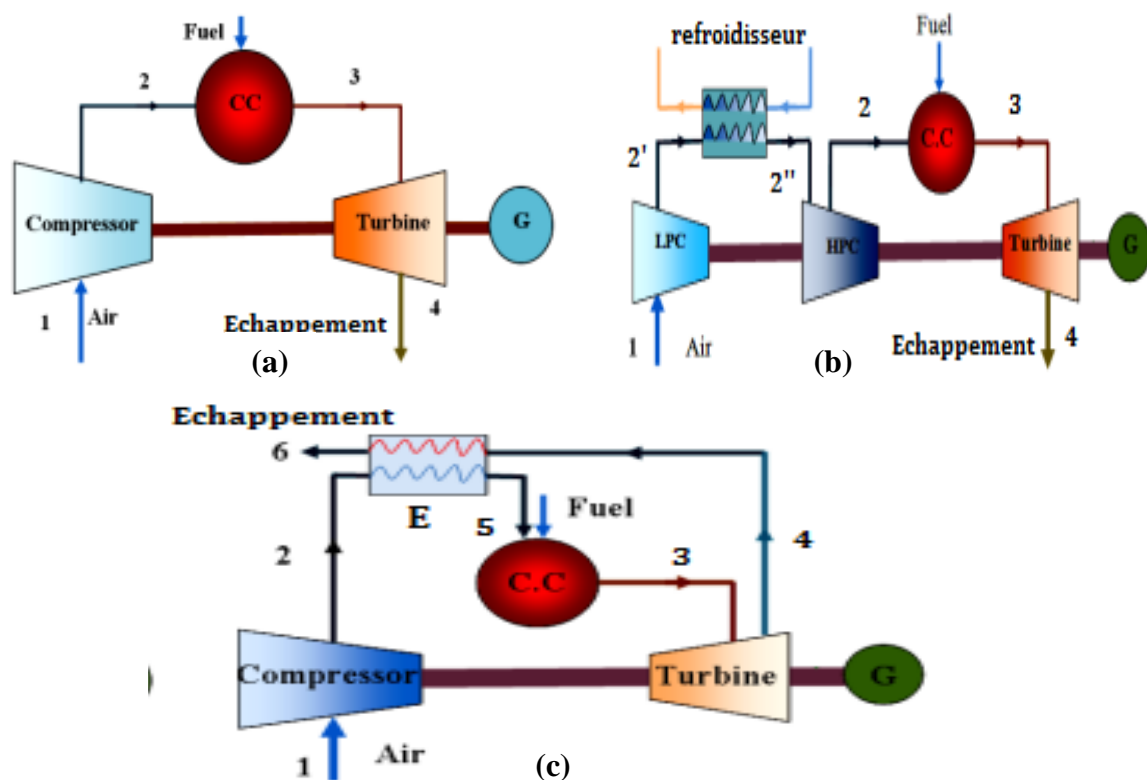


Fig. II.4. (a) cycle simple, (b) cycle régénératif, (c) cycle avec refroidissement intermédiaire.

A l'aide de logiciel Matlab R2010a, nous allons développer des programmes pour simuler les performances thermodynamiques (énergétiques et exergétiques), et aussi des indicateurs économiques et environnementaux de ces configurations. Nous allons simuler cette centrale (MS 5002C) avec les trois configurations à partir de données réelles fournies par le constructeur. A ce propos, et pour effectuer la simulation, nous devons mettre et suivre certaines conditions et hypothèses appropriées pour cette étude. Parmi ces hypothèses, nous mentionnons :

- Tous les processus sont supposés être à l'état stable (régime stationnaire).
- Le compresseur d'air et la turbine à gaz sont supposés être adiabatiques.
- L'énergie cinétique et l'énergie potentielle sont considérées négligeables.
- La température de l'air à l'entrée du compresseur d'air c'est la température ambiante et sa pression doit être égale à 1,013 bar.
- Une chute de pression à la chambre de combustion a été considérée égale à 4%.
- Nous considérons que la réaction de combustion est stœchiométrique.
- Nous utilisons les tables thermodynamiques pour extraire les propriétés thermophysiques de l'air.
- Nous considérons que le débit de carburant est négligeable par rapport au débit d'air.
- Nous considérons que l'humidité relative est égale à 60 %.

### II.3.1. Les Données disponibles auprès du fabricant:

Les données de constructeur sont résumés dans le Tableau II.1, et ont été définis sous les conditions de conception standard qui sont classifiées comme les conditions ISO ; avec les valeurs de référence qui on a déjà vu au premier chapitre.

**Tab. II.1.** Les données de fabricant de la TAG MS5002C [7].

Paramètre	Unité	Symbole	valeur
Puissance de charge	[MW]	P	28,34
Rendement énergétique	[%]	$\eta_{en}$	28,8
Taux de compression	[-]	$\tau$	8,85
Débit massique d'air	$\left[\frac{kg}{s}\right]$	$\dot{m}_a$	123,4
Température de combustion	[°C]	$T_3$	966
Pouvoir calorifique	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	PCI	42000

## II. 3.2. Les données de l'utilisateur

Tab. II.2. Les données supplémentaires de la TAG.

Paramètre	Symbole	valeur
Rendement isentropique du compresseur	$\eta_{sc}$	0,89
Rendement de la combustion	$\eta_{cc}$	0,98
Chute de pression	$\Delta P$	4%
Rendement isentropique de la turbine	$\eta_{ST}$	0,89
Rendement mécanique du compresseur	$\eta_{méc C}$	0,97
Rendement mécanique de la turbine	$\eta_{méc T}$	0,96
Rendement du générateur	$\eta_{gén}$	0,95

## II.4. Etude énergétique des centrales considérées

## II.4.1. Pour un cycle simple

## ❖ Section de la compression

La figure ci-dessous (Fig. II.5) montre le processus de la compression dans les deux cas ; idéal de 1 à 2s, et réel de 1 à 2 ;

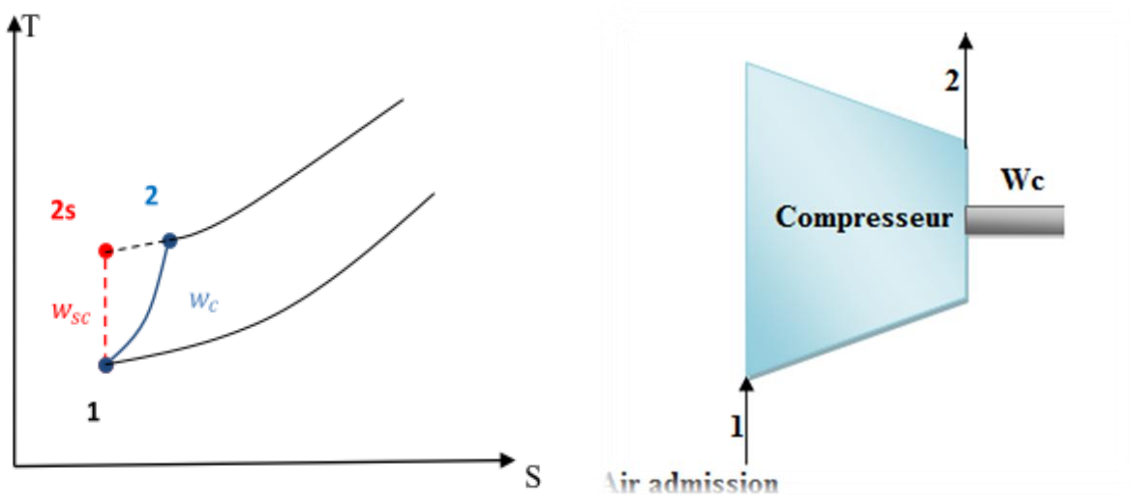


Fig. II.5. Présentation de la compression de compresseur.

L'air à l'entrée du compresseur est toujours lié aux conditions ambiantes, y compris la température  $T_0$ , la pression  $P_0$  et l'humidité relative.

D'autre part, les propriétés d'air à la sortie du compresseur dépendent du taux de compression  $\tau$ , du rendement isentropique de compresseur  $\eta_{sc}$ , et le débit d'air aspiré  $\dot{m}_{air}$ .

On peut calculer ces propriétés ( $T_2, T_{2s}, P_2$ ) en utilisant les formules suivantes :

$$\tau = \frac{P_2}{P_1} \quad P_2 = \tau * P_1 \quad (II.1)$$

Avec ;

$\tau$  : Le taux de compression

Pour la transformation isentropique :

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

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

Avec  $\gamma$  : est le coefficient poly tropique de l'air ;

$$\gamma_{air} = \frac{C_{p_{air}}}{C_{v_{air}}} \quad (II.4)$$

Le travail massique dans le cas idéal fourni à l'air par le compresseur  $W_{sc}$  peut être calculé par la formule suivante:

$$W_{sc} = h_{2s} - h_1 \quad (II.5)$$

Dans le cas réel ; la température à la sortie de compresseur est égale :

$$T_2 = \frac{(T_{2s} - T_1)}{\eta_{sc} * \eta_{mécC}} + T_1 \quad (II.6)$$

Donc, le travail massique réel fourni pour entrainer le compresseur  $W_{c_r}$  peut être calculé par la formule suivante:

$$W_{c_r} = h_2 - h_1 \quad (II.7)$$

Et on peut le calculer aussi par la relation suivante :

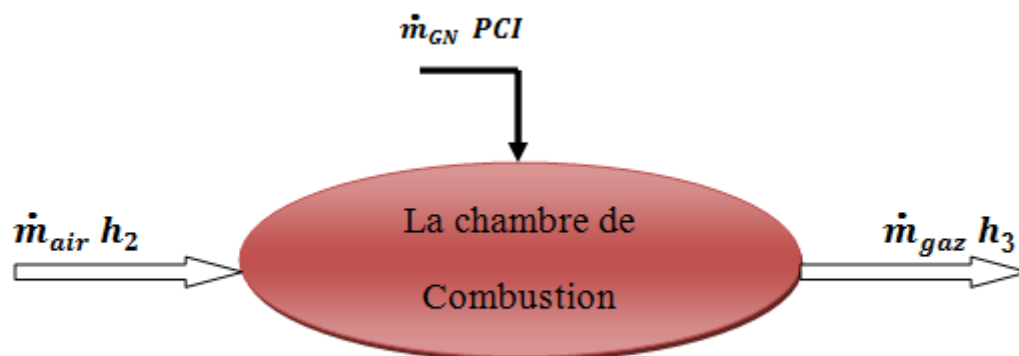
$$W_{c_r} = \frac{W_{sc}}{\eta_{sc} * \eta_{mécC}} \quad (II.8)$$

La puissance nécessaire pour entrainer le compresseur peut être calculée par l'expression suivante :

$$\dot{P}_{c_r} = \dot{m}_a * (h_2 - h_1) \quad (II.9)$$

### ❖ Section de la combustion

Les propriétés de la combustion dépendent du pouvoir calorifique inférieur PCI, et du débit de combustible  $\dot{m}_{GN}$ , ainsi que le rendement de la chambre de combustion. Pendant la transformation isobare de 2 à 3 comme nous illustrons dans la figure (Fig. II.6), nous injectons à l'air comprimé un débit de carburant pour obtenir la quantité de chaleur nécessaire dans la chambre de combustion pour entraîner la turbine.



**Fig. II.6.** Présentation de la combustion.

La quantité de chaleur par unité de masse fournie par la chambre de combustion est calculée par l'expression suivante :

$$q_{CC} = h_3 - h_2 \quad (\text{II.10})$$

Donc, la quantité de chaleur de la combustion est :

$$\dot{Q}_{CC} = \dot{m}_a * [h_3 - h_2] * \eta_{CC} \quad (\text{II.11})$$

Ou bien :

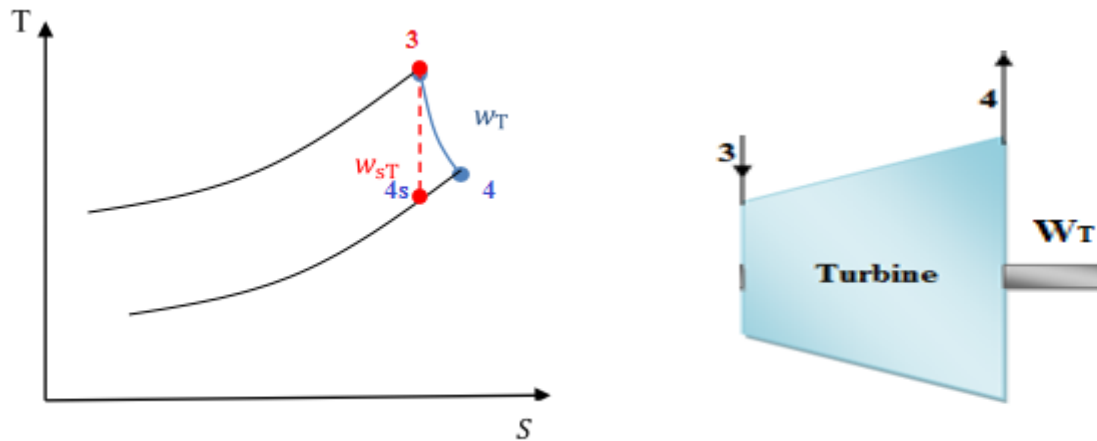
$$\dot{Q}_{CC} = \dot{m}_{GN} * PCI * \eta_{CC} \quad (\text{II.12})$$

$$\dot{m}_{GN} = \frac{\dot{Q}_{CC}}{\eta_{CC} * PCI} \quad (\text{II.13})$$

### ❖ Section de la détente

La Fig. II.7 illustre le processus de la détente de cycle de Brayton dans les cas idéal et réel, de 3 à 4s, et de 3 à 4 respectivement.





**Fig. II.7.** Présentation de la détente.

Pour la détente isentropique du point 3 au point 4s, nous avons:

$$\frac{T_{4s}}{T_3} = \left(\frac{p_{4s}}{p_3}\right)^{\frac{\gamma_{\text{air}}-1}{\gamma_{\text{air}}}} = \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\frac{\gamma_{\text{air}}-1}{\gamma_{\text{air}}}} \quad (\text{II.14})$$

$$T_{4s} = T_3 * \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\frac{\gamma_{\text{air}}-1}{\gamma_{\text{air}}}} \quad (\text{II.15})$$

$\varepsilon$  : C'est le rapport de détente

Le travail massique isentropique obtenu par la turbine  $W_{sT}$ , est donné par l'équation suivante :

$$W_{sT} = h_3 - h_{4s} \quad (\text{II.16})$$

Tandis que dans le cas réel, la température des gaz d'échappement à la sortie de la turbine est égale :

$$T_4 = T_3 - ((T_3 - T_{4s}) * (\eta_{sT} * \eta_{\text{mécT}})) \quad (\text{II.17})$$

Donc, le travail massique réel obtenu par la détente de la turbine  $W_{Tr}$  peut être calculé par la formule suivante:

$$W_{Tr} = h_3 - h_4 \quad (\text{II.18})$$

Et on peut le calculer aussi par la relation suivante :

$$\eta_{sT} = \frac{W_{Tr}}{W_{sT}} \quad (\text{II.19})$$

$$W_{Tr} = (W_{sT} * \eta_{sT}) * \eta_{\text{mécT}} \quad (\text{II.20})$$

La puissance produite par la turbine peut être calculée par l'expression suivante :

$$\dot{P}_{Tr} = \dot{m}_g * (h_3 - h_4) \quad (\text{II.21})$$

#### ❖ Bilan global de la centrale

Le travail net du cycle  $W_{net}$  est estimé par :

$$W_{net} = W_{Tr} - W_{Cr} \quad (\text{II.22})$$

La puissance électrique nette produite par la centrale  $P_{nette}$  :

$$\dot{P}_{nette} = (\dot{P}_{Tr} - \dot{P}_{Cr}) * \eta_{gén} \quad (\text{II.23})$$

Tant que, le rendement énergétique global de cycle de Brayton  $\eta_{en}$  est donné par:

$$\eta_{en} = \frac{W_{net}}{q_{CC}} \quad (\text{II.24})$$

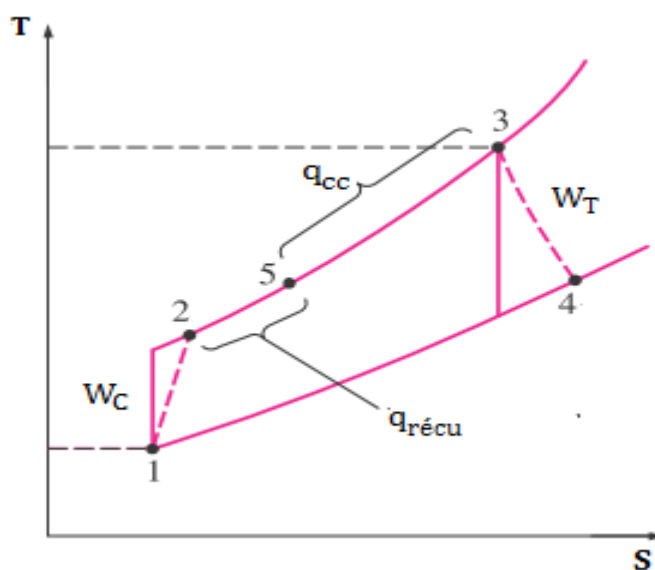
Et aussi en fonction de la puissance :

$$\eta_{en} = \frac{\dot{P}_{nette}}{\dot{Q}_{CC}} \quad (\text{II.25})$$

#### II. 4.2. Pour un cycle régénératif

Le cycle avec régénération est différent de cycle simple dans l'échangeur supplémentaire ajouté entre le compresseur et la chambre de combustion pour récupérer la chaleur évacuée dans les gaz d'échappement.

Le diagramme (T – S) illustré dans la figure ci-dessous (Fig. II.8) montre le cycle de Brayton régénératif et les points de différences.



**Fig. II.8.** Diagramme T – S de cycle de Brayton régénératif [21].

Par rapport au cycle simple, les propriétés thermodynamiques à l'entrée de la chambre de combustion seront modifiées.

D'après ce changement, l'expression (II.10) de la quantité de chaleur spécifique devient :

$$q_{CC'} = h_3 - h_5 \quad (\text{II.26})$$

Et la relation (II.11) devient comme suit :

$$\dot{Q}_{CC'} = \dot{m}_a * [h_3 - h_5] * \eta_{CC} \quad (\text{II.27})$$

Avec ;  $h_5$  c'est l'enthalpie du nouveau point d'entrée de la chambre de combustion après la régénération :

$$h_5 = E * (h_4 - h_2) + h_2 \quad (\text{II.28})$$

$E$  : C'est l'efficacité thermique du régénérateur de chaleur.

Tandis que les expressions (II.23) et (II.24) de travail net et de la puissance nette sont resté les mêmes.

Alors que l'expression du rendement énergétique devient comme suit :

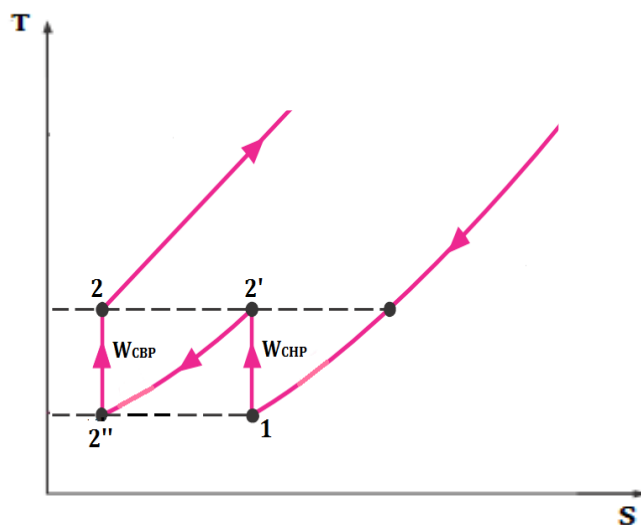
$$\eta_{en} = \frac{W_{net}}{q_{CC'}} \quad (\text{II.29})$$

Ou bien ;

$$\eta_{en} = \frac{\dot{P}_{nette}}{\dot{Q}_{CC'}} \quad (\text{II.30})$$

#### II.4.3. Pour un cycle avec refroidissement intermédiaire

Dans l'étude de cette configuration, et afin de diminuer la puissance nécessaire pour la compression, nous avons remplacé le compresseur principal par deux compresseurs secondaires ; l'un à haute pression CHP, et l'autre à basse pression CBP, et l'air sera refroidi entre les deux compresseurs. La Fig. II.9 présente le diagramme (T – S) du nouveau processus de compression utilisant les deux compresseurs secondaires.



**Fig. II.9.** Section de la compression avec refroidissement intermédiaire [21].

La valeur de taux de compression optimale pour obtenir des travaux optimaux c'est le radical de taux de compression précédent.

Le taux de compression de ces deux compresseurs est écrit comme suit :

$$\tau_{\text{CHP}} = \tau_{\text{CBP}} = \sqrt{\tau} \quad (\text{II.31})$$

En outre, l'expression de travail de la compression devient comme suit :

$$W_C = W_{\text{CHP}} + W_{\text{CBP}} \quad (\text{II.32})$$

Avec ;

$$W_{\text{CHP}} = h_{2'} - h_1 \quad \text{et} \quad W_{\text{CBP}} = h_2 - h_{2''} \quad (\text{II.33})$$

Tandis que les expressions pour calculer les performances de la chambre de combustion et de la turbine restent les mêmes.

#### ❖ Bilan de cycle

Le travail net et la puissance nette de ce cycle deviennent :

$$W_{\text{net}} = W_T - (W_{\text{CHP}} + W_{\text{CBP}}) \quad (\text{II.34})$$

$$\dot{P}_{\text{nette}} = \dot{P}_T - (\dot{P}_{\text{CHP}} + \dot{P}_{\text{CBP}}) \quad (\text{II.35})$$

Donc, le rendement énergétique global devient comme suit :

$$\eta_{\text{en}} = \frac{W_{\text{net}}}{q_{\text{CC}}} \quad (\text{II.36})$$

$$\eta_{\text{en}} = \frac{\dot{P}_{\text{nette}}}{\dot{Q}_{\text{CC}}} \quad (\text{II.37})$$

## II.5. Etude exergétique des centrales considérées

L'analyse exergétique, c'est-à-dire l'analyse qui cherche à déterminer l'énergie utile disponible, cette analyse repose sur la deuxième loi de la thermodynamique ; la loi qui signifie la qualité de l'énergie, qu'estime la production d'entropie [21].

L'Exergie est divisé en quatre parties: physique, chimique, cinétique et potentielle [17]. Dans notre travail, les variations d'exergies cinétique et potentielle sont négligeables. Bien que l'exergie chimique est liée à la quantité de détournement de la composition chimique du système en équilibre chimique. L'exergie chimique est l'une des parties importantes de l'exergie dans un processus de combustion [17].

Donc, l'expression générale de l'exergie  $E_x$  est :

$$E_x = E_{xph} + E_{xch} \quad (II.38)$$

Pour l'analyse exergétique d'une turbine à gaz, il faut écrire le bilan exergétique de chaque composant de la TAG.

L'expression générale de l'exergie physique  $E_{xph}$  s'écrit comme suite :

$$E_{xph} = \Delta h - T_0 * \Delta S \quad (II.39)$$

- Dans le compresseur d'air, on montre l'exergie par la relation suivante :

$$E_{xc} = \Delta h - T_0 * \Delta S = \dot{m}_a * [(h_2 - h_1) - T_0 * (S_2 - S_1)] \quad (II.40)$$

Et le rendement exergétique comme suite :

$$\eta_{exC} = \frac{E_{xc}}{\dot{P}_{Cr}} \quad (II.41)$$

- Dans la chambre de combustion, la relation de l'exergie est donnée par [21] :

$$E_{xCC} = \left(1 - \left(\frac{T_0}{T_3}\right)\right) * \dot{Q}_{CC} \quad (II.42)$$

- Dans la turbine de détente, On montre l'exergie par la relation suivante :

$$E_{xT} = \Delta h - T_0 * \Delta S = \dot{m}_g * [(h_3 - h_4) - T_0 * (S_4 - S_3)] \quad (II.43)$$

Et le rendement exergétique comme suite :

$$\eta_{exT} = \frac{\dot{P}_{Tr}}{E_{xT}} \quad (II.44)$$

Le rendement éxergétique de la centrale  $\eta_{Ex}$  de cycle de Brayton s'écrit par l'expression suivante :

$$\eta_{ex} = \frac{\eta_{en}}{1 - \left(\frac{T_0}{T_3}\right)} \quad (II.45)$$

## II.6. Etude économique des centrales considérées

L'analyse économique est une partie très importante dans l'étude des projets d'investissement et des installations industrielles. Le but de cette analyse est de déterminer la fiabilité économique de la centrale. Les équations illustrées dans le tableau au-dessous (Tab. II.3) sont utilisées pour calculer les valeurs du coût d'investissement, chaque équation montre le coût d'un composant du système ; tandis que ces équations de coût sont liées à des facteurs externes comme les températures et les pressions de travail, et des facteurs de constructeur comme le taux de compression, et le débit massique, aussi bien que les rendements isentropique du compresseur et de la turbine.

**Tab. II.3.** Fonctions des coûts en termes de paramètres thermodynamiques pour les composants de la centrale [17].

Composants du système	Fonctions de coûts d'investissement
Compresseur d'Air	$Z_{AC} = \left(\frac{C_{11} * \dot{m}_{air}}{C_{12} - \eta_{AC}}\right) * \left(\frac{P_2}{P_1}\right) * \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)$
Chambre de Combustion	$Z_{CC} = \left(\frac{C_{21} * \dot{m}_{air}}{C_{22} - \left(\frac{P_2}{P_3}\right)}\right) * (1 + \exp(C_{23} * T_3 - C_{24}))$
Turbine à Gaz	$Z_{GT} = \left(\frac{C_{31} * \dot{m}_{gaz}}{C_{32} - \eta_{TG}}\right) * \ln\left(\frac{P_3}{P_4}\right) * (1 + \exp(C_{33} * T_3 - C_{34}))$
Préchauffeur d'air	$Z_{AP} = C_{41} * \left(\frac{\dot{m}_{gaz} * (h_4 - h_6)}{U * \Delta T_{LM}}\right)^{0,6}$

Avec :

Le tableau ci-dessous (Tab. II.4) qui montré les constants de chaque composant qui sont utilisées pour calculer le coût des éléments de la turbine à gaz par les corrélations empiriques illustrées dans le tableau précédent (Tab. II.3).

Tab. II.4. Constantes utilisées dans les équations du tableau précédent [17].

Composants du système	Constants
Compresseur d'Air	$C_{11} = 39.5 \left[ \frac{\text{US\$}}{\frac{\text{kg}}{\text{s}}} \right], \quad C_{22} = 0,9$
Chambre de Combustion	$C_{21} = 25.6 \left[ \frac{\text{US\$}}{\frac{\text{kg}}{\text{s}}} \right], \quad C_{22} = 0,995$ $C_{23} = 0,018 \left[ \frac{1}{\text{K}} \right], \quad C_{24} = 26,4$
Turbine à Gaz	$C_{31} = 266.3 \left[ \frac{\text{US\$}}{\frac{\text{kg}}{\text{s}}} \right], \quad C_{32} = 0,92$ $C_{33} = 0,036 \left[ \frac{1}{\text{K}} \right], \quad C_{33} = 54,4$
Préchauffeur d'air	$C_{41} = 2290 \left[ \frac{\text{US\$}}{\frac{\text{kg}}{\text{s}}} \right], \quad U = 0.018 \left[ \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \text{ K}} \right]$

Donc, l'expression de coût d'investissement total de la centrale avec la turbine à gaz est donnée comme suite :

- ❖ Pour la centrale avec une turbine à gaz simple :

$$C_{\text{Tot}1} = Z_{\text{AC}} + Z_{\text{CC}} + Z_{\text{GT}} \quad (\text{II.46})$$

- ❖ Pour la centrale avec une turbine à gaz avec régénération:

$$C_{\text{Tot}2} = Z_{\text{AC}} + Z_{\text{CC}} + Z_{\text{GT}} + Z_{\text{AP}} \quad (\text{II.47})$$

- ❖ Pour la centrale avec une turbine à gaz avec refroidissement intermédiaire :

$$C_{\text{Tot}3} = Z_{\text{AC}1} + Z_{\text{AC}2} + Z_{\text{CC}} + Z_{\text{GT}} \quad (\text{II.48})$$

Avec :

$$Z_{\text{AC}1} = Z_{\text{AC}2} \quad (\text{II.49})$$

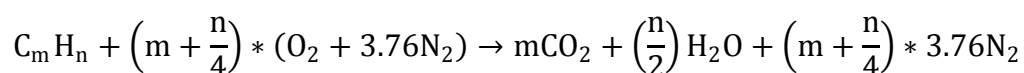
$$C_{\text{Tot}3} = 2 * (Z_{\text{AC}1}) + Z_{\text{CC}} + Z_{\text{GT}} \quad (\text{II.50})$$

## II.7. Etude environnementale des centrales considérées

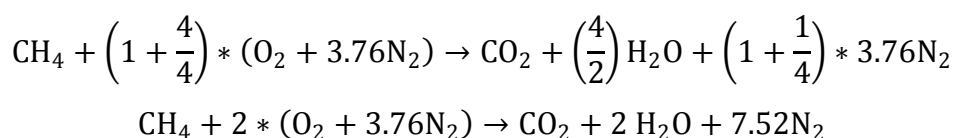
Au cours des dernières années, beaucoup des études et des recherches pour l'amélioration des performances des turbines à gaz soit thermodynamiques, soit économiques, mais sans oublier le coté environnementale qui a été considéré comme un indicateur très important dans ces études. Le but de l'analyse environnementale est la réduction de la consommation de carburant et des émissions des gaz polluants. Les gaz polluants dans les réactions de combustion à savoir le CO<sub>2</sub>, le CO et le NO<sub>x</sub>, sont considérés comme les principaux polluants.

Dans notre analyse, nous considérerons le CO<sub>2</sub> comme le seul gaz émis par les centrales étudiées, tandis que la réaction de la combustion est considérée comme stœchiométrique.

L'expression générale de la combustion des hydrocarbures s'écrit comme suite :



En Algérie, dans la plupart des installations industrielles de production d'énergie à l'aide des turbines à gaz, le carburant le plus utilisé c'est le gaz naturel (le méthane CH<sub>4</sub> ). Alors, la réaction de la combustion du méthane CH<sub>4</sub> est écrite par:



D'après la réaction chimique stœchiométrique de la combustion de méthane CH<sub>4</sub> , les propriétés molaires de chaque composant sont tabulées dans le tableau au-dessous (Tab. II.5). Les produits résultant d'après cette combustion sont :

- Le Dioxyde de Carbone(CO<sub>2</sub>)
- La vapeur d'eau (H<sub>2</sub>O)
- L'Azote (N<sub>2</sub>)

**Tab. II.5.** Les propriétés molaires des compositions de la combustion

Le composant	La masse molaire $\left[\frac{kg}{kmol}\right]$	Le nbr de mol $[kmol]$
	M	N
CH <sub>4</sub>	16,04	1
O <sub>2</sub>	31,99	2



$N_2$	28,013	7,52
$CO_2$	44,011	1
$H_2O$	18,016	2

Nous avons la loi qui montre que :

$$N = \frac{m}{M}, \quad m = N * M \quad (\text{II.51})$$

Donc, la masse de méthane brûlée est :

$$m_{CH_4} = N_{CH_4} * M_{CH_4} \rightarrow m_{CH_4} = 16,04 \text{ [kg]} \quad (\text{II.52})$$

On considère que l'air est se compose de 20 % d'oxygène  $O_2$  et le reste est d'azote  $N_2$  ;

Donc, la masse d'oxygène  $O_2$  est :

$$m_{O_2} = N_{O_2} * M_{O_2} \rightarrow m_{O_2} = 63,98 \text{ [kg]} \quad (\text{II.53})$$

Alors, on peut calculer la masse d'air comme suite :

$$m_{air} = m_{O_2} * \left(\frac{100}{20}\right) \rightarrow m_{air} = 319,9 \text{ [kg]} \quad (\text{II.54})$$

La relation au-dessous (II.54) présente la masse d'air nécessaire pour brûler 1 kg de méthane  $CH_4$  :

$$AC = \frac{m_{air}}{m_{CH_4}} = 19,94 \left[ \frac{kg_{air}}{kg_{CH_4}} \right] \quad (\text{II.55})$$

D'autre part, on passe au côté des produits résultants de la réaction de combustion :

$$N_{CO_2} = \frac{m_{CO_2}}{M_{CO_2}} \rightarrow m_{CO_2} = N_{CO_2} * M_{CO_2} \rightarrow m_{CO_2} = 44,011 \text{ [kg]} \quad (\text{II.56})$$

$$N_{H_2O} = \frac{m_{H_2O}}{M_{H_2O}} \rightarrow m_{H_2O} = N_{H_2O} * M_{H_2O} \rightarrow m_{H_2O} = 36,032 \text{ [kg]} \quad (\text{II.57})$$

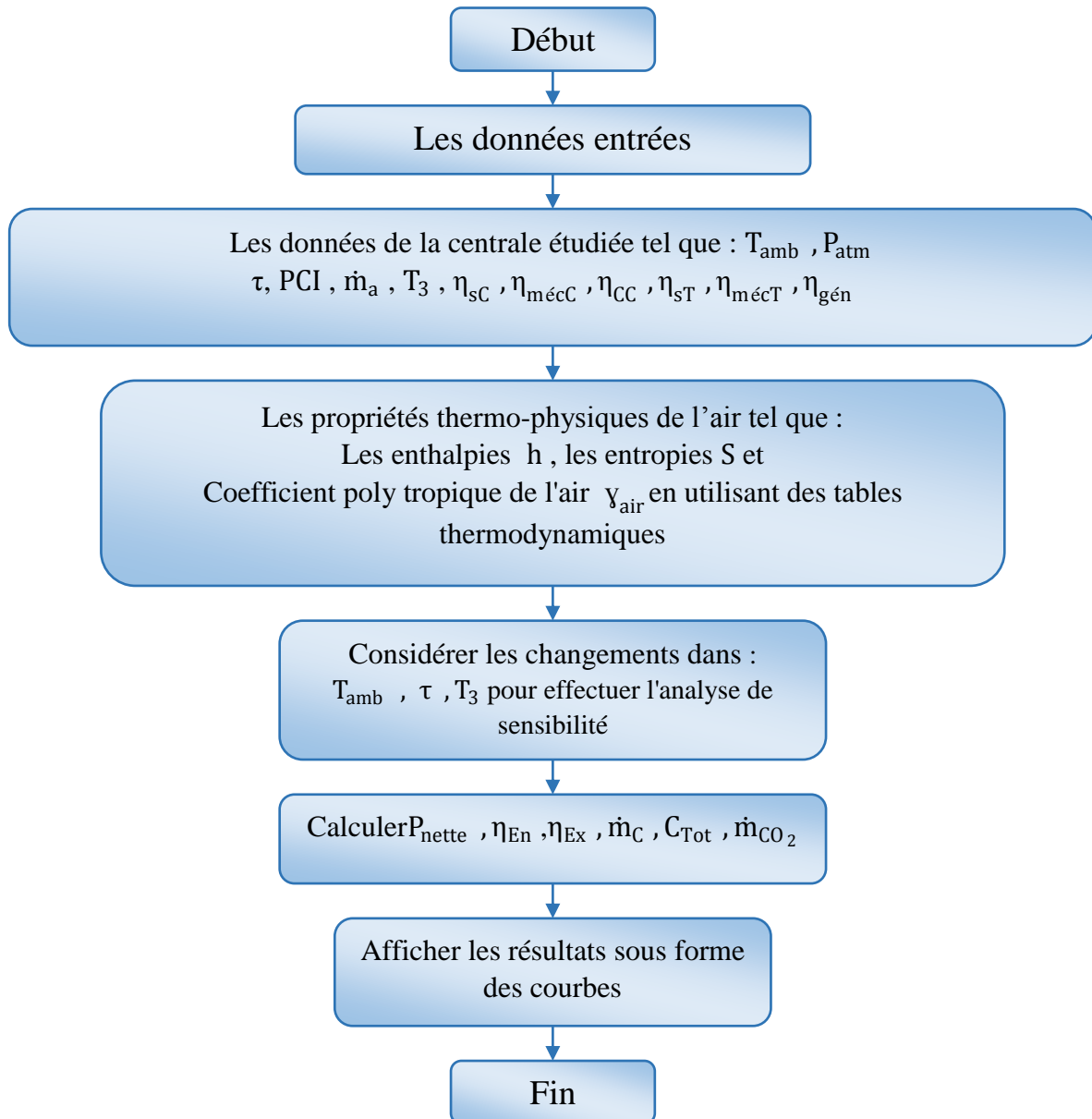
$$N_{N_2} = \frac{m_{N_2}}{M_{N_2}} \rightarrow m_{N_2} = N_{N_2} * M_{N_2} \rightarrow m_{N_2} = 210,657 \text{ [kg]} \quad (\text{II.58})$$

D'après les résultats précédents ; on peut calculer les masses d'émissions de dioxyde de carbone  $CO_2$  quand brûler 1 kg de méthane  $CH_4$  par la relation suivante :

$$AC_{\text{émission}} = \frac{m_{CO_2}}{m_{CH_4}} = 2,743 \left[ \frac{kg_{CO_2}}{kg_{CH_4}} \right] \quad (\text{II.59})$$

## II. 8. Organigramme de modèle de calcul

La Fig. II.9 représente l'organigramme de l'algorithme de calcul de notre modèle mathématique développé pour simuler les performances 4E (Energétique-Exergétique-Economique-Environnementale) de trois configurations étudiées.



**Fig. II.10.** Organigramme de modèle de calcul.

**II.9. Conclusion**

Dans ce chapitre, nous avons fait voir la description de notre modélisation thermodynamique, économique et environnementale des turbines à gaz à travers la présentation de différents cycles étudiés dans cette épreuve, ainsi que les deux lois thermodynamiques fondamentales subventionnées telles que le premier principe (la quantité d'énergie) pour l'analyse énergétique, et le deuxième principe (la qualité d'énergie) pour l'analyse exergetique, ainsi, nous avons utilisé des corrélations empiriques pour l'analyse économique, et l'analyse environnementale à partir de la réaction stœchiométrique de la combustion qui nous ont permirent d'obtenir les résultats élucidés dans le chapitre suivant.

---

# *CHAPITRE III. RESULTATS ET DISCUSSIONS*

---

III.1. Introduction.....	38
III.2. Validation.....	38
III.3. L'effet de variation de la température ambiante sur la performance de la TAG.....	40
III.4. L'effet de variation de taux de compression sur la performance de la TAG	44
III.5. L'effet de la variation de température de combustion sur la performance de la TAG.....	49
III.6. Conclusion.....	53

---

### III.1. Introduction

Dans le cadre de notre objectif, cette partie est accordée à la présentation et l'analyse de nos résultats, dont nous allons élucider quelques paramètres et leurs effets sur le comportement et les performances énergétique, exergetique, économique et environnementale de la turbine à gaz. Cependant, tout d'abord, nous devons passer par la validation pour vérifier la fiabilité de notre modèle par rapport aux données réelles de la turbine à gaz MS 5002C. Après ça, les résultats obtenus dans ce qui suit, sont visualisés graphiquement sous forme des courbes pour présenter et analyser les effets des variations de la température ambiante, du taux de compression, et de la température de combustion sur les rendements énergétique et exergetique, la puissance nette, aussi bien que l'émission de CO<sub>2</sub>, et le coût total d'investissement pour les trois configurations étudiées dans cette étude.

### III.2. Validation

La performance de notre modèle développé est évaluée en comparant les résultats obtenus en utilisant ce modèle avec ceux de données réelles présentées par le constructeur de la turbine à gaz simple MS 5002C. À cet égard, quatre paramètres statistiques ont été utilisés, notamment: le coefficient de détermination (R<sup>2</sup>), l'erreur moyenne en pourcentage (MPE), la racine carrée de l'erreur quadratique moyenne (RMSE), et le coefficient de covariance (COV).

Ces quatre paramètres sont donnés par les équations de III.1 à III.4, et leurs résultats sont résumés dans le tableau III.1.

- **Le coefficient de détermination (R<sup>2</sup>)**

$$R^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (Y_{i,o} - Y_{i,c})^2}{\sum_{i=1}^n (Y_{i,o} - \bar{Y}_{i,o})^2} \quad (III.1)$$

- **L'erreur moyenne en pourcentage (MPE)**

$$MPE = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left( \frac{Y_{i,o} - Y_{i,c}}{Y_{i,o}} \right) \times 100 \quad (III.2)$$

- **La racine carrée de l'erreur quadratique moyenne (RMSE)**

$$RMSE = \frac{1}{n} \sqrt{\sum_{i=1}^n (Y_{i,o} - Y_{i,c})^2} \quad (III.3)$$

- **Le coefficient de covariance (COV)**

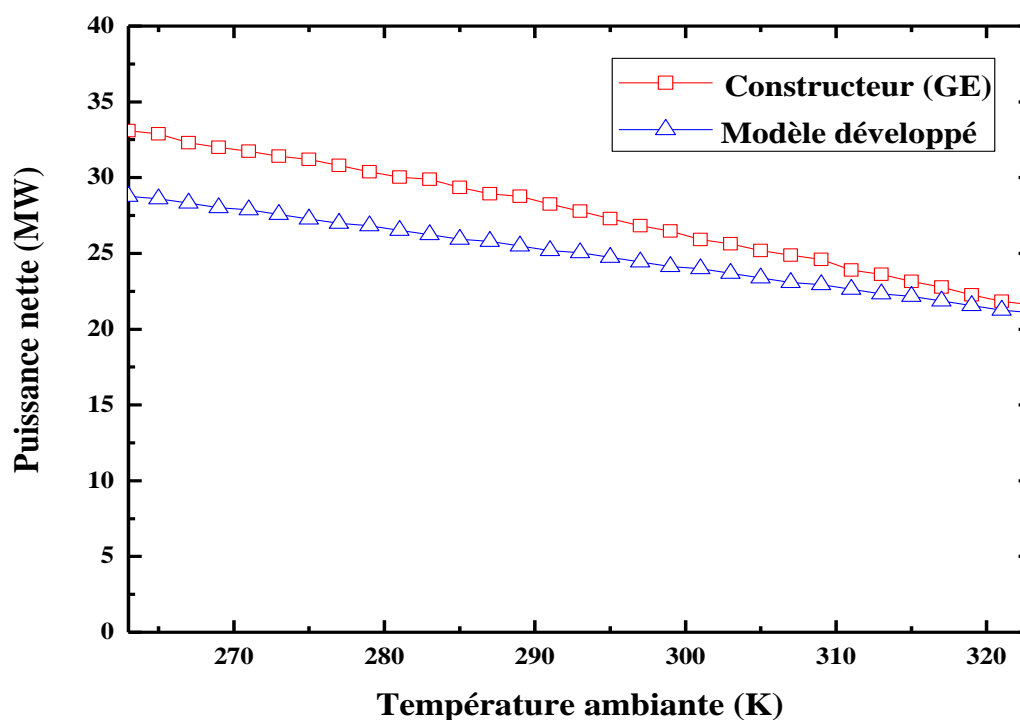
$$COV = \frac{\sum_{i=1}^n (y_{i,c} - \bar{y}_{i,c})(y_{i,o} - \bar{y}_{i,o})}{n} \times 100 \quad (III.4)$$

Avec  $Y_{i,m}$ ,  $Y_{i,c}$ ,  $\bar{Y}_{i,m}$  et  $n$  les valeurs observées, calculées, la moyenne des valeurs observées et le nombre d'observation, respectivement.

Les équations élaborées du modèle ont été programmés à l'aide de Matlab. Les résultats du modèle énergétique développé ont été comparés avec les données réelles de la turbine MS 5002C [10]. Les données disponibles incluent l'évolution de la puissance nette de la centrale pour les différentes températures ambiantes.

**Tab. III.1.** Validation des résultats de simulation avec les données réelles.

Paramètre	$R^2$	MPE	RMSE	COV
Valeur	0,9970	22,6362	2,8679	10,4022

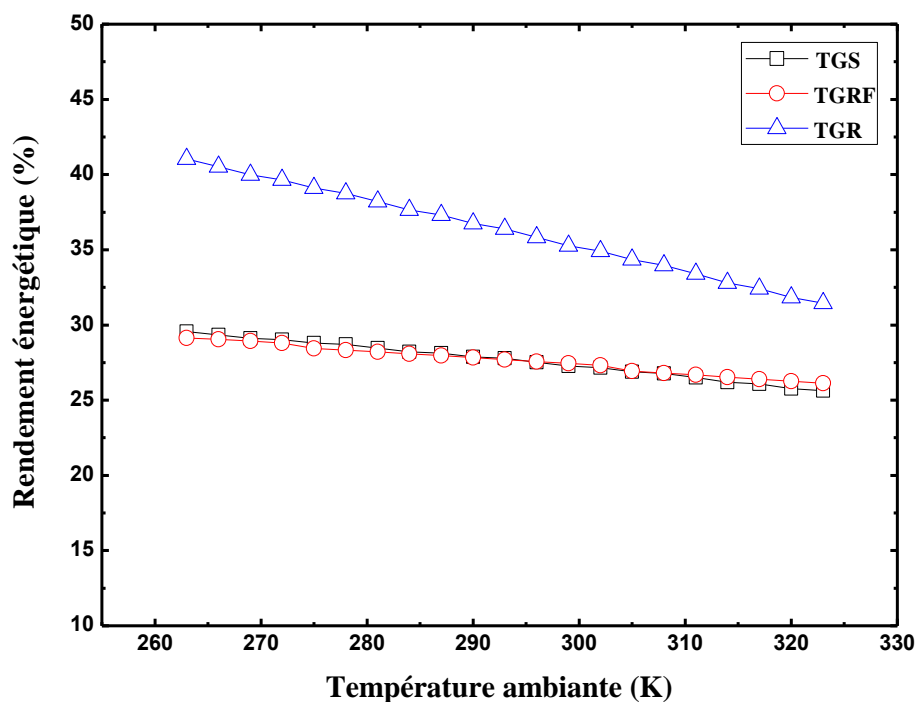


**Fig. III.1.** Validation du modèle développé avec les données de constructeur GE.

Comme le montre la figure III.1, et le tableau III.1, le modèle présente une bonne corrélation avec les résultats expérimentaux. De plus, notre modèle montre une grande précision pour prédire la puissance nette générée par la turbine, en particulier pour les températures ambiantes élevées. Le petit écart dans le modèle actuel par rapport aux données réelles présentées dans la référence [10], principalement due à l'approximation utilisée pour calculer les coefficients de compression et de détente poly tropique  $\gamma$ .

### III.3. L'effet de variation de la température ambiante sur la performance de la TAG :

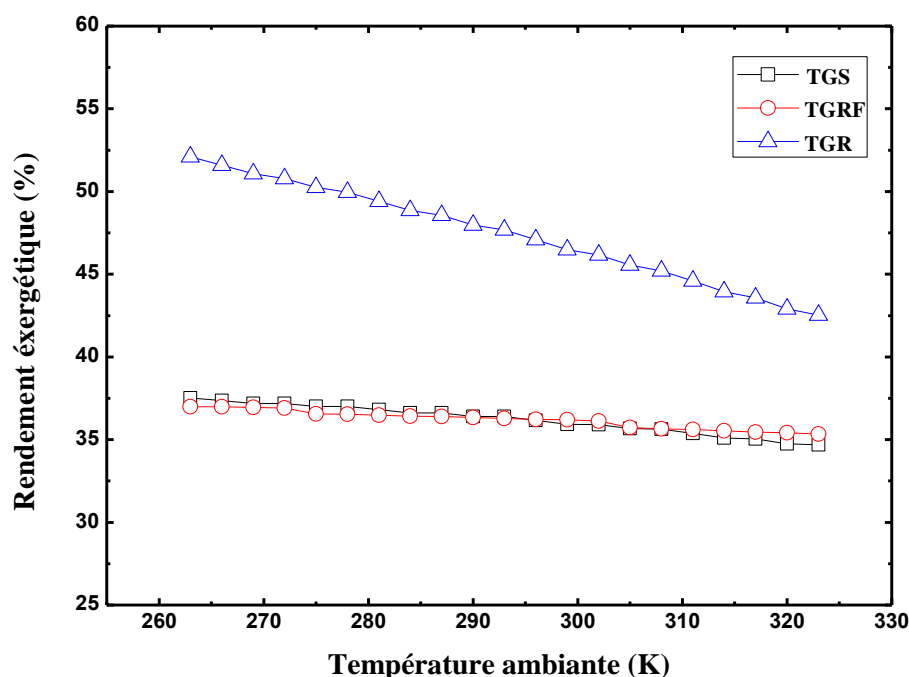
Dans cette partie de notre simulation, nous avons varié la température d'entrée du compresseur, tout en fixant les autres paramètres tels que le taux de compression ( $\tau = 8,85$ ), et la température de combustion ( $T_3 = 1239$  K), ainsi que le débit massique d'air. Cependant, il convient de souligner qu'en modifiant la température de l'air, cela aura un effet sur la masse volumique de l'air, donc sur son débit massique. La température de l'air ou celle à l'entrée du compresseur a des effets importants sur les performances de la turbine à gaz. Les figures ci-dessous (Fig. III.2 jusqu'à Fig. III.6) montrent l'effet de la variation de la température de l'air sur les rendements énergétique et énergétique, la puissance nette générée par la centrale, le débit massique de combustible, ainsi que l'émission de  $\text{CO}_2$  pour les trois configurations.



**Fig. III.2.** L'évolution de rendement énergétique en fonction de la température ambiante.

Les courbes illustrées au-dessus dans la Figure III.2 représentent l'évolution du rendement énergétique en fonction du changement de la température de l'air à l'entrée du compresseur, où nous voyons une baisse de rendement énergétique lorsque la température ambiante va augmenter pour chacune des trois configurations. Cette diminution du rendement

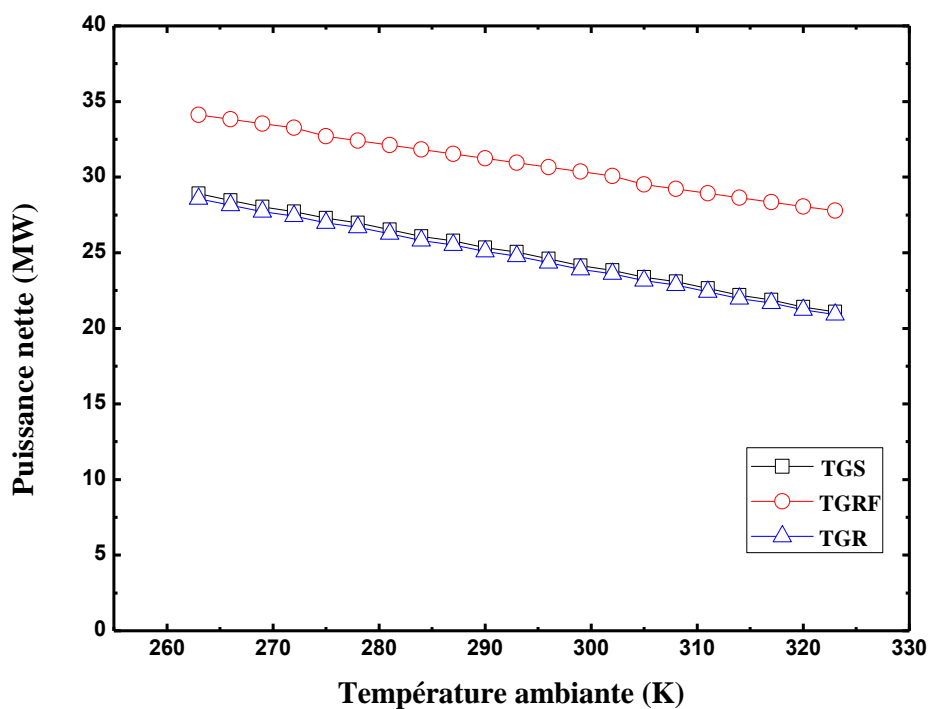
énergétique est due à la réduction significative de la masse volumétrique de l'air en raison de la température ambiante élevée, ce qui entraîne une diminution du débit massique, ce qui augmente la consommation de puissance du compresseur pour aspirer le débit massique d'air nécessaire. Tout cela entraîne une diminution de puissance nette, comme illustré à la figure III.4. Parmi les trois configurations on constate qu'il y a une amélioration du rendement énergétique dans la turbine à gaz avec régénération TGR, tandis que les autres configurations ont presque la même efficacité.



**Fig. III.3.** L'évolution de rendement exergetique en fonction de la température ambiante.

Par ailleurs, l'effet de variation de la température d'air ambiant sur le rendement exergetique pour les différentes configurations qui nous avons étudiées est illustré par la figure III.3. Nous voyons que pour ces trois configurations étudiées, l'augmentation de la température d'air ambiant entraîne une diminution de rendement exergetique. On remarque que TGR diminue à une allure plus significative que les deux autres configurations TGS, TGRF.





**Fig. III.4.** L'évolution de la puissance nette en fonction de la température ambiante.

La figure III.4 montre l'effet de la température de l'air ambiant sur la puissance nette générée par les trois configurations de la centrale. On remarque que la production de puissance diminue avec l'augmentation de la température de l'air à cause de l'augmentation de la puissance consommée par le compresseur. Cette diminution se produit dans toutes les configurations de turbine à gaz sur une gamme de  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  à  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ , la puissance diminue de 35 MW à 27.5 MW pour la TGRF, et de 29 MW à 20 MW pour les deux autres configurations TGS et TGR, avec moyen de diminution de 0,10 à 0,15 MW par  $1\text{ }^{\circ}\text{C}$  d'augmentation de la température de l'air ambiant.

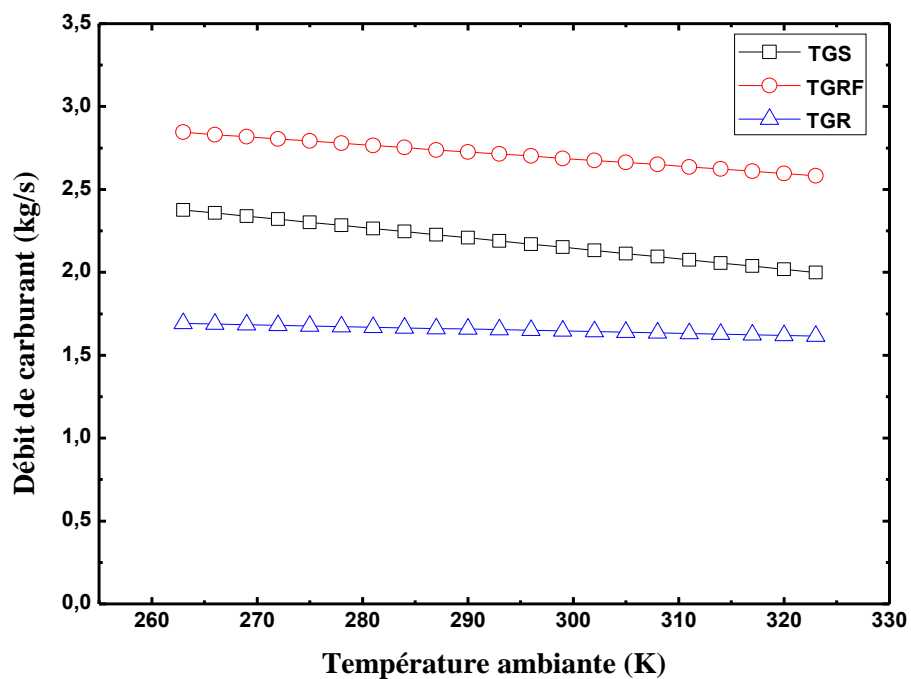


Fig. III.5. L'évolution de débit du carburant en fonction de la température ambiante.

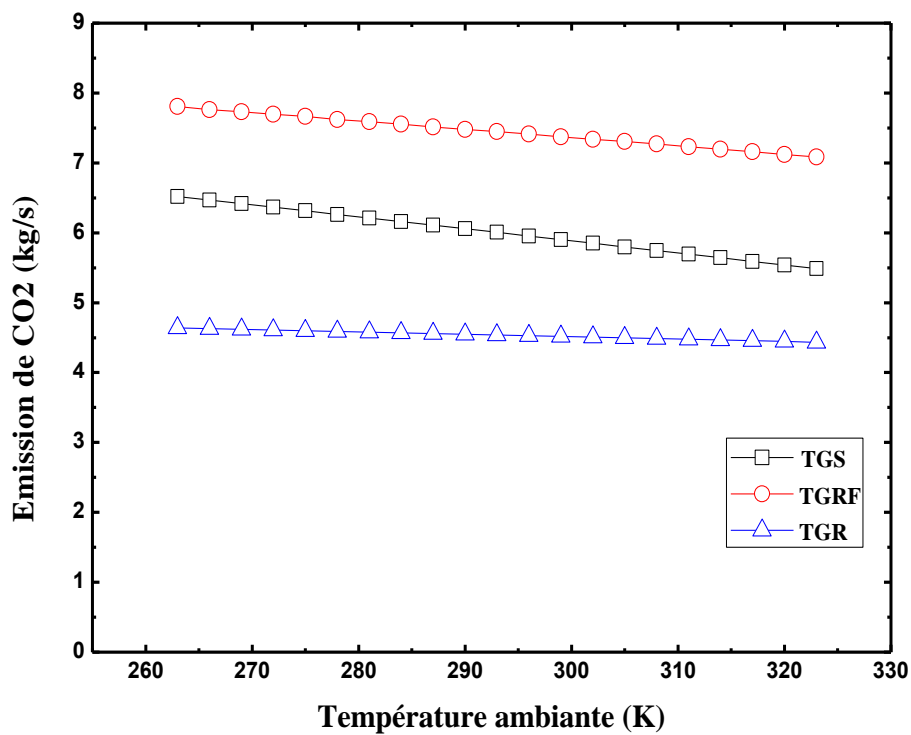


Fig. III .6.L'évolution d'émission de CO<sub>2</sub> en fonction de la température ambiante.

Les figures III.5 et III.6 montrent l'évolution de débit massique du carburant et de taux d'émission de  $\text{CO}_2$  respectivement en fonction de la variation de la température ambiante. On remarque que le débit du carburant diminue avec l'augmentation de la température de l'air entrant dans le compresseur, même chose pour le taux d'émission de  $\text{CO}_2$ , car ce dernier est lié au débit du carburant. Ce changement est dû à l'augmentation de la température de l'air sortant du compresseur et entrant dans la chambre de combustion, lorsque la température d'entrée de la chambre de combustion est élevée, le débit de combustible brûlé qui nous permet d'obtenir la quantité de chaleur requise sera diminué, ce qui entraîne une diminution de la quantité de dioxyde de carbone  $\text{CO}_2$  émise. Nous voyons dans la configuration TGRF que le débit massique du carburant est plus élevé à celui des autres configurations, en raison de la température réduite de l'air comprimé qui entre à la chambre de combustion. Contrairement à la configuration TGR où le débit massique du carburant être inférieur, en raison de la température élevée de l'air entrant dans la chambre de combustion.

#### III.4. L'effet de variation de taux de compression sur la performance de la TAG :

Nous avons fixé la valeur de la température d'entrée au niveau de compresseur à  $T_a = 15^\circ\text{C}$  et la valeur de la température de combustion  $T_3 = 1239\text{ K}$ , et nous avons fait une variation du taux de compression de notre compresseur  $\tau$  de 2 à 30.

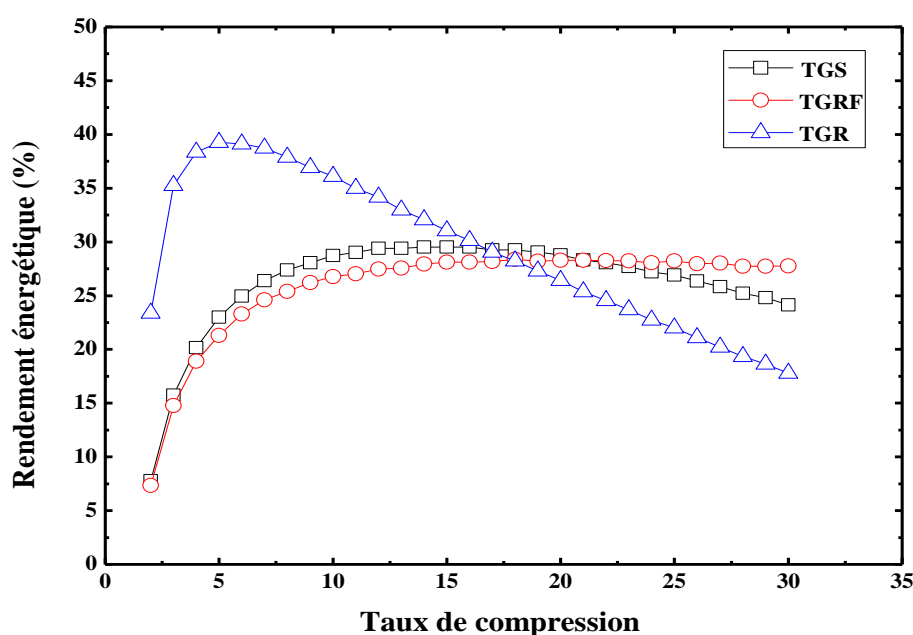
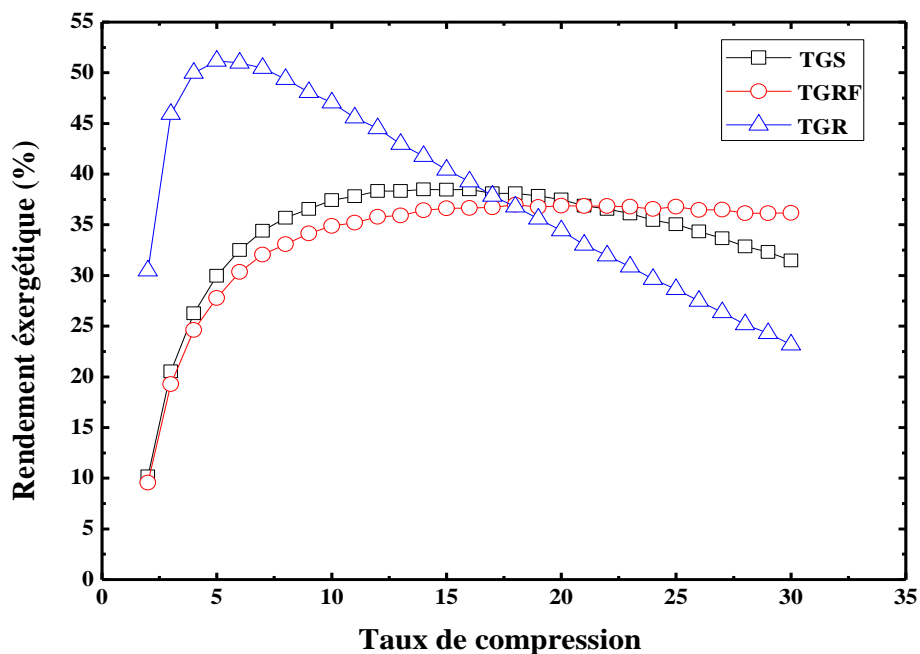


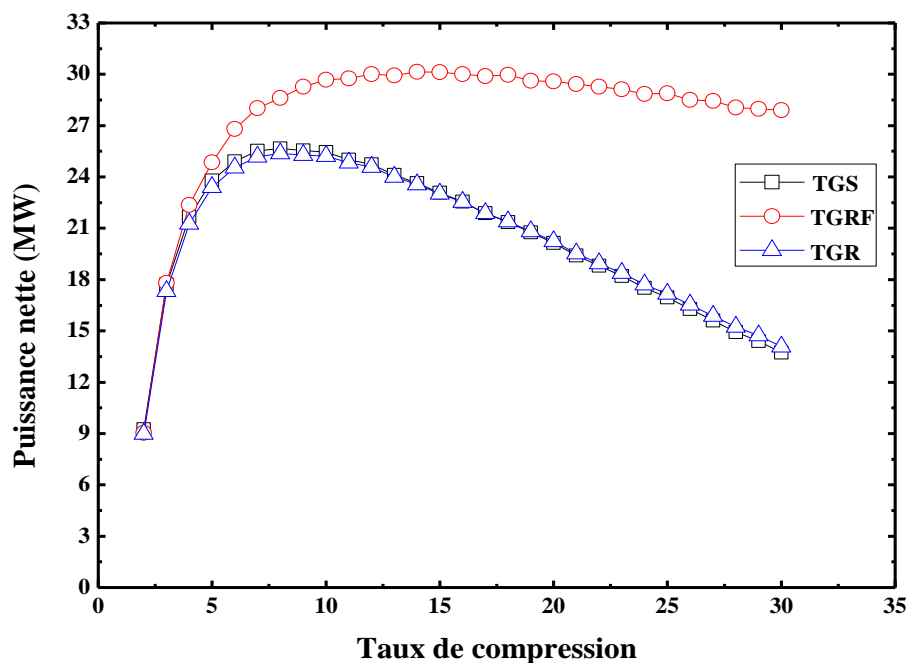
Fig. III.7. L'effet de la variation de taux de compression sur le rendement énergétique.



**Fig. III.8.** L'effet de la variation de taux de compression sur le rendement exergetique.

D'après les figures III.7 et III.8 qui illustrent l'influence de taux de compression sur le rendement énergétique, exergetique, nous voyons que le taux de compression a un effet notable sur l'évolution de l'efficacité soit énergétique ou bien exergetique.

Aussi, nous constatons que pour les trois configurations étudiées, les rendements augmentent lorsque le taux de compression augmente, mais lorsque le taux de compression augmente plus en plus nous remarquons une diminution significative de deux rendements. Pour un taux de compression de 2 à 17, la TGR a des meilleurs rendements énergétique et exergetique, et à partir de 17 et plus la TGRF deviendra la meilleure en point de vue thermodynamique.



**Fig. III.9.** L'effet de la variation de taux de compression sur la puissance nette.

La figure III.9 montre l'évolution de l'effet du taux de compression en fonction la puissance nette pour différentes configurations de la turbine à gaz. On peut constater que la puissance nette est augmentée avec l'augmentation du taux de compression pour les trois stratégies étudiées dans un certain intervalle du taux de compression. On peut également constater que la puissance nette est diminuée lorsque le taux de compression va augmenter plus en plus. Cette diminution est en raison de l'augmentation de la puissance absorbée par le compresseur, ainsi que l'existence des forces de frottement qui réduisent l'efficacité de compresseur.

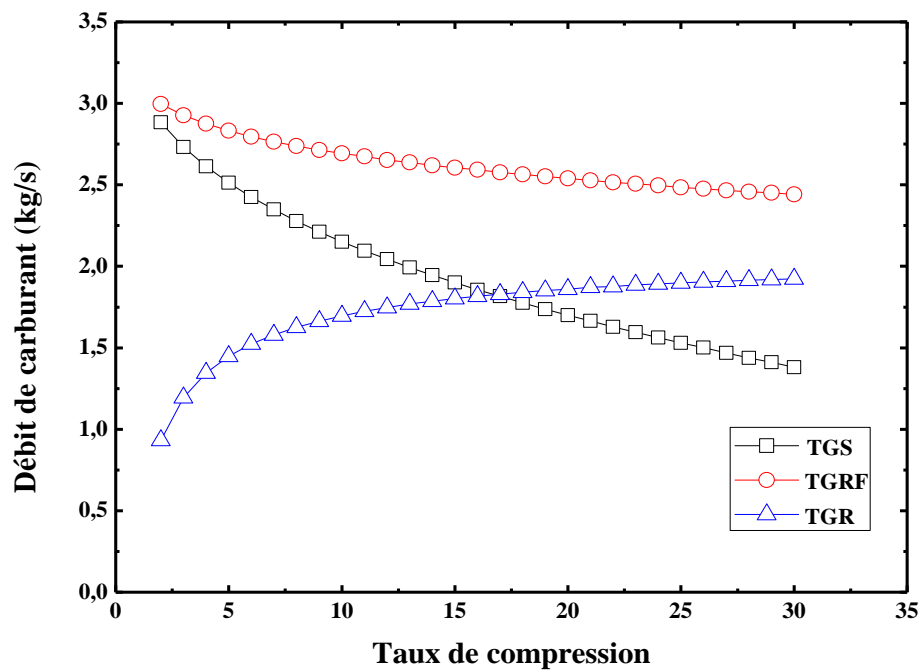


Fig. III.10. L'effet de la variation de taux de compression sur le débit massique du carburant.

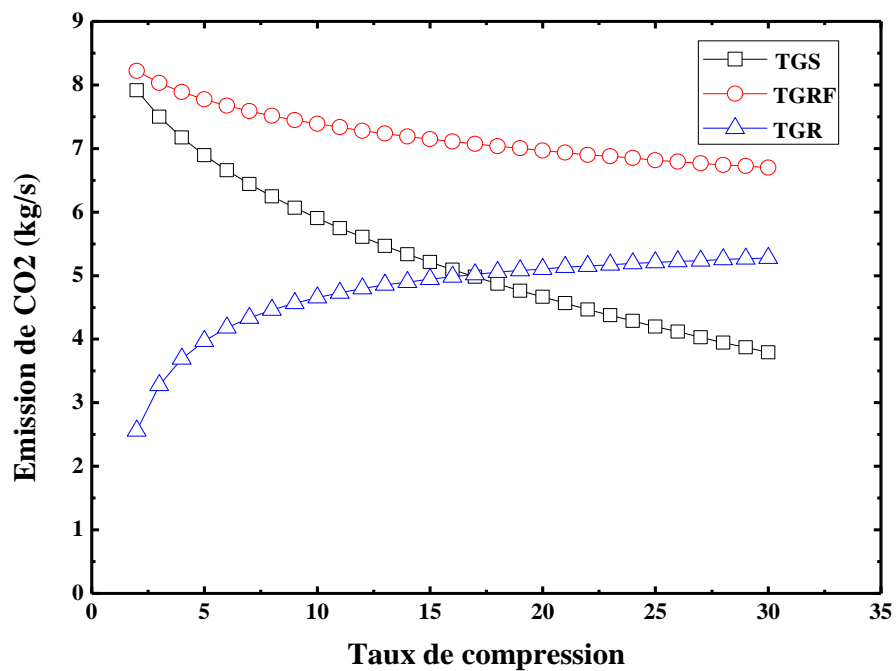
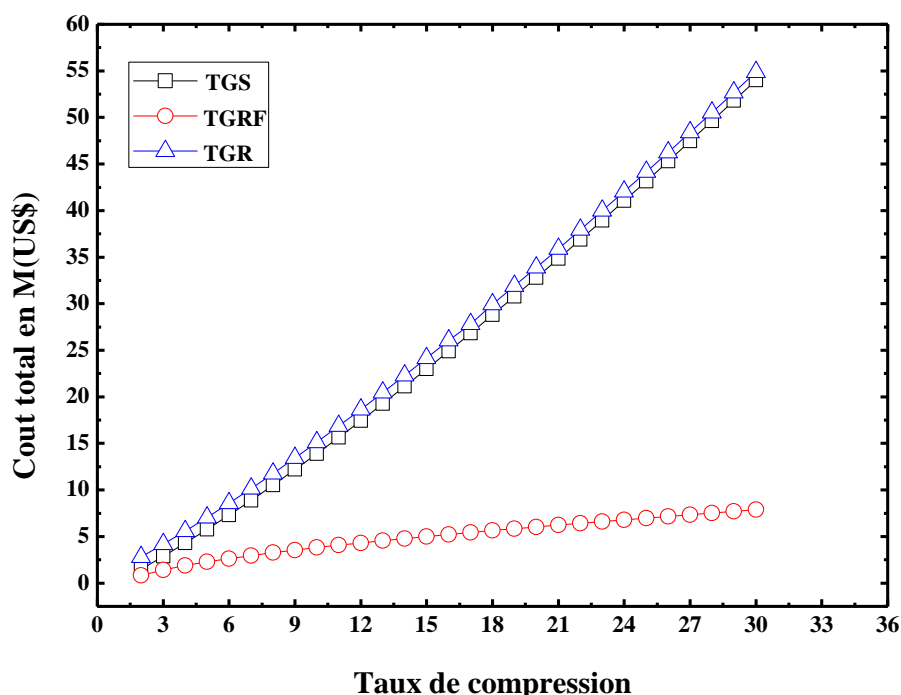


Fig. III.11. L'effet de la variation de taux de compression sur l'émission de CO<sub>2</sub>.

Les figures III.10 et III.11 montrent l'évolution de débit massique du carburant et le taux d'émission de  $\text{CO}_2$  avec la variation du taux de compression. Les résultats montrent qu'avec l'augmentation du taux de compression du compresseur, le débit massique du carburant et le taux d'émission de  $\text{CO}_2$  ont diminué pour les deux configurations TGS et TGRF. Contrairement pour la troisième configuration TGR, on aura une augmentation dans le débit massique du carburant, et dans le taux d'émission de  $\text{CO}_2$  lorsque le taux de compression augmente. Cette augmentation est due à la baisse significative de la température des gaz sortant de la turbine (gaz d'échappement), ce qui a un effet sur la température de l'air entrant dans la chambre de combustion. Pour la première configuration, la diminution d'émission de  $\text{CO}_2$  est entre 8 à 4,5, entre 8,3 à 7,5 pour la deuxième configuration, alors que la valeur d'augmentation d'émission de  $\text{CO}_2$  pour le TGR est entre 2,5 à 5,5. À partir de cette figure on déduit que la TGR a un meilleur taux d'émission de  $\text{CO}_2$  et consommation de carburant parmi les trois configurations pour un taux de compression entre 2 à 17, mais pour un taux de compression entre 17 à 30, la TGS deviendrait la meilleure.



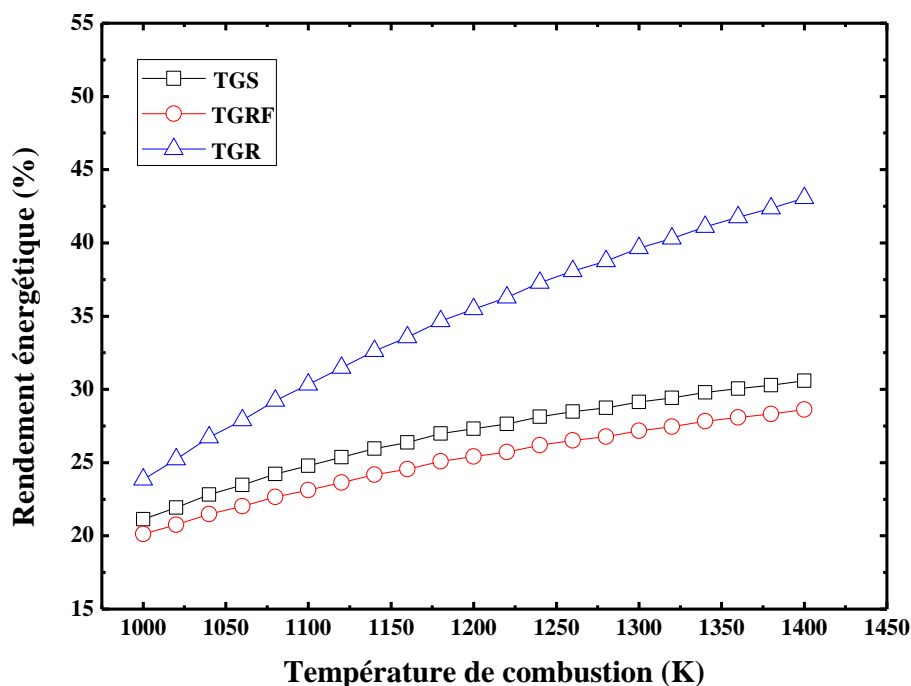
**Fig. III.12.** L'effet de la variation de taux de compression sur le coût total d'investissement.

La figure III.12 montre l'influence de la variation du taux de compression sur le coût total d'investissement de la centrale. Nous voyons que les deux configurations TGS et TGR

évoluent presque de la même manière et d'une façon accélérée et notable de la valeur 1,4 à 55. Par contre, nous voyons également que l'évolution de coût dans la configuration TGRF n'est pas remarquable et lente par rapport aux deux configurations. Ça change de la valeur 0,8 jusqu'à 8. Donc, nous déduisons que la configuration TGRF est la moins chère parmi les trois configurations.

### III.5. L'effet de la variation de température de combustion sur la performance de la TAG :

Dans cette partie de notre travail, cependant que nous fixions la température d'entrée du compresseur et le rapport de compression avec les valeurs 288 K et 8,85 respectivement (qui correspondent aux conditions ISO), nous avons fait des variations sur la température à la sortie de la chambre de combustion. Les figures (Fig.III.13 – Fig. III.18) montrent l'influence de cette variation sur les performances énergétique, exergetique, économique et environnementale des trois configurations de la centrale.



**Fig.III.13.** L'effet de la variation de la température de combustion sur le rendement énergétique.



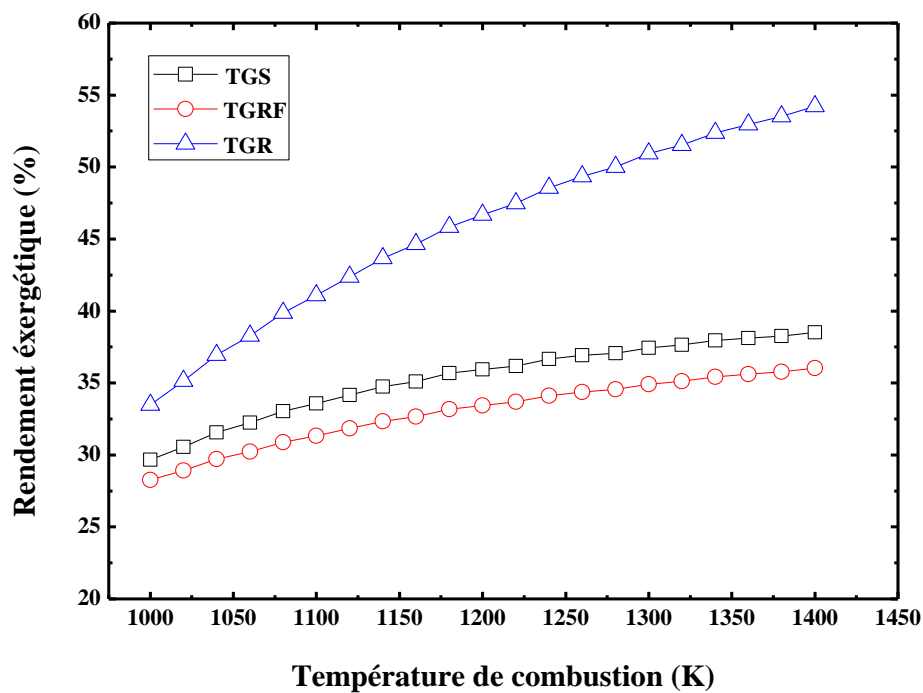


Fig. III.14. L'effet de la variation de température de combustion sur le rendement exergetique.

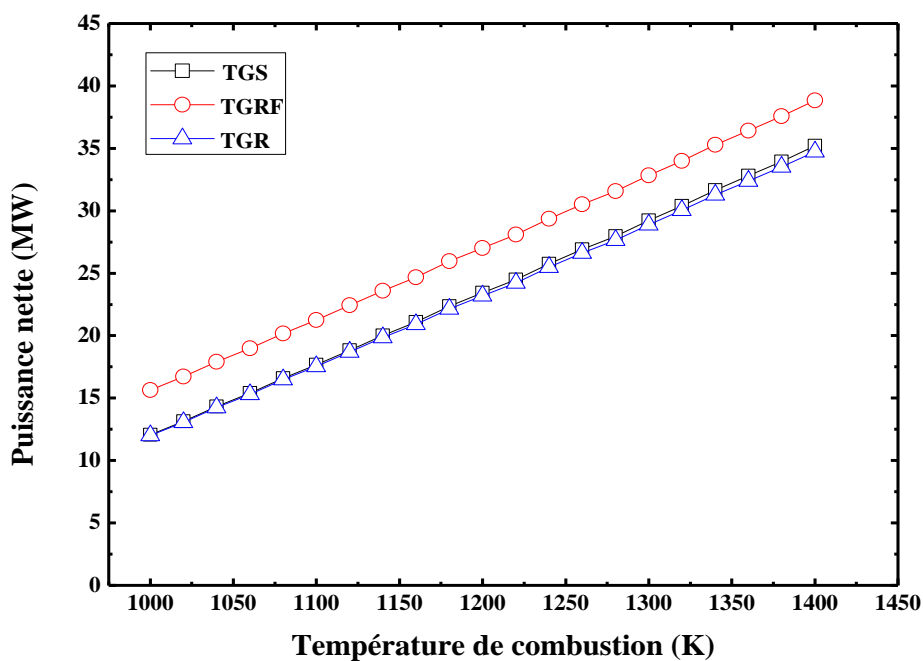


Fig. III.15. L'effet de la variation de température de combustion sur la puissance nette.

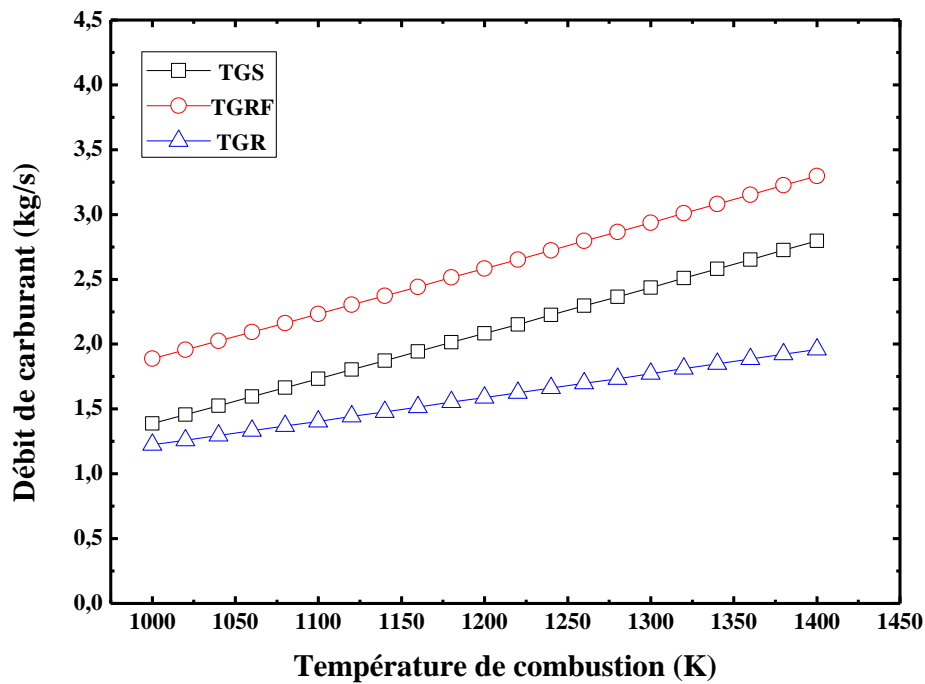


Fig.III.16. L'effet de la variation de la température de combustion sur le débit du carburant.

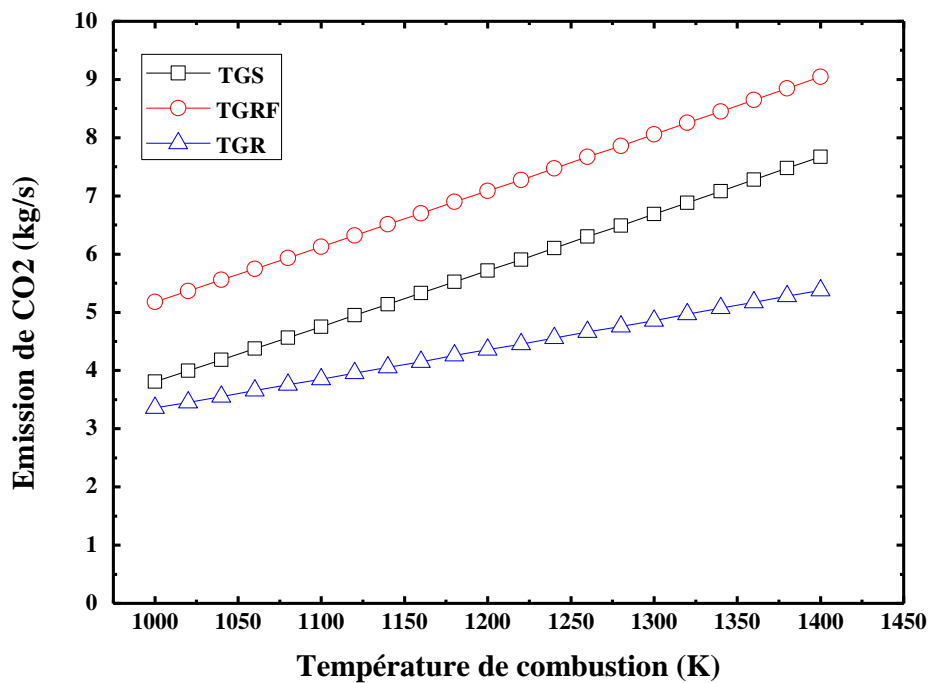
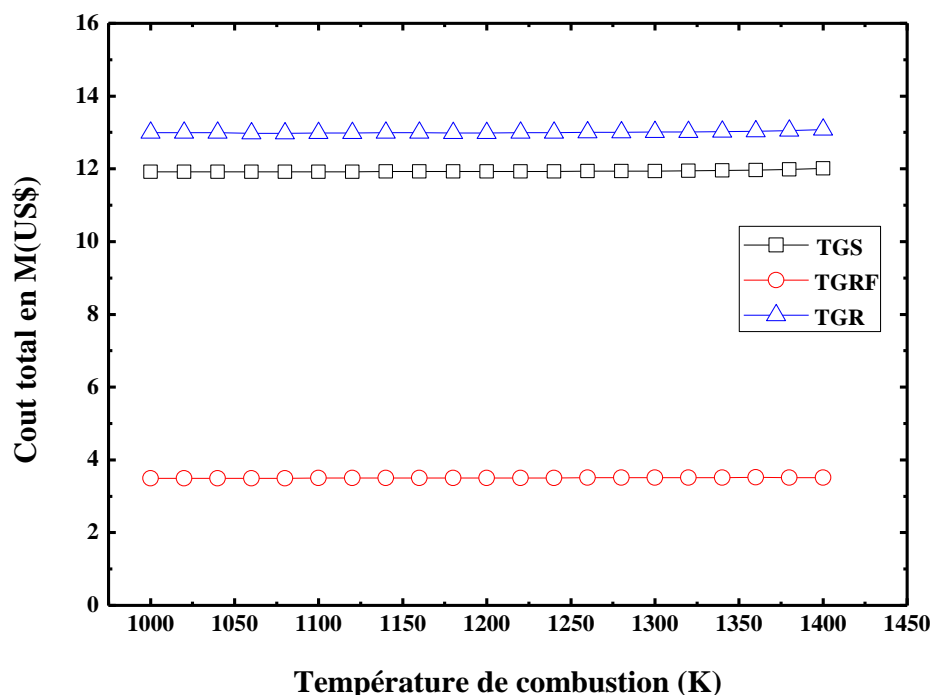


Fig.III.17. L'effet de la variation de la température de combustion sur l'émission de CO<sub>2</sub>.

D'après les cinq figures (Fig. III.12 jusqu'à fig. III.17) qui représentent les variations de rendement énergétique, exergetique, puissance nette générée par la centrale, débit de carburant, et l'émission de  $\text{CO}_2$ , en fonction de température des gaz qui sorte de la chambre de combustion, où nous voyons que l'augmentation de la température du gaz brûlé a un impact important sur ces cinq indicateurs de performance des trois configurations considérées.

Nous pouvons également dire que la configuration avec régénération a les plus hautes performances énergétiques ou exergetiques, avec les plus hautes valeurs de 43% et 54% respectivement, tandis que la turbine à gaz avec refroidissement intermédiaire a la plus haute puissance nette générée (35,5MW). A propos de la quantité de consommation de carburant et l'émission de dioxyde de carbone, la TGR est la meilleure parmi ces trois configurations, au cours d'augmentation de température de combustion.



**Fig. III.18.** L'effet de la variation de la température de combustion sur le coût total d'investissement.

**Tab. III. 2.** Les valeurs de coût d'investissement total (en M US\$) en fonction de la température de combustion.

La température de combustion	TAG simple	TAG avec refroidissement intermédiaire	TAG avec régénération
1000	11,91385	3,49237	12,9907

<b>1020</b>	11,9152	3,49338	12,99247
<b>1040</b>	11,91655	3,49439	12,99228
<b>1060</b>	11,9179	3,49541	12,97168
<b>1080</b>	11,91926	3,49644	12,97486
<b>1100</b>	11,92063	3,49748	12,98909
<b>1120</b>	11,92208	3,49858	12,98946
<b>1140</b>	11,9235	3,49965	12,99034
<b>1160</b>	11,92495	3,50077	12,99127
<b>1180</b>	11,92651	3,50196	12,98857
<b>1200</b>	11,92809	3,50318	12,98923
<b>1220</b>	11,92979	3,50449	12,99731
<b>1240</b>	11,93173	3,50595	12,99815
<b>1260</b>	11,93395	3,50757	12,99945
<b>1280</b>	11,93657	3,50931	13,00715
<b>1300</b>	11,93998	3,51128	13,00915
<b>1320</b>	11,94466	3,51336	13,00999
<b>1340</b>	11,95157	3,51528	13,02068
<b>1360</b>	11,96251	3,51635	13,0298
<b>1380</b>	11,98098	3,51487	13,05147
<b>1400</b>	12,01379	3,50707	13,0826

L'effet de variation de la température de combustion sur le coût total d'investissement est illustré dans la figure III.18 et le tableau III. 2, où nous remarquons un très léger changement (augmentation) dans les trois configurations, Nous constatons également une convergence entre la TGS et la TGR par contre une divergence significative entre ces deux derniers et la TGRF, mais la configuration TGRF reste a le plus bas coût d'investissement parmi les autres configurations.

### III.6. Conclusion

Dans ce chapitre de ce mémoire, une analyse comparative 4E (Énergétique-Exergétique-Environnementale-Économique) a été menée pour les trois configurations de centrale TAG. Les résultats indiquent des différences pertinentes; les efficacités énergétiques et exergétiques de la configuration TGR sont les plus élevées de la valeur 43% et 54,2% respectivement, cependant, la configuration TGRF génère beaucoup de puissance par rapport

aux autres configurations avec la valeur maximale de 38,83 MW. D'autre part, la configuration TGR montre une meilleure performance environnementale représentée par le taux d'émission des gaz polluants (dioxyde de carbone). Par ailleurs, la TGRF est la meilleure configuration de point de vue économique avec un coût d'investissement minimal allant de 0,84 M US\$ jusqu'à 7,88 M US\$ en fonction de changement de taux de compression et en fonction de changement de température de combustion allant de 3,492 M US\$ jusqu'à 3,507 M US\$.

---

# CONCLUSION GENERALE

### Conclusion Générale

Dans notre mémoire de fin d'étude qui intitulé « Analyse 4E (Energie-Exergie-Economique-Environnementale) d'une centrale à turbine à gaz », nous avons choisi trois configurations différentes pour analyser l'évolution de leurs performances avec différentes conditions de travail. À cet égard, un modèle mathématique a été développé sous l'environnement Matlab, et validé avec les données réelles d'une turbine à gaz existante MS 5002C. Ensuite, le modèle a été étendu pour étudier ces performances pour ces trois configurations.

Basé sur la revue de littérature, nous avons constaté que toutes les turbines à gaz sont affectées par le changement de trois paramètres de base :

- ✓ La température de l'air ambiant
- ✓ Le taux de compression.
- ✓ La température des gaz à la chambre de combustion.

L'augmentation de la température de l'air à l'entrée du compresseur (température ambiante) provoque des diminutions dans les performances énergétiques, exergétique, et de la puissance nette dans chacune des trois configurations, où nous avons enregistré les rendements énergétique et exergétique les plus élevés avec la configuration TGR avec les valeurs de 41 et 52 % respectivement. Mais, la puissance maximale avec une valeur d'environ 34 MW, elle s'est générée par la configuration TGRF sous la température ambiante la plus basse (-10 °C). D'après les résultats, nous avons trouvé qu'il existe une valeur de taux de compression optimal qui varie d'une configuration à l'autre, et donne les meilleurs rendements énergétiques et exergetiques, et la plus haute puissance nette.

Pour ces trois configurations. Nous concluons que l'augmentation de la température de combustion influence positivement sur le rendement énergétique, exergétique et la puissance nette, mais elle se provoque une augmentation de la quantité de carburant consommée, donc, une augmentation d'émission de dioxyde de carbone.

Les résultats obtenus dans notre mémoire pour les trois configurations montrent :

- ✓ Des meilleurs rendements énergétiques et exergétiques, ont été obtenus par la configuration TGR avec des valeurs maximales de 43 % et 54,2 % respectivement.
- ✓ La plus haute puissance nette est générée par la configuration TGRF toujours parmi les trois configurations avec une valeur maximale de 38,83 MW.

- ✓ Les valeurs les plus faibles de débit du carburant consommé et de taux d'émission de CO<sub>2</sub> ont été enregistrées par la configuration TGR.
- ✓ Eventuellement, le coût d'investissement le plus bas est présenté par la configuration TGRF.

Les recommandations suivantes peuvent être envisagées pour autres recherches dans ce sujet ;

- ✓ Les recherches futures devraient étudier et analyser d'autres configurations pour maximiser la puissance nette de sortie et améliorer les performances de ce type de centrales.
- ✓ Un modèle dynamique est fortement recommandé pour prendre en compte le comportement technico-économique de ces systèmes.
- ✓ En outre, comme partie de travaux futurs, il est conseillé d'utiliser une méthodologie d'optimisation multi-objective pour déterminer le maximum de bénéfice 4E (Energétique-Exergétique- Economique-Environnementale) de ces centrales.
- ✓ D'autre part ; pour améliorer le comportement et les performances des TAG, nous recommandons d'utiliser des nouvelles méthodes, parmi ces méthodes on peut mettre un système d'injection de vapeur d'eau ou bien un échangeur pour réduire la température de l'air à l'entrée du compresseur.



---

# REFERENCES

## REFERENCES

- [1] ENSPM Formation Industrie - IFP Training. Machines Tournantes : turbines à gaz technologie et fonctionnement. 2005.
- [2] El-sayed, A.F. Fundamentals of Aircraft and Rocket Propulsion. 1ère éd. London: Springer, 2016.
- [3] Bani M, Trabelsi M. Amélioration du rendement de la turbine à gaz par refroidissement de l'air. 2011.
- [4] Institut Supérieur des Sciences et d Technologie de l'environnement Borj Cédria « I.S.S.T.E », GE. Créer un modèle de calcul de la performance d'une turbine à gaz. Projet de fin d'études «PFE».
- [5] Gunt, Connaissances de base Turbines [en ligne] (page consultée le 05/07/2019). [https://www.gunt.de/images/download/turbines\\_french.pdf](https://www.gunt.de/images/download/turbines_french.pdf).
- [6] Wikipedia. Turbines impulse v reaction.svg [en ligne] (page consultée le 05/07/2019). [https://fr.wikipedia.org/wiki/Fichier:Turbines\\_impulse\\_v\\_reaction.svg](https://fr.wikipedia.org/wiki/Fichier:Turbines_impulse_v_reaction.svg).
- [7] GE oil & gas - Nuovo Pignone. Gas turbine - hdgt basic for technicians Training manual.
- [8] Veronique, P. Interactions rotor-stator en turbine : étude de l'effet potentiel remontant. Thèse de doctorat : Mécanique, Lyon : Ecole Centrale De Lyon : 2011, PP. 2.
- [9] Cla, Les compresseurs [en ligne] (page consultée le 22/05/2019) <http://cla.vidal.free.fr/compr.htm>.
- [10] GE oil & gas - Nuovo Pignone. Manuel de formation pour la conduite et l'entretien d'une turbine a gaz MS 5002 C.
- [11] Total. Exploration et Production Les Équipements Les Turbines. 2007.
- [12] GE oil & gas - Nuovo Pignone. Heavy Duty Gas Turbine Operating Principles.

- [13] Deymi-Dashtebayaz M, Kazemiani-Najafabad P. Energy, Exergy, Economic, and Environmental analysis for various inlet air cooling methods on Shahid Hashemi-Nezhad gas turbines refinery. *Energy & Environment*, 2018, Vol. 30, No. 3, pp .481-498.
- [14] Ibrahim T.K, Rahman M.M. Effects of isentropic efficiency and enhancing strategies on gas turbine performance. *Journal of Mechanical Engineering and Sciences (JMES)*, 2013, Vol. 4, pp. 383-396.
- [15] Ibrahim T.K, Rahman M.M. Effect of compression ratio on the performance of different strategies for the gas turbine. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering (IJAME)*, 2014, Vol. 9, pp. 1747-1757.
- [16] Ehyaei M.A et al. Exergy, economic & environmental (3E) analysis of inlet fogging for gas turbine power plant. *Energy*, 2011, Vol. 36, No. 12, pp. 6851-6861.
- [17] Shamoushaki M, et al: Exergy, Economic, and Environmental (3E) Analysis of a Gas Turbine power plant and optimization by mopso algorithm. *Thermal Science*, 2018, Vol. 22, No. 6A, pp. 2641-2651.
- [18] Egware H.O, Obanor A.I. Energy Analysis of Omotosho Phase 1 Gas Thermal Power Plant. *International Journal of Engineering & Technology Sciences (IJETS)*, 2013, Vol. 1, No. 4, pp. 206-217.
- [19] Laissaoui M, Amélioration des performances d'une installation de turbine à gaz par refroidissement de l'air d'admission, PFE de Magister, Université m'hamed bougara Boumerdes, 2012.
- [20] Moussai A, Zoubir A, «Etude thermodynamique et maintenance d'une turbine à gaz MS5002C», mémoire de fin d'étude de master en mécaniques des unités pétrochimiques, Université de Boumerdes, 2009.
- [21] Çengel Y.A, Boles M.A. *Thermodynamics an Engineering Approach*. 5<sup>th</sup>edition. McGraw-Hill, New York USA, 2004.

## Résumé

Ce travail présente une analyse 4E (Energie-Exergie-Economique-Environnementale) de la turbine à gaz, qui est devenue largement utilisée dans divers domaines, notamment dans les domaines de l'industrie et de la production d'électricité. Nous avons choisi une turbine à gaz GE MS5002C fonctionnant selon le cycle simple, ensuite, nous avons étendu notre étude à deux autres configurations (avec régénération et avec refroidissement intermédiaire). Basé sur le premier et le deuxième principe de la thermodynamique, nous avons accompli une analyse énergétique et exergetique de ces trois configurations, et à l'aide des corrélations empiriques, nous avons effectué une analyse économique. D'autre part, et sur la base de la combustion stœchiométrique, la quantité d'émissions de CO<sub>2</sub> a été évaluée comme indicateur principal dans les performances environnementales. En outre, les effets de la température ambiante, de la température de combustion, et du taux de compression sur les performances de ces systèmes ont été pris en compte.

La confrontation des résultats de simulation aux données réelles de la turbine à gaz GE MS 5002C montre que notre modèle est bien adapté pour la modélisation et la simulation de ce type des centrales. De plus, Les résultats indiquent que l'augmentation de la température ambiante a un effet négatif sur les performances, alors que l'augmentation de la température de combustion influence positivement sur le rendement énergétique, exergetique et la puissance nette, mais elle se provoque une augmentation de la quantité de carburant consommée, donc, une augmentation d'émission de dioxyde de carbone. En utilisant la configuration avec refroidissement intermédiaire, les centrales semblent être plus technico-économiques, mais du point de vue environnemental, cette configuration est moins efficace.

**Mots-clés:** Analyse, Configuration, Modélisation, Performance, Turbine à gaz GE MS 5002C.

## *Abstract*

This work presents a 4E (Energy-Exergy- Economic-Environmental) analysis of the gas turbine, which has become widely used in various fields, particularly in the fields of industry and electricity generation. We chose a GE MS5002C gas turbine operating on a simple cycle, then we extended our study to two other configurations (regeneration and intermediate cooling). Based on the first and second principles of thermodynamics, we performed an energy and exergy analysis of these three configurations, and using empirical correlations, we performed an economic analysis. On the other hand, and based on the stoichiometric combustion, the amount of CO<sub>2</sub> emissions has been evaluated as the main indicator in environmental performance. In addition, the effects of ambient temperature, combustion temperature, and compression ratio on the performances of these systems have been taken into account.

The comparison of the simulation results with the real data of the GE MS 5002C gas turbine shows that our model is well suited for the modeling and simulation of this type of plants. Furthermore, the results indicate that the increase in ambient temperature has a negative effect on the plant performance, whereas the increase in combustion temperature has a positive influence on energy efficiency, energy efficiency and net power, but causes an increase in the amount of fuel consumed, therefore, an increase in carbon dioxide emissions.

**Keywords :** Analysis, Configuration, Modeling, Performance, Gas turbine GE MS 5002C.

## ملخص

يقدم هذا العمل تحليل (تارموديناميكي-بيئي-اقتصادي) لتوربينات الغاز والتي أصبحت تستخدم في مجالات متعدّدة ، لا سيما في مجال الصناعة وتوليد الكهرباء. قمنا باختيار التوربينات الغازية GE MS5002C و التي تعمل على دورة بسيطة ، ثم قمنا بتوسيع دراستنا لتشكيل نتين إضافيتين (التجديد والتبريد الوسيط). استنادًا إلى المبدأين الأول والثاني للديناميكا الحرارية أجرينا تحليلًا ديناميكيًا لهذه التكوينات الثلاثة. و باستخدام ارتباطات تجريبية أجرينا تحليلًا اقتصاديًا. من ناحية أخرى ، وبناءً على الإحترق الكيميائي المتكافئ تم تقييم كمية انبعاث ثاني أكسيد الكربون كمؤشر رئيسي في الأداء البيئي. بالإضافة إلى ذلك تمت مراعاة تأثيرات درجة الحرارة المحيطة ودرجة حرارة الاحتراق ونسبة الضغط على أداء هذه التشكيلات.

توضح المقارنة بين نتائج المحاكاة و البيانات الحقيقية لتوربين الغاز GE MS 5002C أن نموذجنا مناسب تمامًا لنمذجة ومحاكاة هذا النوع من المحطات. علاوة على ذلك ، تشير النتائج إلى أن الزيادة في درجة الحرارة المحيطة لها تأثير سلبي على أداء المصنع ، في حين أن الزيادة في درجة حرارة الاحتراق لها تأثير إيجابي على كفاءات الطاقة والاستطاعة الصافية ، ولكنها تسبب زيادة في كمية الوقود المستهلك ، وبالتالي ، زيادة في انبعاث ثاني أكسيد الكربون.

**الكلمات المفتاحية :** أداء ، تحليل ، تشكيل ، نمذجة ، توربينات غازية GE MS 5002C.