

**RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE**  
**MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR**  
**ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE**

**UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA**  
**FACULTÉ DE TECHNOLOGIE**  
**DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE**

MEMOIRE

PRÉSENTÉ POUR L'OBTENTION DU DIPLÔME DE  
**MASTER**

FILIÈRE : GÉNIE MÉCANIQUE

SPÉCIALITÉ : INSTALLATION ÉNERGÉTIQUES ET TURBOMACHINES

PAR :

**AOUNIT walid**

**BENKHENNOUCHE makhlouf**

## Thème

---

**Calcul et amélioration des performances énergétiques d'une  
turbine à gaz au niveau de la station de pompage SP1-bis Djemaa  
(SONATRACH)**

---

Soutenu le 06/10/2020 devant le jury composé de:

Mr. A SAHI

Président

Mr. F MENDIL

Rapporteur

Mr. A. BENSLIMANE

Examineur

ANNÉE UNIVERSITAIRE 2019-2020

# Sommaire

<b>Remerciment</b> .....	i
<b>Dédicace</b> .....	ii
<b>Liste des figures</b> .....	iv
<b>Liste des tableaux</b> .....	v
<b>Nomenclatures</b> .....	vi

<b>Introduction Générale</b> .....	1
------------------------------------	---

### **Chapitre I : Généralités et description sur les turbines à gaz**

1. Présentation de l'entreprise Sonatrach.....	3
I.1. Introduction.....	4
I.2. Turbine à gaz.....	5
I.2.1. Définition .....	5
I.2.2. Historique des turbines à gaz .....	6
I.3. Domaines d'utilisations des turbines à gaz .....	6
I.4. Classification des turbines à gaz .....	7
I.4.1. Par mode de construction.....	7
I.4.2. Par mode de travail .....	8
I.4.3. Par mode de fonctionnement thermodynamique .....	8
I.5. Technologie des turbines à gaz .....	9
I.6. Description et fonctionnement des composants d'une turbine à gaz GE10/2.....	9
I.6.1. Section compresseur .....	11
a. Roues et aubes de 1er et 2eme étage.....	11
b. Aubes variables (Inlet Guide Vane, IGV).....	12
c. Description du fonctionnement .....	13
d. Aubes fixes (directrices).....	13
I.6.2. Système de combustion.....	13
a. Chambre de combustion .....	13
b. Chemise.....	14

---

## Sommaire

---

c. Bruleur .....	14
d. Pièce de transition de gaz .....	15
e. Bougie d'allumage.....	15
f. Détecteur de flamme .....	15
I.6.3. Section turbine .....	15
a. Arbre de puissance ( basse pression ).....	15
b. Roues et aubes de 3 <sup>eme</sup> et 4 <sup>eme</sup> étage .....	15
c. Directrices de 3 <sup>eme</sup> étage (1 <sup>er</sup> étage BP).....	16
d. Directrices de 4 <sup>eme</sup> étage (2 <sup>eme</sup> étage BP) .....	17
I.6.4. Paliers.....	17
a. Les paliers porteurs.....	17
b. Pliers de butée .....	18
I.7. Conclusion .....	18
<b>Chapitre II : Etude thermodynamique</b>	
II.1. Introduction .....	19
II.2 Le cycle de Brayton .....	19
II.2.1. Rappelle théorique.....	20
II.2.2. Le rendement thermique de cycle réversible de Brayton .....	21
II.2.3. Le travail mécanique de cycle .....	22
II.3. Modification du cycle de Brayton avec l'évolution du rendement et du travail mécanique .....	25
II.3.1. Cycle de Brayton irréversible avec régénération.....	25
a. Le rendement du cycle de Brayton avec régénération.....	25
b. Le travail mécanique du cycle de Brayton avec régénération.....	30
II.4. Conclusion .....	30
<b>Chapitre III : Résultats et discussion</b>	
III.1. Introduction .....	31
III.2. Cycle de Brayton réversible.....	31
III.2.1. Le travail mécanique du cycle réversible de Brayton.....	31
III.2.2. Le rendement thermique du cycle réversible de Brayton.....	32
III.3. Cycle de Brayton irréversible avec régénération.....	33
III.3.1. Le rendement du cycle de Brayton avec régénération.....	33

---

## Sommaire

---

III.3.2. Le travail mécanique du cycle de Brayton avec régénération.....	36
III.4. Conclusion.....	38
Conclusion générale .....	39
Bibliographie.....	40
Résumé/Abstract.....	41

---

## Remerciement

---

### Remerciement

*Langage tout d'abord à dieu qui nous a donné la force pour terminer ce modeste travail.*

*Nous tenons à remercier nos chers parents pour leurs soutiens au long de nos études.*

*Toutes nos infinies gratitudes à notre promoteur, Monsieur F. MENDIL pour son encadrement et ses aides précieuses.*

*Nous remercions aussi les membres de jury qui nous ont fait l'honneur d'accepter le jugement de notre travail.*

*Notre sincère reconnaissance à nos enseignants du département génie mécanique.*

*Nos remerciements s'adressent aussi aux personnels de l'entreprise SONATRACH pour leur accueil exemplaire et leur aide en particulier Monsieur F. CHOUFAAI, GHILAS, CHELOUAH.*

*Enfin nous remercions tous ceux qui ont contribués de près ou de loin à l'élaboration de ce modeste travail, trouvent ici l'expression de notre profondes gratitudes et respects.*

## DEDICACES

*Ce modeste travail est dédié :*

*Aux êtres les plus chers de ma vie, mon père et ma mère qui ont été les bougies allumant mon chemin vers la réussite ; qui m'ont tout donnés, leurs amours, leurs sacrifices pour que je puisse suivre mes études dans des bonnes conditions et qui ne cessent pas de m'encourager et de veiller pour mon bien.*

*A la mémoire de ma grand-mère : Yemma Hemama ;*

*A mes sœurs : Zineb et Hanane ;*

*A mon petit frère : Laàla ;*

*A tous les enseignants de Génie mécanique ;*

*A tous mes amis ; mes cousins ; cousines et mes oncles ;*

*A mon binôme Makhelouf Benkhennouche et sa famille ;*

*A tous la promo de Génie mécanique option installation énergétique et turbomachine de l'année d'étude 2019-2020 ;*

*A tous ceux qui sèment le bonheur dans mon chemin.*

**AOUNIT WALID**

## **DEDICACES**

*Ce modeste travail est dédié :*

*Aux êtres les plus chers de ma vie, mon père et ma mère qui ont été les bougies allumant mon chemin vers la réussite ; qui m'ont tout donnés, leurs amours, leurs sacrifices pour que je puisse suivre mes études dans des bonnes conditions et qui ne cessent pas de m'encourager et de veiller pour mon bien.*

*A mes sœurs et mes frères*

*A tous les enseignants de Génie mécanique ;*

*A tous mes amis ; mes cousins ; cousines et mes oncles ;*

*A mon binôme AOUNIT WALID et sa famille ;*

*A tous la promo de Génie mécanique option installation énergétique et turbomachine de l'année d'étude 2019-2020 ;*

*A tous ceux qui sèment le bonheur dans mon chemin.*

**MAKHELOUF BENKHENNOUCHE**

## liste des figures

<b>Figure I.1</b> : Composants d'une TAG simple.....	5
<b>Figure I.2</b> : Schéma de la Turbine à gaz bi-arbre .....	10
<b>Figure II.1</b> : Représentation du cycle réversible de Brayton sur le diagramme T-S .....	20
<b>Figure II.2</b> : Schéma qui montre le cycle régénérative de Brayton.....	25
<b>Figure II.3</b> : Représentation du cycle de Brayton irréversible avec génération sur le diagramme T-S.....	26
<b>Figure III.1</b> : Variation de travail mécanique de ce cycle fonctionnant avec l'air en fonction du rapport de pression et de température chaude $T_C$ .....	31
<b>Figure III.2</b> : Variation du rendement thermique de cycle de Brayton en fonction du rapport de pression et avec les différents fluides de travail.....	32
<b>Figure III.3</b> : Variation de travail mécanique de ce cycle fonctionnant avec l'air en fonction du rapport de pression et de température chaude $T_C$ .....	33
<b>Figure III.4</b> : Variation de rendement thermique de cycle de Brayton avec régénération en fonction du rapport de pression et rendement de compresseur.....	34
<b>Figure III.5</b> :Variation de rendement thermique de cycle de Brayton avec régénération en fonction du rapport de pression et rendement de la turbine.....	34
<b>Figure III.6</b> : Variation de rendement thermique de cycle de Brayton avec régénération en fonction du rapport de pression et avec les différents fluides de travail. ....	35
<b>Figure III.7</b> : Variation de travail mécanique de cycle fonctionnant avec l'hélium en fonction du rapport de pression et de température chaude $T_C$ .....	37
<b>Figure III.8</b> : Variation de travail mécanique de cycle fonctionnant avec l'hélium en fonction du rapport de pression et de température chaude $T_C$ .....	37
<b>Figure III.9</b> : Variation de travail mécanique de cycle fonctionnant avec le dioxyde de carbone $CO_2$ en fonction du rapport de pression et de température chaude $T_C$ .....	38



## liste des tableaux

<b>Tableaux 1</b> : les turbomachines principales de la station SP1 bis.....	4
<b>Tableaux II.1</b> : donnes générales de la turbine GE10/2.....	11

# Nomenclature

<b>Symboles</b>	<b>Définition</b>	<b>Unité(SI)</b>
$C_p$	Capacité thermique spécifique	$\text{kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}$
$H$	Enthalpie spécifique	$\text{kJ kg}^{-1}$
$h_{\text{tot}}$	Enthalpie totale	$\text{kJ kg}^{-1}$
$S$	Entropie	$\text{kJ kg}^{-1}$
$T$	Température	K
$P$	Pression	[Pa]
$r_p$	Rapport de pressions	/
$W$	Le travail mécanique spécifique	$\text{kJ kg}^{-1}$
1, 2, 2s, 3, 4, 4s, 5	Points caractéristique du cycle thermodynamique	/
$q$	La quantité de Chaleur	$\text{kJ kg}^{-1}$
$C$	Compresseur	/
<b>Symboles grecs</b>		
$\tau'$	Rapport de température	/
$\eta$	Rendement	%
$\varepsilon$	Efficacité	%
$\gamma$	Coefficient isentropique	-

### Indices

C	Source chaude
F	Source froid
rég	Régénérateur
S	Isentropique

### Abréviation

IRB : Irréversible avec régénération de Brayton.

RPK : rapport de pression de compression.

# Introduction générale

La turbine à gaz est une machine motrice qui a comme rôle de convertir l'énergie thermique en énergie mécanique. Elle est considérée comme l'un des moyens de production de puissance les plus révolutionnaires. En effet, ce type de machines a permis d'atteindre des niveaux de puissances élevés. La turbine à gaz est donc une machine vitale et elle est partout présente : domaine de production d'électricité, la propulsion aéronautique, l'industrie pétrolière et gazière et la pétrochimie.

L'évolution des turbines à gaz a connu de nombreuses améliorations dans ces dernières années, d'où l'augmentation de température des gaz chauds à l'entrée de la turbine, compression et détente étagée avec refroidissement et réchauffage intermédiaires, augmentation de la température du gaz comprimé à l'entrée de la chambre de combustion et d'autres plusieurs modifications dont le but est d'améliorer le rendement de ces machines et d'augmenter la puissance produites.

L'objectif principal de ce travail est d'étudier l'impact d'éventuelles améliorations du cycle de Brayton régénérative classique sur l'évolution du rendement thermique et du travail mécanique en fonction de plusieurs paramètres opératoires tels que le rendement des différents composants (turbines, compresseurs, régénérateur) et les rapports des pressions et des températures. Dans cette étude, nous nous sommes également intéressés à l'analyse énergétique d'un cycle industriel de turbine à gaz amélioré.

Ce mémoire s'articule principalement autour d'une introduction générale, trois chapitres et une conclusion générale.

Le premier chapitre expose essentiellement une revue bibliographique et une description de fonctionnement sur la turbine à gaz, leur domaine d'applications et leur avantage et inconvénient.

Le deuxième chapitre concerne l'amélioration des performances des turbines à gaz, nous présentons une description détaillée du cycle de Brayton avec régénération. L'effet d'amélioration apportée au niveau des systèmes T.A.G, sur l'évolution du rendement thermique et du travail mécanique en fonction du rapport des pressions et des températures, Dans cette étude le cycle étudié opérant avec plusieurs fluides de travail, a s'avoir : l'hélium, l'air et le dioxyde de carbone.

## **Introduction générale**

---

Le troisième et le dernier chapitre concerne les résultats et discussions obtenue dans le chapitre précédent.

Enfin, nous terminons notre travail par une conclusion générale qui va englober l'ensemble des conclusions qu'on peut tirer de cette étude.

### **1. Présentation de l'entreprise Sonatrach**

L'entreprise SONATRACH (Société Nationale pour le Transport et la Commercialisation des Hydrocarbures) a été créée par décret N° : 63/491 Le 31/12/1963. Le 22/09/1966, les statuts de SONATRACH ont été modifiés par le décret N° : 66/292 et elle est devenue la "société nationale de recherche, de production et de transformation des hydrocarbures ". Le 24/02/1971, l'Algérie a décidé de nationaliser tous les secteurs des hydrocarbures. Ce qui a conduit à une restructuration et à une réorganisation. En 1985, SONATRACH s'est focalisé sur ses métiers de base à savoir :

- La recherche et l'exploration ;
- La production ;
- L'exploitation ;
- La liquéfaction et la transformation ;
- La commercialisation ;
- Le transport.

L'activité transport est confiée à la branche transport par canalisation (TRC) dont la mission principale est d'assurer le transport des hydrocarbures par pipe-line. [5]

### **SONATRACH-TRC.BEJAIA**

Pour assurer le transport du fluide produit par les sociétés françaises (de l'époque), un premier oléoduc reliant les gisements du sud algérien (principalement les champs de Hassi Messaoud) au port de Bejaia a vu jour en 1959 dont la gestion était confiée à une société pétrolière de gérance (SOPEG).

Après la nationalisation du secteur des hydrocarbures en 1971, d'autres pipe-lines ont été réalisés par SONATRACH, d'où la naissance des directions régionales.

La société pétrolière de gérance (SOPEG) est devenue depuis, direction régionale de Bejaia (DRG.B), elle-même devenue région transport centre (RTC)

La région Transport Centre de Bejaia est chargée de l'exploitation de deux oléoducs et d'un gazoduc.

## Chapitre I Généralités et descriptions sur les turbines à gaz

### Présentation de la station de pompage SP1 Bis à djemaa

Cette station est mise en service en 2007, cette nouvelle station est située à 28 km du nord-ouest de djemaa ; 83m d'altitude elle est équipée de quatre turbomachines principales :

- Deux unités de pompages principales ;
- Deux turbopompes NUOVO PIGNONE TP01 et TP02.
- Deux turbo-alternateurs TA01 et TA02 SOLAR pour l'alimentation électrique

<b>Sp1 bis</b>	
<b>2 groupes turbopompes</b>	
Turbines T01/T02	<u>NUOVO PIGNON</u>
	Type : GE10-2 GT 11982 KW 7900 Tr/min
Pompes P01/P02	<u>NUOVO PIGNON</u>
	Type 10x18 BFD/22 étages
	Q =1700-2200m <sup>3</sup> /h ; N=3970tr/min ; P=84 bar
Réducteurs	<u>FlenderGraffensation</u>
	Type: TX40/1C 10000 KW; R:7899/3997 Tr/min

<b>2 Groupes turbo-alternateurs TA01/TA02</b>	
Turbo-alternateur	<u>Solar turbine Saturn 20-1601</u>
	5500 200 KVA

**Tableaux 1** : les turbomachines principales de la station SP1 bis

### I.1. Introduction

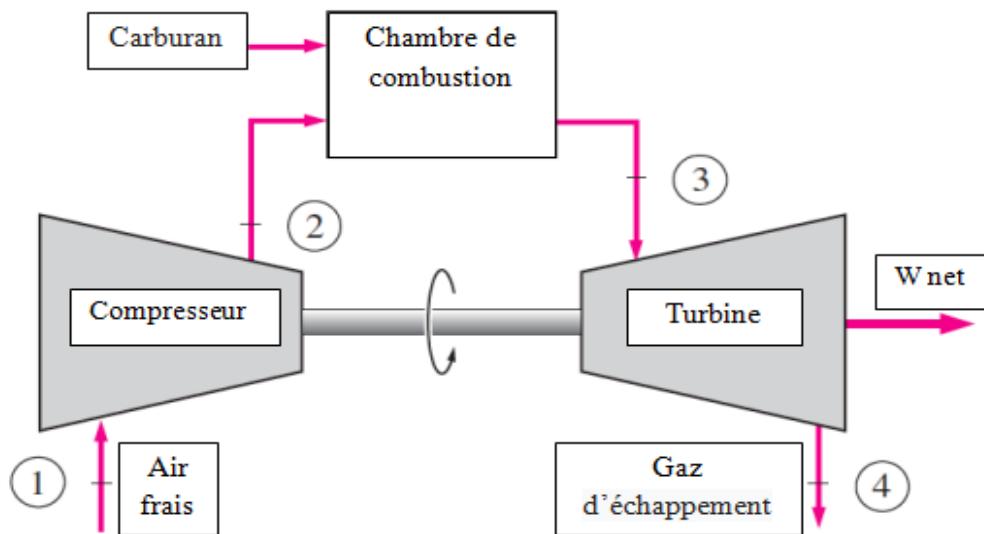
Dans ce chapitre, nous allons nous intéresser, d'une manière générale, aux définitions et fonctionnements des différents organes constituant une turbine à gaz. Il existe plusieurs types de turbine à gaz, selon le domaine d'utilisation. On les retrouve dans la production de l'énergie électrique, la production de poussée et l'entraînement des organes de compressions,

notamment ; les pompes, les compresseur axiaux et centrifuges, requis pour les applications de l'industrie lourde qui nécessitent un taux de compression très élevé (compression de gaz...)

### I.2. Turbine à gaz

#### I.2.1. Définition

La turbine à gaz est une machine motrice à mouvement rotatif et à combustion interne elle puise et comprime l'air atmosphérique dans son propre compresseur, augmente la puissance énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et convertie cette puissance en énergie mécanique utile pendant les processus de détente qui a lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel.



**Figure I.1 :** Composants d'une turbine à gaz simple.

Comparée aux autres moteurs thermiques, la turbine à gaz présente une double particularité, de même que la turbine à vapeur, la turbine à gaz est une machine à écoulement continu, donc ne comporte pas de variation périodique de l'état de

## Chapitre I Généralités et descriptions sur les turbines à gaz

---

fluide. La turbine à gaz (au sens large du terme), est le siège de l'ensemble de transformation constituant le cycle thermodynamique réalisé par le fluide.

### I.2.2. Historique des turbines à gaz

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

Les progrès réalisés sur le plan métallurgique, en plus des résultats favorables des recherches approfondies sur la combustion, ont permis des améliorations rapides des performances de ces machines, en terme de puissance, de rendement et de longévité.

On peut distinguer trois générations, basées sur les intervalles de la température maximale

En (°C) des gaz à l'entrée de la première roue de turbine :

- 1<sup>er</sup> génération :  $760 < T_{max} < 950$
- 2<sup>eme</sup> génération :  $955 < T_{max} < 1124$
- 3<sup>eme</sup> génération :  $1149 < T_{max} < 1288$

La température entrée turbine est un paramètre déterminant dans l'amélioration des performances d'une turbine à gaz. L'augmentation des limites de ce paramètre a eu comme effet une augmentation du rendement thermodynamique, qui est passé des valeurs inférieures à 20 % dans les premières machines, à des valeurs courantes supérieures à 40 % (turbine LM6000). [1]

### I.3. Domaines d'utilisations des turbines à gaz

Les turbines à gaz ont une très grande utilité dans l'industrie, Elle peuvent être utilisées pour l'entraînement des :



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

Mais aussi comme système générateur de poussée notamment dans :

- Chemins de fer.
- Propulsion maritime.
- Aviation.
- Traction routière.

### I.4. Classification des turbines à gaz

Il existe plusieurs façons de classer les turbines à gaz ;

#### I.4.1 Par mode de construction

##### a. La turbine à gaz mono-arbre

Le domaine d'utilisation d'une turbine à gaz est un moyen de choisir le type de machines adéquates. Dans l'industrie, on trouve les turbines à un seul arbre, dites aussi mono-arbre; elles sont généralement utilisées dans le cas où on cherche un fonctionnement avec une charge constante (pour entraîner les générateurs d'électricité).

Dans ce type, le compresseur et la turbine sont liés par simple rotor, ou l'énergie absorbée par la compression est détendue dans la section turbine pour la production de l'énergie utile.

Le système compresseur, turbine et charge forme un seul élément. Une application opérationnelle typique des turbines à un seul arbre concerne l'entraînement d'alternateurs. Etant donné que dans cette application il est nécessaire de régler la puissance à une vitesse constante (fréquence réseau). Ici une turbine à gaz à un seul arbre répond exactement à cet objectif par ce sa vitesse et donc au point de rendement maximum.[2]

##### b. La turbine à gaz bi-arbres

Dans le cas des turbines à deux arbres, seulement une partie de la section de la turbine appelée « turbine haute pression » est raccordée mécaniquement au compresseur pour former le « générateur de gaz », alors que l'énergie résultant de la combustion est aussi traitée par une

## Chapitre I Généralités et descriptions sur les turbines à gaz

---

2<sup>ème</sup> section de la turbine appelée « turbine à basse pression » séparée mécaniquement de la première, qui est raccordée à la charge par un accouplement.

### I.4.2. Par mode de travail

#### I.4.2.1. Turbines avec étage à action et à réaction

Un étage d'une turbine est constitué, d'aubes fixes et mobiles.

- **Etage à action** : la chute totale de pression se produit dans les aubes immobiles, la pression du fluide demeure constante lorsqu'il circule dans le canal inter aube, et l'enthalpie augmente grâce à l'irréversibilité de l'écoulement. Donc toute l'énergie potentielle disponible est transformée en énergie cinétique avant la roue.
- **Etage à réaction** : une partie seulement de la détente s'effectue dans les aubes fixes avant d'entrer au canal inter aube.

Pour les turbines utilisant un étage à action, on peut contrôler la puissance de sortie en ouvrant ou en fermant les aubes. Le principal avantage de l'étage à réaction est qu'on peut obtenir des rendements élevés à partir des faibles vitesses.

### I.4.3 Par mode de fonctionnement thermodynamique

Il existe deux cycles thermodynamique :

- Turbine à gaz à cycle fermé** : dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.
  - Turbine à gaz à cycle ouvert** : C'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère, ce type de turbine qui est le plus répandu se divise en deux classes ; simple et régénéré.
- **Turbine à cycle simple** : C'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique, après la détente les gaz possédant encore un potentiel énergétique qui est perdu dans l'atmosphère à travers l'échappement.
  - **Turbine à cycle régénéré** : C'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait intervenir plusieurs fluides moteurs dans le but d'augmenter le rendement de l'installation. [2]

### **I.5. Technologie des turbines à gaz**

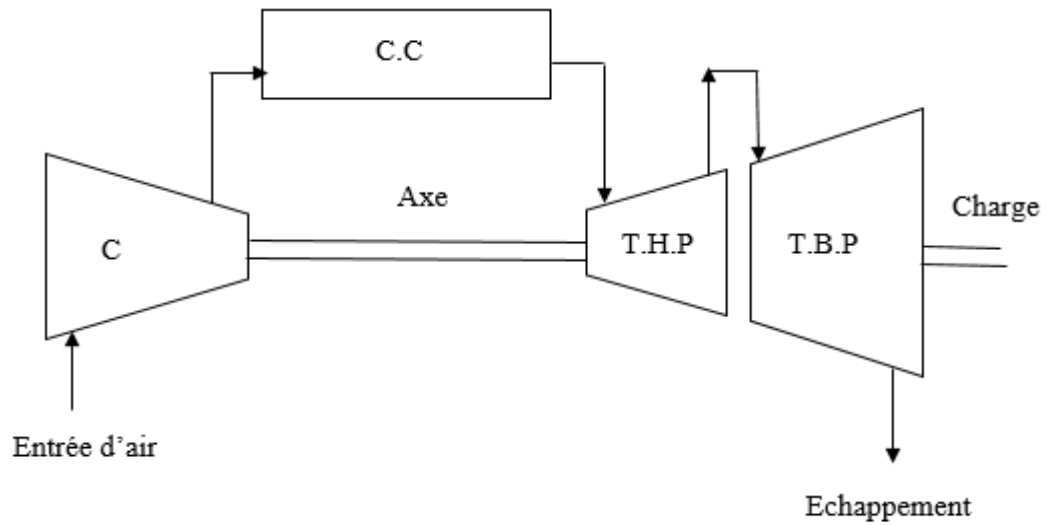
Les particularités technologiques de la turbine à gaz sont essentiellement liées aux très hautes températures atteintes au niveau des turbines de détente (de 800 à plus de 1300°C selon les types). Cela pose des problèmes de tenue au fluage, à la fatigue, à la corrosion des aubages en particulier. Un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

Les turbines à gaz sont caractérisées par la haute qualité des matériaux utilisés, ils présentent l'avantage d'être des matériaux réfractaires à base de nickel ou cobalt additionné de chrome. Les ailettes obtenues par coulage à solidification orientée ou à coulage monocristal. Cela constitue une partie des solutions apportées pour y remédier aux éventuelles anomalies qui peuvent être générées par la contrainte thermique due à la température élevée des gaz à l'entrée turbine. Une autre solution consiste à faire dévier une partie du débit d'air (10 à 15%) sortant du compresseur (qui est à température largement inférieure à celle entrée turbine) pour refroidir les ailettes par l'intérieur et pour obtenir un mince film d'air « frais » entre l'ailettes et les gaz chauds de façon à limiter autour de 800°C la température des gaz atteignant la turbine haute pression.

### **I.6. Description et fonctionnement des Composants d'une turbine à gaz**

#### **GE10/2**

La turbine à gaz est une machine endothermique, c'est-à-dire qu'elle produit elle-même le fluide qui fournit la puissance utilisée pour entraîner la machine utilisatrice.



**Figure I.2 :** Composants d'une turbine à gaz GE10/2.

L'air aspiré passe au travers des 11 étages rotoriques du compresseur axial où il est comprimé et dirigé vers la chambre de combustion. C'est ici qu'en se mélangeant au combustible dans les proportions voulues, l'air se transforme en fluide moteur qui se détend au travers des quatre étages de la turbine, transformant ainsi son énergie thermique en travail mécanique.

Après s'être détendus, les gaz sont dirigés dans la caisse d'échappement et, en fonction du type d'installation, il est possible ou impossible de récupérer leur énergie thermique résiduelle au moyen des chaudières de récupération de la chaleur (production de vapeur) ou des cycles de régénération.

La compression de l'air s'effectue dans les deux premiers étages de la turbine et dans le compresseur axial qui ensemble constituent, pour les machines bi-arbre, le module rotorique de Haute Pression, qui est séparé mécaniquement du module rotorique de Basse Pression ou "arbre de puissance".

## Chapitre I Généralités et descriptions sur les turbines à gaz

- **Caractéristiques de la turbine GE10/2**

Modèle	GE10/2
puissance fournie a régime normal (Iso condo.)	11.982 KW
<b>compresseur axial</b>	
nombre d'étages	11
vitesse de rotation	11220 tr/min
<b>section turbine</b>	
nombre d'étages	4
Combustible	Gaz
vitesse rotor	8295 tr/min
température admission air	Min : -5 °c ; Max : 45 °c
Système de commande	MKVI
Rotation arbre	Dans le sens contraire des aiguilles d'une montre, en regardant la turbine de l'aspiration vers l'échappement.
Système de lancement	Turbine de lancement

**Tableaux I.1** : donnes générales de la turbine GE10/2.

### I.6.1. Section compresseur

Le compresseur est de type axial. Le choix de ce type dépend du fait que ce dernier peut transporter des grandes quantités d'air et qui sont nécessaires à obtenir des valeurs élevées de puissances utiles. Le nombre d'étages et de compresseurs, sont lié à la structure de la turbine à gaz et, surtout, au rapport de compression qu'il faut obtenir. Le compresseur de la turbine à gaz GE10/2 comprend 11 étages.

#### I.6.1.1. Roues et aubes de 1<sup>er</sup> et 2<sup>eme</sup> étage

L'énergie nécessaire pour assurer la compression de l'air aspiré est produite par la détente des gaz à leur sortie de la chambre de combustion ; sur les deux premiers étages

## Chapitre I Généralités et descriptions sur les turbines à gaz

---

d'aubages de la turbine H.P qui, avec les roues et les entretoises correspondantes, sont calés sur le rotor du générateur de gaz et bloqués par une série de tirants.

Les matériaux utilisés sont des superalliages à base de nickel dont les caractéristiques mécaniques et technologiques diffèrent selon qu'il s'agit des roues et des entretoises, usinées dans des pièces forgées ou des aubes, obtenues par micro fusion.

Cependant, bien qu'elles soient réalisées dans des matériaux spéciaux et spécifiques, les aubages " reçoivent " des gaz, à des températures extrêmement élevées, qui ne seraient pas compatibles avec leur garantie de stabilité mécanique à long terme s'ils n'étaient pas correctement refroidis.

Dans ce but, leur refroidissement est assuré par de l'air relativement, à travers huit cannelures radiales pratiquées dans l'arbre du rotor, est dirigé à la fois sur les roues et à l'intérieur du profil des aubes. Cet air est prélevé sur le refoulement du compresseur axial. [3]

### **I.6.1.2. Aubes variables (Inlet Guide Vane, IGV)**

Du côté de l'admission, le compresseur comporte des Aubes Guide Admission (Inlet Guide Vane, IGV), dont la fonction principale est celle de diriger l'air transporté par le système de suction, vers le premier groupe d'aubes rotatives. Une autre fonction importante des (IGV) est celle d'assurer un bon fonctionnement du compresseur, dans des conditions de fonctionnement variable, (par exemple pendant le démarrage et l'arrêt).

La variation de vitesses de rotation à celle du fonctionnement nominal, l'angle d'ouverture des IGV est à changer ; cela est utile pour la modification de la vitesse de transport de l'air et pour rétablir les bons triangles de vitesse. Enfin, dans les cycles combinés et dans le procédé de cogénération, la capacité de modifier la position géométrique des IGV permet l'optimisation des températures dans le côté d'échappement de la turbine, et par conséquent, d'augmenter l'efficacité du cycle de récupération en modifiant la vitesse du flux de l'air d'entrée dans le compresseur.

Le compresseur a pour but aussi de fournir une source d'air nécessaire au refroidissement des parois des gicleurs, des aubes du rotor et des disques de la turbine, qui sont atteints au moyen de canaux dans la turbine à gaz et au moyen de tuyaux externes de connexion. En outre, le compresseur fournit de l'air d'étanchéité. [4]

### I.6.1.3. Description du fonctionnement

L'entraînement de l'ensemble des aubes mobiles est assuré par un cylindre hydraulique à double effet. Ce cylindre est fixé à la partie inférieure de la caisse d'entrée de l'air et il est commandé par une électrovanne installée sur une plaque de distribution d'huile qui se trouve sur la caisse du cylindre.

L'actionnement de l'électrovanne permet l'écoulement de l'huile dans le cylindre, à travers la plaque de distribution. Par conséquent, le déplacement du piston fait provoquer le mouvement d'un transformateur linéaire solidaire de la tige du piston.

Alimenté par une tension fixe ce transformateur change de signal de tension, en fonction de sa position, en indiquant la position réelle des aubes au système de contrôle. Cette position et la régulation prédéterminée de la turbine doivent être congruentes.

L'extrémité de la tige du piston est connectée à l'arbre de transmission qui, grâce aux bielles, fait tourner les anneaux de commande circonférentiels.

A leur tour, ceux-ci font tourner les cinq étages d'aubes mobiles par intermédiaire de leviers.

Un repère de position angulaire, calé sur l'arbre de transmission, permet de vérifier la position des aubes par rapport aux conditions de fonctionnement de la turbine.

### I.6.1.4. Aubes fixes (directrices)

Du point de vue fonctionnel, les directrices, installées en amont des étages rotoriques, constituent une série d'orifices de passage est constante et/ou variable (directrices de 3<sup>ème</sup> étage), en fonction du pas des lame. Elles permettent de déterminer les conditions physiques et aérodynamiques que les gaz doivent avoir avant de se détendre sur les aubages rotoriques.

Du point de vue dimensionnel, les aubes fixes déterminent, avec les aubes rotoriques, le canal dans lequel les gaz circulent à l'intérieur de la turbine. [3]

## I.6.2. Système de combustion

### I.6.2.1. Chambre de combustion

La chambre de combustion est bridée sur la caisse turbine haute pression. Elle comprend : l'enveloppe externe, le brûleur, la chemise dans laquelle a lieu la combustion, et la bougie d'allumage

## Chapitre I Généralités et descriptions sur les turbines à gaz

---

La chemise est d'un côté, supportée par l'enveloppe externe et de l'autre, fixée à la pièce de transition qui dirige les gaz produits par la combustion sur les directrices du 1<sup>er</sup> étage.

L'air qui provient du refoulement du compresseur axial pénètre dans l'espace annulaire délimité par l'enveloppe externe et la chemise. Son écoulement est opposé à celui des gaz qui parcourent la chemise et la pièce de transition des gaz.

La totalité de l'air est utilisée pour assurer les trois fonctions fondamentales suivantes :

- **Air de combustion (air primaire) :** cet air, introduit par les orifices du générateur de tourbillonnement et par les orifices primaires de combustion, contribue à réaliser le rapport air/combustible approprié et la turbulence requise pour assurer la stabilité de la flamme.
- **Air de dilution (air secondaire) :** cet air, introduit en aval de la zone primaire de combustion, abaisse la température de la flamme en la ramenant à des valeurs compatibles avec la durée de vie des pièces frappées par les gaz.
- **Air de refroidissement :** cet air lèche l'extérieur et l'intérieur de la chemise. Il forme une pellicule continue d'air qui permet de maintenir la température du métal à des valeurs acceptables.

### I.6.2.2. Chemise

La chemise doit être conçue en tenant compte de toute une série de paramètres liés à la cinétique des réactions chimiques qui déterminent la combustion, à l'aérodynamique en ce qui concerne le mouvement d'écoulement de l'air, à la thermodynamique en ce qui concerne la distribution de la température et les flux de chaleur à l'intérieur de celle-ci et sur ses parois.

Du point de vue physique, la chemise est cylindrique dans sa partie centrale et conique à son extrémité.

La chemise GE10/2 est du type à écoulement inversé. Son refroidissement est mixte ("slot cooled" pour la paroi cylindrique externe et "louvered" pour le chapeau et le cône terminal).

### I.6.2.3. Brûleur

Le brûleur est bridé sur le couvercle de la chambre de combustion. Il se compose d'une ligne d'arrivée du combustible et de l'air (si nécessaire) et d'un distributeur qui injecte le combustible dans la zone primaire de la chemise.



## **Chapitre I Généralités et descriptions sur les turbines à gaz**

---

Lorsque l'on utilise du combustible gazeux, ce combustible est injecté par une série d'orifices (directrices) usinées sur le distributeur. Dans le cas de diamètre plus grand, le combustible est injecté par une série de fentes concentriques appelées "tabulateurs". Ces "tabulateurs" dirigent une partie de l'air provenant du refoulement du compresseur axial vers la zone de combustion primaire de la chemise, de manière à créer la turbulence nécessaire pour assurer un dosage optimal du mélange gaz/air.

### **I.6.2.4. Pièce de transition de gaz**

La pièce de transition a pour fonction de diriger les gaz qui se sont formés pendant la combustion sur les directrices H.P. de 1<sup>er</sup> étage.

Son profil aérodynamique permet de minimiser les écarts de température que pourraient subir les directrices suite à une mauvaise distribution circonférentielle des gaz.

### **I.6.2.5. Bougie d'allumage**

Une bougie qui s'allume au moment où le combustible arrive à la directrice du combustible engendre l'allumage dans la chambre de combustion.

### **I.6.2.6. Détecteur de flamme**

Le détecteur de flamme a pour fonction d'arrêter l'allumage de la bougie une fois que la flamme a été produite et d'éteindre la turbine si la flamme s'éteint.

## **I.6.3. Section Turbine**

### **I.6.3.1. Arbre de puissance (basse pression)**

Il s'agit d'une pièce forgée monolithique en acier sur lequel on "recueille" la puissance utile pour la machine utilisatrice. Dans la partie avant du rotor, les roues des aubes de 3<sup>ème</sup> et 4<sup>ème</sup> étage et la bague d'espacement correspondante sont calées par des tirants.

### **I.6.3.2. Roues et aubes de 3<sup>ème</sup> et 4<sup>ème</sup> étage**

Les roues turbine du 3<sup>ème</sup> et 4<sup>ème</sup> étage et la bague entretoise sont fixées sur le rotor B.P. par une série de tirants qui assurent la stabilité structurelle du module rotorique de basse pression. Au nombre de soixante par étage, les aubes qui y sont calées sont obtenues par micro-fusion en superalliage à base de nickel et elles ne

## Chapitre I Généralités et descriptions sur les turbines à gaz

---

sont pas refroidies du fait que la température des gaz qui s'y détendent est compatible avec les paramètres de contraintes/durée de vie prévus en phase de conception.

### I.6.3.4. Directrices de 3<sup>ème</sup> étage (1<sup>er</sup> étage B.P)

Ces aubes variables, qui parcourent axialement la turbine, permettent de modifier la section d'écoulement des gaz.

Les directrices constituent une sorte d'orifice de section variable que les gaz doivent traverser pour passer de la section H.P. à la section B.P. de la turbine.

Situées dans la caisse de basse pression, elles comptent au total trente-six unités.

En condition de section maximale de passage (ouverture maximum), le gaz requiert une pression différentielle moindre pour passer à travers "l'orifice des directrices". Par conséquent, on exploite au maximum l'énergie de pression des gaz sur les aubages de la turbine H.P, ce qui permet de minimiser les paramètres tr-min/puissance de la turbine B.P.

Par contre, en condition de section minimale de passage (ouverture minimum), le gaz requiert une pression différentielle maximum pour passer à travers "l'orifice des directrices", on exploite donc au minimum l'énergie de pression du fluide, ce qui permet de maximiser les paramètres tr-min/puissance de la turbine B.P.

Le système des aubes variables constitue donc un véritable distributeur d'énergie entre les sections H.P et B.P. de la turbine.

Du point de vue de l'exploitation, ce système permet d'obtenir une souplesse maximum de la machine lorsqu'elle travaille avec charges partielles et d'optimiser le rendement thermique en présence de cycles de récupération et/ou combinés.

Le système qui commande synchroniquement les directrices est semblable à celui des aubes variables du compresseur axial.

Ici aussi, l'entraînement des leviers est assuré par un piston hydraulique dont la tige est solidaire d'un transformateur variable qui représente la rétroaction du système.

Chaque directrice est une pièce monolithique de micro-fusion en superalliage à base de cobalt.

## Chapitre I Généralités et descriptions sur les turbines à gaz

---

La directrice a, dans sa partie centrale. L'aube proprement dite, dans une extrémité, la tige s'encastre dans la caisse turbine B.P. et dans l'autre la goupille s'emboîte dans l'étanchéité interne.

### I.6.3.5. Directrices de 4<sup>ème</sup> étage (2<sup>ème</sup> étage B.P)

Comme les directrices 2<sup>ème</sup> étage H.P, elles se composent de seize secteurs de trois feuilles chacun. Ici aussi s'agit de secteurs de micro-fusion en superalliage à base de cobalt qui ne sont pas refroidis.

Leur dimension et, par conséquent, leur section de passage sont supérieures à ceux des directrices H.P en effet, pour une même masse, le volume des gaz est supérieur du fait que leur pression est inférieure. la circonférence interne des directrices sert de support aux segments d'étanchéité de l'anneau de diaphragmes B.P, qui assure la même fonction que dans le cas du 2<sup>ème</sup> étage H.P

### I.6.4. Paliers

La turbine GE10/2 compte quatre paliers porteurs, conventionnellement appelés n 1, 2, 3,4 dans l'ordre, la machine étant vue dans le sens de l'écoulement.

Elle compte également deux paliers de butée au niveau des paliers N°1 et N°4 un pour l'arbre H.P, et autre pour l'arbre B.P.

Les paliers N°1 et 2 soutiennent le rotor H.P. (compresseur axial et aubes du 1er et 2<sup>ème</sup> étage). Les paliers N°3 et 4 soutiennent le rotor B.P. (aubes du 3<sup>ème</sup> et 4<sup>ème</sup> étage) qui entraîne la machine menée (rotor de puissance).

L'architecture de la turbine est dictée par l'étude dynamique du comportement du système des caisses des rotors ainsi que par le choix du type de paliers porteurs et de butée.

[3]

#### I.6.4.1. Les paliers porteurs

Les paliers porteurs adoptés pour le rotor H.P. et pour le rotor B.P. sont du type à patins oscillants, à graissage direct. Ils garantissent une stabilité dynamique maximum surtout en présence de charges statiques modestes.

Le palier se compose de:

## Chapitre I Généralités et descriptions sur les turbines à gaz

---

- une bague externe divisée en deux, située dans le logement du support de palier;
- une série de patins radiaux oscillants maintenus en place par des goupilles de positionnement et des plaques d'extrémité.

### I.6.4.2. Palier de butée

Les paliers de butée adoptés pour la GE10/2 sont du type à patins inclinables à lubrification directe.

Installés aux extrémités des rotors H.P. et B.P., ils absorbent les charges axiales respectives dues aux poussées du système air/gaz sur les aubages rotoriques.

Les charges supportées par les paliers, à travers les colliers de butée solidaires des arbres, peuvent changer de direction et d'entité en fonction des conditions d'exploitation de la turbine. [3]

### I.7. Conclusion

Dans ce chapitre, des généralités et les différents organes constituant la turbine à gaz ont été présentées. Une classification selon les divers critères utilisés et une chronologie de développement des turbines à gaz, ont été détaillées. Nous avons par la suite passé aux différents facteurs que ce soit internes ou externes influençant sur les performances de l'installation.

## Chapitre II Etude thermodynamique

---

### II.1. Introduction

Dans les années 1940 et 1950, le rendement des turbines à gaz était inférieur à 20%. Le rendement isentropique des compresseurs et des turbines était faible, et les matériaux utilisés dans les turbines ne pouvaient tolérer des températures élevées. Le développement technologique des turbines à gaz s'est donc concentré dans les trois secteurs décrits ci-après.

#### 1. L'accroissement de la température des gaz à l'entrée de la turbine :

En 1940, la température des gaz à l'entrée de la turbine était limitée à environ 540°C, aujourd'hui, grâce au développement de nouveaux matériaux (le revêtement céramique) et de techniques innovatrices de refroidissement des aubages, cette température est passée à environ 1425°C.

#### 2. L'accroissement du rendement isentropique des composants :

Les rendements des premières turbines était compromis à cause des irréversibilités au sein du compresseur et de la turbine. Aujourd'hui on atténue de plus en plus ces pertes en recourant à des outils de conception et de simulation aérodynamique sophistiqués.

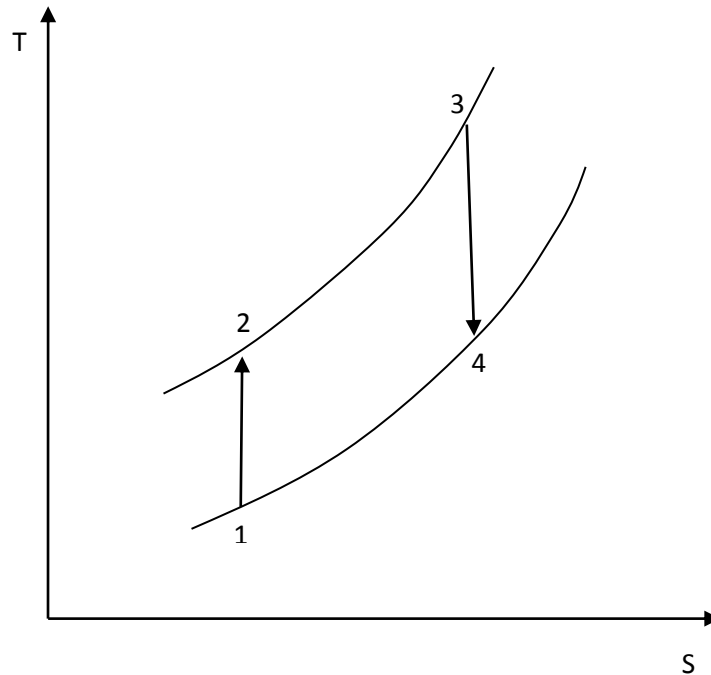
#### 3. La modification du cycle de base :

Le rendement du cycle de base peut être considérablement accru si on récupère une partie de la chaleur des gaz expulsés de la turbine (la régénération).

Dans ce chapitre, on s'intéresse à ces techniques qui font l'objet de notre discussion dans les prochaines sections. Cette étude consiste à évaluer l'influence de l'amélioration de cycle de Brayton irréversible sur le rendement thermique et le travail mécanique développé.

### II.2. Le cycle de Brayton

Les turbines à gaz fonctionnent habituellement selon un cycle ouvert. L'air atmosphérique s'engage dans le compresseur où il est comprimé à haute pression et à haute température. Il est ensuite admis dans la chambre de combustion. Les gaz chauds résultant de la combustion se détendent alors dans une turbine qui produit un travail mécanique. A la sortie de la turbine, les gaz sont évacués dans l'atmosphère. [6]



**Figure II.1 :** Représentation du cycle réversible de Brayton sur le diagramme T-S.

Le cycle de Brayton comprend quatre évolutions réversibles intérieurement qui sont illustrés dans le diagramme T-S de la figure II.1 suivante :

1 à 2 : une compression isentropique ;

2 à 3 : un apport de chaleur à pression constante dans la chambre de combustion ;

3 à 4 : une détente isentropique (dans la turbine) ;

4 à 1 : Echappement dans l'atmosphère à pression constante.

### II.2.1. Rappels théoriques

Les formules et notions théoriques rappelées ci-après sont celles strictement aux calculs des cycles et performances des turbines à gaz.

- **Enthalpie totale**

Par définition :

$$h_{tot} = h + \frac{c^2}{2} \text{ (Energie potentielle négligée)} \quad (\text{II.1})$$

## Chapitre II Etude thermodynamique

---

- **Premier Principe de la thermodynamique**

Appliqué aux turbines à gaz, il s'écrit entre l'entrée (1) et la sortie (2) du fluide :

$$W + Q = \Delta h = h_2 - h_1 \quad (\text{II.2})$$

En écoulement adiabatique ( $Q = 0$ ), cette relation devient :

Soit

$$W = \Delta h = h_2 - h_1 \quad (\text{II.3})$$

- Pour un compresseur :

$$W_c = \Delta h = h_2 - h_1 > 0 \quad (\text{II.4})$$

- Pour une turbine :

$$W_{eT} = \Delta h = h_1 - h_2 > 0 \quad (\text{II.5})$$

### II.2.2. Le rendement thermique de cycle réversible de Brayton

Le cycle de Brayton (1-2-3-4 réversible), caractérisé par une compression adiabatique de l'air et une combustion isobare.

1-2 : compression adiabatique réversible de l'air atmosphérique, par le compresseur, de la pression  $P_1$  (généralement égale à la pression atmosphérique) jusqu'à une  $P_2$  définit par le rapport ou taux de compression  $\tau = \frac{P_2}{P_1}$  consommant ainsi le travail de compression,

$$W_c = W_{1-2} = h_2 - h_1 = c_p \times (T_2 - T_1) \quad (\text{II.6})$$

2-3 : combustion à pression constante, dans la chambre de combustion, qui entraîne l'augmentation de la température de  $T_2$  à  $T_3$  et un apport de la quantité de chaleur  $Q_1 = Q_{2-3}$  au fluide moteur tel que,

$$Q_1 = Q_{2-3} = h_3 - h_2 = c_p \times (T_3 - T_2) \quad (\text{II.7})$$

## Chapitre II Etude thermodynamique

3-4 : détente des gaz chaudes de combustion, dans la turbine, considérée comme adiabatique réversible produisant ainsi un travail mécanique de rotation du rotor,

$$W_d = W_{3-4} = h_4 - h_3 = c_p \times (T_4 - T_3) \quad (\text{II.8})$$

4-1 : échappement et évacuation des gaz vers l'atmosphère, rejetant ainsi la quantité de chaleur à l'atmosphère,

$$Q_2 = Q_{4-1} = c_p \times (T_1 - T_4) \quad (\text{II.9})$$

Le rendement thermique de cycle de Brayton réversible est alors (avec  $C_p$  invariable),

$$\eta_{th} = 1 - \frac{|Q_2|}{|Q_1|} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \quad (\text{II.10})$$

En utilisant le taux de compression (rapport des pressions),

$$\tau = \frac{p_2}{p_1} \quad (\text{II.11})$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} = \frac{T_3}{T_4} = \left( \frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} = \tau^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} \quad (\text{II.12})$$

L'équation (II.10) devient,

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\tau^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}}} \quad (\text{II.13})$$

### II.2.3. le travail mécanique de cycle

Le travail mécanique peut être exprimé par l'expression suivante :

$$W_{net} = W_{eT} - W_c \quad (\text{II.14})$$

D'où :

$$W_{eT} = h_3 - h_4 = c_p \times (T_3 - T_4) ,$$

$$W_{eT} = c_p \times T_1 \times \left( \frac{T_3}{T_1} - \frac{T_4}{T_1} \right) ,$$



## Chapitre II Etude thermodynamique

---

$$W_{eT} = c_p \times T_1 \times \left( \frac{T_3}{T_1} - \frac{T_4}{T_1} \times \frac{T_3}{T_3} \right),$$

$$W_{eT} = c_p \times T_1 \times \left( \frac{T_3}{T_1} - \frac{T_4}{T_3} \times \frac{T_3}{T_1} \right),$$

Avec :

Détente isentropique + gaz parfait :

$$\frac{T_4}{T_3} = \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad \text{Avec : } p_4 = p_1 ; p_3 = p_2.$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}},$$

$$W_{eT} = c_p \times T_1 \times \left( \frac{T_3}{T_1} - \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \times \frac{T_3}{T_1} \right),$$

$$W_{eT} = c_p \times T_1 \times \left( \frac{T_3}{T_1} - \frac{\left( \frac{T_3}{T_1} \right)}{\left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \tag{II.15}$$

$$W_c = h_2 - h_1 = c_p \times (T_2 - T_1),$$

$$W_c = c_p \times T_1 \times \left( \frac{T_2}{T_1} - 1 \right),$$

Avec :

Transformation isentropique + gaz parfait :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}},$$

## Chapitre II Etude thermodynamique

---

$$W_c = c_p \times T_1 \times \left( \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (\text{II.16})$$

L'équation (II.14) devient,

$$W_{net} = c_p \times T_1 \times \left( \frac{T_3}{T_1} - \frac{\left( \frac{T_3}{T_1} \right)}{\left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) - c_p \times T_1 \times \left( \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right),$$

Avec :

$$\frac{T_3}{T_1} = \frac{T_C}{T_F} = \tau' : \text{Rapport des températures,}$$

$T_C$  : Température à la source chaude.

$T_F$  : Température à la source froide.

$$\frac{p_2}{p_1} = \tau : \text{Rapport de pression,}$$

Alors :

$$W_{net} = c_p \times T_1 \times \left( \tau' - \frac{\tau'}{\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) - c_p \times T_1 \times \left( \tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right),$$

$$W_{net} = c_p \times T_1 \times \left( \tau' - \frac{\tau'}{\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} - \tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} + 1 \right),$$

$$W_{net} = c_p \times T_1 \times \left( \tau' \times \left( 1 - \frac{1}{\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) - \tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} + 1 \right) \quad (\text{II.17})$$

$c_p$  : Capacité thermique de l'air ( $c_{pair} = 1,005 \text{KJ/Kg.K}$ ),

$T_1$  : Température de l'air ambiante ( $T_1 = 15^\circ\text{C} = 288,15\text{K}$ ).

### II.3. Modification du cycle de Brayton avec l'évolution du rendement et du travail mécanique

#### II.3.1. Cycle de Brayton irréversible avec régénération

La température à la sortie de la turbine est considérablement plus élevée que la température de l'air comprimé admis dans la chambre de combustion. On en place un échangeur de chaleur appelé un régénérateur qui nous permettons de récupérer la chaleur des gaz d'échappement. Les gaz d'échappement cèdent de la chaleur à l'air comprimé en route vers la chambre de combustion. Donc moins de quantité de chaleur  $q_{in}$  est requise pour compléter le cycle.

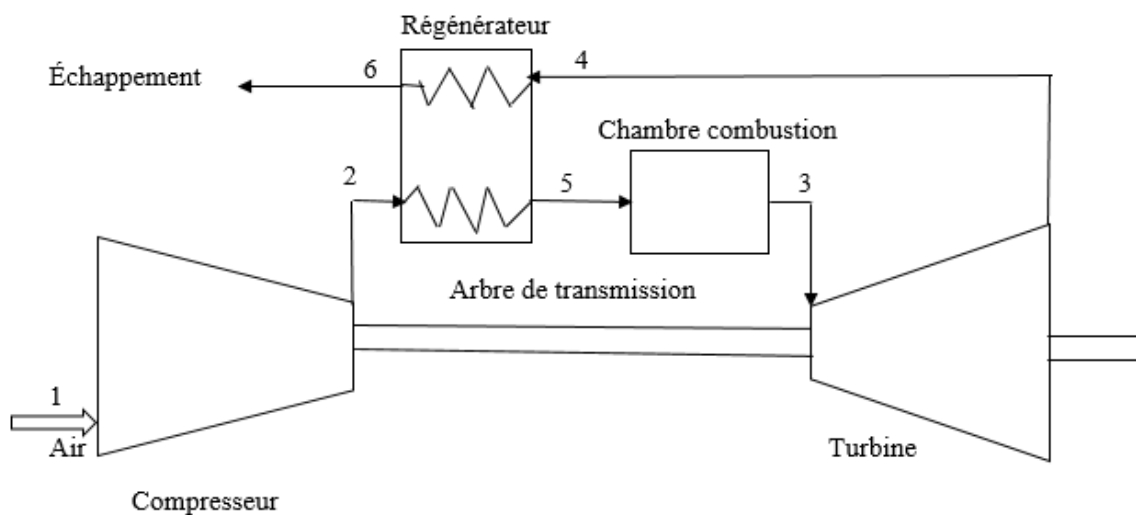
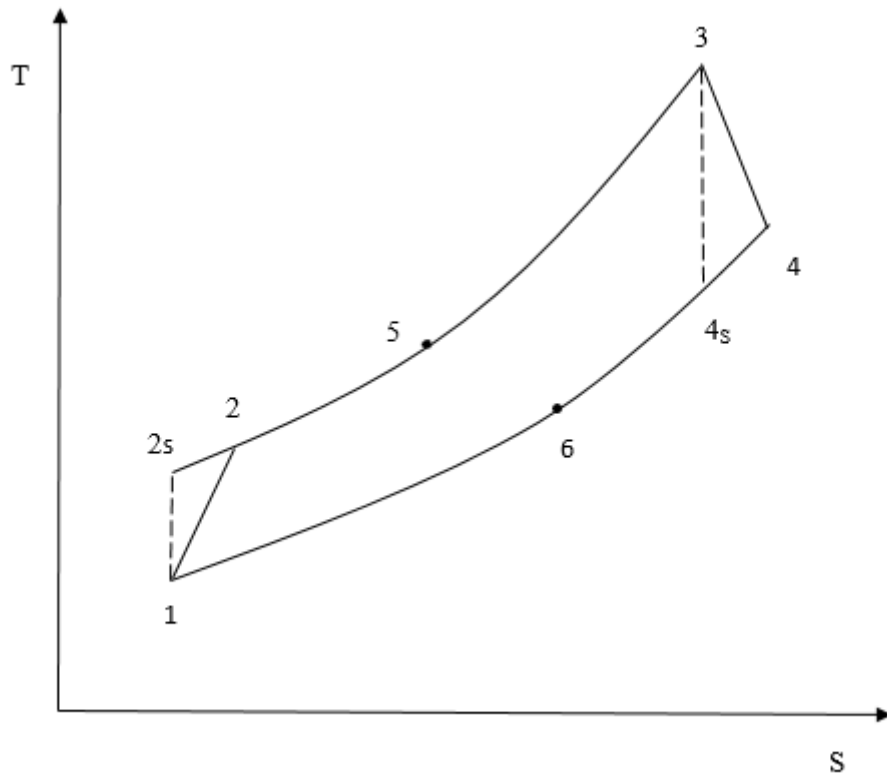


Figure II.2 : Schéma qui montre le cycle régénératif de Brayton.

##### II.3.1.1. Le rendement du cycle de Brayton avec régénération

Dans cette partie, on va améliorer une formule qui nous a permis de calculer le rendement thermique de ce cycle en fonction du rapport de pression et plusieurs autres paramètres. [7]

Les évolutions de ce cycle sont illustrées dans le diagramme T-S suivant :



**Figure II.3 :** Représentation du cycle de Brayton irréversible avec régénération sur le diagramme T-S.

Le rendement du cycle de Brayton avec régénération est donné par :

$$\eta = \frac{W_{net}}{q_{in}} \quad (\text{II.18})$$

Le travail net est donné par l'expression suivante :

$$W_{net} = q_C - q_F \quad (\text{II.19})$$

L'expression de rendement devient :

$$\eta = \frac{q_{in} - q_{out}}{q_{in}} = \frac{q_C - q_F}{q_C} = 1 - \frac{q_F}{q_C} \quad (\text{II.20})$$

$q_F$  : Chaleur évacuée.

$q_C$  : Chaleur transmise au fluide moteur.

## Chapitre II Etude thermodynamique

---

La chaleur transmise au fluide  $q_C$  peut être exprimé par :

$$q_C = h_3 - h_{2s} - (h_5 - h_{2s}) \quad (\text{II.21})$$

La chaleur évacuée  $q_F$  peut être exprimé par :

$$q_F = h_{4s} - h_1 - (h_{4s} - h_{2s}) \quad (\text{II.22})$$

$$q_F = h_{4s} - h_1 - h_{4s} + h_{2s}$$

Finalement :

$$q_F = (h_{2s} - h_1) \quad (\text{II.23})$$

On suppose que le régénérateur est un échangeur de chaleur adiabatique. D'où la chaleur récupérée par l'air comprimé est :

$$q_{reg,réel} = h_5 - h_{2s} \quad (\text{II.24})$$

L'efficacité de régénérateur est donnée par la relation suivante :

$$\varepsilon_{reg} = \frac{(h_5 - h_{2s})}{(h_{4s} - h_{2s})} \quad (\text{II.25})$$

$$(h_5 - h_{2s}) = \varepsilon_{reg} \times (h_{4s} - h_{2s}) \quad (\text{II.26})$$

On introduise cette dernière expression dans l'expression de la chaleur  $q_C$  :

$$q_C = h_3 - h_{2s} - \varepsilon_{reg} \times (h_{4s} - h_{2s}) + h_{4s} - h_{4s} \quad (\text{II.27})$$

L'expression de la chaleur transmise au fluide  $q_C$  devient :

$$q_C = h_3 - h_{4s} + (1 - \varepsilon_{reg}) \times (h_{4s} - h_{2s}) \quad (\text{II.28})$$

Donc on trouve l'expression de rendement thermique du cycle irréversible avec régénération de Brayton comme suit :

$$\eta_{IRB} = 1 - \frac{(h_{2s} - h_1)}{h_3 - h_{4s} + (1 - \varepsilon_{reg}) \times (h_{4s} - h_{2s})} \quad (\text{II.29})$$

## Chapitre II Etude thermodynamique

Introduisant le rendement de compresseur et de la turbine et le rapport de pression RPK dans l'expression de rendement :

1. Le rendement isentropique de compresseur est donné par la relation :

$$\eta_c = \frac{h_2 - h_1}{h_{2s} - h_1} = \frac{c_p (T_2 - T_1)}{c_p (T_{2s} - T_1)} = \frac{T_2 - T_1}{T_{2s} - T_1} \quad (\text{II.30})$$

L'expression de la température  $T_{2s}$  en fonction de rendement isentropique de compresseur est :

$$T_{2s} = \frac{T_2}{\eta_c} + T_1 \times \left(1 - \frac{1}{\eta_c}\right) \quad (\text{II.31})$$

2. Le rendement isentropique de la turbine est donné par la relation :

$$\eta_T = \frac{h_3 - h_{4s}}{h_3 - h_4} = \frac{c_p (T_3 - T_{4s})}{c_p (T_3 - T_4)} = \frac{T_3 - T_{4s}}{T_3 - T_4} \quad (\text{II.32})$$

L'expression de la température  $T_{4s}$  en fonction du rendement isentropique de la turbine est :

$$T_{4s} = \eta_T \times T_4 + T_3 \times (1 - \eta_T) \quad (\text{II.33})$$

Hypothèses :

$$T_F = T_1 \quad , \quad T_C = T_3$$

3. Le rapport de pression est donné par :

a. Compression isentropique + gaz parfait :

$$\bullet \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} .$$

b. Détente isentropique :

$$\bullet \quad \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} .$$

D'après (a) et (b) nous donne :

## Chapitre II Etude thermodynamique

$$RPK = \frac{T_2}{T_F} = \frac{T_C}{T_4} = \tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{II.34})$$

Ça nous donne :

$$\triangleright T_4 = \left( \frac{T_C}{RPK} \right) \quad (\text{II.35})$$

$$\triangleright T_2 = T_F \times RPK \quad (\text{II.36})$$

On les remplace dans les relations de température  $T_{2s}$  et  $T_{4s}$  :

$$\triangleright T_{2s} = \frac{T_F}{\eta_c \times RPK} + T_F \times \left( 1 - \frac{1}{\eta_c} \right) = T_F \times \left( \frac{RPK}{\eta_c} + 1 - \frac{1}{\eta_c} \right) \quad (\text{II.37})$$

$$\triangleright T_{4s} = \frac{\eta_T \times T_C}{RPK} + T_C \times (1 - \eta_T) = \eta_T \times T_C \times \left( \frac{1}{RPK} + \frac{1}{\eta_T} - 1 \right) \quad (\text{II.38})$$

On obtient donc la relation finale de rendement comme suit :

$$\eta_{IRB} = 1 - \frac{(T_{2s} - T_1)}{\eta_T \times (T_3 - T_4) + (1 - \varepsilon_{reg}) \times (T_{4s} - T_{2s})} \quad (\text{II.39})$$

En remplaçant les expressions (II.37) et (II.38) dans l'expression précédente :

$$\eta_{IRB} = 1 - \frac{T_F \times \left( \frac{RPK}{\eta_c} + 1 - \frac{1}{\eta_c} - 1 \right)}{\eta_T \times T_C \times \left( 1 - \frac{1}{RPK} \right) + \left[ (1 - \varepsilon_{reg}) \times \left( \eta_T \times T_C \times \left( \frac{1}{RPK} + \frac{1}{\eta_T} - 1 \right) - T_F \times \left( \frac{RPK}{\eta_c} + 1 - \frac{1}{\eta_c} \right) \right) \right]} \quad (\text{II.40})$$

L'expression de rendement du cycle de Brayton avec régénération devient :

$$\eta_{IRB} = 1 - \frac{T_F \times \left( \frac{RPK}{\eta_c} - \frac{1}{\eta_c} \right)}{\eta_T \times T_C \times \left( 1 - \frac{1}{RPK} \right) + \left[ (1 - \varepsilon_{reg}) \times \left( \eta_T \times T_C \times \left( \frac{1}{RPK} + \frac{1}{\eta_T} - 1 \right) - T_F \times \left( \frac{RPK}{\eta_c} + 1 - \frac{1}{\eta_c} \right) \right) \right]} \quad (\text{II.40})$$

Le rendement est exprimé d'une façon plus simple par cette formule :

## Chapitre II Etude thermodynamique

---

$$\eta_{IRB} = 1 - \frac{T_F}{T_C \times \eta_c \times \eta_T} \times \frac{RPK - 1}{\left(1 - \frac{1}{RPK}\right) + \left[(1 - \varepsilon_{reg}) \times \left(\left(\frac{1}{RPK} + \frac{1}{\eta_T} - 1\right) \times \frac{T_F}{T_C \times \eta_c \times \eta_T} \times (RPK + \eta_c - 1)\right)\right]} \quad (II.41)$$

### II.3.1.2. Le travail mécanique du cycle Brayton avec régénération

Le travail mécanique peut être exprimé par l'expression suivante :

$$W_{net} = q_C - q_F \quad (II.42)$$

Compte tenu des expressions (II.23) et (II.28), l'expression du travail mécanique devient :

$$W_{net} = c_p \times \left[ \left\{ (T_C - T_{4s}) + (1 - \varepsilon_{reg}) \times (T_{4s} - T_{2s}) \right\} - (T_{2s} - T_F) \right] \quad (II.43)$$

En améliorant, et en trouvant l'expression définitive du travail mécanique :

$$W_{net} = c_p \times \left[ \left\{ \eta_T \times T_C \times \left(1 - \frac{1}{RPK}\right) + \left[(1 - \varepsilon_{reg}) \times \left(\eta_T \times T_C \times \left(\frac{1}{RPK} + \frac{1}{\eta_T} - 1\right)\right) - T_F \times \left(\frac{RPK}{\eta_c} + 1 - \frac{1}{\eta_c}\right)\right] \right\} - \left\{ \frac{T_F}{\eta_c} \times (RPK - 1) \right\} \right] \quad (II.44)$$

## II.4. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons détaillé les différentes équations modélisant le cycle de Brayton d'une turbine à gaz.

Une étude paramétrique, moyennant un code de calcul sous Excel, a été réalisée, où l'effet des différents paramètres de contrôle sur les performances thermodynamiques de turbine à gaz, a été présenté.



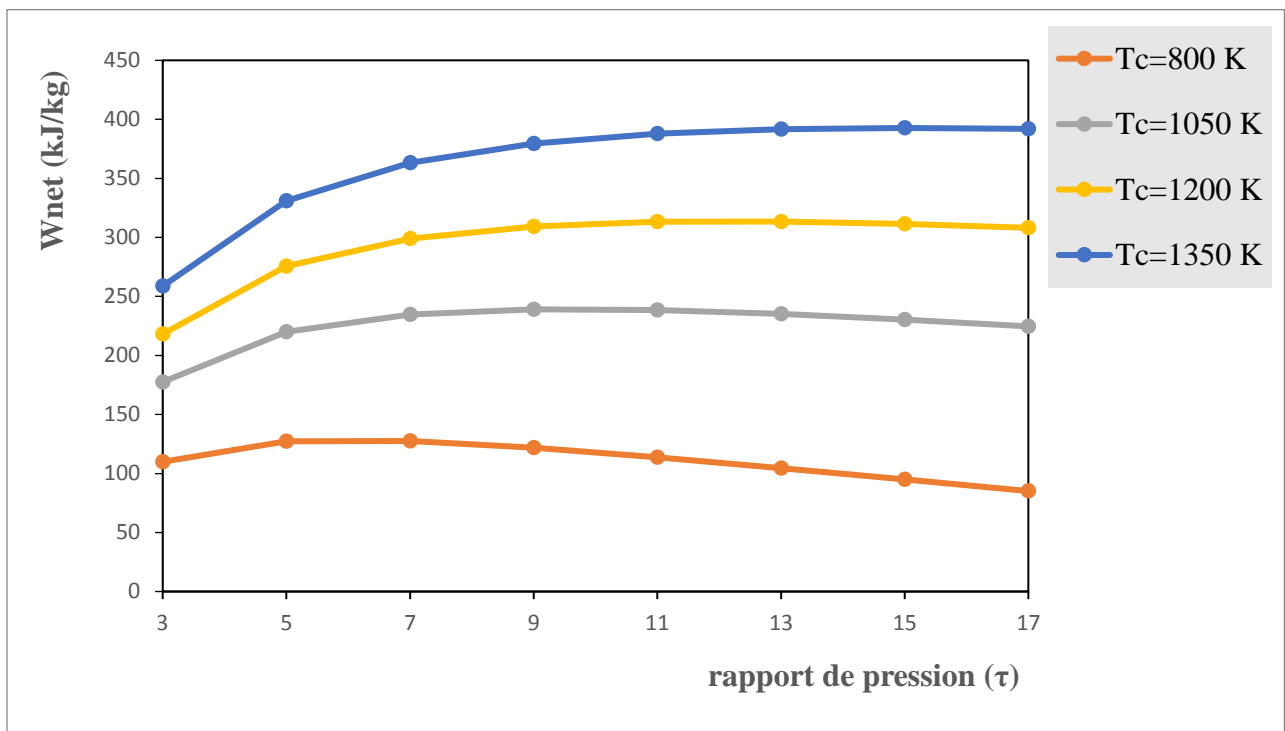
## Chapitre III Résultats et discussion

### III.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous allons calculer les paramètres thermodynamique de la turbine à gaz, l'objectif principal de ce calcul est de montrer l'impact des améliorations apportées sur le cycle de base de Brayton. En effet, le rendement thermique et le travail mécanique.

### III.2. Cycle de Brayton réversible

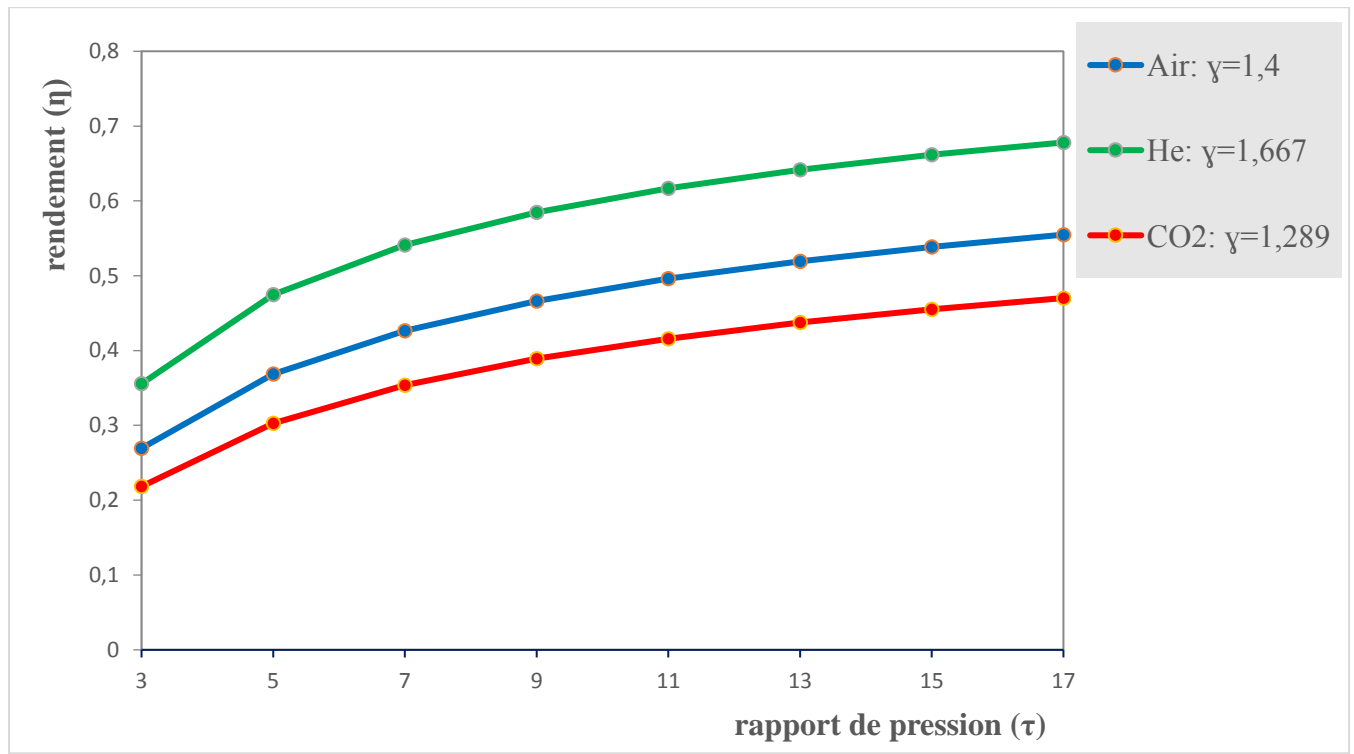
#### III.2.1. Le travail mécanique du cycle réversible de Brayton



**Figure III.1 :** Variation de travail mécanique de ce cycle fonctionnant avec l'air en fonction du rapport de pression et de température chaude  $T_c$ .

A partir de la figure (III.1) qui représente la variation de travail mécanique fonctionnant avec l'air en fonction du rapport de pression et de température chaude, il semble l'influence de la température chaude  $T_c$  provoque une augmentation dans la valeur maximale de travail mécanique.

### III.2.2. Le rendement thermique de cycle réversible de Brayton

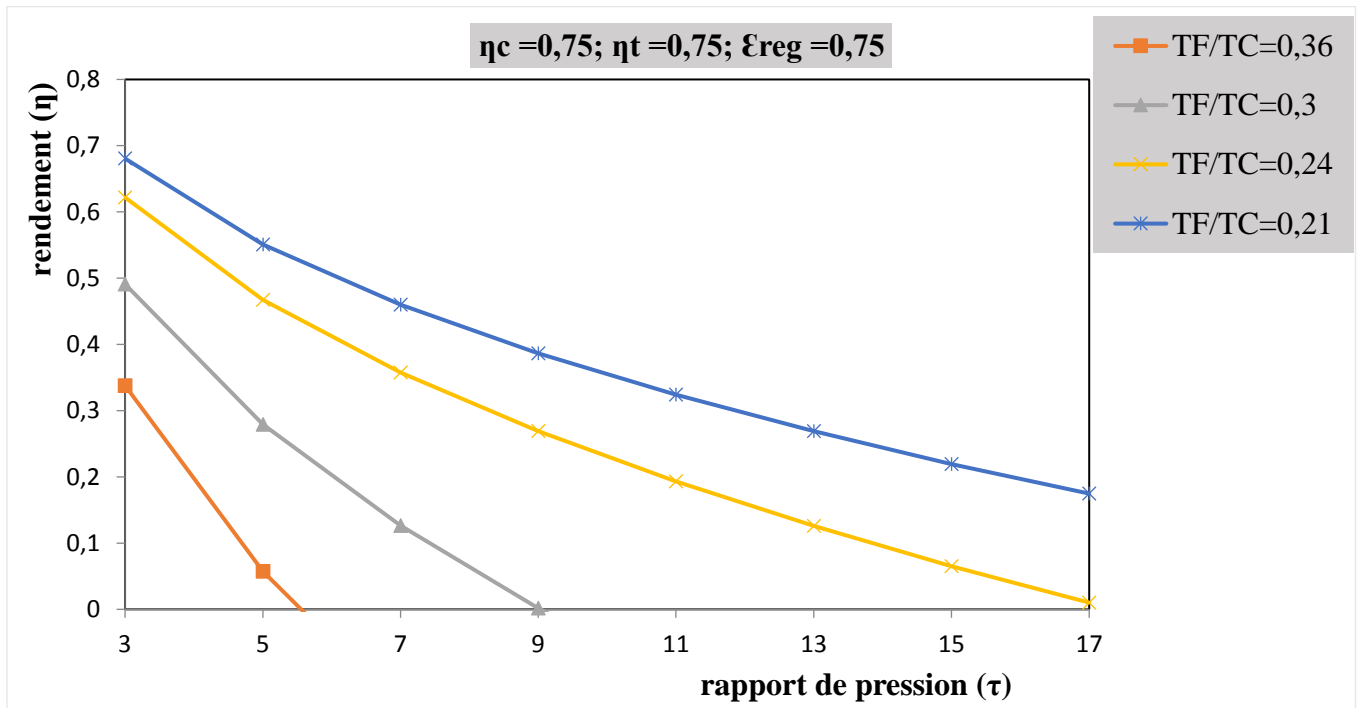


**Figure III.2 :** variation du rendement thermique de cycle de Brayton en fonction du rapport de pression et avec les différents fluides de travail.

A partir de la figure (III.2) qui représente la variation de rendement en fonction de différents fluides de travail, il semble que ce cycle est plus performant avec l'hélium et donne des résultats meilleurs par rapport à l'air et le dioxyde de carbone ( $\text{CO}_2$ ).

### III.3. Cycle de Brayton irréversible avec régénération

#### III.3.1. Le rendement du cycle de Brayton avec régénération



**Figure III.3 :** variation de rendement thermique de cycle Brayton avec régénération en fonction du rapport de compression et température.

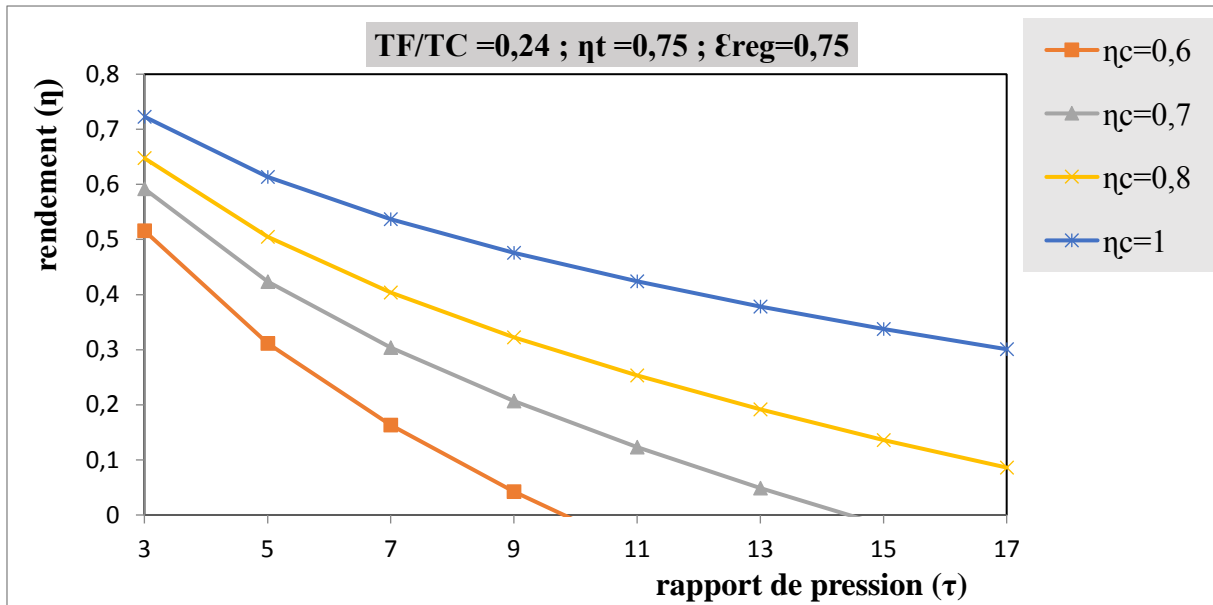
Le rendement thermique de cycle de Brayton avec régénération descend lorsqu'on augmente le rapport de pression. Ce rendement est inversement proportionnel au rapport de température  $TF/TC$ .

D'où les valeurs de rendement le plus élevés sont obtenues à du rapport de température 0,21 et 0,24.

Les valeurs maximales du rendement thermique pour ce cycle sont obtenues à des basses valeurs de rapport de pression ( $\tau = 3$ ).

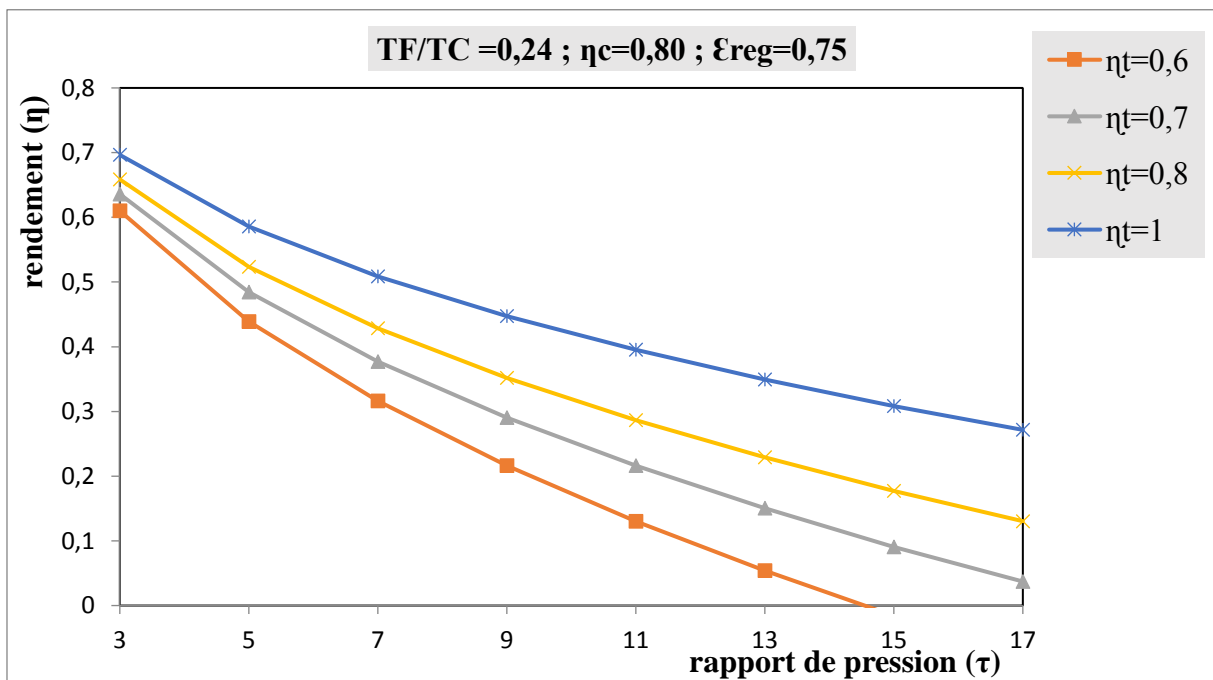
Plus encore, la performance du compresseur et de la turbine utilisée influe sur le rendement thermique du cycle, plus on utilise des compresseurs et des turbines performants plus on augmente le rendement thermique du cycle avec régénération.

## Chapitre III Résultats et discussion



**Figure III.4 :** variation de rendement thermique de cycle de Brayton avec régénération en fonction du rapport de pression et rendement de compresseur.

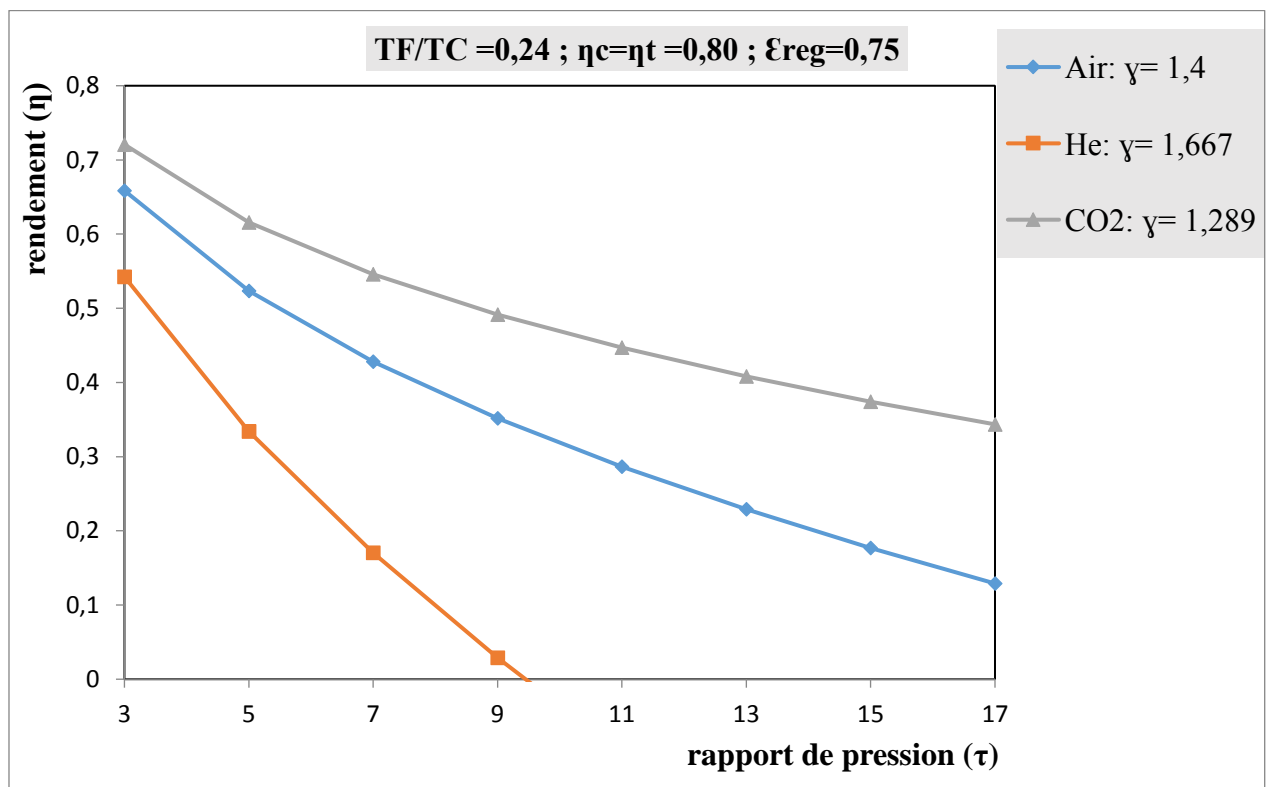
Pour un rendement de compresseur de 60%, les valeurs de rendement de cycle thermique sont les plus bas et la plage du rapport de pression est réduite à (9,5 - 10).



**Figure III.5 :** variation de rendement thermique de cycle de Brayton avec régénération en fonction du rapport de pression et rendement de la turbine.

## Chapitre III Résultats et discussion

Pour un rendement de la turbine de 60%, les valeurs de rendement de cycle thermique sont les plus bas et la plage du rapport de pression ne dépasse pas une valeur de 15.

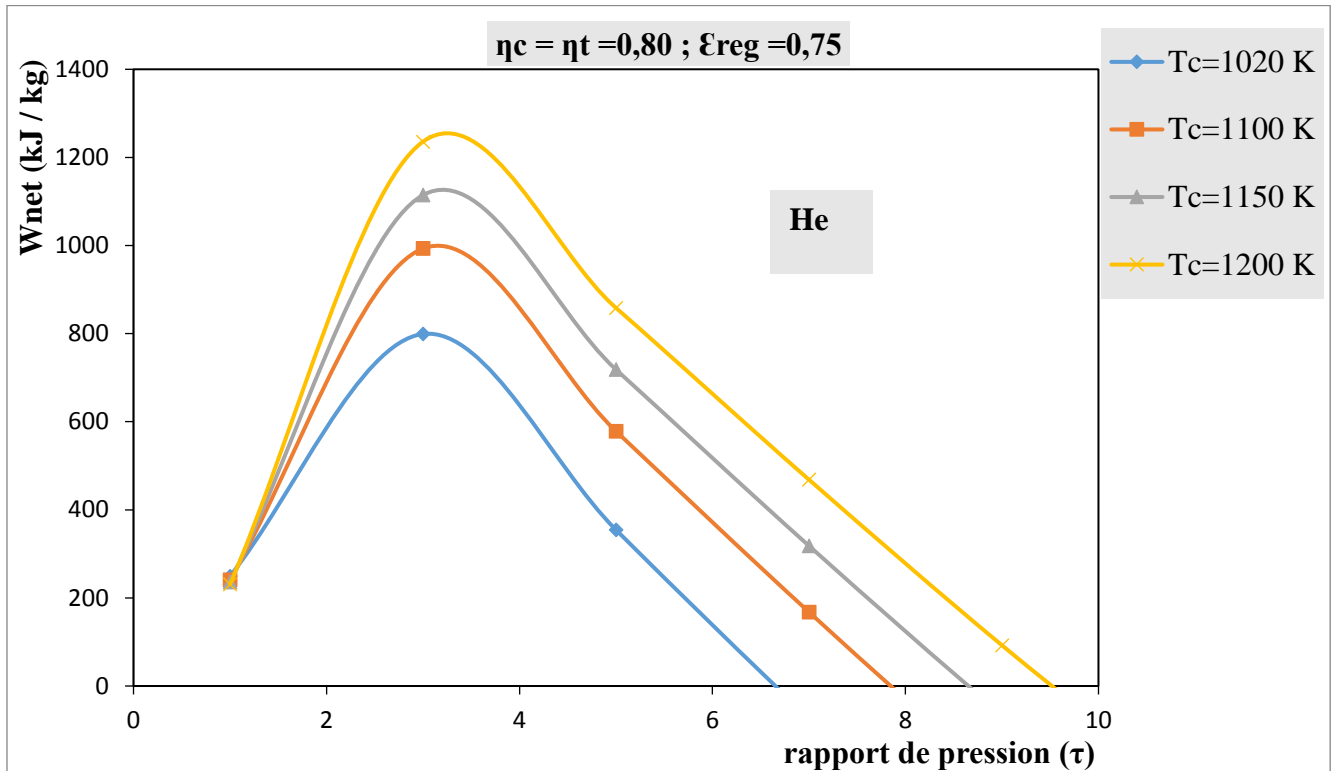


**Figure III.6 :** variation de rendement thermique de cycle de Brayton avec régénération en fonction du rapport de pression et avec les différents fluides de travail.

A partir de la figure (III.6) le cycle irréversible régénérative de Brayton est plus performant avec le dioxyde de carbone en qualité de fluide de travail et donne des résultats meilleurs par rapport à l'air.

Le cycle régénérative de Brayton est moins performant avec l'hélium en qualité de fluide de travail et la plage de rapport de pression ne dépasse pas une valeur de 9,5 ( $\eta_t = \eta_c = 0,80$  ;  $\epsilon_{reg} = 0,75$ ).

### III.3.2. Le travail mécanique du cycle de Brayton avec régénération

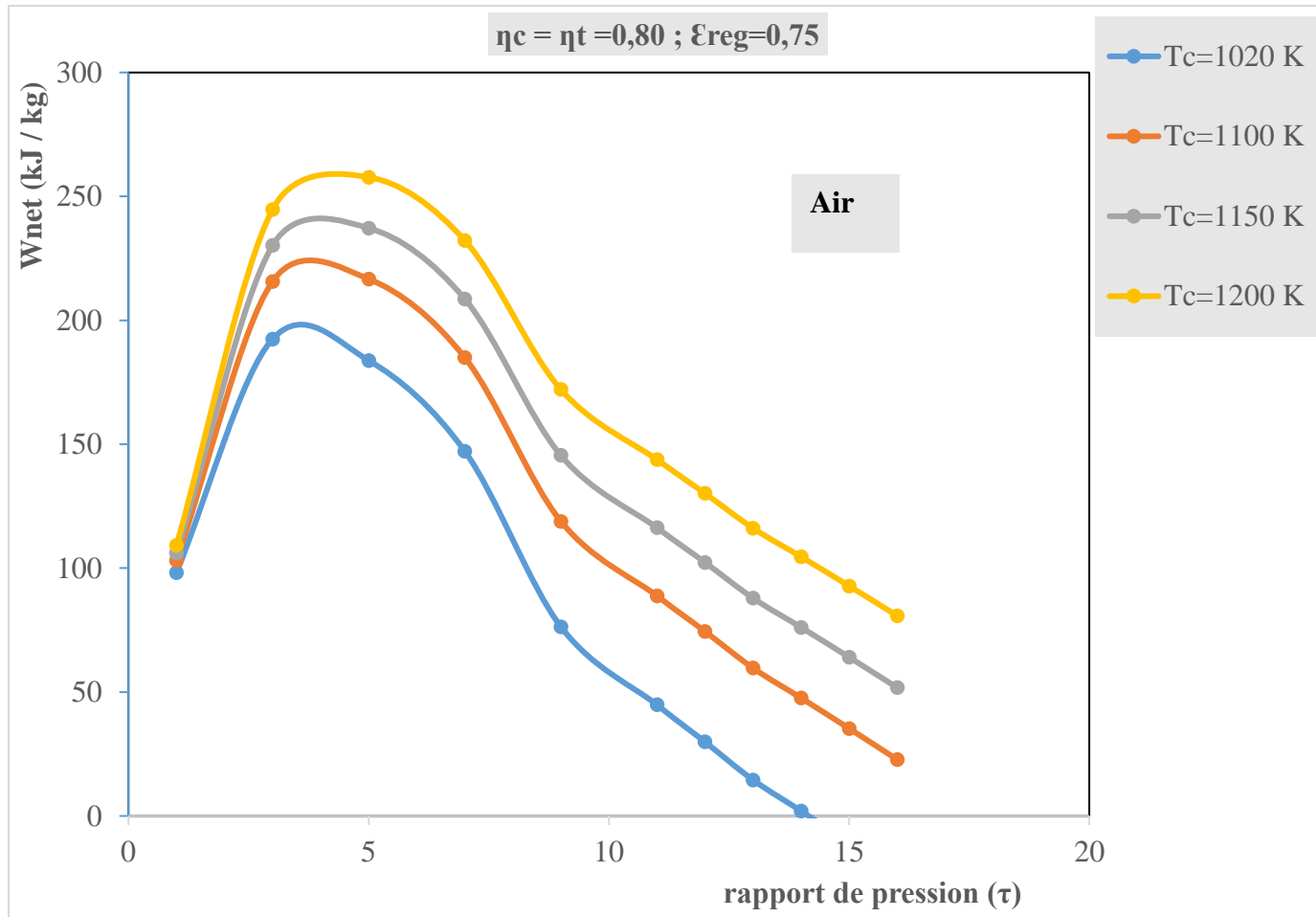


**Figure III.7 :** variation de travail mécanique de cycle fonctionnant avec l'hélium en fonction du rapport de pression et de température chaude  $T_C$ .

On constate que le cycle régénérative de Brayton fonctionnant de l'hélium avec du rendement de compresseur et de la turbine avoisinant à 80% et avec une efficacité de régénération avoisinant à 75% n'est opérationnel que dans une plage du rapport de pression qui ne dépasse pas une valeur égal (9,5).

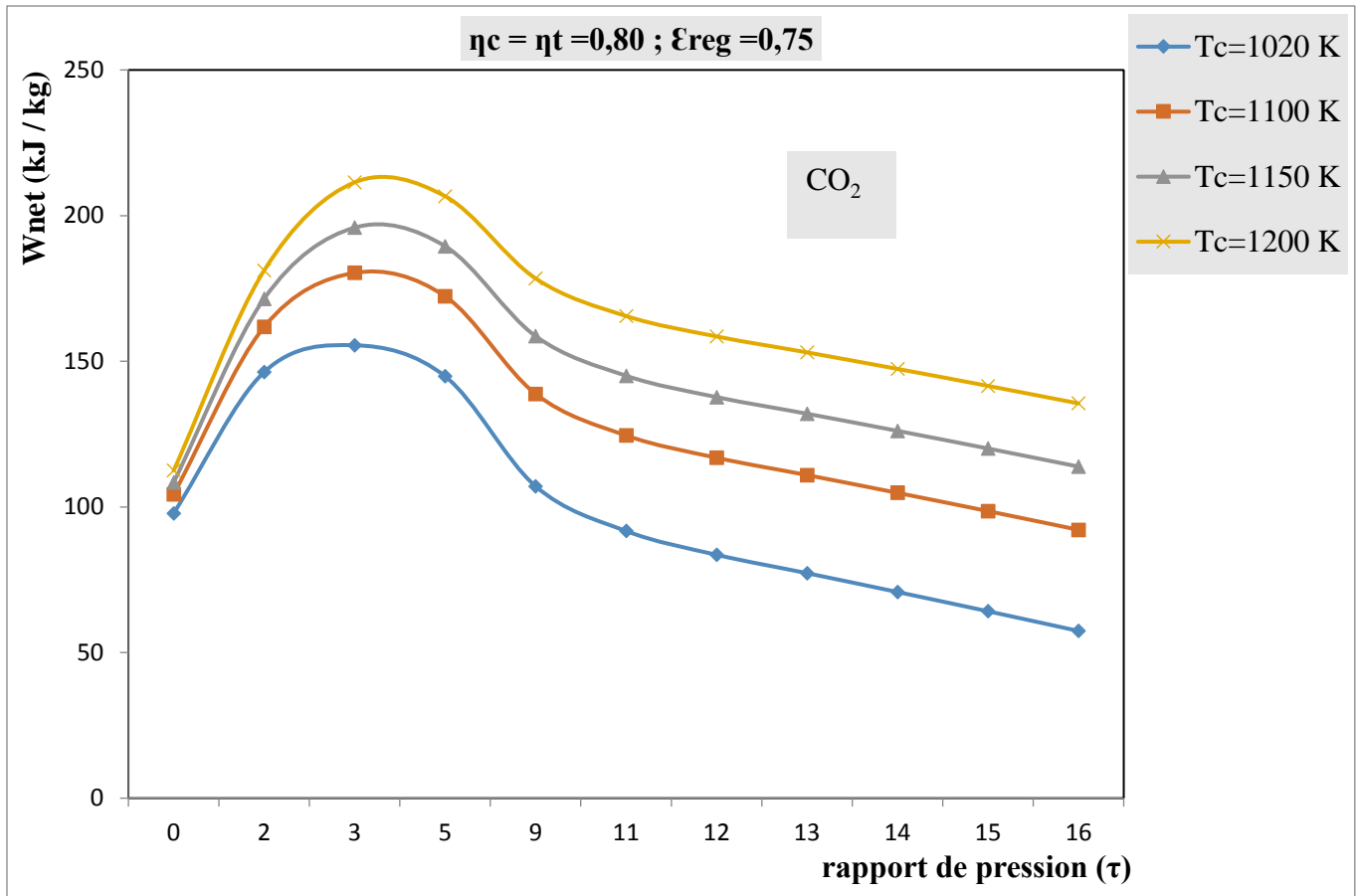
On déduit que le travail mécanique atteint une valeur maximale à un faible rapport de pression environ 3.

L'influence de la température chaude est visible sur la valeur maximale du travail mécanique, d'où l'augmentation de la température chaude  $T_c$  provoque une augmentation dans la valeur maximale de travail mécanique.



**Figure III.8 :** variation de travail mécanique de cycle fonctionnant avec l'air en fonction du rapport de pression et de température chaude  $T_c$ .

La figure (III.8) représente la variation de travail mécanique de cycle régénérative de Brayton fonctionnant avec l'air dans les mêmes conditions que le cycle qui travaille avec l'hélium, on constate que ce cycle reste opérationnel pour une large plage du rapport de pression atteint une valeur égale 16.



**Figure III.9 :** variation de travail mécanique de cycle fonctionnant avec le dioxyde de carbone  $CO_2$  en fonction du rapport de pression et de température chaude  $T_c$ .

Plus encore, ce cycle reste opérationnel dans une large plage du rapport de pression lorsqu'on utilise le dioxyde de carbone comme un fluide de travail.

### III.4. Conclusion

Le rendement thermique et le travail mécanique atteint des valeurs maximales pour les petits rapports de pression. Les valeurs de travail et de rendement thermique diminuent lorsque les rapports de pression augmentent.

En conclusion, la présente étude a permis de souligner que le cycle régénératif de Brayton est plus performant avec l'hélium comme un fluide de travail avec des valeurs basses de rapport de pression ( $\tau = 3-5$ ), et de rapport de température (0,24).



# Conclusion générale

L'objectif principal de ce mémoire est de faire une étude sur l'amélioration des performances des turbines à gaz, ainsi que l'analyse énergétique d'une installation industrielle motrice améliorée avec une turbine à gaz en circuit ouvert.

Au cours de cette étude, on a réalisé une étude détaillée qui est principalement consacrée à l'évaluation des performances thermodynamiques du cycle améliorés de turbine à gaz. Cette étude consiste à montrer l'impact des améliorations apportées sur le cycle de base de Brayton. En effet, le rendement thermique et le travail mécanique ont été étudiés pour ce cycle de Brayton en fonction de l'efficacité de régénération, des rendements du compresseur et de la turbine, des rapports de pression et des températures, ainsi que la nature du fluide de travail circulant dans l'installation. Au travers de cette étude, nous sommes également intéressés sur l'évaluation énergétique de l'installation objet d'étude.

Les principales conclusions qu'on peut tirer de cette étude sont :

- Le travail mécanique et le rendement thermique du cycle réversible de Brayton atteint des valeurs maximal lorsque les rapports de pression augmentent.
- Les valeurs maximales du rendement thermique du cycle de turbine à gaz avec régénération apparaissent pour des basses valeurs du rapport de pression.
- Le travail mécanique atteint des valeurs maximales pour les petits rapports de pression, les valeurs de travail diminuent lorsque les rapports de pression augmentent.
- Le cycle de la turbine à gaz est plus performant avec l'hélium comme fluide de travail dans une grande plage du rapport de pression.

En fin nous espérons que ce modeste travail servira comme support pour les futures études dans le domaine d'amélioration des performances énergétique.

# BIBLIOGRAPHIE

- [1] G. Danieus, « Energétique et turbomachines (691/IGM) ».
- [2] Tony Giampaolo « Gas Turbine Handbook: Principles and Practices » by, MSME, PE.
- [3] Manuel de service pour Turbine à Gaz GE10/2. GEPS Oil & Gas. Nuovo Pignone, Florence, Via F. Matteucci, 250127 Florence – Italy.
- [4] « Réduction de la consommation du fuel gaz des turbines à gaz de la station de compression sud- SONATRACH, Hassi R'mel ». Mémoire de fin d'étude master en génie mécanique. Université de Bejaïa 2012.
- [5] documents de l'entreprise « SONATRACH (TRC) ».
- [6] « Evaluation des performances des turbines à gaz : analyse énergétique et exégétique ». Mémoire de fin d'étude master en génie mécanique. Université Badji Mokhtar-Annaba.
- [7] Revue des Energies Renouvelables Vol. 19N°2 (2016) 199-210.

---

## Résumé

---

### Résumé

Notre travail consiste à présenter les différents procédés qui permettent l'étude et l'amélioration des performances énergétique d'une turbine à gaz, les différentes étapes suivies étaient comme suit :

- Des généralités et description sur les turbines à gaz.
- Etude thermodynamique du cycle irréversible avec régénération de Brayton. Les performances du cycle ont été analysées pour trois différents agents thermiques à savoir : l'hélium, l'air et le dioxyde de carbone.
- Résultats et discussion.

**Mots clés :** Turbine à gaz, cycle de Brayton, régénération, fluide de travail, rapport de pression, travail mécanique et le rendement thermique.

---

### Abstract

Our work consists of presenting the different processes that allow the study and improvement of the energy performance of a gas turbine, the different steps followed were as follows:

- General and description of gas turbines.
- Thermodynamic study of the irreversible cycle with Brayton regeneration. The cycle performances were analyzed for three different thermal agents namely: helium, air and carbon dioxide.
- Results and discussion.

**Keywords:** Gas turbine, Brayton cycle, regeneration, working fluid, pressure ratio, mechanical work and thermal efficiency.

---

## Résumé

---

### Résumé

Notre travail consiste à présenter les différents procédés qui permettent l'étude et l'amélioration des performances énergétique d'une turbine à gaz, les différentes étapes suivies étaient comme suit :

- Des généralités et description sur les turbines à gaz.
- Etude thermodynamique du cycle irréversible avec régénération de Brayton. Les performances du cycle ont été analysées pour trois différents agents thermiques à savoir : l'hélium, l'air et le dioxyde de carbone.
- Résultats et discussion.

**Mots clés :** Turbine à gaz, cycle de Brayton, régénération, fluide de travail, rapport de pression, travail mécanique et le rendement thermique.

---

### Abstract

Our work consists of presenting the different processes that allow the study and improvement of the energy performance of a gas turbine, the different steps followed were as follows:

- General and description of gas turbines.
- Thermodynamic study of the irreversible cycle with Brayton regeneration. The cycle performances were analyzed for three different thermal agents namely: helium, air and carbon dioxide.
- Results and discussion.

**Keywords:** Gas turbine, Brayton cycle, regeneration, working fluid, pressure ratio, mechanical work and thermal efficiency.

# **Références Bibliographiques**

# **Conclusion Générale**

**Chapitre I**

**Généralités et descriptions**

**sur les turbines à gaz**

# **Chapitre II**

## **Etude thermodynamique**



# **Chapitre III**

## **Résultats et discussion**

# **Introduction Générale**