



Université Mohamed Khider de Biskra  
Faculté des sciences et technologies  
Département génie mécanique

# MÉMOIRE DE MASTER

**Domaine : Sciences et Techniques**

**Filière : Génie Mécanique**

**Spécialité : Énergétique**

Réf. : Entrez la référence du document

---

Présenté et soutenu par :  
**HASSANI Salah Eddine**

Le : dimanche 27 juin 2021

## Étude comparative entre les cycles thermodynamiques dans le cadre d'augmentation les performances d'une turbine à gaz

---

### Jury :

Pr.	MOUMMI Abdelhafid	Pr	Université de Biskra	Président
Dr.	CHOUCHANE Nacer	MCA	Université de Biskra	Encadreur
Dr.	ALIOUALI Abdelwahed	MCA	Université de Biskra	Examineur

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



UNIVERSITÉ MOHAMED KHIDER BISKRA  
FACULTÉ DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE  
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE  
Option : **Énergétique**

**Mémoire de Fin d'Etudes**

**En vue de l'obtention du diplôme de Master**

**Thème**

**Étude comparative entre les cycles  
thermodynamiques dans le cadre  
d'augmentation les performances d'une  
turbine à gaz**

Réalisée par : **HASSANI Salah Eddine**

**Devant le jury composé de :**

Pr. MOUMMI Abdelhafid	Pr .....	Président
Dr. CHOUCANE Nacer	MCA .....	Encadreur
Dr. ALIOUALI Abdelwahed	MCB .....	Examineur

**Année Universitaire : 2020/2021**

# Dédicaces

**Je dédie cette mémoire :**

À mes chers parents,

Qui m'ont toujours soutenus dans mes études,

À mes frères chacun avec son nom,

À tous mes amis chacun avec son nom,

À tous mes collègues chacun avec son nom,

À tous mes enseignants chacun avec son nom,

À chaque personne qui m'ont aidés.

# Remerciements

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 Dr. CHOUCHENE Nacer, 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 Pr. MOUMMI Abdelhafid (Présidente) et Dr . ALIOUALI Abdelwahed (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.

# Table des matières

<b>Table des matières</b>	<b>I</b>
<b>Liste des figures</b>	<b>IV</b>
<b>Liste des tables</b>	<b>VI</b>
<b>Introduction générale</b>	<b>1</b>
<b>I Généralités sur les turbines à gaz</b>	<b>3</b>
I.1 Introduction . . . . .	4
I.2 Définition de la turbine à gaz . . . . .	4
I.3 Eléments principaux d'une turbine a gaz . . . . .	5
I.3.1 Le compresseur . . . . .	5
I.3.2 Section de combustion . . . . .	6
I.3.3 Section de la turbine . . . . .	6
I.4 Classifications des turbines à gaz . . . . .	7
I.4.1 Par mode de construction . . . . .	8
I.4.1.1 Turbine mono-arbre . . . . .	8
I.4.1.2 Turbine bi-arbre . . . . .	9
I.4.2 Par mode de travail . . . . .	10
I.4.2.1 Turbine à action . . . . .	10
I.4.2.2 Turbine à réaction . . . . .	10
I.4.3 Par le mode de fonctionnement thermodynamique . . . . .	10
I.4.3.1 Turbine à gaz à cycle fermé . . . . .	11
I.4.3.2 Turbine à gaz à cycle ouvert . . . . .	11
I.5 Paramètres influents sur les performances de la turbine à gaz . . . . .	11

I.5.1	Facteurs extérieurs . . . . .	11
I.5.1.1	Température ambiante . . . . .	11
I.5.1.2	Pression atmosphérique . . . . .	12
I.5.1.3	Humidité Relative . . . . .	12
I.5.2	Facteurs intérieurs . . . . .	12
I.6	Amélioration des performances des turbines à gaz . . . . .	12
I.7	Système de refroidissement et d'étanchéité : . . . . .	13
I.8	Conclusion . . . . .	14
<b>II</b>	<b>Étude thermodynamique sur les cycles des turbines à gaz</b>	<b>15</b>
II.1	Introduction . . . . .	16
II.2	Description technologique de la turbine à gaz MS 5002 C . . . . .	16
II.2.1	Aspiration . . . . .	17
II.2.2	Compresseur axial . . . . .	17
II.2.3	Section de combustion . . . . .	17
II.2.4	Section turbine . . . . .	18
II.2.5	Echappement . . . . .	18
II.3	Types de cycle de fonctionnement des turbines a gaz . . . . .	18
II.3.1	Cycle a combustion isobare sans recuperation . . . . .	19
II.3.1.1	Cycle de joule ou de brayton (compression adiabatique) . . . . .	19
II.3.1.2	Cycle a compression isotherme . . . . .	22
II.3.2	Cycle a combustion isobare avec recuperation . . . . .	24
II.3.2.1	Cycle a combustion isobare avec recuperation et compression isotherme . . . . .	26
II.3.2.2	Cycle a combustion isobare avec recuperation et compression adiabatique . . . . .	27
II.3.3	Cycle a combustion isochore . . . . .	28
II.3.4	Cycle a gaz complexes . . . . .	29
II.3.4.1	Cycle a compression a detente et compression multietagees avec refroidissement intermediaire, recuperation et rechauffe intermediaire . . . . .	29

II.3.4.2	Cycle a gaz avec injetcion de vapeur d'eau . . . . .	32
II.3.4.3	Cycle ferme . . . . .	32
II.4	Conclusion . . . . .	34
<b>III</b>	<b>Simulation numérique</b>	<b>35</b>
III.1	Introduction . . . . .	36
III.2	Procédure de résolution par FLUENT pour chambre à combustion de la turbine à gaz MS5002C . . . . .	36
III.2.1	Fluent . . . . .	36
III.2.2	Géométrie . . . . .	37
III.2.3	Maillage . . . . .	37
III.2.4	Configuration . . . . .	37
III.2.5	Solution . . . . .	42
III.2.6	Discussion et interprétation des résultats . . . . .	44
III.2.6.1	Champ de Température : . . . . .	44
III.2.6.2	Champde Vitesse : . . . . .	46
III.2.6.3	Analyse des espèces chimiques : . . . . .	46

# Liste des figures

I.1	Turbine à gaz [3] . . . . .	5
I.2	Schéma d'une turbine à gaz [4] . . . . .	5
I.3	Schéma d'une classifications des turbines à gaz [5] . . . . .	8
I.4	Schéma d'une turbine à gaz mono-arbre [6] . . . . .	9
I.5	Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre [6] . . . . .	10
II.1	Turbine à gaz MS 5002 C[10]. . . . .	17
II.2	Cycle de Joule ou de Brayton (compression adiabatique)[12]. . . . .	19
II.3	Cycle à compression isotherme[13]. . . . .	22
II.4	Schéma général d'une installation avec récupération de chaleur [14]. . . . .	25
II.5	Cycle à combustion isobare et avec récupération de chaleur :(a) avec compression adiabatique; (b) avec compression isotherme [14]. . . . .	25
II.6	Cycle à combustion isochore : (a) avec compression isotherme; (b) avec compression adiabatique [16]. . . . .	28
II.7	Installation de turbine à gaz avec cycle à détente et compression multi étagées avec refroidissement intermédiaire, récupération et réchauffe intermédiaire [17]. . . . .	29
II.8	Cycle d'une installation de turbine à gaz avec à détente et compression multi étagées avec refroidissement intermédiaire, récupération et réchauffe intermédiaire : (a) réversible (b) irréversible [17]. . . . .	30
II.9	Installation de turbine à gaz avec injection de vapeur [18]. . . . .	32
II.10	Installation de turbine à gaz avec cycle fermé [19]. . . . .	33
III.1	Géométrie de la chambre de combustion. . . . .	37
III.2	Maillage de la chambre de combustion. . . . .	37

III.3 Définition du modèle. . . . .	37
III.4 Définie équation d'énergie. . . . .	38
III.5 Définition le modèle K-epsilon turbulence. . . . .	38
III.6 choix du modèle de combustion et type de réaction chimiques. . . . .	39
III.7 Définition le Taux de mélange. . . . .	40
III.8 Définition la fraction massique d'oxygène dans l'air entré. . . . .	40
III.9 Définition la fraction massique du méthane. . . . .	41
III.10- Définition la fraction massique d'oxygène pour la limite de sortie. . . . .	41
III.11- méthodes. . . . .	42
III.12- les contrôles. . . . .	42
III.13- Activer le tracé des résidus lors du calcul. . . . .	43
III.14- Convergence du calcul. . . . .	44
III.15- Variation de température tous lelong de la CC. . . . .	45
III.16- Variation de vitesse tous lelong de la CC. . . . .	46
III.17- Contours du méthane $CH_4$ pour un écoulement axisymétrique. . . . .	47
III.18- Contours d'oxygène $O_2$ pour un écoulement axisymétrique. . . . .	48
III.19- Contours dioxyde de carbone $CO_2$ pour un écoulement axisymétrique. . . . .	49
III.20- Contours d'eau $H_2O$ pour un écoulement axisymétrique. . . . .	50
III.21- Contours d'azote $N_2$ pour un écoulement axisymétrique. . . . .	51

# Liste des tables

II.1 Les rendements thermique. . . . .	24
II.2 Les rendements thermique. . . . .	28
..	

# Nomenclature

Symbol	Désignation	Unités(SI)
$\eta_{cc}$	Rendement de chambres de combustion	[%]
$\eta_{co}$	Rendement du compresseur	[%]
$\eta_{th}$	Le rendement thermique	[%]
$\tau$	taux d'élévation de température dans le récupérateur	
$T$	la température	[K]
$P$	La pression	[Pa]
$m_a$	Débit massique de l'air	[Kg/s <sup>1</sup> ]
$\varepsilon_c$	Taux de compression du compresseur	
$\varepsilon_d$	taux de détente préalable	
$Q$	La quantité de chaleur transférée	[J/s]
$H$	Enthalpie	[kJ/kg]
$V$	Le volume	[m <sup>3</sup> ]
$C_p$	Chaleur spécifique	[kj/ kg.k ]
$r$	constante spécifique du gaz	[J/(Kg.K)]

# Introduction générale

LES turbines à gaz (TAG) ont connu ces dernières années un développement considérable dans de nombreuses applications industrielles en particulier dans le domaine des hydrocarbures et de la production d'énergie électrique. Malgré de nombreux avantages, leur haute sensibilité à l'influence de la température de l'air ambiant qui varie considérablement entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté [1].

Actuellement pour solutionner le problème, compte tenu des régions d'exploitation, on procède, lors du projet, au surdimensionnement systématique des groupes d'entraînement par rapport aux machines entraînées. Certes, ce moyen assez fiable est loin d'être économique compte tenu des prix élevés de ces machines et du nombre d'installations en exploitation.

Le cycle d'une turbine à gaz est un cycle très souple de sorte que ses paramètres de performance puissent être améliorés, en ajoutant des composants supplémentaires à un cycle simple [2].

A cet effet différentes méthodes (régénération, refroidissement intermédiaire, préchauffage et injection d'eau ou de vapeur d'eau) ont été utilisées afin d'améliorer les performances des turbines à gaz.

L'avantage de toutes ces méthodes est d'augmenter les performances et la puissance spécifique comparée à un cycle sec de turbine à gaz. L'addition de l'eau ou de vapeur d'eau dans le cycle de turbine à gaz aide également à la diminution des émissions à l'échappement.

L'objectif principal de notre travail consiste en l'amélioration des performances des turbines à gaz utilisées dans des conditions climatiques rudes du sud Algérien.

Dans ce travail une étude théorique et numérique est faite sur différents cycles thermiques.

Nous avons pris les caractéristiques d'une turbine à gaz GE MS5002 comme machine d'application de notre étude. Ce travail permet l'étude de l'effet de plusieurs paramètres tels que la température ambiante et la pression atmosphérique sur les performances de cet équipement.

Le présent travail est réparti en trois chapitres.

- Le premier chapitre consiste essentiellement en une revue bibliographique sur les turbines à gaz, leurs domaines d'utilisations, et leurs particularités de fonctionnement.
- La description des différents cycles thermodynamiques, une étude détaillée des performances d'une turbine à gaz et une étude analytique des différents cycles thermodynamiques d'une turbine à gaz en fonction de la variation de la température, la pression et du taux de compression ont été présentés dans le deuxième chapitre.
- Le code informatique d'analyse et de calcul des performances d'une turbine à gaz dans des gammes de température ambiante, des taux de compression, est exposé dans le troisième chapitre.
- Enfin, et toujours dans le troisième chapitre, les différents résultats obtenus à l'aide du code de calcul concernant l'influence des conditions ambiantes température, pression et le taux de compression sur les performances d'une turbine à gaz sont analysés, discutés et interprétés.

# Chapitre I

## Généralités sur les turbines à gaz

## I.1 Introduction

Les turbines à gaz sont un groupe de forces utilisées dans l'industrie du gaz naturel. Compte tenu de ses excellentes performances (rendement Elle peut varier de 25% à 35% en utilisation seule, et supérieure à 55% en cycle combiné) pour faciliter S'adapter aux différents modes opératoires et modes de démontage Dans des blocs qui permettent des intervalles de maintenance de plus en plus longs développer.

## I.2 Définition de la turbine à gaz

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne de tous les points de vue. Elle peut être considérée comme un système autosuffisant. En effet, elle prend 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. Sous sa forme la plus simple, une turbine à gaz comprend un compresseur axial qui aspire l'air à la pression atmosphérique ; une chambre de combustion, où l'air comprimé est réchauffé à pression constante par la combustion d'une certaine quantité de combustible (gaz naturel, gasoil ou kérosène) et enfin une turbine de détente des gaz jusqu' à la pression atmosphérique [3]

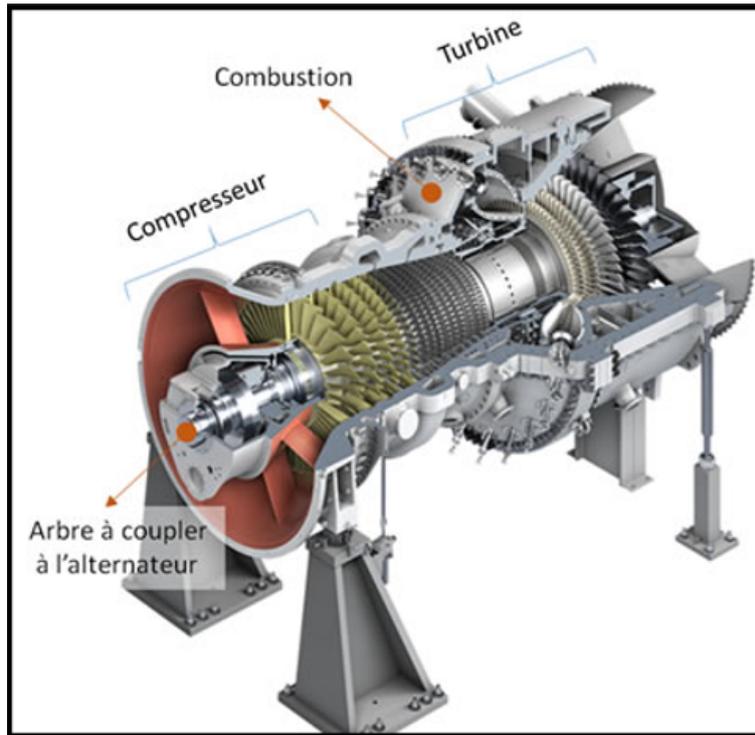


FIGURE I.1 – Turbine à gaz [3]

### I.3 Éléments principaux d'une turbine a gaz

Dans sa forme la plus simple et la plus répandue, une turbine à gaz est composée de trois éléments essentiels [4] :

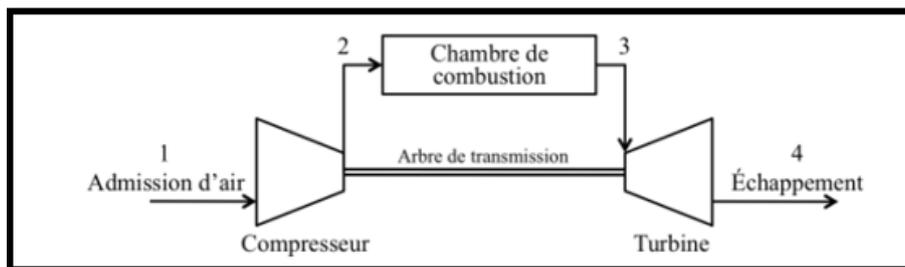


FIGURE I.2 – Schéma d'une turbine à gaz [4]

#### I.3.1 Le compresseur

Un compresseur se compose d'une série d'étages d'aubes orientables, qui augmentent la vitesse de l'air en termes d'énergie cinétique, suivie alternativement par des étages d'aubes fixes, qui convertissent l'énergie cinétique en une pression plus

élevée. Le nombre d'étages de compression est lié à la structure de la turbine à gaz et, surtout, au taux de compression à obtenir sur le côté d'admission du compresseur. Dont le but primaire est de diriger l'air, fourni par le système d'aspiration, vers le premier étage des aubes du rotor.

### **I.3.2 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.

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

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

### **I.3.3 Section de la turbine**

La section de la turbine 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, les gaz à températures et pression élevées, fournis par la pièce de transition, sont

accélérés et acheminés vers un étage d'aubes du rotor montées sur un disque connecté à l'arbre de puissance.

La conversion de l'énergie thermique et de la pression, en énergie cinétique a lieu dans l'étage du stator.

L'étage du rotor complète cette conversion, étant donné qu'ici l'énergie cinétique est transformée en énergie d'entraînement de l'arbre, développant, de cette manière, la puissance requise pour entraîner le compresseur (l'énergie de compression intérieure, ne peut être employée en tant qu'énergie utile extérieure) et pour mettre en marche la machine conduite (générateur, compresseur, etc.) reliée à la turbine à gaz au moyen d'un accouplement.

L'énergie des gaz fournis par le système de combustion peut être modifiée en changeant le taux d'alimentation du combustible.

De cette façon, on peut régler les valeurs de puissance utile nécessaires pour le processus technologique où la turbine à gaz sert de moteur d'entraînement.

## **I.4 Classifications 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 cidessous [5] :

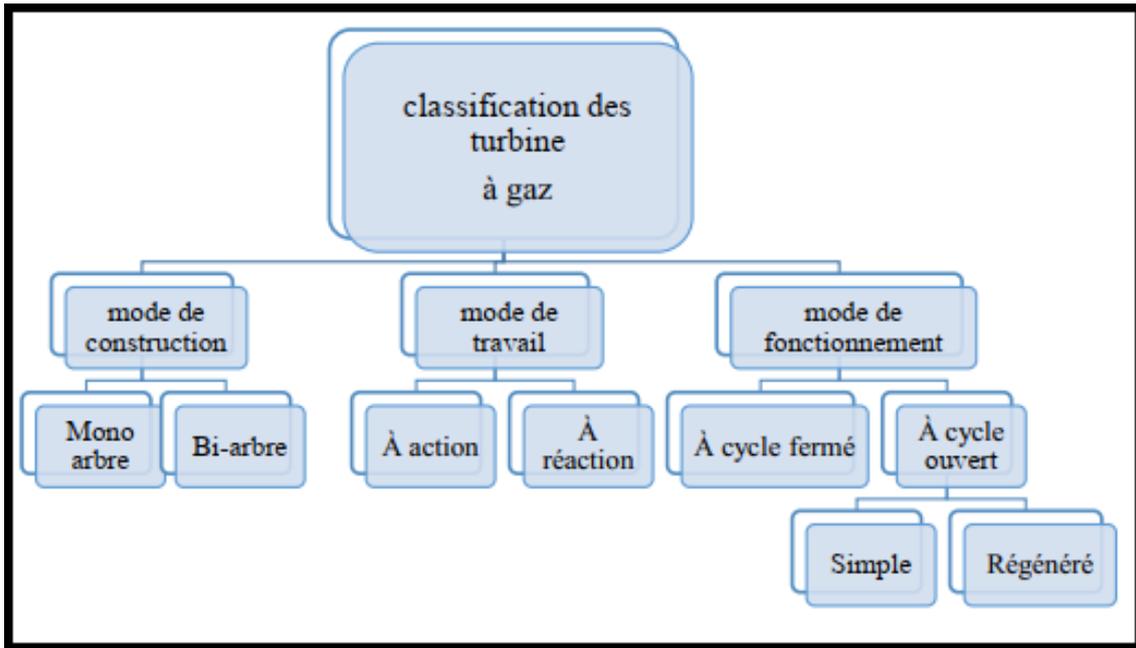


FIGURE I.3 – Schéma d'une classifications des turbines à gaz [5]

#### I.4.1 Par 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

##### I.4.1.1 Turbine mono-arbre

Le compresseur et les sections de la turbine sont montés sur un même arbre ce qui permet de tourner à la même vitesse, ce type est utilisé pour les applications qui n'ont pas besoin des variations de vitesse telle que l'entraînement des génératrices pour production de l'électricité.[6]

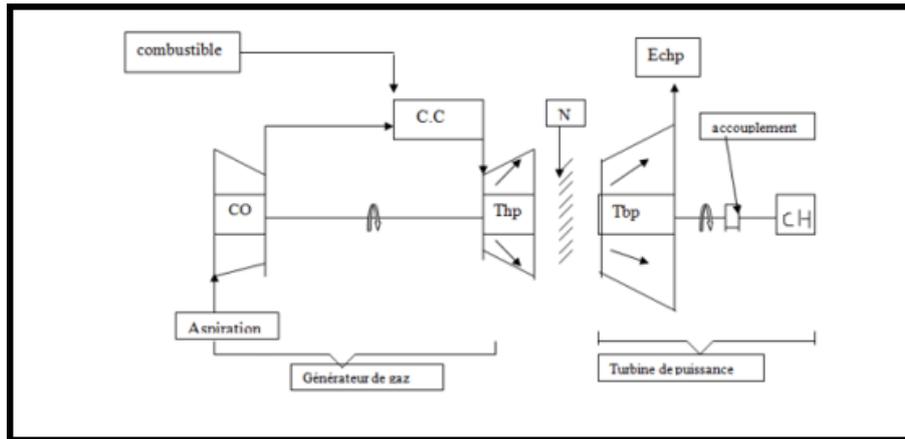


FIGURE I.4 – Schéma d'une turbine à gaz mono-arbre [6]

#### I.4.1.2 Turbine bi-arbre

La turbine à gaz se compose de deux roues turbines indépendantes mécaniquement.

La roue turbine HP entraîne le rotor du compresseur axial et les accessoires (assure l'autonomie de la turbine), tandis que la roue BP deuxième étage sert à entraîner l'organe récepteur.

Le but des roues turbines non reliés est de permettre aux deux roues de fonctionner à des vitesses différentes pour satisfaire aux exigences de charge variable de l'organe récepteur.

Une turbine à gaz à deux arbres est généralement employée pour l'entraînement de charges mécaniques, par exemple un compresseur centrifuge.[6]

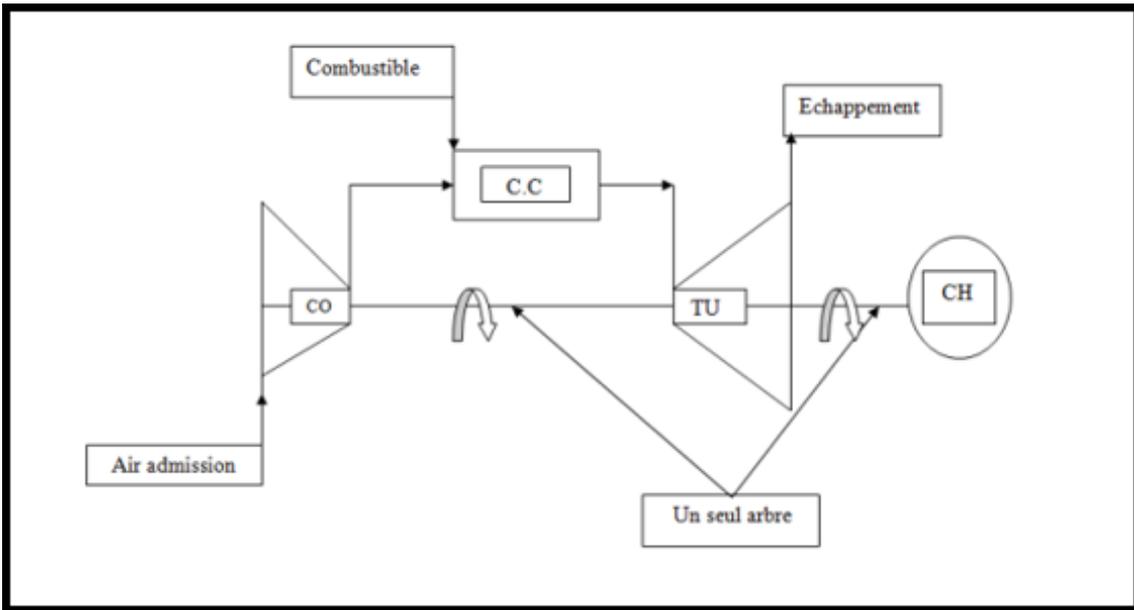


FIGURE I.5 – Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre [6]

## I.4.2 Par mode de travail

On distingue deux types de turbine pour ce mode :

### I.4.2.1 Turbine à action

Où l'énergie thermique est transformée complètement en énergie cinétique dans la directrice. L'évolution des gaz dans la roue se fait sans variation de pression statique  $P_1 > P_2 = P_3$ .

### I.4.2.2 Turbine à réaction

Une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique. L'évolution des gaz dans la roue se fait avec variation de la pression statique  $P_1 > P_2 > P_3$ .

## I.4.3 Par 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.

#### **I.4.3.1 Turbine à gaz à cycle fermé**

dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

#### **I.4.3.2 Turbine à gaz à cycle ouvert**

c'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère.

Ce type de turbine qui est le plus répandu se divise en deux classes :

- Turbine à cycle simple : c'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique, après la détente les gaz possédant encore un potentiel énergétique sont perdus dans l'atmosphère à travers l'échappement.
- Turbine à cycle régénéré : c'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait intervenir plusieurs fluides moteurs dans le but d'augmenter le rendement de l'installation.

## **I.5 Paramètres influents sur les performances de la turbine à gaz**

Une turbine à gaz emploie de l'air atmosphérique donc ses performances sont considérablement influencées par différents facteurs qui peuvent engendrer des problèmes lors du fonctionnement de la turbine. Ces facteurs sont classés en deux catégories : extérieurs et intérieurs.[7]

### **I.5.1 Facteurs extérieurs**

#### **I.5.1.1 Température ambiante**

Une augmentation de la température ambiante fait baisser la densité de l'air d'admission aspiré par le compresseur et donc une baisse du débit massique, et par conséquent une baisse dans la puissance ainsi que le rendement, avec une augmentation de la consommation spécifique.

Si la température diminue, le phénomène inverse est observé.

### **I.5.1.2 Pression atmosphérique**

L'altitude d'emplacement de l'équipement ou simplement le changement des conditions atmosphériques entraîne la réduction de la masse volumique d'air.

Si la pression atmosphérique diminue par rapport à la pression de référence ISO, le débit massique de l'air diminue, et ça influe sur la puissance de sortie de la TAG.

### **I.5.1.3 Humidité Relative**

L'humidité relative influe la masse spécifique de l'air d'admission. On note que l'air humide est moins dense que l'air sec, donc si l'humidité de l'air augmente, la puissance débitée diminue.

Dans le passé, un tel effet était négligé. De nos jours, comme on produit des turbines à gaz toujours plus puissantes et que l'on ajoute de l'humidité sous forme d'eau ou vapeur pour réduire les  $NO_x$ , cet effet doit être pris en compte.

## **I.5.2 Facteurs intérieurs**

Il y a d'autres facteurs qui influencent sérieusement les performances d'une turbine à gaz. Ceux-ci peuvent être définis comme des facteurs "intérieurs", parce qu'ils sont liés aux systèmes auxiliaires de la turbine à gaz. Ils sont énumérés ci-dessous :

- Chutes de pression dans la section d'admission du compresseur.
- Chutes de pression dans le système d'échappement de turbine.
- Type de combustible.

## **I.6 Amélioration des performances des turbines à gaz**

Le rendement faible de la turbine à gaz (25 à 35) est dû au fait que l'énergie fournie par le combustible est détournée par le compresseur ou perdue sous forme de chaleur dans les gaz d'échappement. Il est possible d'améliorer légèrement le rendement en augmentant la température dans la chambre de combustion (plus de 1200°C) mais on se heurte au problème de tenue des matériaux utilisés pour la réa-

lisation de la partie turbine. C'est en récupérant la chaleur des gaz d'échappement (chauffage, production de vapeur...) que le rendement global de la machine peut dépasser 50. On utilise alors la chaleur des gaz d'échappement (plus de 500 degrés) pour produire de la vapeur dans une chaudière. Le cycle d'une turbine à gaz est un cycle très souple de sorte que ses paramètres de performance, c'est-à-dire le rendement et le travail net spécifique, puissent être améliorés en ajoutant les composants supplémentaires à un cycle simple.

Les turbines à gaz en cycle simple peuvent être améliorées par différents organes complémentaires [8] :

- récupération de chaleur à l'échappement : les gaz détendus en sortie de turbine traversent un échangeur pour préchauffer l'air comprimé ;
- compression refroidie : la compression comprend deux étages (ou plus) séparés par un échangeur de chaleur (Intercooling) ;
- combustion étagée : la détente comprend deux étages (ou plus) séparés par un ou de réchauffages additionnels ;
- Cogénération, Tri génération ou production de vapeur ;
- Injection de vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion ;
- Techniques du refroidissement d'air d'admission (Absorption actionnés par la Chaleur résiduelle, Refroidissement par évaporation...etc.).

## I.7 Système de refroidissement et d'étanchéité :

Dans une turbine à gaz, certaines parties sont exposées à des contraintes thermiques très élevées. Leur refroidissement est indispensable, afin d'éviter leur détérioration. Pour cette raison, une partie de l'air frais soutirée du compresseur axial, ainsi qu'une deuxième partie aspirée de l'atmosphère sont envoyées pour le refroidissement des endroits critiques, et servir aussi à l'étanchéité (pressuriser les joints d'huile des paliers).[9]

**Les pièces refroidies sont :**

- Les roues de la turbine du premier et deuxième étage ;
- La directrice du premier étage
- Le carter du rotor de la turbine.

En effet, un excédent d'air de refroidissement serait positif pour la durée de vie des pièces, mais négatif pour le rendement de la machine, et vice-versa. En plus, l'air de refroidissement soutiré du compresseur, ne va pas participer à la combustion, donc il va réduire le travail utile obtenu

## I.8 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons constaté qu'il y a plusieurs types des turbines à gaz, et leur utilisation different 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

# Étude thermodynamique sur les cycles des turbines à gaz

## II.1 Introduction

Un cycle thermodynamique est une suite de transformations successives qui part d'un système thermodynamique dans un état donné, le transforme et le ramène finalement à son état initial, de manière à pouvoir recommencer le cycle. Au cours du cycle, le système voit sa température, sa pression ou d'autres paramètres d'état varier, tandis qu'il échange du travail et réalise un transfert thermique avec l'extérieur

Trois types de diagrammes sont couramment utilisés, qui représentent sous des formes différentes les mêmes informations :

- diagramme entropie-température ;
- diagramme entropie-enthalpie ;
- diagramme enthalpie-pression.

Ces trois diagrammes permettent de relier pression, température, enthalpie massique, entropie massique, état de la matière (et fraction vaporisée si l'état de la matière est diphasique liquide-vapeur). Les présentations différentes sont surtout liées à des habitudes de métiers.

## II.2 Description technologique de la turbine à gaz

### MS 5002 C

La turbine à gaz à deux arbres à entraînement mécanique modèle série 5002 c est une machine utilisée pour entraîner un compresseur centrifuge de charge. L'extrémité avant du socle de la turbine à gaz comprend une chambre d'admission de l'air et le conduit contenant le silencieux à l'entrée qui affaiblit le bruit haute fréquence et un séparateur air inertiel éliminant les matières étrangères avant l'admission de l'air dans la turbine [10].

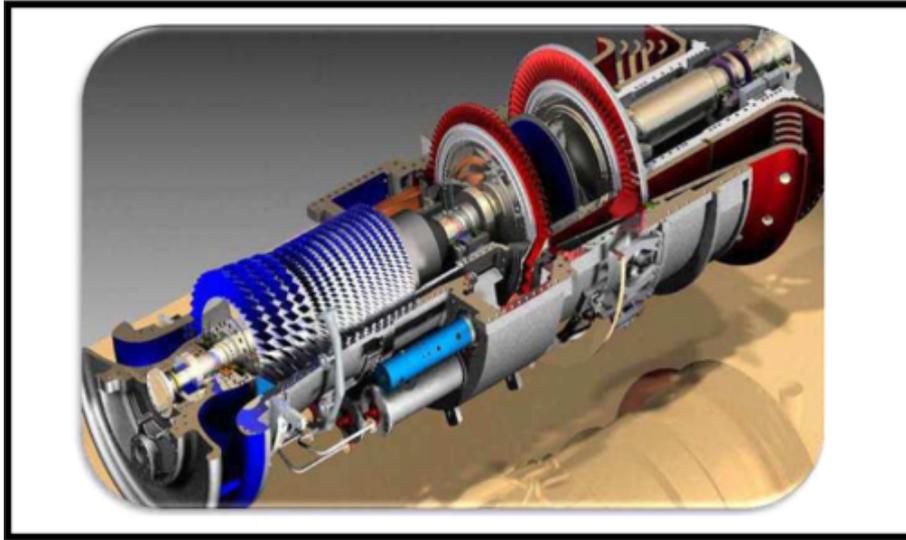


FIGURE II.1 – Turbine à gaz MS 5002 C[10].

### II.2.1 Aspiration

Les turbines à gaz consomment une grande quantité d'air pour la combustion et le refroidissement des pièces internes.

Cet air doit être filtré pour éviter la pénétration des particules qui peuvent avec le temps éroder le matériel.

L'aspiration de la turbine est une enceinte ou compartiment qui abrite les filtres et relié au caisson d'admission de la turbine, ce système regroupe les fonctions de filtrage et de réduction de bruit.

### II.2.2 Compresseur axial

Assure la compression de l'air d'admission, cette aire comprimée est acheminé vers les chambres de combustion, pour être mélangé avec le gaz combustible, le rotor du compresseur d'aire (axiale) se compose de 16 étages.

### II.2.3 Section de combustion

L'aire comprimée au niveau du compresseur axial, est conduites aux chambres de combustion de la turbine à gaz, pour être mélangée avec le gaz combustible, puis en envoyant une étincelle par les bougies d'allumages, le mélange brule.

Nous aurons donc de l'aire sous une grande pression et une grande température, Les chambres de combustion sont en nombre de 12.

## II.2.4 Section turbine

Après la combustion, les gaz chauds comprimés se dirigent vers le chemin le plus facile (l'échappement) en passant par la roue HP (haute pression) pour céder une grande partie de leur énergie emmagasinée.

La trajectoire des gaz dans la roue HP est tangentielle au profil des intrados des aubes afin d'éviter les chocs (perte d'énergie) et d'avoir un couple résultant maximal. La roue HP est reliée directement au rotor du compresseur axial, l'ensemble est souvent appelé rotor, la détente des gaz dans la roue HP sert à faire tourner le compresseur axial.

Les gaz sortant de la roue HP traversent la directrice de deuxième étage qui sert à fixer la vitesse de la roue HP grâce à ses aubes variables, en suite une deuxième détente aura lieu dans la roue BP (basse pression) qui se situe juste après la directrice.

Les aubes de la roue BP sont plus longues que celles de la HP et cela pour maximiser la surface de contact (plus de couple), elles sont soutenues des deux extrémités afin d'éviter leur flexion.

Les gaz quittant la roue BP sont envoyés à l'atmosphère et le couple résultant sert à faire tourner la charge (compresseur centrifuge).

## II.2.5 Echappement

Le système d'échappement a pour fonction, l'expulsion vers l'atmosphère des gaz provenant de la détente dans les roues de la turbine.

## II.3 Types de cycle de fonctionnement des turbines a gaz

En fonction du mode de la combustion (isobare ou isochore) et celui de la compression (adiabatique ou isotherme) et de la récupération d'une partie de la chaleur

des gaz à la sortie de la turbine (encore beaucoup plus chauds que l'air comprimé sortant du compresseur) on distingue principalement les différents cycles suivants de fonctionnement des turbines à gaz [11] :

### II.3.1 Cycle a combustion isobare sans recuperation

Alors que la combustion se fait à pression constante, la compression de l'air peut être soit isotherme, soit polytropique soit adiabatique (cycle de Joule ou de Brayton)

#### II.3.1.1 Cycle de joule ou de brayton (compression adiabatique)

Le cycle de Joule ou de Brayton (1-2-3-4 réversible et 1-2'-3-4' irréversible), caractérisé par une compression adiabatique de l'air et une combustion isobare (Figure II.1), est composé des transformations suivantes :[12]

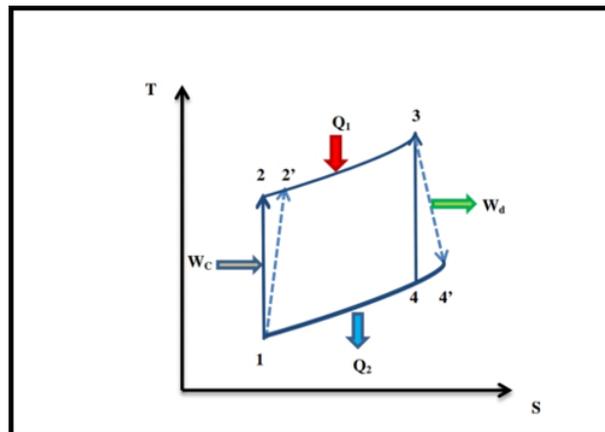


FIGURE II.2 – Cycle de Joule ou de Brayton (compression adiabatique)[12].

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

**Réversible :**

$$W_c = W_{1-2} = H_2 - H_1 = m \times C_P \times (T_2 - T_1) \quad (\text{II.1})$$

**Irréversible :**

$$W'_c = W_{1-2'} = H_{2'} - H_1 = m \times C_P \times (T_{2'} - T_1) \quad (\text{II.2})$$

2 (ou 2')-3 : combustion à pression constante, dans la chambre de combustion, qui entraîne l'augmentation de la de la température de  $T_2$  à  $T_3$  (généralement inférieure à 1200 °C) et un apport de la quantité de chaleur  $Q_1 = Q_{2-3}$  au fluide moteur tel que,

**Réversible :**

$$Q_1 = Q_{2-3} = H_3 - H_2 = m \times C_P \times (T_3 - T_2) \quad (\text{II.3})$$

ou

**Irréversible :**

$$Q'_1 = Q_{2'-3} = H_3 - H_{2'} = m \times C_P \times (T_3 - T_{2'}) \quad (\text{II.4})$$

3-4 (ou 4') : détente des gaz chauds de combustion, dans la turbine, considérée comme adiabatique réversible (ou irréversible) produisant ainsi un travail mécanique de rotation du rotor

**Réversible :**

$$W_d = W_{3-4} = H_4 - H_3 = m \times C_P \times (T_4 - T_3) \quad (\text{II.5})$$

ou

**Irréversible :**

$$W_{d'} = W_{3-4'} = H_{4'} - H_3 = m \times C_P \times (T_{4'} - T_3) \quad (\text{II.6})$$

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

**Réversible :**

$$Q_2 = Q_{4-1} = m \times C_p \times (T_1 - T_4) \quad (\text{II.7})$$

ou

**irréversible :**

$$Q_{2'} = Q_{4'-1} = m \times C_p \times (T_1 - T_{4'}) \quad (\text{II.8})$$

Le rendement thermique des cycles de Joule réversible et irréversible sont alors (avec  $C_p$  invariable),

**Réversible :**

$$\eta_{th} = 1 - \left| \frac{Q_2}{Q_1} \right| = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \quad (\text{II.9})$$

**Irréversible :**

$$\eta'_{th} = 1 - \left| \frac{Q_{2'}}{Q_1} \right| = 1 - \frac{(T_{4'} - T_1)}{(T_3 - T_{2'})} \quad (\text{II.10})$$

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

$$\varepsilon_C = P_2/P_1 \quad (\text{II.11})$$

$$T_2/T_1 = (P_2/P_1)^{(\gamma-1)/\gamma} = T_3/T_4 = (P_3/P_4)^{(\gamma-1)/\gamma} = \varepsilon_C^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (\text{II.12})$$

l'équation (2-9) devient,

**Réversible :**

$$\eta_{th} = 1 - [1/\varepsilon_C^{(\gamma-1)/\gamma}] \quad (\text{II.13})$$

L'analyse numérique de l'équation (2-13) montre que le rendement thermique du cycle de Joule réversible augmente lorsque le taux de compression  $\varepsilon_C$  augmente; cette augmentation s'affaiblit avec l'augmentation de  $\varepsilon_C$ .

Les données de fonctionnement données par le constructeur sont détaillées comme suit :

- Température de l'air ambiant :  $T_{amb} = 288,15K$
- Pression de l'air ambiant :  $P_{atm} = 1,01325bar$
- Débit massique de l'air :  $m_a = 123,61Kg.s^{-1}$
- Taux de compression du compresseur :  $\varepsilon_c = 8.8$
- Rendement isentropique du compresseur :  $\eta_{co} = 0,87$
- Rendement de la chambre de combustion :  $\eta_{cc} = 0.97$
- Température sortie chambre de combustion :  $T_3 = 1239,15K$
- Température sortie de la turbine :  $T_4 = 823K$

calcul le rendement (réversible)

$$\eta_{th} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)}$$

$$T_2 = (P_2/P_1)^{(\gamma-1)/\gamma} \times T_1$$

$$T_2 = 536.37K$$

$$\eta_{th} = 0.23$$

Tel que :

$P_2$  : pression à la sortie du compresseur

$P_1$  : pression d'admission du compresseur

$T_2$  : température de la sortie du compresseur

calcul le rendement (irréversible)

$$\eta'_{th} = 1 - \frac{(T_4' - T_1)}{(T_3 - T_2')}$$

le rendement de compresseur :

$$\eta_{co} = 1 - \frac{(T_2 - T_1)}{(T_2' - T_1)}$$

$$T_2' = 573.46K$$

le rendement de chambre de combustin :

$$\eta_{cc} = 1 - \frac{(T_3 - T_4')}{(T_3 - T_4)}$$

$$T_4' = 835.48K$$

$$\eta'_{th} = 0.177$$

### II.3.1.2 Cycle a compression isotherme

Le cycle à compression isotherme ne diffère du cycle de Joule ou de Brayton que par la transformation de compression 1-2 (Figure II.2) qui se fait à température constante et ceci par l'intermédiaire de l'eau de refroidissement. Dans ce cycle la quantité de chaleur cédée par le fluide moteur au milieu extérieur est composée de deux quantités,  $Q_2'$  cédée à l'atmosphère et  $Q_2''$  cédée à l'eau de refroidissement tel que,[13]

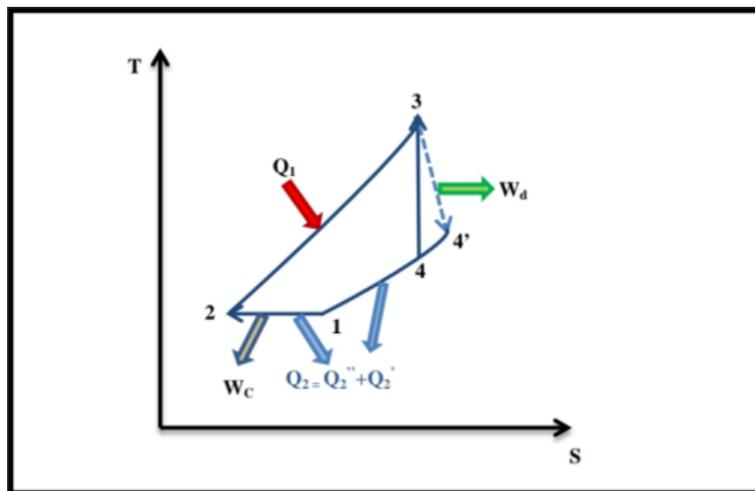


FIGURE II.3 – Cycle à compression isotherme[13].

$$Q_2' = Q_{4-1} = m \times C_P \times (T_1 - T_4) \quad (II.14)$$

et

$$Q_2'' = Q_{1-2} = m \times r \times T_1 \times \text{Ln}(P_1/P_2) \quad (\text{II.15})$$

et donc,

$$Q_2 = Q_2' + Q_2'' = m \times C_P \times (T_1 - T_4) + m \times r \times T_1 \times \text{Ln}(P_1/P_2) \quad (\text{II.16})$$

La quantité de chaleur fournit lors de la combustion est,

$$Q_1 = Q_{2-3} = m \times C_P \times (T_3 - T_2) \quad (\text{II.17})$$

Le rendements thermique de ce cycle de Joule réversible est alors,

$$\eta_{th} = 1 - \frac{|Q_2|}{|Q_1|} = 1 - \frac{C_p \times (T_4 - T_1) + r \times T_1 \times \text{Ln}(P_2/P_1)}{C_p \times (T_3 - T_2)} \quad (\text{II.18})$$

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

$$\varepsilon_C = P_2/P_1 \quad (\text{II.19})$$

le taux de détente préalable dans la chambre de combustion,

$$\varepsilon_d = V_3/V_2 = T_3/T_2 \quad (\text{II.20})$$

$$T_4/T_3 = (P_1/P_2)^{(\gamma-1)/\gamma} / \varepsilon_C^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (\text{II.21})$$

et

$$r/C_P = (\gamma - 1)/\gamma \quad (\text{II.22})$$

l'équation (II-18) pourra être exprimée seulement en fonction de ces deux taux,

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\varepsilon_C^{(\gamma-1)/\gamma} [(\gamma - 1/\gamma) \times \text{Ln}\varepsilon_c - 1] + \varepsilon_d}{[\varepsilon_C^{(\gamma-1)/\gamma} (\varepsilon_d - 1)] \times (\varepsilon_{CV})(\gamma - 1)} \quad (\text{II.23})$$

L'analyse numérique de l'équation (II-23) montre que le rendement thermique du cycle à compression isotherme et combustion isobare augmente lorsque le taux de compression  $\varepsilon_C$  augmente mais avec une faible augmentation lorsque  $\varepsilon_d$  augmente.

Une comparaison de ces deux cycles sur le diagramme T-S montre que pour la même quantité de chaleur fournit lors de la combustion  $Q_1$  le travail du cycle à compression adiabatique et donc son rendement thermique sont supérieurs à ceux du cycle à compression isotherme,

$$(W_{cycle})^{Adiab} > (W_{cycle})^{Isot}$$

$$\eta_{th/rec}^{Adiab} > \eta_{th/rec}^{Isot}$$

calcul le rendement :

$$T_1 = T_2$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\varepsilon_C^{(\gamma-1)/\gamma} [(\gamma - 1/\gamma) \times Ln\varepsilon_c - 1] + \varepsilon_d}{[\varepsilon_C^{(\gamma-1)/\gamma} (\varepsilon_d - 1)] \times (\varepsilon_C)(\gamma - 1)}$$

$$\varepsilon_d = \frac{T_3}{T_2} = 4.30$$

$$\eta_{th} = 0.78$$

Paramètre	$\eta_{th}$	$\eta'_{th}$	$\eta_{th}$
Valeur	0.23	0.177	0.78

TABLE II.1 – Les rendements thermique.

### II.3.2 Cycle a combustion isobare avec recuperation

Le rendement thermique cycle à combustion isobare peut être amélioré en récupérant une partie de la quantité de chaleur  $Q_2$  des gaz sortant de la turbine, encore chauds à quelques centaines de degrés Celsius, avant leur évacuation vers l'atmosphère.

Cette quantité de chaleur récupéré est utilisé pour préchauffer l'air comprimé sortant du compresseur et avant son admission dans la chambre de combustion et ceci dans un récupérateur (échangeur à surface).

Ceci permet de diminuer les deux quantités de chaleur  $Q_2$  (perdue dans l'atmosphère) et  $Q_1$  (fournit au cycle) impliquant une diminution de la consommation de combustible.

Le schéma général d'une installation avec récupération est représenté sur la (figure III-4) et les cycles d'opération correspondants sont représentés sur la (figure II-4) [14].

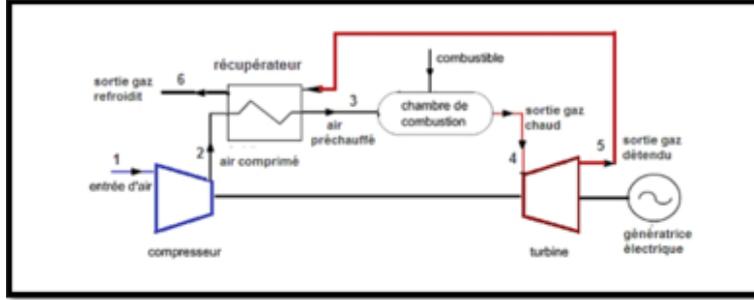


FIGURE II.4 – Schéma général d'une installation avec récupération de chaleur [14].

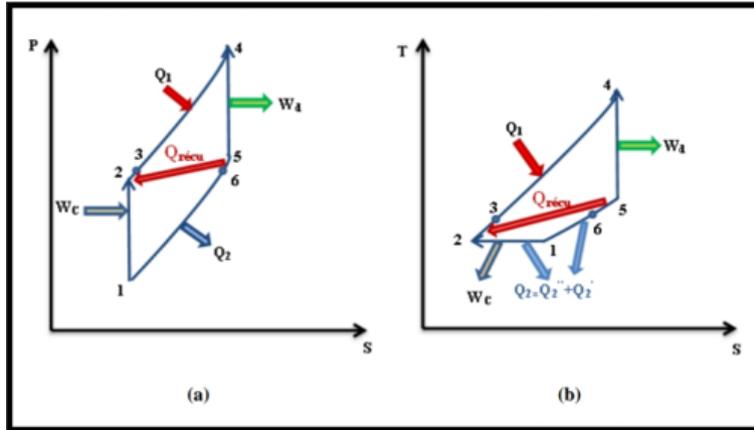


FIGURE II.5 – Cycle à combustion isobare et avec récupération de chaleur : (a) avec compression adiabatique ; (b) avec compression isotherme [14].

Cet échange (récupération) de la quantité de chaleur  $Q_{\text{réc}}u$  est représenté sur le diagramme T-s par la flèche entre les transformations 5-6 (refroidissement des gaz sortants de la turbine à la fin de la détente) et 2-3 (réchauffe de l'air comprimé).

Les quantités de chaleur échangées lors de la récupération sont représentées respectivement par les surfaces a-2-3-b-a et c-9-5-d-c sur le diagramme T-S.

L'efficacité du récupérateur est défini par :

$$\varepsilon_r = (T_3 - T_2)/(T_5 - T_2) \quad (\text{II.24})$$

En considérant que  $C_{\text{pair}} = C_{\text{pgaz}}$  et que théoriquement,

$$Q_{2-3} = m \times C_p \times (T_3 - T_2) = -Q_{5-6} = -m \times C_p \times (T_6 - T_5) \quad (\text{II.25})$$

l'efficacité du récupérateur (équation II-24) peut être exprimée ainsi,

$$\varepsilon_r = (T_5 - T_6)/(T_5 - T_2) \quad (\text{II.26})$$

### II.3.2.1 Cycle a combustion isobare avec recuperation et compression isotherme

En considérant le cycle de la (figure II-4-b), les quantités de chaleur reçue par le fluide moteur  $Q_1$  et cédée par celui-ci à l'atmosphère  $Q_2$  sont égales à :

$$Q_1 = m \times C_p \times (T_4 - T_3) \quad (\text{II.27})$$

$$Q_2 = m \times r \times T_1 \times \text{Ln}(P_2/P_1) + m \times C_p \times (T_6 - T_1) \quad (\text{II.28})$$

Or en considérant l'équation II-24 on peut écrire que,

$$C_p \times (T_6 - T_1) = C_p \times (T_6 - T_5) - C_p \times (T_1 - T_5) \quad (\text{II.29})$$

$$= C_p \times (T_5 - T_1) - C_p \times (T_3 - T_2) \quad (\text{II.30})$$

En considérant (l'équation II-30) dans (II-28) et avec (II-27) on peut exprimer le rendement thermique de ce cycle,

$$\eta_{th} = 1 - \frac{|Q_2|}{|Q_1|} = 1 - \frac{r \times T_1 \text{Ln}(P_2/P_1) + C_p \times (T_5 - T_1) - C_p \times (T_3 - T_2)}{C_p \times (T_4 - T_3)} \quad (\text{II.31})$$

En introduisant le taux d'élévation de température dans le récupérateur,

$$\tau = T_3/T_2 \quad (\text{II.32})$$

et avec

$$\varepsilon_d = V_4/V_3 = T_4/T_3 \quad (\text{II.33})$$

et (l'équation II-23), le rendement thermique (équation II-30) devient,

$$\eta_{th} = 1 - \frac{(\gamma - 1/\gamma) \times \text{Ln}\varepsilon_c}{\tau(\varepsilon_d - 1)} + \frac{(\varepsilon_C^{(\gamma-1)/\gamma} - \varepsilon_d)}{\varepsilon_C^{(\gamma-1)/\gamma}(\varepsilon_d - 1)} \quad (\text{II.34})$$

On remarque de (l'équation II-34) que le rendement thermique du cycle à combustion isobare et compression isotherme et avec récupération augmente avec  $\tau$ .

Les données de fonctionnement données par le constructeur sont détaillées comme suit :

- Température de l'air ambiant :  $T_{amb} = 288,15K$
- Pression de l'air ambiant :  $P_{atm} = 1,01325bar$
- Débit massique de l'air :  $m_a = 123,61Kg.s^{-1}$

- Taux de compression du compresseur :  $\varepsilon_c = 8.8$
- Température sortie chambre de combustion :  $T_4 = 1239,15K$
- Température sortie de la turbine  $T_5 = 823K$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{(\gamma - 1/\gamma) \times Ln\varepsilon_c}{\tau(\varepsilon_d - 1)} + \frac{(\varepsilon_C^{(\gamma-1)/\gamma} - \varepsilon_d)}{\varepsilon_C^{(\gamma-1)/\gamma}(\varepsilon_d - 1)}$$

$$T_1 = T_2$$

$$T_3 = 600K$$

$$\varepsilon_d = T_4/T_3 = 2.07$$

$$\tau = T_3/T_2 = 2.08$$

$$\eta_{th} = 0.62$$

### II.3.2.2 Cycle a combustion isobare avec recuperation et compression adiabatique

Du cycle de la (figure II-4-a), de façon analogue que précédemment, les quantités de chaleur reçue par le fluide moteur  $Q_1$  et cédée par celui-ci à l'atmosphère  $Q_2$  sont égales à [15] :

$$Q_1 = m \times C_p \times (T_4 - T_3) \quad (II.35)$$

$$Q_2 = m \times C_p \times (T_6 - T_1) \quad (II.36)$$

$$= m \times C_p \times (T_5 - T_1) - m \times C_p \times (T_3 - T_2) \quad (II.37)$$

En considérant les (équations II-35) et (II-37) avec (II-19), (II-22),( II-32),(II-33), on peut exprimer le rendement thermique de ce cycle (avec  $C_p$  invariable),

$$\eta_{th} = 1 - \frac{|Q_2|}{|Q_1|} = 1 - \frac{(T_5 - T_1) - (T_3 - T_2)}{(T_4 - T_3)} \quad (II.38)$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{(\tau\varepsilon_d - 1) - (\tau - 1)\varepsilon_C^{(\gamma-1)/\gamma}}{\tau(\varepsilon_d - 1)\varepsilon_C^{(\gamma-1)/\gamma}} \quad (II.39)$$

Une comparaison de ces deux cycles sur le diagramme T-S montre que pour la même quantité de chaleur fournie lors de la combustion  $Q_1$  et une récupération complète ( $T_5 = T_3$ ) le travail du cycle avec récupération à compression adiabatique et donc le rendement thermique sont inférieurs à ceux du cycle avec récupération et compression isotherme,

$$(W_{cycle/rec})^{Adiab} < (W_{cycle/rec})^{Isot}$$

$$(\eta_{th/rec})^{Adiab} < (\eta_{th/rec})^{Isot}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{(T_5 - T_1) - (T_3 - T_2)}{(T_4 - T_3)}$$

$$T_2 = 536.37K$$

$$T_3 = 600K$$

$$\eta_{th} = 0.26$$

Paramètre	$\eta_{th}$	$\eta_{th}$
Valeur	0.62	0.26

TABLE II.2 – Les rendements thermique.

### II.3.3 Cycle a combustion isochore

Dans le cas d'une turbine à gaz à combustion isochore (dite aussi turbine à explosion come le moteur à explosion) la combustion 2-3 (figure II-5) se fait à volume constant et donc à pression croissante. Pour ceci ce type de turbine à gaz doit comporter des soupapes d'admission et d'échappement qui doivent être fermées lors de la combustion [16].

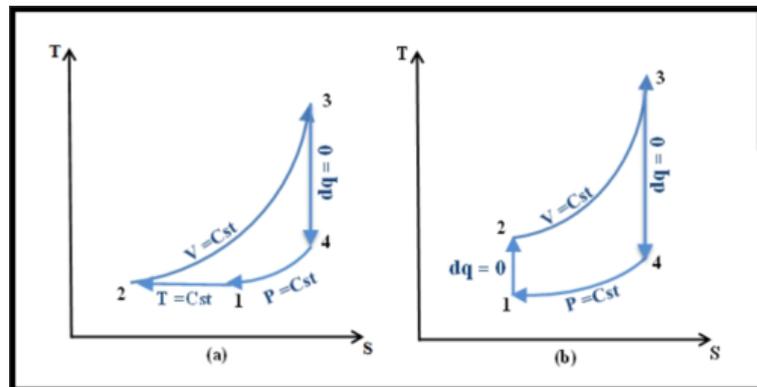


FIGURE II.6 – Cycle à combustion isochore : (a) avec compression isotherme ; (b) avec compression adiabatique [16].

Malgré que le rendement thermique du cycle correspondant soit un peu plus grand que celui turbine à gaz à combustion isobare, la turbine à gaz à explosion est pratiquement moins utilisée (ou presque pas).



ainsi une réduction de travail de compression

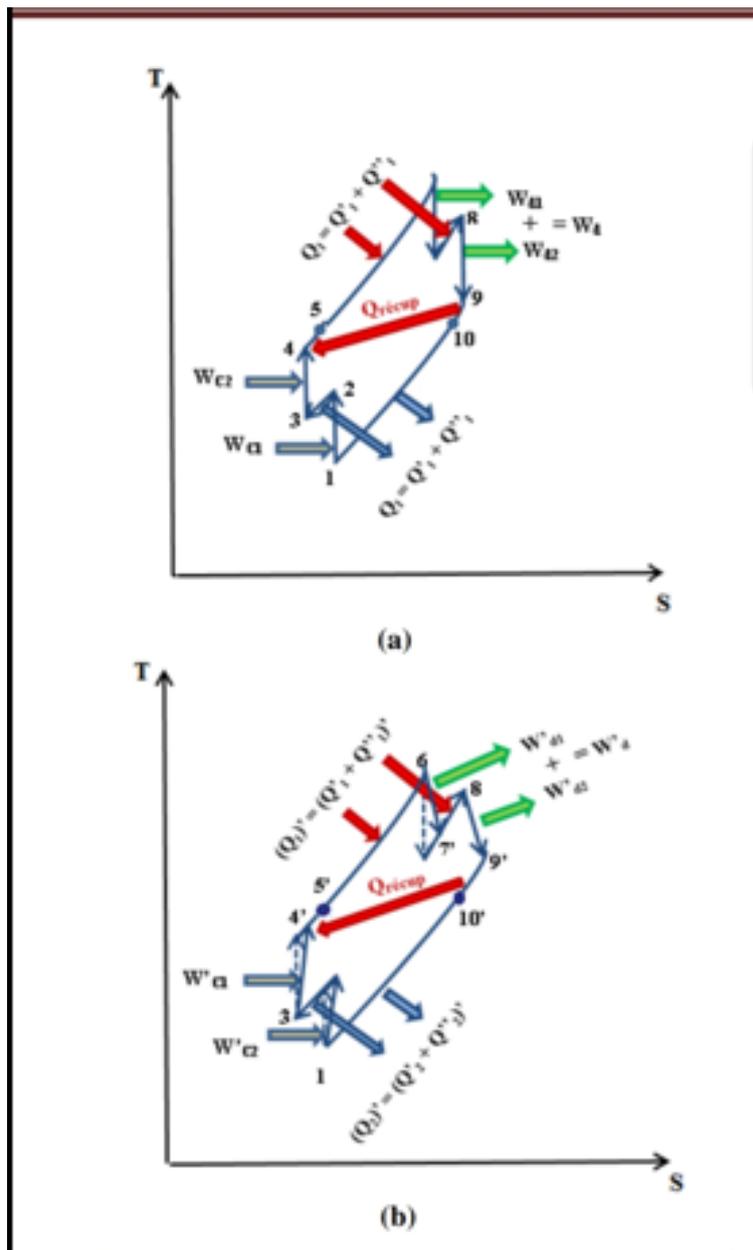


FIGURE II.8 – Cycle d'une installation de turbine à gaz avec à détente et compression multi étagées avec refroidissement intermédiaire, récupération et réchauffe intermédiaire : (a) réversible (b) irréversible [17].

- une récupération de chaleur (ou régénération) en utilisant un récupérateur (régénérateur) à surface servant à préchauffer l'air comprimé, sortant du compresseur C2 avant son entrée dans la chambre de combustion, par l'intermédiaire de la chaleur des gaz chauds sortant du deuxième corps de turbine T2 avant leur évacuation

vers l'atmosphère - et une réchauffe (deuxième combustion), des gaz sortant de la turbine T1, dans la deuxième chambre de combustion Ch-C2 avant leur admission dans deuxième corps de turbine T2 pour une deuxième détente Cette augmentation du rendement thermique du cycle et de la puissance ce fait au détriment d'un coût plus élevé et d'une complexité de de l'installation correspondante.

En considérant  $C_p$  et la masse 'm' du fluide moteur invariables, le bilan énergétique des cycles réversible (1-2-3-4-10-5-6-7-8-9-1) et irréversible (1-2'-3-4'- 10'-5-6'-7-8'-9'-1) désigné par ' (Figure II-7 a and b) donne respectivement les travaux de compression et de détente ainsi que les quantités de chaleur échangées :

### Réversible

$$W_{C1} = W_{1-2} = H_2 - H_1 = m \times C_P \times (T_2 - T_1) \quad (\text{II.40})$$

$$W_{C2} = W_{3-4} = H_4 - H_3 = m \times C_P \times (T_4 - T_3) \quad (\text{II.41})$$

$$W_{T1} = W_{6-7} = H_7 - H_6 = m \times C_P \times (T_7 - T_6) \quad (\text{II.42})$$

$$W_{T2} = W_{8-9} = H_9 - H_8 = m \times C_P \times (T_9 - T_8) \quad (\text{II.43})$$

$$Q_1 = Q_{Ch-c1} + Q_{Ch-c2} = Q_{5-6} + Q_{7-8} = m \times C_P \times [(T_6 - T_5) + (T_8 - T_7)] \quad (\text{II.44})$$

$$Q_2 = Q_{2-3} + Q_{10-1} = m \times C_P \times [(T_3 - T_2) + (T_1 - T_{10})] \quad (\text{II.45})$$

### Irréversible

$$W'_{C1} = W_{1-2'} = H_{2'} - H_1 = m \times C_P \times (T_{2'} - T_1) \quad (\text{II.46})$$

$$W'_{C2} = W_{3-4'} = H_{4'} - H_3 = m \times C_P \times (T_{4'} - T_3) \quad (\text{II.47})$$

$$W'_{T1} = W_{6-7'} = H_{7'} - H_6 = m \times C_P \times (T_{7'} - T_6) \quad (\text{II.48})$$

$$W'_{T2} = W_{8-9'} = H_{9'} - H_8 = m \times C_P \times (T_{9'} - T_8) \quad (\text{II.49})$$

$$Q'_1 = Q'_{Ch-c1} + Q'_{Ch-c2} = Q_{5-6} + Q_{7'-8} = m \times C_P \times [(T_6 - T_{5'}) + (T_8 - T_{7'})] \quad (\text{II.50})$$

$$Q'_2 = Q_{2'-3} + Q_{10'-1} = m \times C_P \times [(T_3 - T_{2'}) + (T_1 - T_{10'})] \quad (\text{II.51})$$

Les rendements thermiques correspondant sont,

$$\eta_{th} = 1 - \frac{|Q_2|}{|Q_1|} = 1 - \frac{(T_2 - T_3) + (T_{10} - T_1)}{(T_6 - T_5) + (T_8 - T_7)} \quad (\text{rversible}) \quad (\text{II.52})$$

$$\eta'_{th} = 1 - \frac{|Q'_2|}{|Q'_1|} = 1 - \frac{(T_{2'} - T_3) + (T_{10'} - T_1)}{(T_6 - T_{5'}) + (T_8 - T_{7'})} \quad (\text{irreversible}) \quad (\text{II.53})$$

### II.3.4.2 Cycle a gaz avec injetcion de vapeur d'eau

On peut également et augmenter le rendement thermique du cycle en même temps que le travail (donc la puissance) de l'installation de turbine à gaz en injectant de la vapeur d'eau dans la chambre de combustion (figure II-8).

La vapeur d'eau est produite dans un récupérateur 'REC' servant de générateur de vapeur 'GV' en utilisant une partie de la chaleur des gaz sortant de la turbine avant leur évacuation dans l'atmosphère.

Le rendement peut alors atteindre les 45%. L'injection de vapeur permet d'augmenter le débit du fluide moteur entrant dans la turbine et donc sa puissance tout en réduisant l'émission d'oxydes d'azote  $NO_x$ .

Le bilan énergétique ainsi que le rendement thermique peuvent être déterminés de façon analogue que dans les sections précédentes, avec la différence que la masse (ou le débit) à la sortie de la chambre de combustion est maintenant égale à la somme de la masse d'air et celle de la vapeur d'eau injectée (ou de leurs débits); la masse de combustible étant négligée [18].

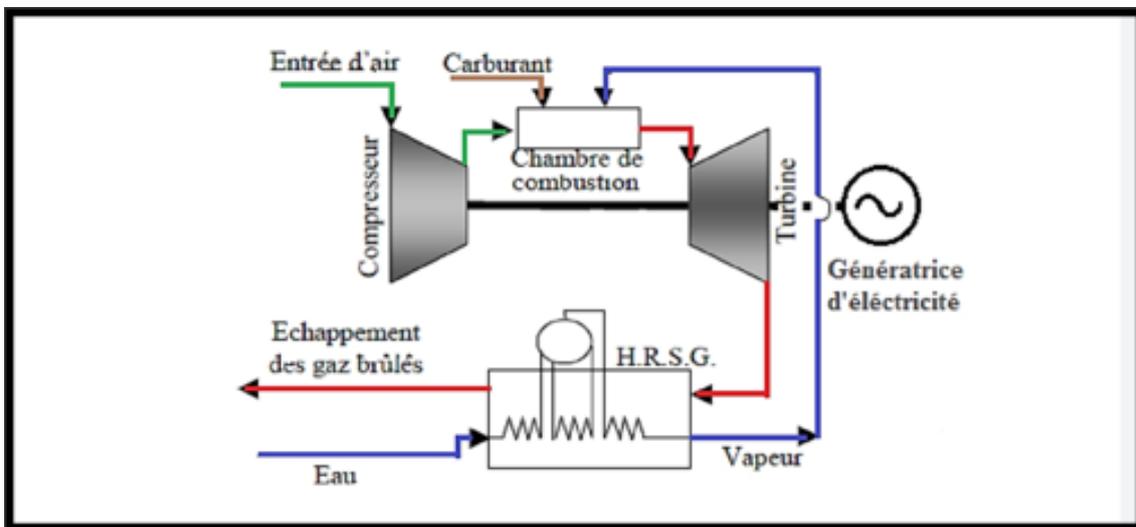


FIGURE II.9 – Installation de turbine à gaz avec injection de vapeur [18].

### II.3.4.3 Cycle ferme

L'analyse des expressions du rendement thermique, obtenues les sections précédentes, montre qu'en maintenant les valeurs de  $\tau$ ,  $\varepsilon_d$  et  $\varepsilon_C$  constantes le rendement thermique peut être amélioré si on augmente la valeur de l'exposant adiabatique  $\gamma$ .

Ceci n'est possible que si on utilise un fluide moteur autre que l'air dont  $\gamma = 1,35$  et donc il est nécessaire que l'installation de la turbine à gaz fonctionne avec un cycle fermé. En plus, de l'intérêt de ce cycle de pouvoir utiliser un gaz monoatomique avec un  $\gamma$  élevé (1,67 pour l'hélium avec un  $C_p = 5,193KJ/Kg.K$  et une densité  $\rho$  de 0,138), la pression inférieure du cycle (à l'entrée du compresseur) peut être beaucoup plus grande que la pression atmosphérique de l'air (pour le cycle ouvert), qui peut être de l'ordre de 20 bars, ce qui entraîne une diminution appréciable des dimensions de l'installation correspondante.

Dans ce type d'installation l'apport de la quantité de chaleur  $Q_1$  ne se fait plus directement dans une chambre de combustion (avec mélange de l'air provenant du compresseur et du combustible) mais dans un échangeur à surface ou le fluide moteur tel que l'hélium passe dans un circuit séparé sans contact direct avec les gaz de combustion.

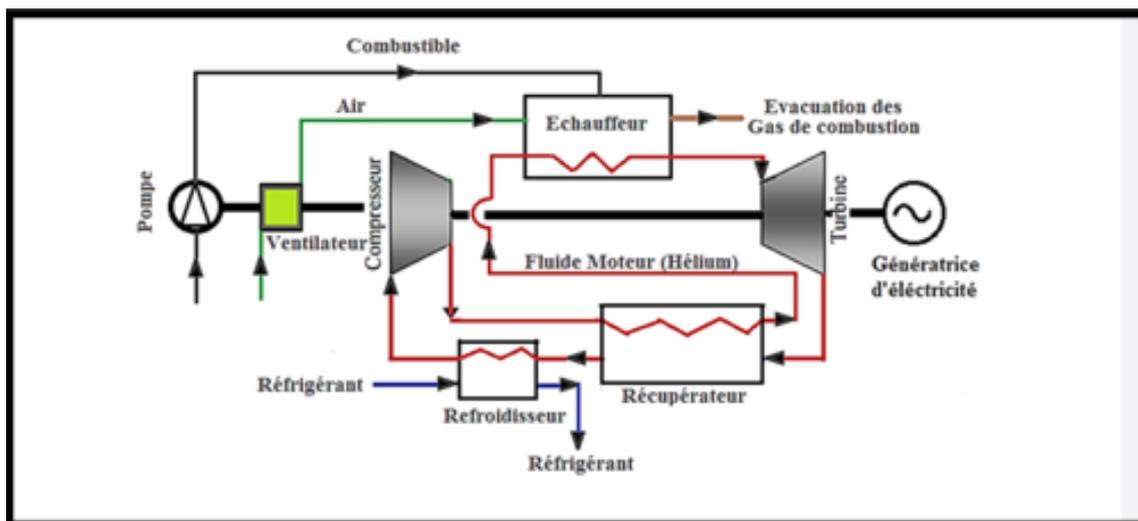


FIGURE II.10 – Installation de turbine à gaz avec cycle fermé [19].

Vu la complexité d'une telle installation on se contentera de représenter un schéma général de celle-ci sur la (figure II-9).

Cependant, les quantités de chaleur ainsi que le rendement thermique correspondants peuvent être déterminés de façon analogue que pour le cycle ouvert avec combustion isobare [19].

## II.4 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons calculé le rendement et constaté que le cycle a compression isotherme et cela a le meilleur rendement.

# Chapitre III

## Simulation numérique

## III.1 Introduction

L'analyse des phénomènes complexes tels que le transfert de chaleur, les écoulements d'eau et d'air nécessitent une bonne compréhension du système analytique des mécaniques des fluides, et les champs d'application de ces systèmes, voire les différentes étapes de traitement du code CFD afin d'obtenir les résultats qui expliquent notre phénomène en question.

Le choix du logiciel de simulation dépend de nos données d'entrée (inputs) et de la nature de notre expérience et les conditions dans lesquelles elle est inscrite.

## III.2 Procédure de résolution par FLUENT pour chambre à combustion de la turbine à gaz MS5002C

### III.2.1 Fluent

Fluent est logiciel de simulation de tous les écoulements de fluides, compressibles ou incompressibles, impliquant des phénomènes physiques complexes tels que la turbulence, le transfert thermique, les réactions chimiques, les écoulements multiphasiques, la cavitation, les écoulements dans les moteurs thermiques et les machines tournantes, et ce, pour des géométries industrielles complexes.

Ce produit dispose d'un outil de graphisme pour l'affichage des résultats et leur exploitation.

Le code de calcul FLUENT comprend :

**Le solveur** : le menu est tel que opérations se font de gauche vers la droite.

- Importer et dimensionner le maillage.
- Sélectionner le modèle physique.
- Définir les propriétés des matériaux.
- Définir les conditions de calcul.
- Définir les conditions aux limites.
- Fournir une solution initiale.
- Régler les paramètres du solveur.
- Régler le moniteur de convergence.

— Lancer le calcul et surveiller la solution.

### III.2.2 Géométrie



FIGURE III.1 – Géométrie de la chambre de combustion.

### III.2.3 Maillage

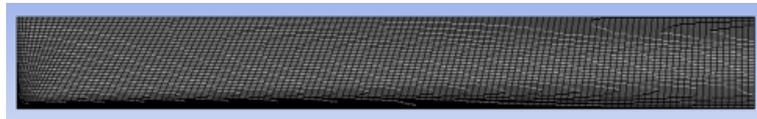


FIGURE III.2 – Maillage de la chambre de combustion.

### III.2.4 Configuration

Définir le domaine comme axisymétrique, et conserver (solveur) par défaut

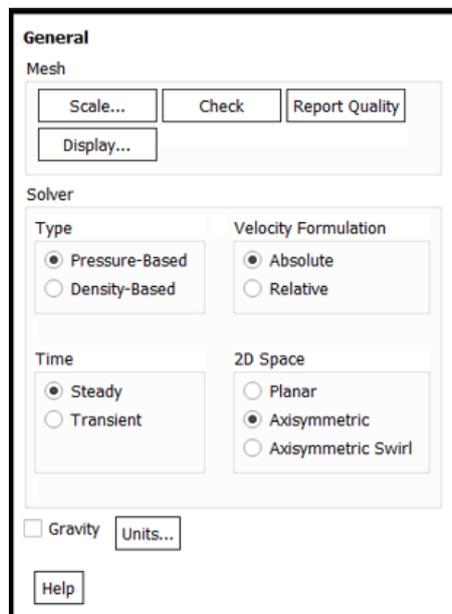


FIGURE III.3 – Définition du modèle.

Activer le transfert thermique en activant l'équation de l'énergie

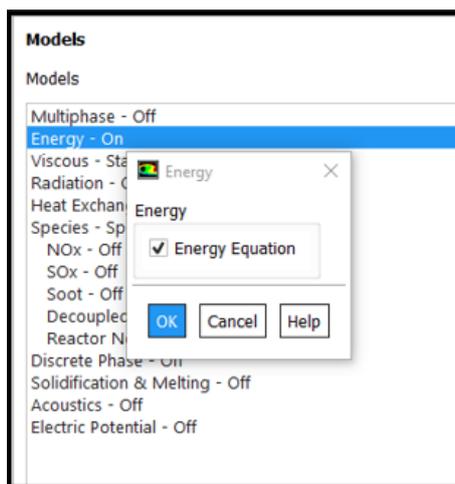


FIGURE III.4 – Définie équation d'énergie.

Activer le modèle  $K - \epsilon$  turbulence.

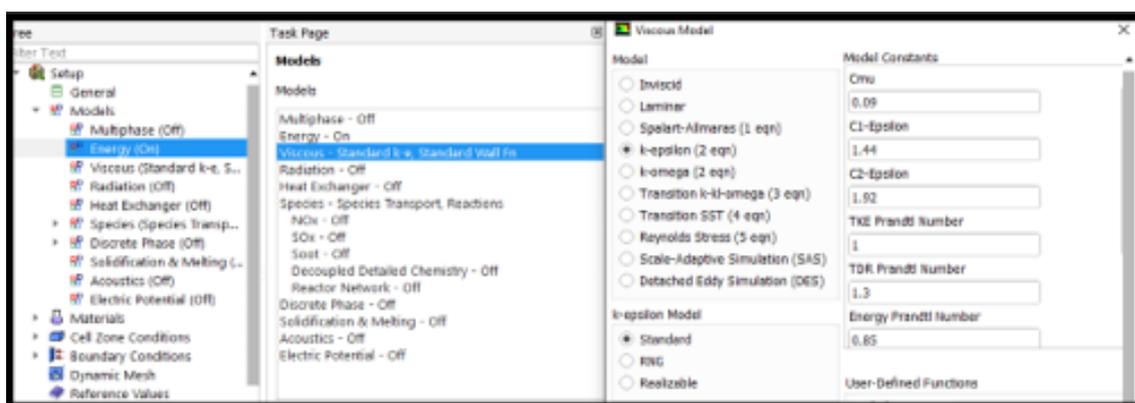


FIGURE III.5 – Définition le modèle K-epsilon turbulence.

Spices

- (a) Sélectionner la transportation des substances sous modèle
- (b) Sélectionner volumétrique Under réaction
- (c) Choisir méthane- air dans la liste Mixture Matériel drop-down

La liste Mixture Matériel contient l'ensemble des mélanges chimiques qui existent dans la base de données fluente. En sélectionnant un des mélanges prédéfinis, on accède à une description complète du système de réaction. Les substances chimiques dans le système et ses propriétés physiques et thermodynamiques sont définies par la sélection de la matière du mélange. On est capable de changer la sélection de la matière du mélange ou modifier les propriétés de la matière du mélange en utilisant

le panneau des matières.

(d) Sélectionner Eddy- dissipation under turbulence-chemistry interaction

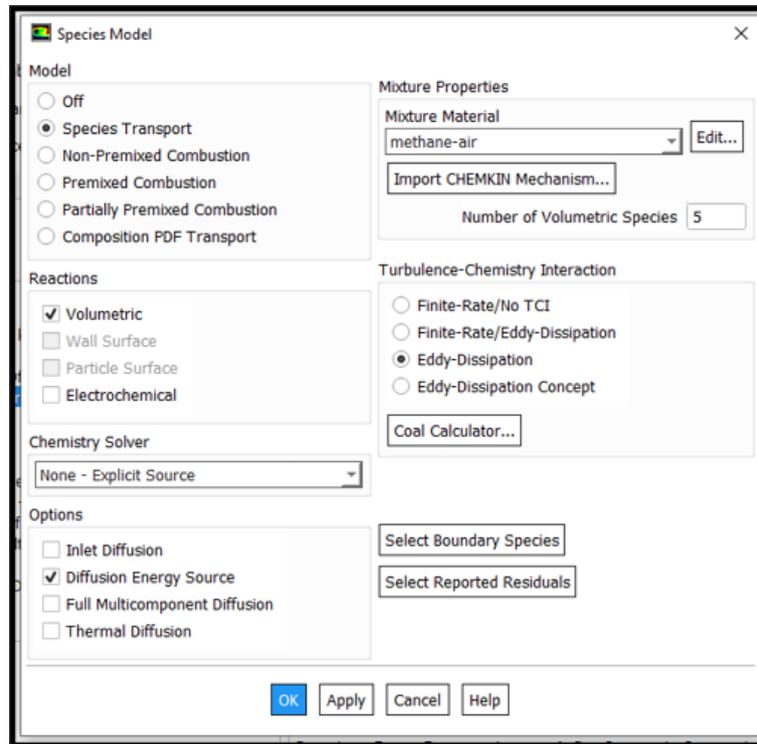


FIGURE III.6 – choix du modèle de combustion et type de réaction chimiques.

Materials

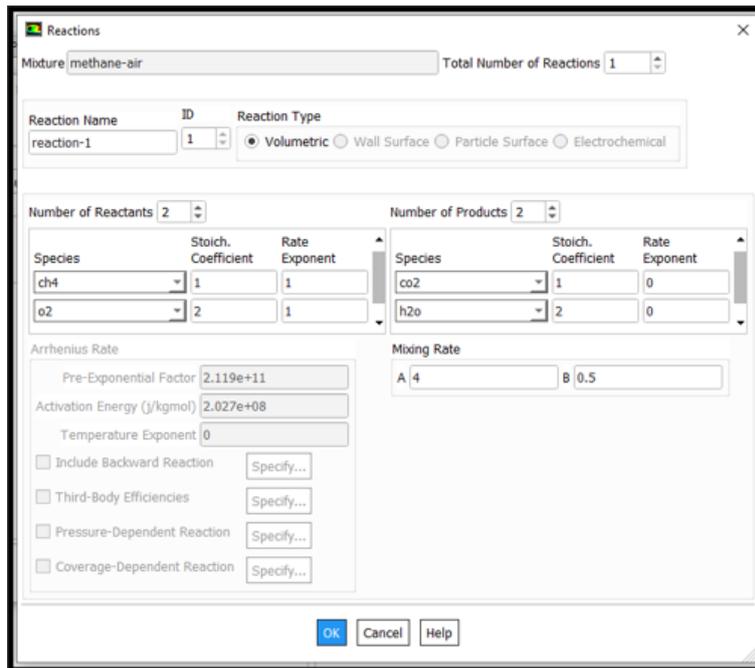


FIGURE III.7 – Définition le Taux de mélange.

conditions aux limites

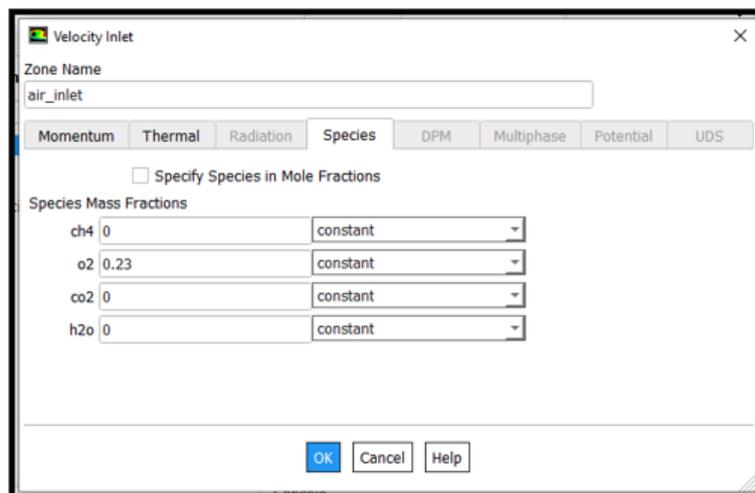


FIGURE III.8 – Définition la fraction massique d'oxygène dans l'air entré.

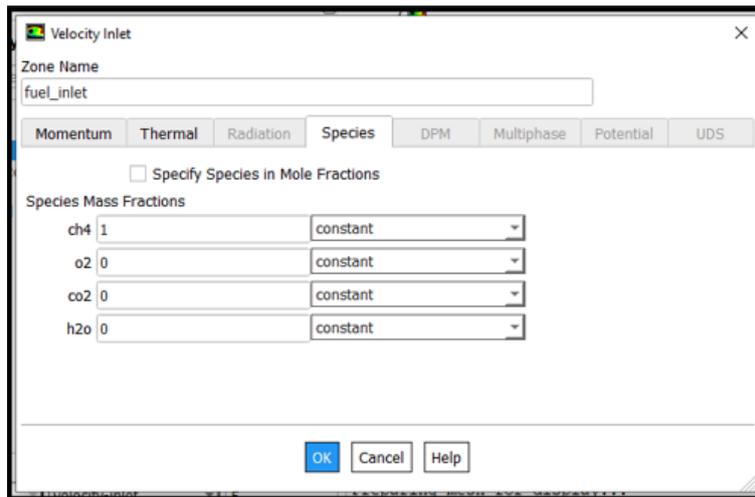


FIGURE III.9 – Définition la fraction massique du méthane.

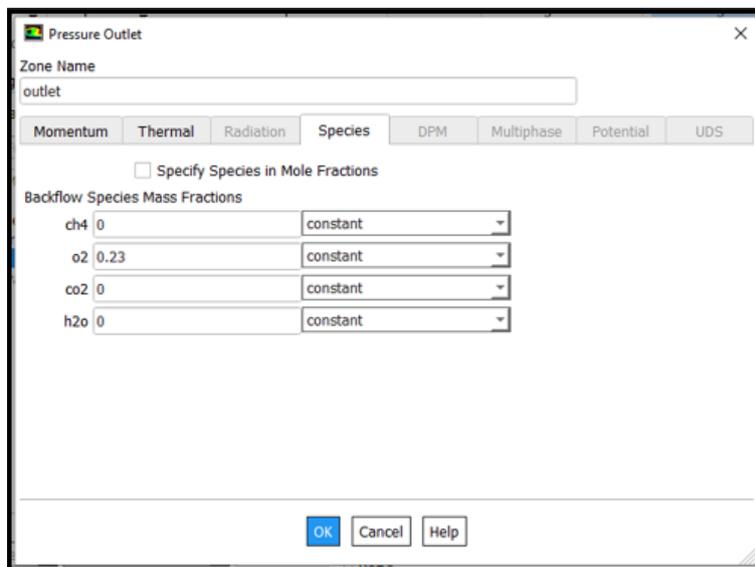


FIGURE III.10 – - Définition la fraction massique d'oxygène pour la limite de sortie.

### III.2.5 Solution

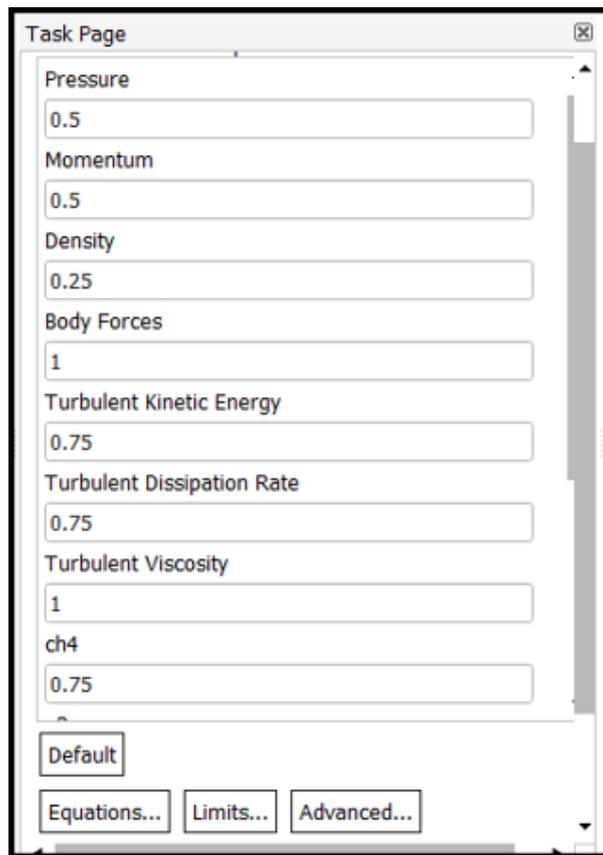


FIGURE III.11 - - méthodes.

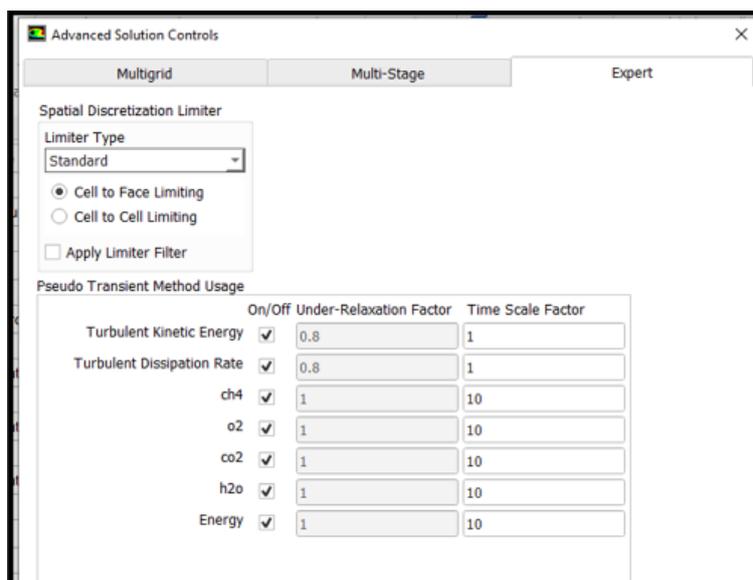


FIGURE III.12 - - les contrôles.

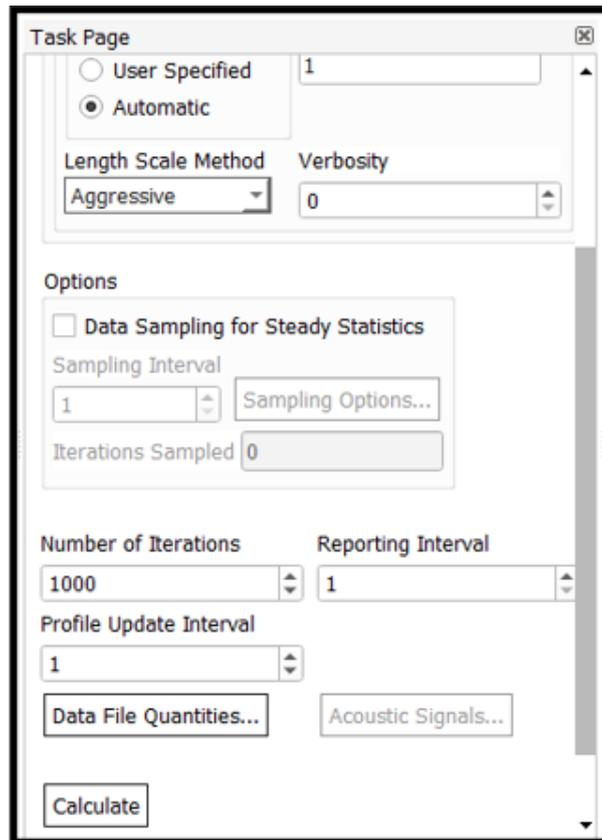


FIGURE III.13 – - Activer le tracé des résidus lors du calcul.

La solution converge dans environ 180 itérations.

Dans la fenêtre qui vient Itérer, changer le nombre d'itération à 1000. Cliquez sur calculer. Les résidus sont imprimés ainsi que tracés dans la fenêtre graphique pour chaque itération,(voir la figure.III-14)

Enregistrez

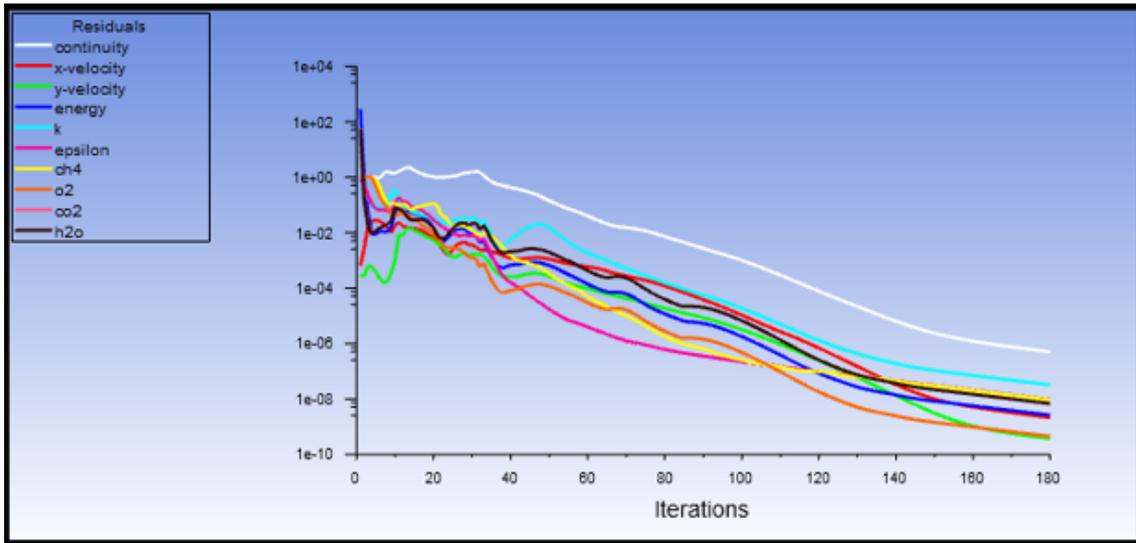


FIGURE III.14 -- Convergence du calcul.

## III.2.6 Discussion et interprétation des résultats

### III.2.6.1 Champ de Température :

La figure(III-15) représente le contour de la vitesse en fonction de différentes positions à travers la longueur , de la CC.

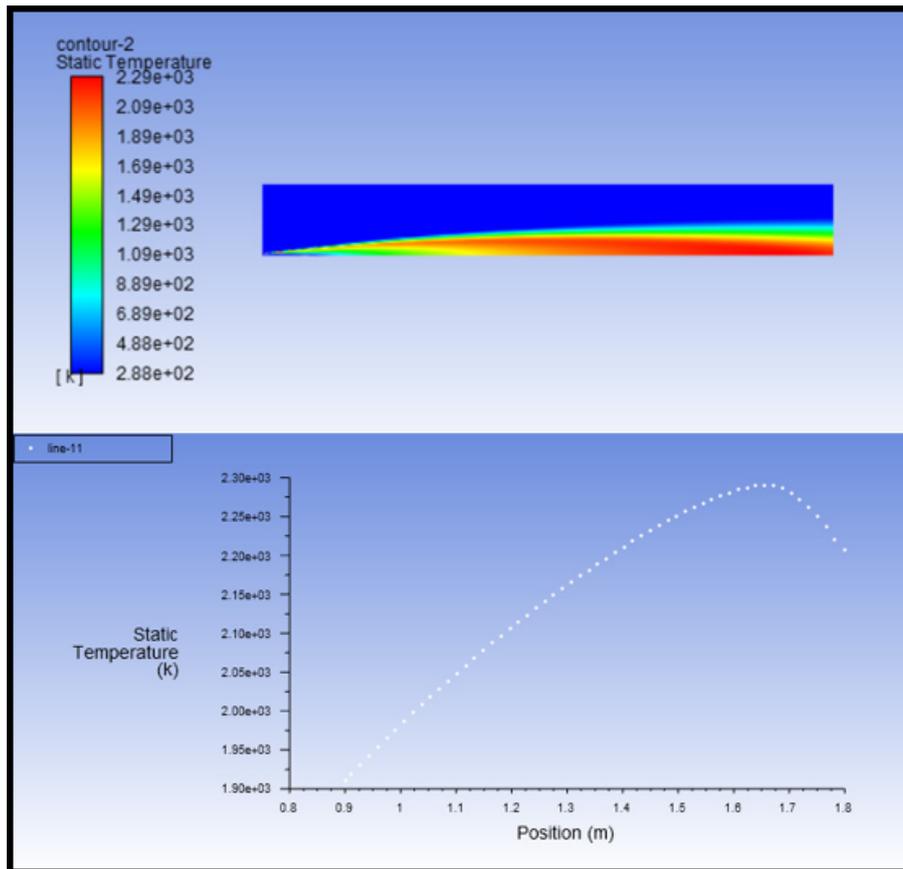


FIGURE III.15 – - Variation de température tout le long de la CC.

A noter que la température de la flamme augmente le long de CC, et que la température de combustion maximale est très élevée, atteignant 2280 K. Ceci doit prendre en compte l'influence de ces contraintes thermiques sur le métal structurel de la chambre de combustion et du crochet de turbine, et il explique que la paroi du tube à flamme est répétée plusieurs fois. La raison du perçage est de réduire cette température.

### III.2.6.2 Champ de Vitesse :

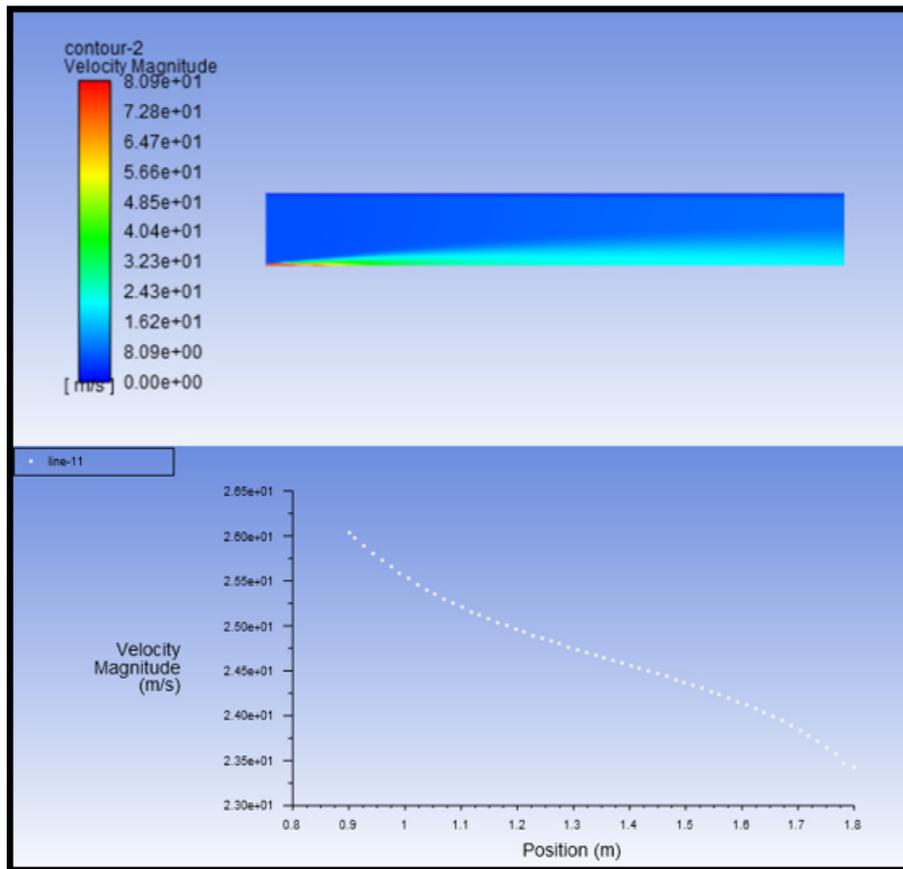


FIGURE III.16 -- Variation de vitesse tout le long de la CC.

On observe que la vitesse du mélange (méthane-air) décroît depuis sa valeur maximale (presque la vitesse d'injection de  $CH_4$ ) jusqu'à atteindre une faible vitesse d'environ  $24\text{m/s}$  (vitesse du gaz en combustion).

### III.2.6.3 Analyse des espèces chimiques :

#### Méthane $CH_4$ :

La figure (III-17) représente le contour du méthane  $CH_4$  pour un écoulement axisymétrique en fonction de différentes positions à travers la longueur, de la CC.

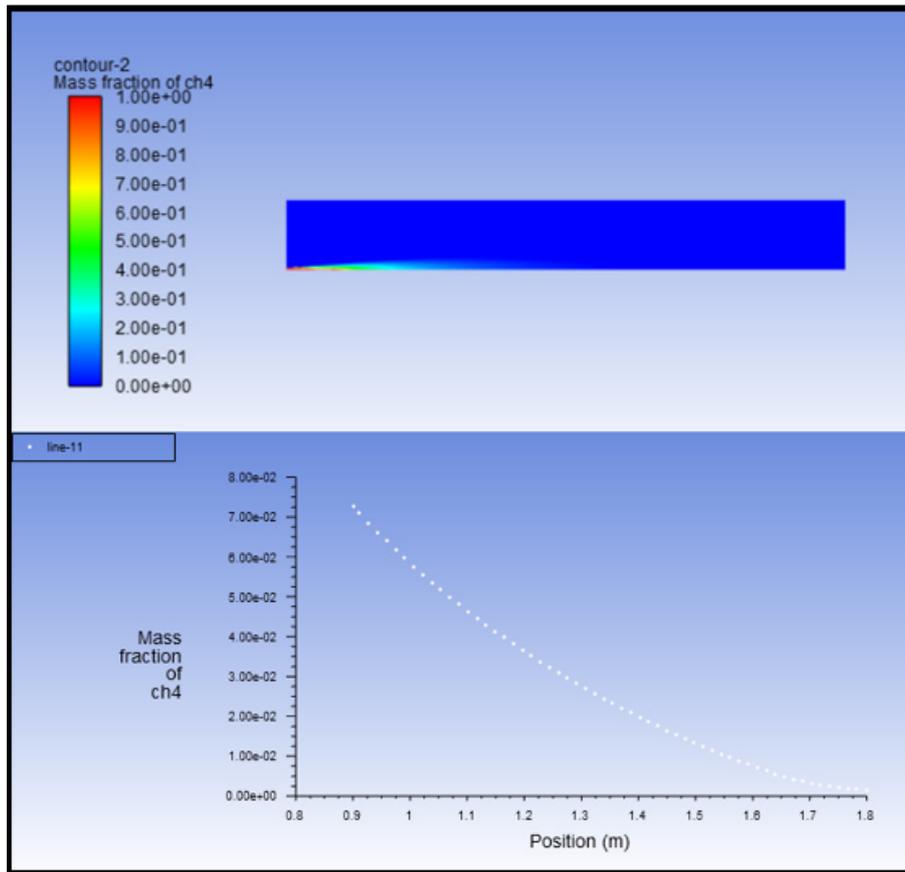


FIGURE III.17 – - Contours du méthane  $CH_4$  pour un écoulement axisymétrique.

On remarque que la fraction massique décroît le long de la valeur 1 jusqu'à atteindre la valeur 0,008, ce qui confirme que la combustion est presque terminée!

#### **Oxygène $O_2$ :**

La figure (III-18) représente le contour d'oxygène  $O_2$  pour un écoulement axisymétrique en fonction de différentes positions à travers la longueur, de la CC.

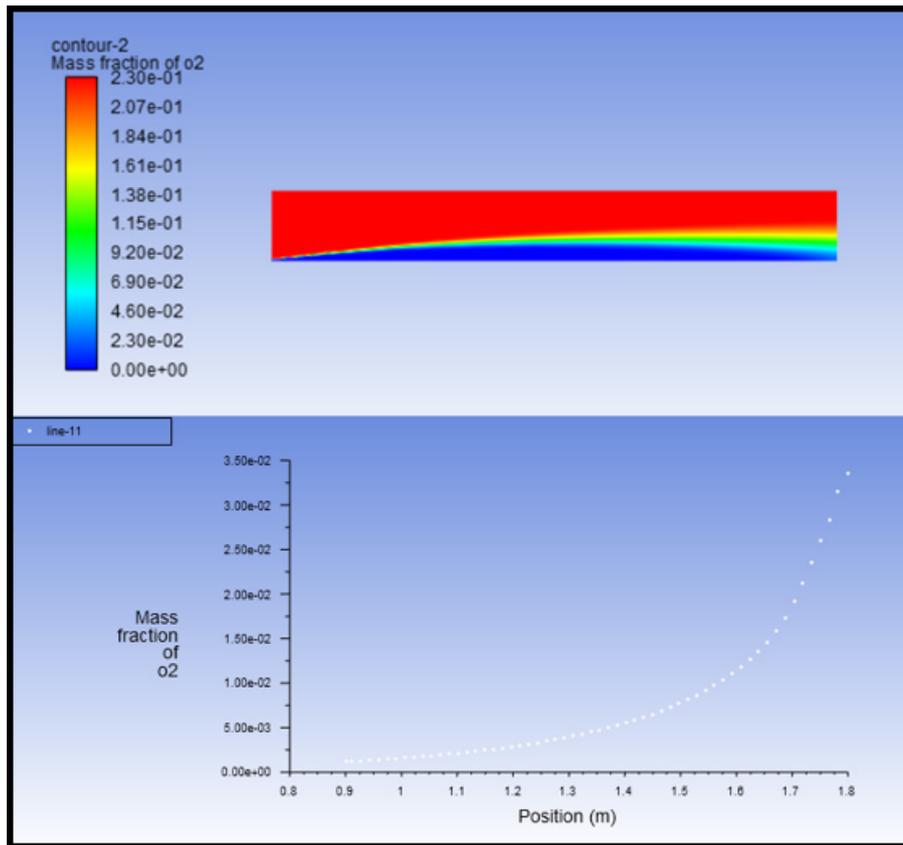


FIGURE III.18 -- Contours d'oxygène  $O_2$  pour un écoulement axisymétrique.

Il y'a aussi une diminution de fraction massique semblable à celle du  $CH_4$  jusqu'à la sortie de la CC.

#### Dioxyde de carbone $CO_2$ :

La figure (III-19) représente le contour dioxyde de carbone  $CO_2$  pour un écoulement axisymétrique en fonction de différentes positions à travers la longueur, de la CC.

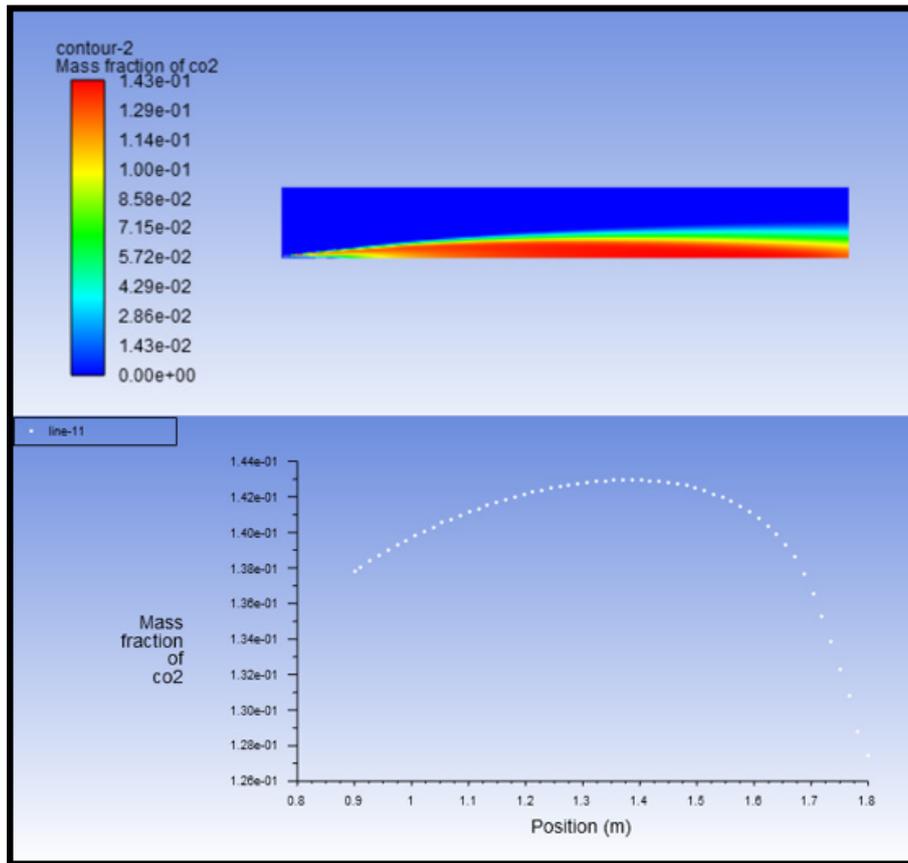


FIGURE III.19 – - Contours dioxyde de carbone  $CO_2$  pour un écoulement axisymétrique.

On remarque que le  $CO_2$  augmente jusqu'à atteindre une valeur de 0,12, puis il se stabilise.

**Eau  $H_2O$  :**

La figure (III-20) représente le contour d'eau  $H_2O$  pour un écoulement axisymétrique en fonction de différentes positions à travers la longueur , de la CC.

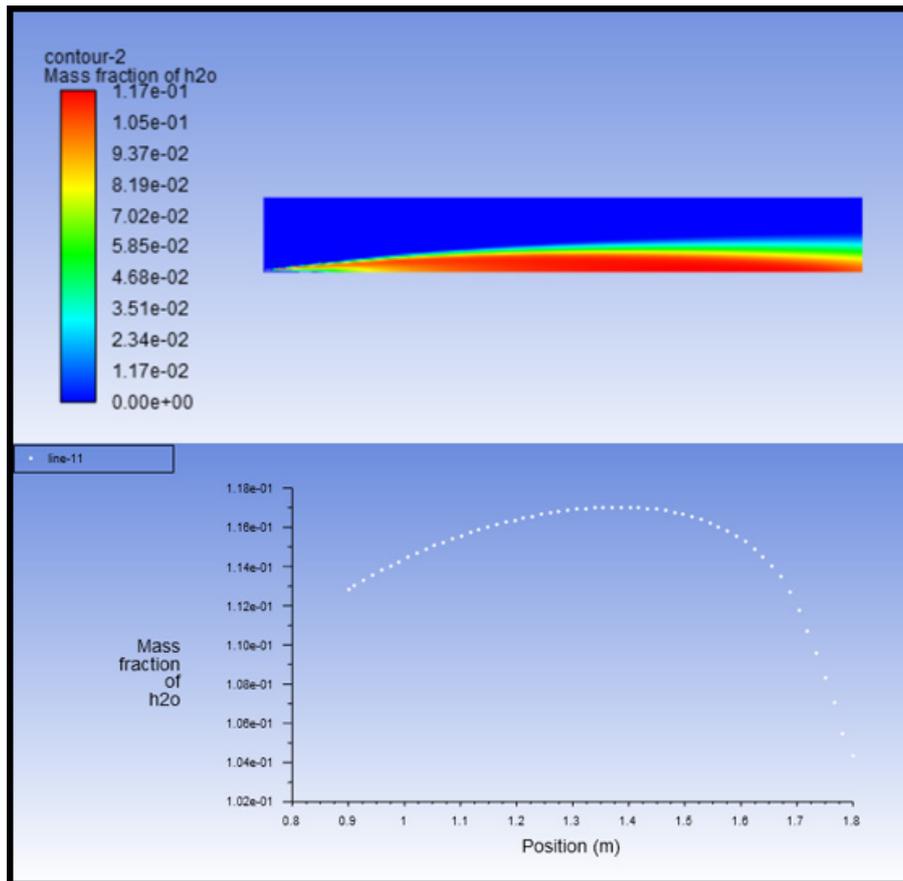


FIGURE III.20 – - Contours d'eau  $H_2O$  pour un écoulement axisymétrique.

On remarque aussi l'augmentation de la fraction massique du  $H_2O$  jusqu'à atteindre la valeur 0.12 puis elle se stabilise.

**Azote  $N_2$  :**

La figure (III-21) représente le contour d'azote  $N_2$  pour un écoulement axisymétrique en fonction de différentes positions à travers la longueur, de la CC.

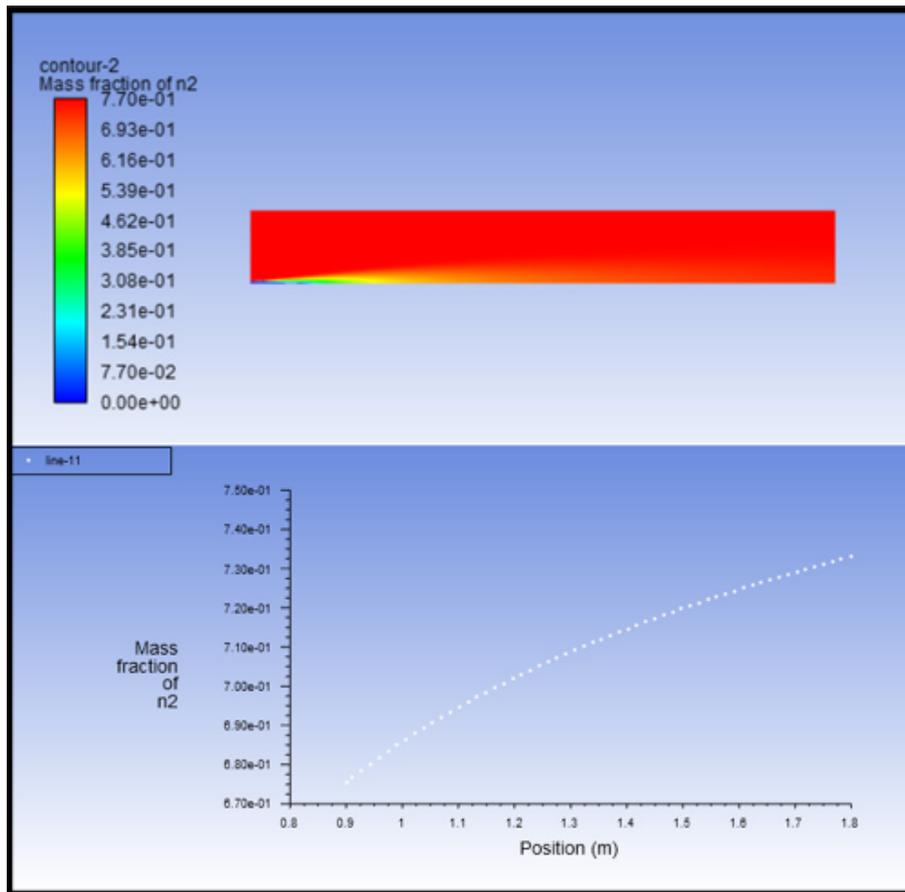


FIGURE III.21 -- Contours d'azote  $N_2$  pour un écoulement axisymétrique.

On remarque aussi l'augmentation de la fraction massique du  $H_2O$  jusqu'à atteindre la valeur 0.73.

# Conclusion générale

Les turbines à gaz sont utilisées dans le monde entier pour la génération de l'électricité dans les centrales thermiques et dans l'industrie des hydrocarbures. Elles sont implantées dans différents endroits géographiques avec des conditions climatiques variables en température, pression et humidité relative. Les turbines à gaz sont très sensibles à la variation de la température de l'air ambiant. De ce fait, il est important de rendre les turbines utilisées dans les conditions climatiques insensibles à la variation de la température de l'air ambiant. Le cycle de turbine à gaz est un cycle très souple (Baryton) de telle sorte que ses performances, peuvent être améliorées en ajoutant des composants supplémentaires à l'installation. Avec l'augmentation de la température ambiante influe directement sur l'amélioration des performances (puissance utile produite, rendement thermique) de l'installation de turbine à gaz étudiée. L'augmentation du taux de compression engendre une amélioration des performances de la TAG. Car quand le taux de compression augment la pression  $P_2$  augment aussi.

- Notre étude nous a donnée un bon aperçu sur le rendement des différents cycles thermiques.

Les résultats obtenus, montrent que l'utilisation de cycle à compression à température constante améliore considérablement les performances de la turbine à gaz

# Bibliographie

- [1] BOUAM Abdallah, "Amélioration des performances des turbines à gaz utilisées dans l'industrie des hydrocarbures par l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion, " thèse de doctorat, Université M'hamed Bougara-Boumerdes faculté des hydrocarbures et de la chimie ,2009.
- [2] A. Bouam et all , "Amélioration des performances des turbines à gaz par injection de vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion , " Revue des Energies Renouvelables Vol. 11 N°2 (2008) 291 - 306
- [3] Y. DJOUDI, "Simulation numérique d'une chambre de combustion d'une turbine à gaz ms 5002b " Master's thesis, 2013.
- [4] B. Djaidir, A. Hafaifa, and A. Kouzou, "Optimisation de disponibilité d'un système d'instrumentation et de surveillance des turbines à gaz : Application sur une turbine ge ms 3002. "
- [5] S. BENDJEDIDI, "Pompe centrifuge " Rapport de stage, Université de Batna, 2012.
- [6] ENSPM Formation Industrie "IFP Training. Machines Tournantes : " turbines à gaz technologie et fonctionnement. 2005.
- [7] F. J. Brooks, "Ge gas turbine performance characteristics, " Ge Power Systems, GER-3567H, vol. 10, no. 00, 2000.
- [8] LOUIS WEIL, "Energétique " I éléments de thermodynamique 1958.
- [9] D. BOUKHATEM, A. BELKACEM, and R. MEBROUK, "L'effet de la température ambiante sur la performance d'une turbine à gaz, " Ph.D. dissertation.
- [10] Simone Turina, "MS 5002 Gas Turbine, Performance Improvement Program " Nuovo Pignone

- [11] A, BENZERDJEB, "Thermodynamique et installations énergétiques " University of sciences and technology in Oran 2018.
- [12] Book, " Fundamentals of Engineering Thermodynamiques " by Michael j. Moran, Howard N. Shapiro fifth Edition.
- [13] A. BOUAM, "Amélioration des Performances des Turbines à Gaz Utilisé dans les Industries des Hydrocarbures par l'injection de Vapeur d'eau à l'Amant de la Chambre de Combustion " Thèse De Doctorat, Université M'hamed Bougara Boumerdes-Année Universitaire : 2009-2010.
- [14] Çengel Y.A, Boles M.A "Thermodynamics an Engineering Approach. 5<sup>th</sup>edition." McGraw-Hill, New York USA, 2004.
- [15] M. Laissaoui, "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.
- [16] Horlock, J. H., 2003, "Advanced gas turbine cycles " Pergamon Press, Oxford edition.
- [17] David J. Taylor Olivier Crabos,2003, "GE Power Systems Gas Turbine and Combined Cycle Products Technology - Experience - Innovation " Gas turbine and Combined Cycle - GE Power Systems 2003.
- [18] L. VIVIER "Turbines à vapeur et à gaz " Edition Albin Michel, Paris, 1965.
- [19] L. BOREL, D. FAVRAT, "Thermodynamique et énergétique " Presses Polytechniques, 2005.

## ملخص

من أجل زيادة مردودية التوربينات الغازية يلجأ الصناع إلى إدخال الكثير من التعديلات على هذه التوربينات ومن هذه التعديلات تجهيز التوربينات بأنظمة تبريد أو صناعة الريشة من سبائك مقاومة للحرارة أو استعمال حلقات ترموحرارية مختلفة.

من خلال عملنا المنجز قمنا بتجريب أكثر من حلقة قصد إجراء مقارنة دقيقة بين هذه الحلقات وهذا للحصول على الحلقة التي تمنحنا أفضل مردودية وهذا من خلال الدراستين ، التحليلية والعديدية.

**الكلمات المفتاحية:** حلقة، توربينات، محاكاة، مردودية.

## Résumé

Pour augmenter le rendement des turbines à gaz, les constructeurs ont recours à de nombreuses modifications de ces turbines : équiper les turbines par des systèmes de refroidissement, fabriquer les aubes par des alliages résistant à la chaleur ou utiliser des différents cycles thermodynamiques.

Dans notre travail que nous avons effectué, on a étudié plusieurs cycles thermodynamiques analytiquement et numériquement pour faire une comparaison précise entre ces cycles puis déduire le cycle que nous donne la meilleure performance.

**Mots clés:** Cycle, turbines, simulations, rendement.

## Abstract

To increase the efficiency of gas turbines, manufacturers have recourse to numerous modifications of these turbines: equipping the turbines with cooling systems, manufacturing the blades with heat-resistant alloys or using different thermodynamic cycles.

In our work that we have done, we have studied several thermodynamic cycles analytically and numerically to make a precise comparison between these cycles and then to deduce the cycle that gives us the best performance.

**Keywords:** Loop, turbines, simulations, productivity.