

N°... /DTEH/2021

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université M'Hamed Bougara-Boumerdès

Faculté des Hydrocarbures et de de la chimie



Département Transport et Equipement des Hydrocarbures

**Mémoire de fin d'études
En vue de l'obtention du diplôme de**

Master

Domaine : Sciences et Technologies

Filière : Hydrocarbures

Option : Génie mécanique : Mécanique des unités pétrochimiques

THEME

Etude et analyse énergetique d'une turbine à gaz

Présenter par : ASSILA Ishak & BOUSSOUF Imadeddine

	Nom et Prénom	Grade	Université/affiliation
Examineur	YAHY Fatma	MCB	UMMB/FHC
Examineur	TALAMALI Anissa	MAA	UMMB/FHC
Encadreur	LAOUAR-MEFTAH	MCA	UMMB/FHC

Boumerdès : 2021

REMERCIEMENT

*A l'issue du cycle de notre formation nous tenons à
remercies dieu le tout puissant*

*Nos remerciements le plus sincères vont à notre
promotrice Mme. LAOUAR-MEFTAH pour ces
conseils précieux et son suivi qui nous a prodigué
durant tout notre travail*

*Nos vifs remerciements vont aux membres de jury
pour avoir accepté de juger notre présent travail*

*En fin toute personne qui a participé de près ou de
loin à l'accomplissement de ce mémoire soit
sincèrement remercié ainsi que nos enseignants qui ont
participé à notre formation*

Ishak & Imad Eddine

Dédicace

Je dédie ce modeste travail :

*A ma chère mère, à mon père, mes frères et
ma sœur*

A toute la famille sans exception.

*A tous mes amis, et à tous ceux que j'aime
et toutes les personnes qui m'ont prodigué
des encouragements.*

A tous mes camarades de la promotion

A mon binôme Imad Eddine et sa famille.

Résumé : Les turbines à gaz ont connu une grande importance dans le domaine industriel notamment dans celui des hydrocarbures et production électricité. Une installation de turbine à gaz est conçue pour fonctionner dans des conditions thermodynamiques de température et de pression précisées par les standards ISO. Dans cette étude, une analyse d'exergie d'une turbine à gaz est effectuée. L'analyse d'exergie basée sur la seconde loi a été appliquée au cycle à gaz et à ses composants individuels par l'approche de modélisation hors point de conception. L'analyse montre que la plus grande pertes exergétique se produit dans la chambre de combustion. Le turbine à gaz a la plus grande rendement exergétique de 94,96% par rapport aux autres composants (chambre de combustion 48,61%, compresseur 91,61%).

ملخص : عرفت توربينات الغاز أهمية كبيرة في المجال الصناعي، لا سيما في مجال المحروقات وإنتاج الكهرباء. تم تثبيت توربينات الغاز للعمل في درجة الحرارة الديناميكية الحرارية و ظروف الضغط المحددة حسب مقاييس المنظمة العالمية للمعايير . في هذه الدراسة تم اجراء تحليل اكسرجي لتوربينة غازية تم تطبيق تحليل اكسرجي استنادا للقانون الثاني على دورة الغاز و المكونات الفردية من خلال نهج نمذجة نقطة خارج التصميم , يظهر التحليل ان اعلى تدمير للطاقة الخارجية يحدث في غرفة الاحتراق , تملك التوربينة اكبر قدر من كفاءة الطاقة بنسبة 94,96 % مقارنة بالمكونات الاخرى (غرفة الاحتراق 48,61 % , الضاغط 91,61 %)

Abstract: Gas turbines have been of great importance in the industrial field, particularly in the hydrocarbon and power generation sectors. In the hydrocarbon and power generation industries. A gas turbine plant is designed to operate under thermodynamic conditions of temperature and pressure specified by ISO standards. In this study an exergy analysis of gas turbine is carried. Exergy analysis based on second law was applied to the gas cycle and individual components through an off design point modeling approach. The analysis shows that the highest exergy destruction occurs in the turbine. The turbine has the largest exergy efficiency of 94,96 % as compared to the other components (combustion chamber – 48,61%, compressor- 91,61%)

Sommaire

INTRODUCTION GENERALE	3
------------------------------------	----------

Chapitre I. Généralité sur les turbines à gaz

I.1. Introduction	6
I.2. Généralité	6
I.2.1. Définition de la turbine à gaz	6
I.2.2. Historique de la turbine à gaz	6
I.2.3. Conversion d'énergie dans la turbine à gaz.....	7
I.3. Classification de la turbine à gaz.....	8
I.3.1. Selon le mode de construction.....	9
I.3.2. Selon le mode de fonctionnement thermodynamique	10
I.3.3. Selon le mode de travail	11
I.4. Eléments principaux de la turbine à gaz.....	13
I.4.1. Section du compresseur	13
I.4.2. Section de combustion.....	15
I.4.3. Section de turbine	15
I.5. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz	16
I.6. Applications des turbines à gaz	18
I.7. Domaines d'application des turbines à gaz	18
I.8. Avantages et inconvénients des turbines à gaz	19
I.9 Comparaison entre les turbines à gaz et moteurs alternatifs	19
I.10 Etude bibliographique sur les turbines à gaz.....	21
I.11 Conclusion	24

Chapitre II. Bilan énergétique et exergetique du cycle

II.1. Introduction	26
II.2. Cycle thermodynamique des turbines à gaz	26
II.2.1. Cycle de Brayton.....	26
a. Cycle de Brayton idéal (réversible)	26
b. Cycle de Brayton réel (irréversible)	26
II.3. Rappels thermodynamiques	28
II.3.1. Section de la compression	28
II.3.2. Section de la compression	29
II.3.3. Section de la compression	29

II.3.4 rendement thermique du cycle	30
II.4 Bilan exergetique du cycle	30
II.4.1 Principe	30
II.4.2 Exergie du travail et exergie de la chaleur	31
II.4.3 Le transfert d'exergie par l'ecoulement d'une masse (m)	31
II.4.4 L'exergie detruite	32
II.4.5 Formes d'exergie	32
II.4.6 Le bilan d'exergie dans les systemes ouverts	32
II.4.7 Le bilan d'exergie en regime permanent	33
II.4.8 Rendement exergetique	34
a. Compresseur	34
b. Chambre de combustion	34
c. Turbine	35
d. Rendement de cycle	35

Chapitre III. Resultats et Interpretations

III.1 Calcul des parametres en chaque point de cycle a gaz	39
III.1.1 Compresseur	39
III.1.2 Chambre de combustion	40
III.1.3 Turbine a gaz	41
III.2 Analyse energetique	42
III.2.1 Compresseur	42
III.2.2 chambre de combustion	42
III.2.3 turbine a gaz	42
III.3 Analyse exergetique	43
III.3.1 Compresseur	43
III.3.2 Chambre de combustion	44
III.3.3 turbine a gaz	46
III.4 Conclusion	49

Chapitre IV. Etude parametrique

IV.1 Introduction	51
IV.2 Effet de la temperature a l'entree du compresseur T_1	51
IV.2.1 Effet de T_1 sur les pertes exergetiques	51
IV.2.2 Effet de T_1 sur la performance de la TAG	53
IV.3 Effet du rapport de pression τ	55

IV.3.1 Effet de τ de sur les pertes éxergétiques	55
IV.3.2 Effet de τ sur la performance de la TAG	57
IV.4 Effet de la température T_3 à l'entrée de la turbine à gaz	59
IV.4.1 Effet de T_3 Sur les pertes éxergétiques	59
IV.4.2 Effet de T_3 Sur les pertes éxergétiques	61
IV.5 Conclusion	63
CONCLUSIONS GENERALES	65
Bibliographie	66

LISTE DES TABLEAUX

Tableau III.1 : Paramètre thermodynamique du cycle de turbine à gaz	41
Tableau III.2 : Résultats des calculs des performances du cycle de turbine à gaz	47

LISTE DES FIGURES

Figure I.1 : Le premier brevet relatif d'une turbine à gaz.....	6
Figure I.2 : Les étapes de la conversion de l'énergie.....	8
Figure I.3 : Classification des turbines à gaz	8
Figure I.4 : Schéma d'une turbine à gaz mono-arbre.....	9
Figure I.5 : Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre.....	10
Figure I.6 : Schéma d'une turbine à gaz avec régénération	11
Figure I.7 : Schéma d'une turbine à action et à réaction.....	12
Figure I.8 : Schéma représente les éléments principaux d'une turbine à gaz	12
Figure I.9 : Schéma représente la position de compresseur axial dans une turbine à gaz ...	13
Figure I.10 : Schéma représente le Rotor et le Stator d'un compresseur axial	13
Figure I.11 : Schéma représente la position chambre de combustion dans une turbine à gaz	14
Figure I.12 : Schéma représente la directrice et la roue de turbine.....	15
Figure I.13 : Schéma représente la position de la turbine dans une turbine à gaz	15
Figure I.14 : La variation de la pression et de température dans les différentes sections de la TAG aux phases de fonctionnement.....	16
Figure I.15 : Diagramme de fonctionnement d'une turbine à gaz	16
Figure I.16 : Différentes options de refroidissement de l'admission d'air dans la turbine à gaz étudiée	21
Figure I.17 : Les configurations étudiées de la turbine à gaz	22
Figure I.18 : Le système de nébulisation installé dans une turbine à gaz.....	23
Figure II.1 . Cycle thermodynamique de Brayton	26

Figure II.2. Cycle idéal (réversible) de Brayton	27
Figure II.3. Diagramme T–S du cycle réel de Brayton	27
Figure II.4: Bilan d'exergie d'un système ouvert	33
Figure III.1 : Compression adiabatique de l'air dans le compresseur	39
Figure III.2 : Représentation de la détente dans une turbine	41
Figure III.3 : Graphe présente les rendement exergétiques d'une turbine à gaz	47
Figure III.4 : Graphe présente les performance d'une turbine à gaz	48
Figure VI.1 Variation des pertes exergétique du compresseur en fonction de la température ambiante T_1	51
Figure IV.2 Variation des pertes exergétique de la chambre de combustion en fonction de la température T_1	51
Figure IV.3 Variation des pertes exergétique de la turbine à gaz en fonction de la température T_1	52
Figure IV.4 Variation des pertes exergétique du cycle de la turbine à gaz en fonction de la température T_1	52
Figure IV.5 Variation de rendement exergétique du compresseur en fonction de la température T_1	53
Figure IV.6 Variation de rendement exergétique de la chambre de combustion en fonction de la température T_1	53
Figure IV.7 Variation de rendement exergétique de la turbine à gaz en fonction de la température T_1	54
Figure IV.8 Variation de rendement exergétique du cycle de la turbine à gaz en fonction de la température T_1	54
Figure IV.9 Variation des pertes exergétique du compresseur en fonction du rapport de pression τ	55
Figure IV.10 Variation des pertes exergétique de la chambre de combustion en fonction du rapport de pression τ	55
Figure IV.11 Variation de rendement exergétique de la turbine à gaz en fonction du rapport de pression τ	56
Figure IV.12 Variation des pertes exergétique du cycle de la turbine à gaz en fonction du rapport de pression τ	56
Figure IV.13 Variation de rendement exergétique du compresseur en fonction du rapport de pression τ	57
Figure IV.14 Variation de rendement exergétique de la chambre de combustion en fonction du rapport de pression τ	57
Figure IV.15 Variation de rendement exergétique de la turbine à gaz en fonction du rapport de pression τ	58

Figure IV.16 Variation de rendement éxergétique du cycle de la turbine à gaz en fonction du rapport de pression τ	58
Figure IV.17 Variation des pertes éxergétique du compresseur en fonction de la température à l'entrée de la turbine à gaz T_3	59
Figure IV.18 Variation des pertes éxergétique de la chambre de combustion en fonction de la température à l'entrée de la turbine à gaz T_3	59
Figure IV.19 Variation des pertes éxergétique de la turbine à gaz en fonction de la température à l'entrée de la turbine à gaz T_3	60
Figure IV.20 Variation des pertes éxergétique du cycle de la turbine à gaz en fonction de la température à l'entrée de la turbine à gaz T_3	60
Figure IV.21 Variation de rendement éxergétique du compresseur en fonction de la température à l'entrée de la turbine à gaz	61
Figure IV.22 Variation de rendement éxergétique de la chambre de combustion en fonction de la température à l'entrée de la turbine à gaz T_3	61
Figure IV.23 Variation de rendement éxergétique de la turbine à gaz en fonction de la température à l'entrée de la turbine à gaz T_3	62
Figure IV.24 Variation de rendement éxergétique du cycle de la turbine à gaz en fonction de la température à l'entrée de la turbine à gaz T_3	62

Nomenclature

C_p	Chaleur spécifique massique isobare	$[kJ/kg.K]$
C_v	Chaleur spécifique massique isochore	$[kJ/kg.K]$
$C_{p m}$	Capacité calorifique moyenne des gaz brûlés	$[kJ/kg.K]$
ΔS	La variation de l'entropie	$[kJ/kg.K]$
$\Delta \dot{E}x$	La variation de l'exergie	$[MW]$
$\dot{E}x$	Exergie	$[MW]$
f	Rapport de débit entre le débit de l'air et du gaz naturel	
h	Enthalpie massique	$[kJ/kg]$
i	Perte exergetique	$[MW]$
\dot{m}	Débit massique	$[kg/s]$
\dot{m}_{GN}	Débit du gaz naturel	$[kg/s]$
\dot{m}_{GB}	Débit des gaz brûlés	$[kg/s]$
\dot{m}_a	Débit massique de l'air	$[kg/s]$
P	Pression	$[bar]$
P_{ci}	Le pouvoir calorifique inférieur du gaz naturel	$[kJ/kg]$
Q_{CC}	Chaleur apporté au niveau de la chambre de combustion	$[kJ/kg]$
\dot{Q}_{cc}	Puissance thermique de la chambre de combustion	$[MW]$
r_{air}	Constante de l'air	
r_{GB}	Constant de gaz brûlée	
\dot{W}	Puissance	$[MW]$
W_{is}^c	Travail isentropique du compresseur	$[kJ/kg]$
\dot{W}_c	Puissance mécanique du compresseur	$[MW]$
W_{is}^{TG}	Le travail isentropique de la turbine à gaz	$[kJ/kg]$
W^{TG}	Le travail réel de la turbine à gaz	$[kJ/kg]$
\dot{W}^{TG}	La puissance de la turbine à gaz	$[MW]$
\dot{W}_u^{TG}	Puissance utile du cycle de turbine à gaz	$[MW]$
T	Température	$[K]$

INDICES

A : Air

Amb : Ambiante

Is : Isentropique

Ex : éxergétique

EXPOSANTS

C : Compresseur

CC : Chambre de combustion

GN : Gaz Naturel

GB : Gaz Brulés

TG : Turbine à gaz

SYMBOLES GRECQUES

τ : Rapport de pression

η : Rendement

γ : Coefficient adiabatique

INTRODUCTION GENERALE

La turbine à gaz est une machine motrice qui convertit 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 puissance élevés. Elle est partout présente dans les différents domaines suivants : la 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, telles que : l'augmentation des températures 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 produite.

Malgré que les turbines à gaz ont plusieurs avantages, elles possèdent également quelques inconvénients. L'un d'entre eux est lié à la sensibilité de cet équipement aux variations de température de l'air ambiant. En effet, un déséquilibre thermique (différence de température) entre le milieu ambiant et les composants de la turbine à gaz est introduit va créer de l'entropie et donc des irréversibilités, qui réduisent les performances énergétiques. Le deuxième principe de la thermodynamique est appliqué ce qui va permettre de bien quantifier la différence de température entre milieu et système. Dans ces conditions, le terme exergie est considéré. En effet, en prenant en compte la qualité de l'énergie, l'analyse exergétique permet d'une part de comparer des formes d'énergie de façon pertinente et d'en optimiser d'autre part les performances des procédés industriels.

Dans notre travail, on va étudier les performances énergétiques, exergétiques, d'une turbine à gaz (MS7001EA) au niveau du complexe GNL1K de Skikda sur différents facteurs de travail tels que la température à l'entrée du compresseur, la température à la sortie de la chambre de combustion ainsi que le rapport de pression du cycle de Brayton selon lequel fonctionne la turbine

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

Le premier chapitre, présente une synthèse bibliographique sur les turbines à gaz et explique leurs principes de fonctionnement, leurs classifications, et aussi mentionne quelques domaines d'application et leurs avantages et inconvénients.

Le deuxième chapitre est principalement dédié à la théorie du calcul énergétique et exergétique d'une turbine à gaz. Le bilan énergétique est principalement basé sur le premier principe de la thermodynamique, tandis que le bilan exergétique est une combinaison du premier et du second principe de la thermodynamique.

Dans le troisième chapitre qui concerne l'application de la théorie de l'analyse énergétique et exergétique à une turbine à gaz. En effet, nous allons estimer les pertes énergétique et exergétiques et leurs impacts sur les performances thermodynamiques de cette machine. Les rendements énergétiques et exergétiques des principaux organes de la turbine et du cycle thermodynamique selon lequel elle fonctionne seront évaluées et discutées.

Dans le quatrième et le dernier chapitre on effectue une étude paramétrique de quelques paramètres thermodynamiques sur les performances du cycle de la turbine à gaz considérée dans cette étude. Les paramètres en question : le température ambiante, le rapport de pression et la température à la sortie de la chambre de combustion

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

CHAPITRE I
GENERALITE SUR LES TURBINES A GAZ

I.1. Introduction

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

I.2. Généralité

I.2.1. Définition de la turbine à gaz

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

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

I.2.2. Historique de la turbine à gaz

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

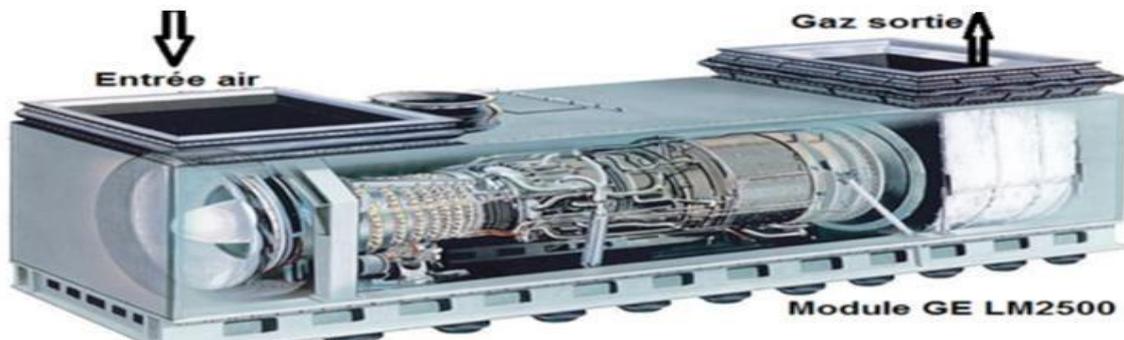


Figure I.1. Le premier brevet relatif d'une turbine à gaz.

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

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

Quelques dates :

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

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

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

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

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

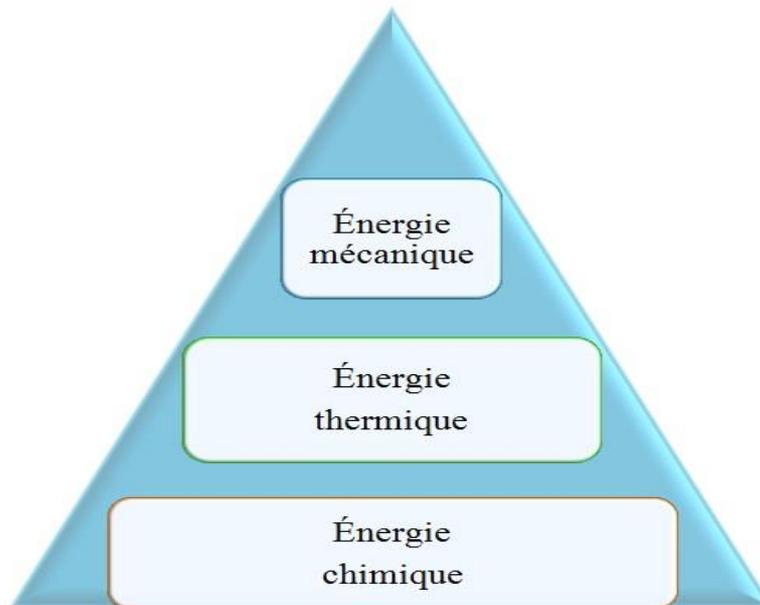


Figure I.2. Les étapes de la conversion de l'énergie.

I.3. Classification des turbines à gaz

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

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

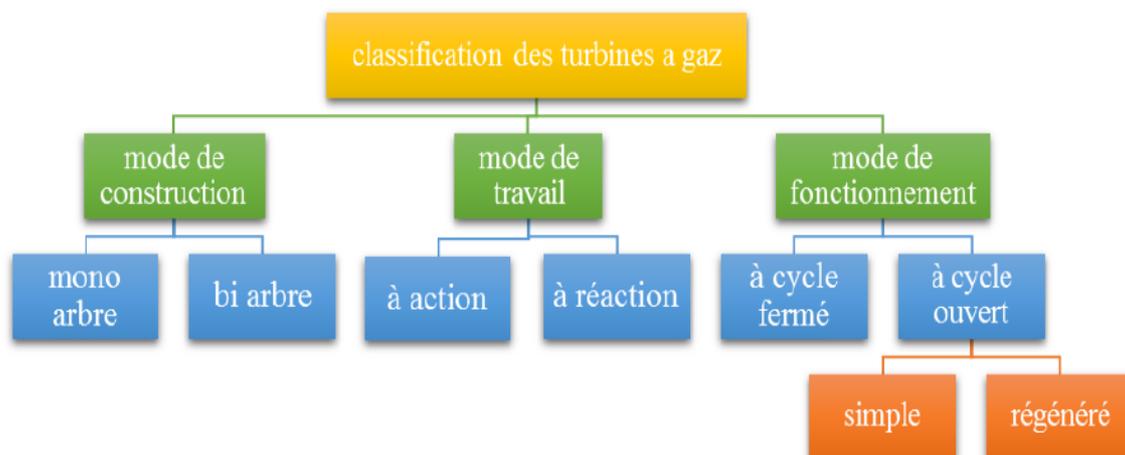


Figure I.3. Classification des turbines à gaz.

I.3.1. Selon le mode de construction

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

- **Turbine mono-arbre :**

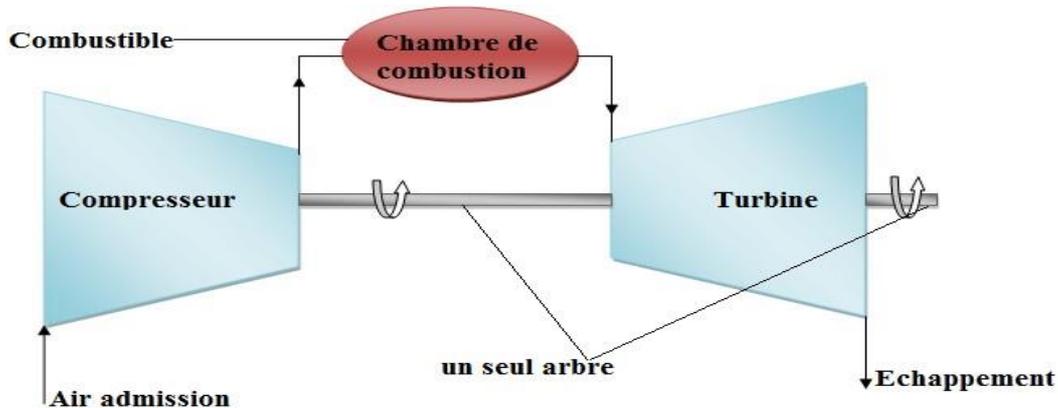


Figure I.4. Schéma d'une turbine à gaz mono-arbre.

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

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

- **Turbine bi-arbres :**

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

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

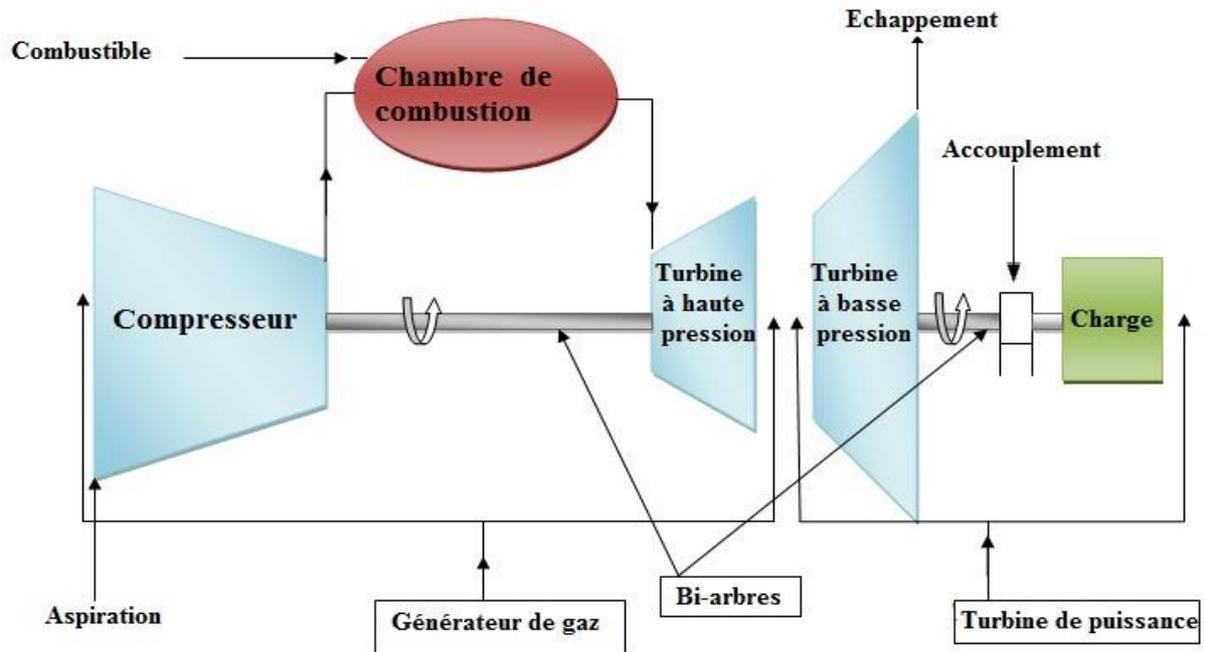


Figure I.5. Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre.

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

I.3.2. Selon le mode de fonctionnement thermodynamique

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

✓ Turbine à cycle simple (sans récupération) :

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

✓ Turbine à cycle régénératif (avec récupération) :

Ce type des cycles repose sur la récupération de la chaleur évacuée par les fumées (les gaz d'échappement) par un échangeur de chaleur. On peut utiliser cette quantité de chaleur

pour surchauffer l'air avant son entrée à la chambre de combustion comme présenté dans la Figure I.6.

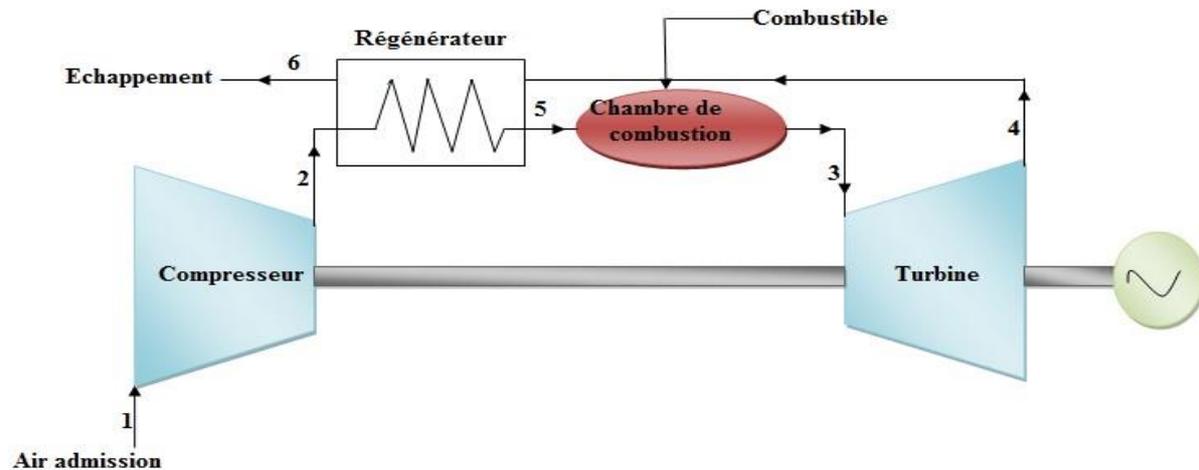


Figure I.6. Schéma d'une turbine à gaz avec régénération.

I.3.3. Selon le mode de travail

✓ Turbine à action :

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

✓ Turbine à réaction :

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

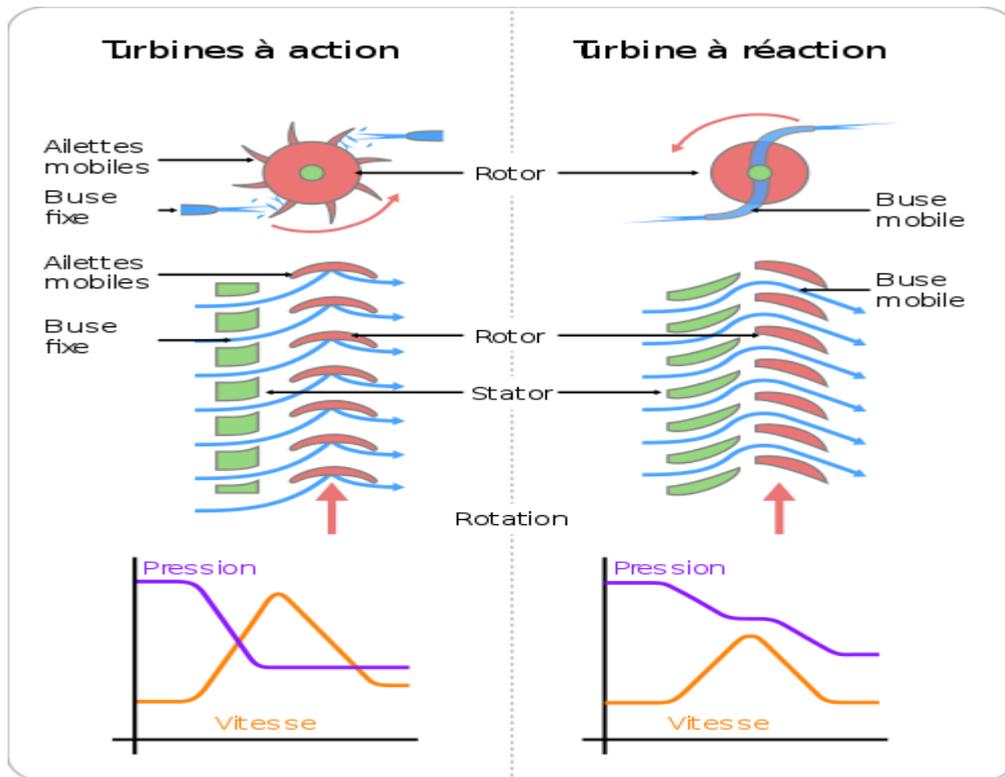


Figure I.7. Schéma d'une turbine à action et à réaction.

I.4. Eléments principaux de la turbine à gaz

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

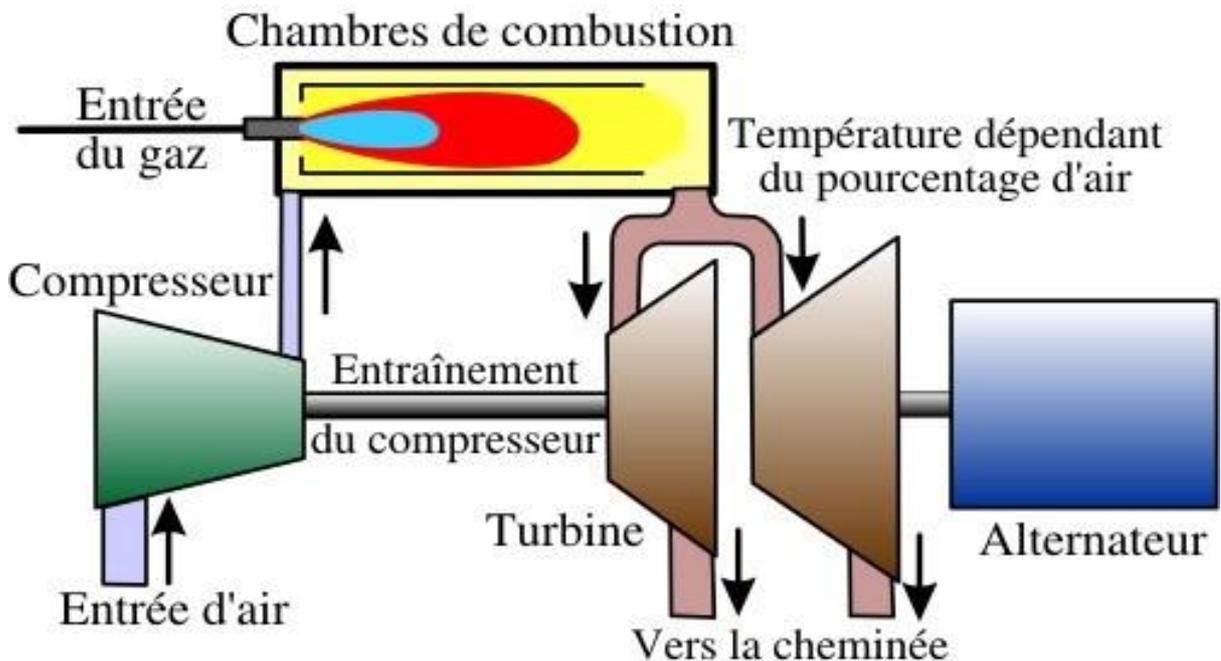


Figure I.8. Schéma représente les éléments principaux d'une turbine à gaz.

I.4.1. Section du compresseur

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

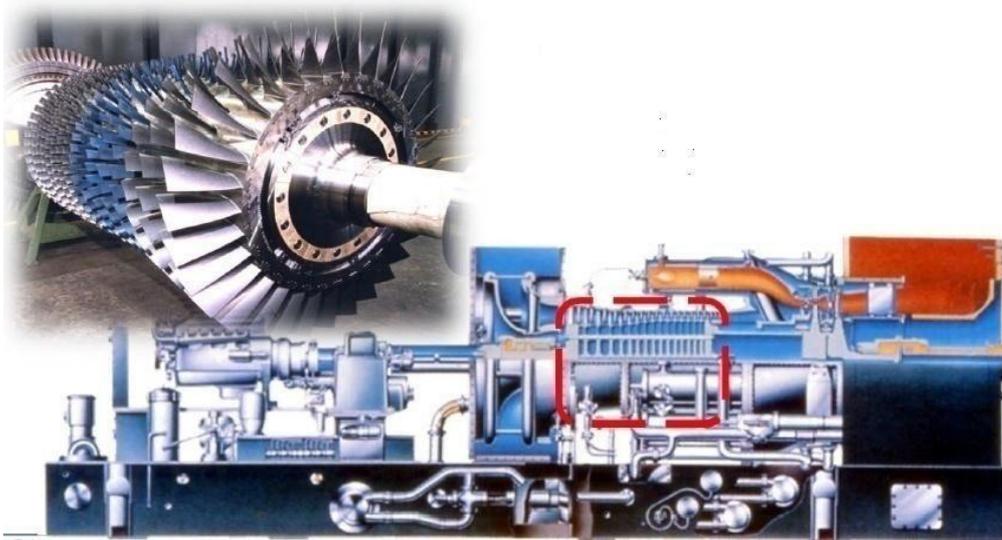


Figure I.9. Schéma représente la position de compresseur axial dans une turbine à gaz.

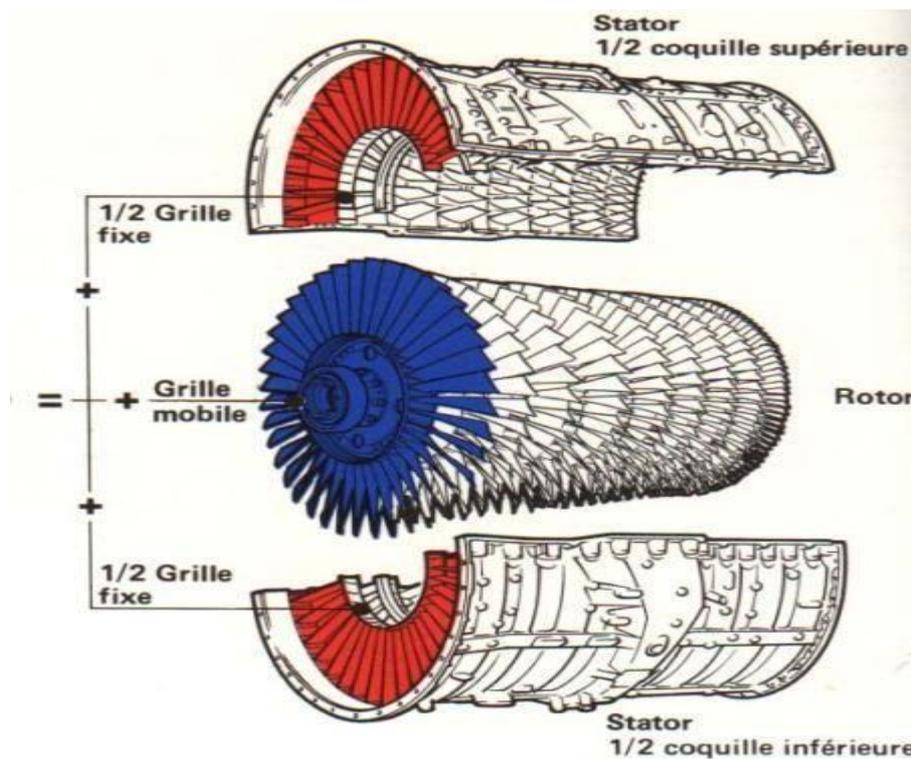


Figure I.10. Schéma représente le Rotor et le Stator d'un compresseur axial.

I.4.2. Section de combustion

La section de combustion se compose d'un système comprenant une ou plusieurs chambres de combustion annulaires disposées symétriquement le long d'une circonférence ; ces chambres de combustion reçoivent et brûlent du combustible au moyen d'un nombre égal des brûleurs (un pour chaque chambre de combustion).

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

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

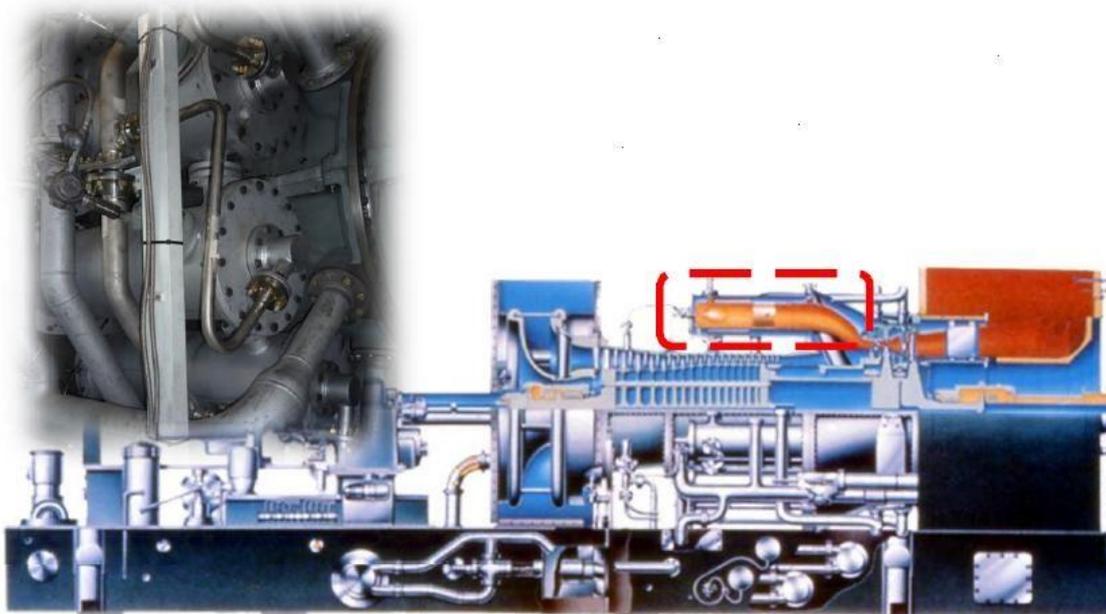


Figure I.11. Schéma représente la position chambre de combustion dans un turbine à gaz .

I.4.3. Section de la turbine

La section de la turbine généralement comprend un certain nombre d'étages ; chacun d'entre eux se compose d'un étage stator et d'un étage rotor (aubes), dans l'étage stator (directrice), les gaz à des températures et des pressions élevées fournies par la pièce de transition, sont accélérés et acheminés vers un étage d'aubes du rotor montées sur un disque connecté à l'arbre de puissance.

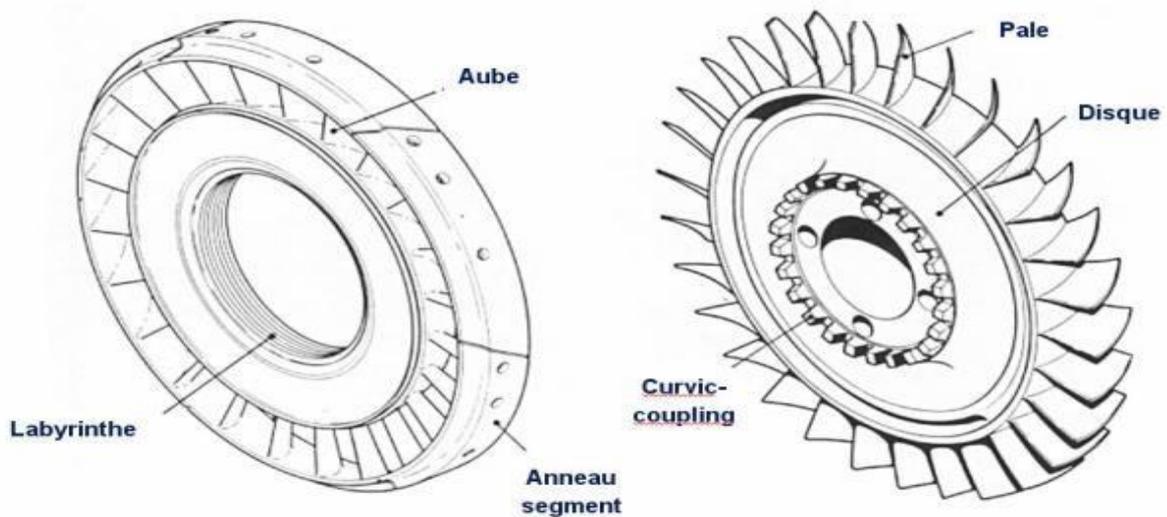


Figure I.12. Schéma représente la directrice et la roue de turbine.

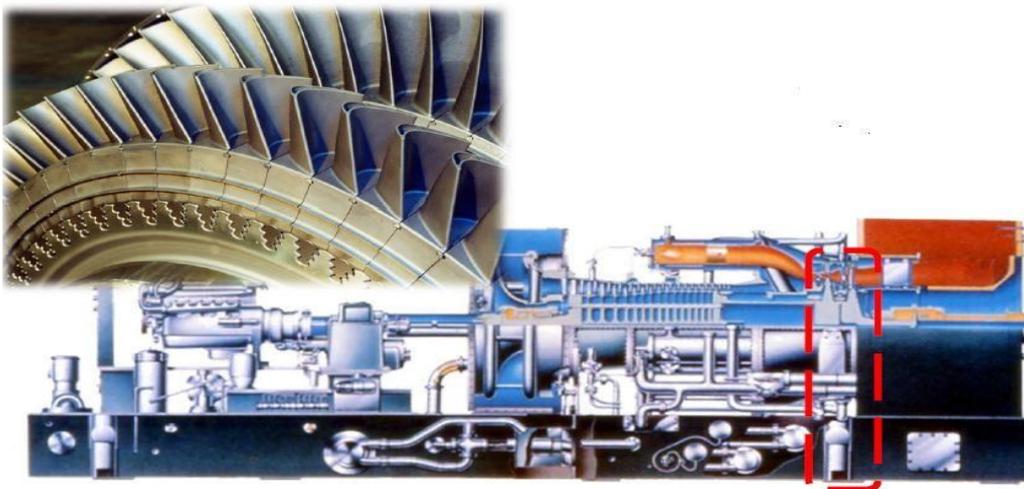


Figure I.13. Schéma représente la position de la turbine dans une turbine à gaz

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

Une turbine à gaz fonctionne en suivant les suivantes ces étapes :

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

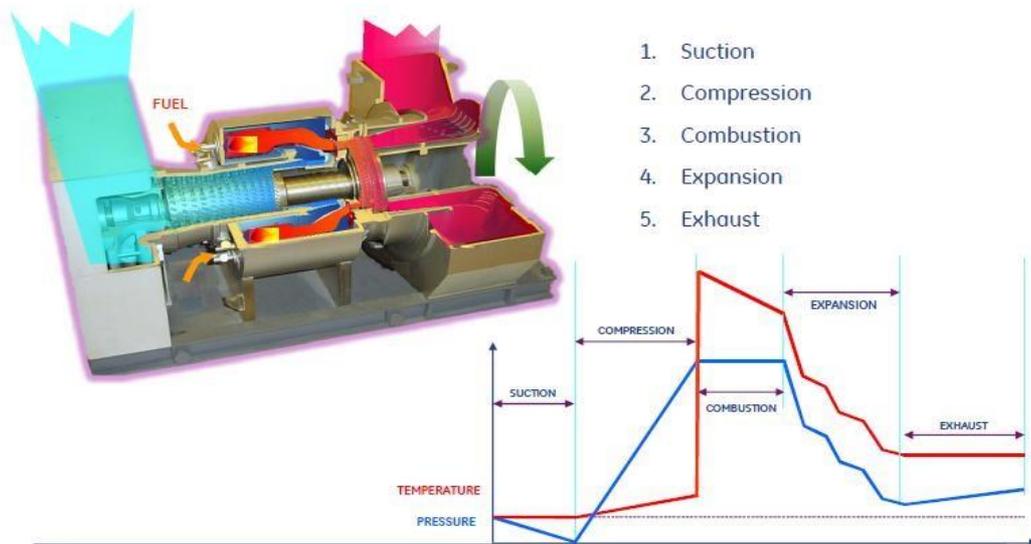


Figure I.14. La variation de la pression et de température dans les différentes sections de la TAG aux phases de fonctionnement.

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

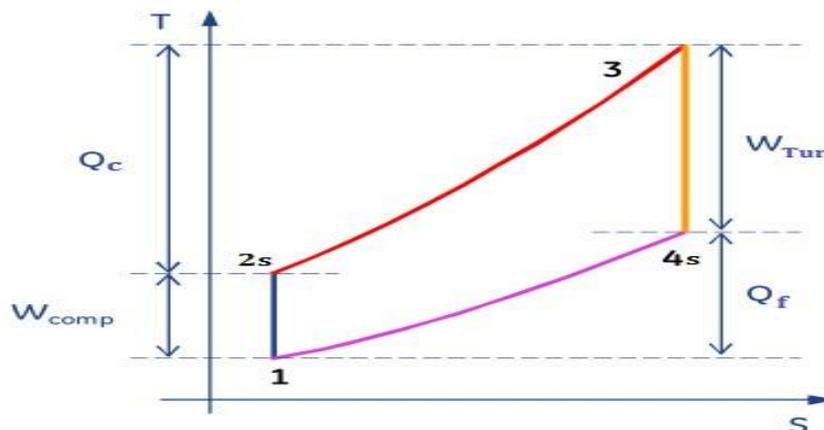


Figure I.15. Diagramme de fonctionnement d'une turbine à gaz.

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

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

L'air est comprimé à l'intérieur du compresseur et sort au point (2s) pendant une transformation adiabatique de (1) à (2s) ; à une température et pression élevées en raison de

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

Les gaz sortant de la chambre de combustion traversent la section de la turbine qui convertit l'énergie thermique et la pression, en énergie cinétique et, au moyen de la rotation de l'arbre, en travail utilisé pour la compression (interne, non utilisable) et travail utile externe, grâce à l'accouplement avec une machine conduite ; en aval de la section (4s), des gaz sont évacués dans l'atmosphère.

I.6. Applications des turbines à gaz

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

Les principales applications industrielles sont :

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

I.7. Domaines d'application des turbines à gaz

Les domaines d'application des turbines à gaz se divisent en deux catégories :

A. Domaines fixes (utilisation industrielle) :

- Entraînement des compresseurs.
- Entraînement des pompes.
- Entraînement des alternateurs

B. Domaines mobiles :

- Pour la traction automobile.
- Pour la traction ferroviaire.
- Pour l'application marine.
- Pour l'aviation (turboréacteur et turbo hélice).

I.8. Avantages et inconvénients des turbines à gaz

A. Avantages

- Une puissance élevée dans un espace restreint dans lequel un groupe diesel de même puissance ne pourrait pas être logé.
- A l'exception de démarrage et arrêt, la puissance est produite d'une façon continue.
- Longévité en marche stationnaire
- Aptitude à la récupération de chaleur (régénération)
- Démarrage facile même à grand froid.
- Diversité de combustible pour le fonctionnement.
- Possibilité de fonctionnement à faible charge.

B. Inconvénients

- Au-dessous d'environ 3000KW, prix d'installation supérieur de celui d'un groupe diesel.
- Temps de lancement beaucoup plus long que celui d'un groupe diesel ; à titre indicatif : 30 à 120 s pour une turbine, 8 à 20 s pour un groupe diesel.
- Rendement inférieur à celui d'un moteur diesel (cycle simple). À titre indicatif : 28 à 33 % pour une turbine de 3000 KW, 32 à 38 % pour un groupe diesel.

C. Limites techniques des turbines à gaz

En dépit de ces nombreux avantages la turbines à gaz présente de sévères limitation dues aux contraintes techniques de sa réalisation. Ces principales limites sont les suivantes :

- Taux de compression (et donc rendement) limité par le nombre d'étages de compression nécessaires.
- Baisse progressive de la puissance disponible lorsque la température de l'air extérieur augmente. On estime que la puissance diminue de 1% pour chaque degrés d'élévation ; ceci est dû à la diminution du débit massique de l'air ambiante quand sa température augmente.
- Température de combustion (et donc rendement) limité par la résistance mécanique des aubages fixes et mobiles de la turbine.
- Coût d'usinage élevé des aubages notamment de la turbine.
- Inaptitude aux arrêts et démarrages fréquents et peu progressifs.

I.9 Comparaison entre les turbines à gaz et moteurs alternatifs

Dans les moteurs alternatifs, les différentes phases de l'évolution du fluide (compression, combustion, détente et échappement) se font de façon discontinue dans un seul organe (le cylindre), alors que dans une turbine à gaz elles ont lieu de manière continue dans des organes distincts. Il en résulte plus de commodité dans la conception des turbines à gaz pour bien adapté chaque opération aux condition requises. Par contre, la section turbine est en permanence soumise à la température maximale du cycle alors, que, dans un cylindre de moteur alternatifs la paroi prend une température moyenne ; de ce fait, la température maximale admissible de fin

de combustion est très inférieure pour une turbine à gaz à celle des moteurs alternatifs (de l'ordre de 1600 K dans la turbine contre 2500 K dans les moteurs alternatifs, ce qui entraîne une pénalisation sur le rendement des cycles théoriques). Mais des autres pertes (frottements mécaniques et surtout pertes thermiques dues au refroidissement du moteur) affectent beaucoup plus les moteurs alternatifs et viennent ainsi rétablir un certain équilibre entre les différents types d'appareils.

En pratique, les rendements réels des turbines à gaz et des moteurs à allumage commandé (cycle Otto) sont très comparables ; par contre les rendements des cycles diesels restent de 20% à 30% supérieurs à ceux d'une turbine à gaz simple. Quant aux puissances spécifiques (puissances rapportées à une masse donnée de fluide actif), si celles des cycles diesels et Otto sont sensiblement égales, elles dépassent nettement celles des turbines à gaz qui, à puissance égale, ont un débit de fluide de 4 à 5 fois supérieur à celui du moteur alternatif. Concernant la combustion, les turbines à gaz acceptent, sans restriction, une très grande variété de combustibles liquides et gazeux, ce qui n'est pas le cas des moteurs alternatifs. Du point de vue de l'installation, les turbines à gaz possèdent des avantages sur les moteurs alternatifs. Leur fonctionnement continu et la possibilité des grandes vitesses d'écoulements d'air compensent largement le handicap d'une puissance spécifique moindre et conduisent finalement à un encombrement et à une masse beaucoup plus faible pour une même puissance installée.

Le mouvement rotatif des turbines à gaz assure un niveau général de vibrations très bas. De même, l'insonorisation des turbines à gaz s'avère moins difficile à réaliser du fait de l'absence des basses fréquences acoustiques. À noter enfin une bien moindre émission de polluants atmosphériques en faveur des turbines à gaz, en particulier, pour les oxydes d'azote NOx. En effet, les turbines répondent à toutes les réglementations actuellement en vigueur avec un taux de l'ordre de 75 ppm (en volume), à comparer aux valeurs des diesels, souvent supérieures à 500 ppm (en volume). En ce qui concerne leur exploitation, les turbines à gaz sont aussi très avantageuses :

Démarrages et montées en régime nécessitent de 1 à 3 min pour les machines aéronautiques et de 10 à 20 min pour les machines industrielles de puissances plus élevées, ce qui est très inférieur aux 2 à 4 h que réclament les installations diesels.

Enfin, la simplicité de conduite permet une réduction de frais de personnel pour les installations à turbines à gaz. Sous l'aspect de la maintenance, leur grande fiabilité et des dépenses d'entretien très réduites mettent les turbines à gaz en bonne place par rapport aux installations diesels. Par contre, si les temps d'utilisation entre révisions deviennent comparables à ceux des diesels, les coûts des révisions générales restent encore élevés.

I.10 Etude bibliographique sur les turbines à gaz

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

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

D'après les résultats, le système de refroidissement à absorption présentait la plus forte chute de température de l'air d'admission du compresseur (refroidissement), et augmentait les rendements énergétiques et exégétiques du cycle d'environ 2,5 et 3 %, respectivement. L'utilisation d'un refroidisseur à absorption, ou d'une station de perte de pression réduit davantage les émissions de CO₂ et de CO que la turbine à gaz simple, respectivement.

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

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

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

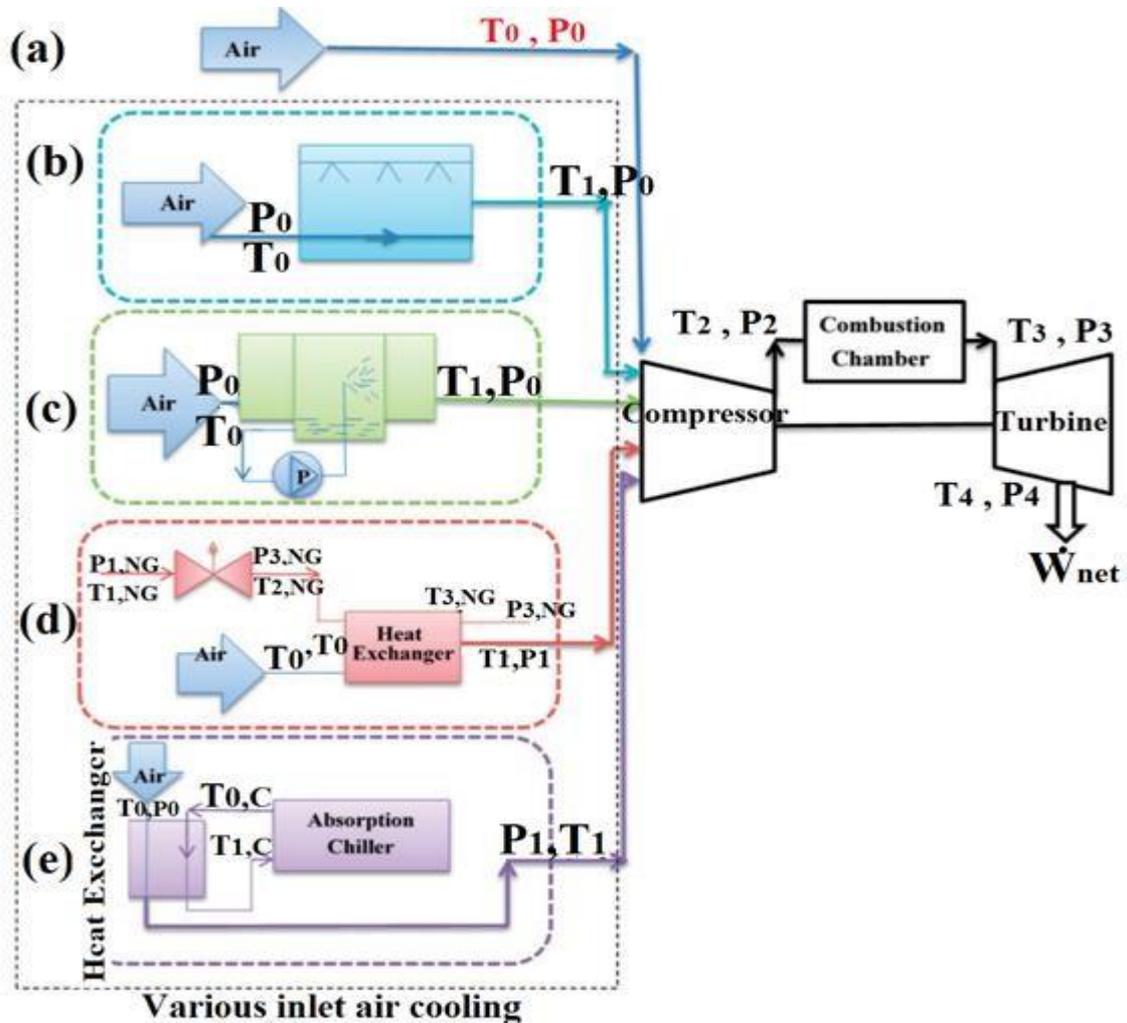


Figure. I.16 Différentes options de refroidissement de l'admission d'air dans la turbine à gaz étudiée.

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

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

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

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

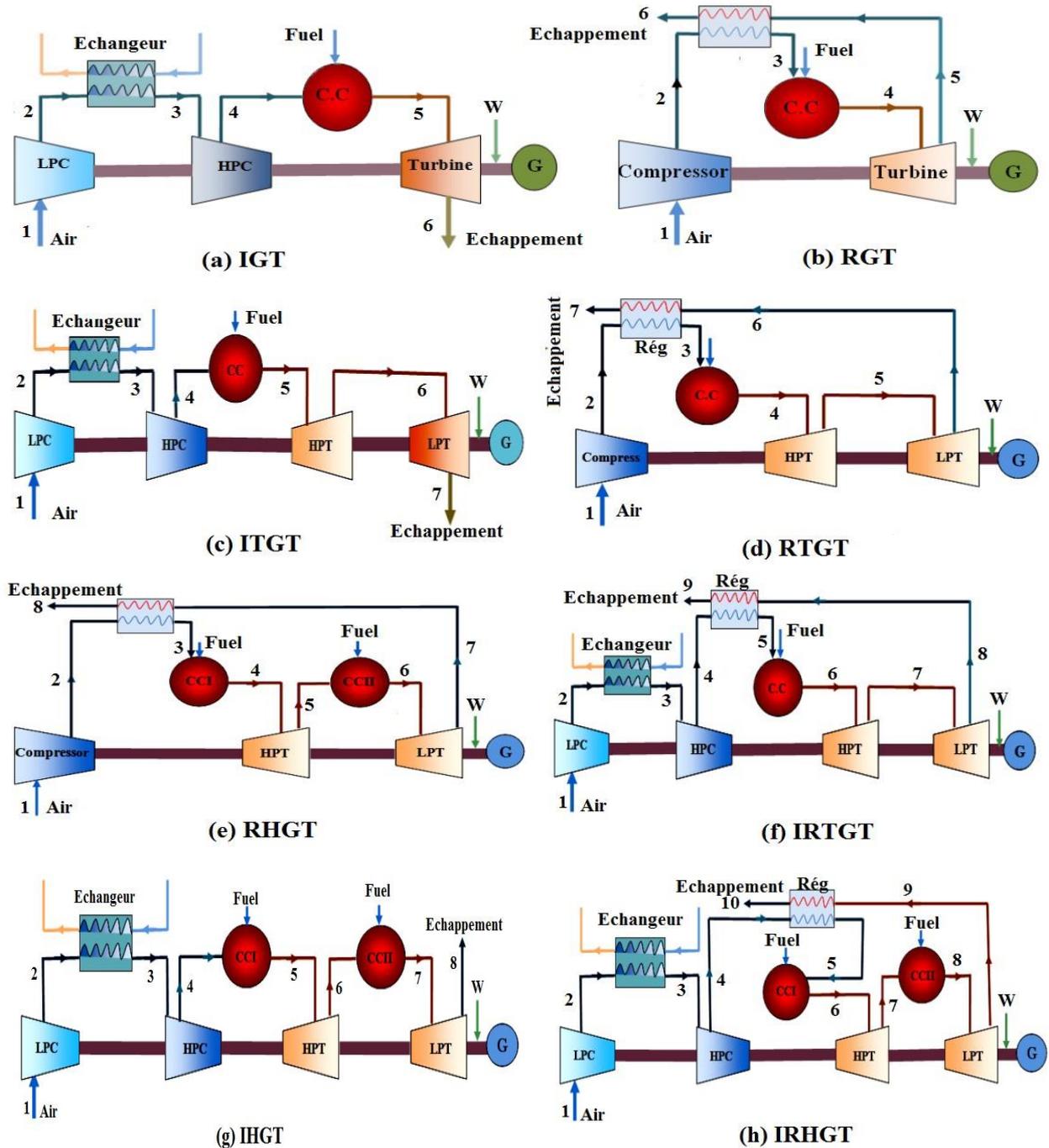


Figure I.17. Les configurations étudiées de la turbine à gaz.

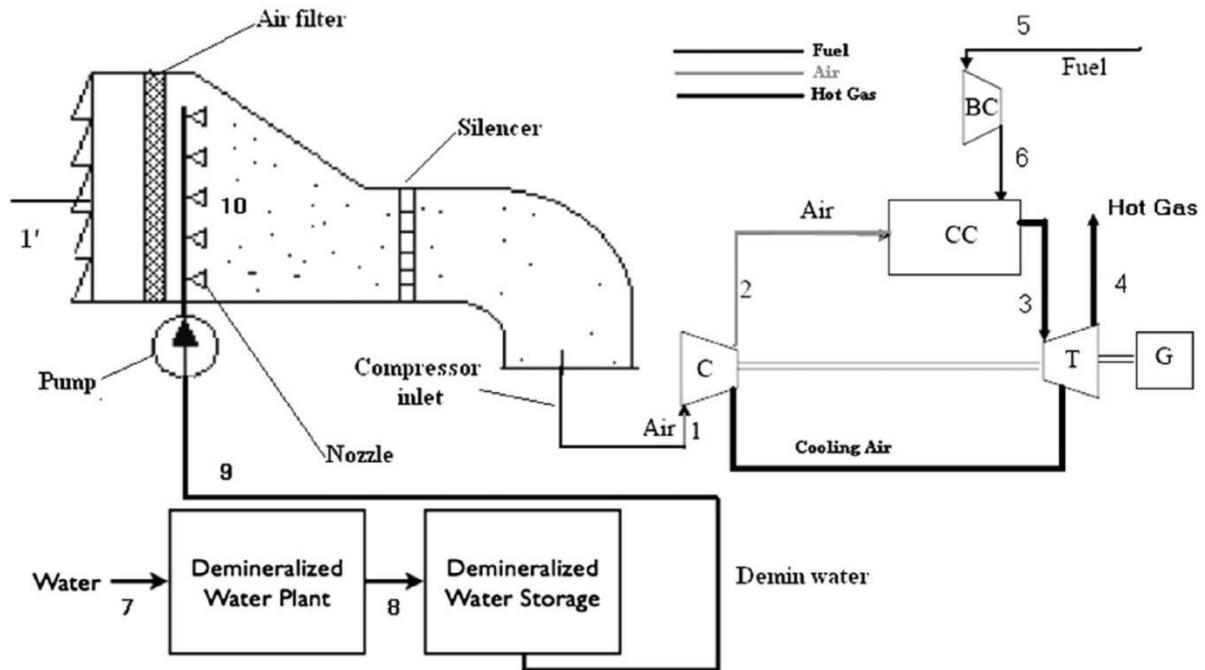


Figure I.18. Le système de nébulisation installé dans une turbine à gaz.

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

Les résultats ont montré qu'avec l'augmentation du rapport de compression et de la température d'entrée de la turbine à gaz, le taux d'émission de CO₂ diminue. De plus, les résultats ont montré que l'efficacité exégétique du cycle augmente avec l'augmentation de la température à l'entrée de la turbine à gaz et du rapport de compression.

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

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

I.11 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté quelques types des turbines à gaz, et leur différente utilisation 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. Il y a eu de nombreux chercheurs qui ont réalisé des études et effectué des recherches pour analyser et optimiser les turbines à gaz, à ces effets nous avons également présenté dans ce chapitre quelques-uns de ces travaux de recherche.

CHAPITRE II
BILAN ENERGETIQUE ET EXERGETIQUE DU
CYCLE

II.1. Introduction

L'objectif de ce chapitre est de présenter la théorie du calcul énergétique et exergetique d'une turbine à gaz à un seul arbre (mono-arbre), constituée principalement d'un compresseur, d'une chambre de combustion et d'une turbine de détente.

II.2. Cycle thermodynamique des turbines à gaz

II.2.1. Cycle de Brayton

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

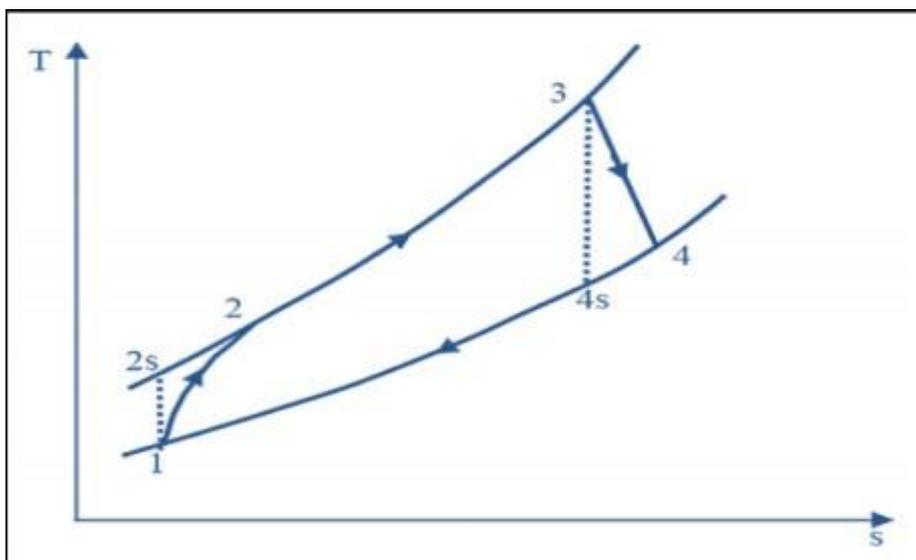


Figure II.1. Cycle thermodynamique de Brayton

a. Cycle de Brayton idéal (réversible)

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

Les transformations thermodynamiques de ce cycle sont :

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

b. Cycle de Brayton réel (irréversible)

Le cycle réel de Brayton diffère du cycle théorique dû à l'irréversibilité des transformations réelles. Suite d'existence des forces de frottement interne dans le compresseur et la turbine, qui se manifeste par un accroissement d'entropie, la compression et la détente ne sont pas isentropiques. D'autre part, la combustion et l'échappement des gaz brûlés eux-mêmes

sont accompagnés d'une légère chute de pression. Figure II.3, montre le diagramme (T-S) du cycle de Brayton.

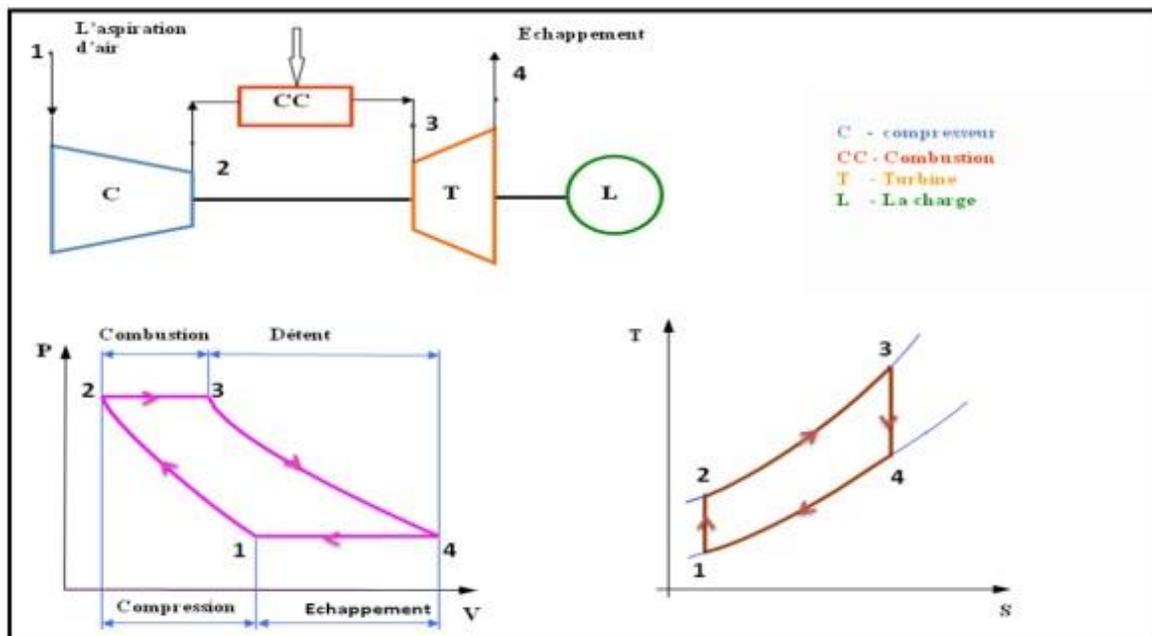


Figure II.2. Cycle idéal (réversible) de Baryton.

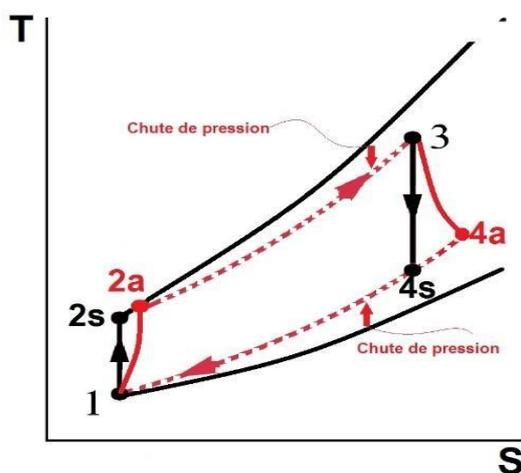


Figure II.3. Diagramme T-S du cycle réel de Brayton

II.3. Rappels thermodynamiques

II.3.1 Section de la compression

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

D'autre part, les propriétés d'air à la sortie du compresseur dépendent du taux de compression τ , du rendement isentropique de compresseur η_{is}^C et le débit d'air aspiré \dot{m}_a . On peut calculer ces propriétés (P_2, T_2, T_{2s}) en utilisant les formules suivantes :

$$\tau = \frac{P_2}{P_1} \Rightarrow P_2 = P_1 \cdot \tau \quad \text{II.1}$$

Avec τ le taux de compression

Pour la transformation isentropique :

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

Avec γ_{air} le coefficient poly tropique de l'air

$$\gamma_{air} = \frac{C_{p\ air}}{C_{v\ air}} \quad \text{II.3}$$

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

$$W_{is}^c = h_{2s} - h_1 = C_{p\ air} (T_{2s} - T_1) \quad \text{II.4}$$

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

$$\eta_{is}^c = \frac{T_{2is} - T_1}{T_2 - T_1} \Rightarrow T_2 = \frac{T_{2is} - T_1}{\eta_{is}} + T_1 \quad \text{II.5}$$

Donc, le travail massique réel fourni pour entrainer le compresseur W^c peut être calculé par la formule suivante:

$$W^c = h_2 - h_1 \quad \text{II.6}$$

Et on peut le calculer aussi par la relation suivante :

$$\eta_{is}^c = \frac{W_{is}^c}{W^c} \quad \text{II.7}$$

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

$$\dot{W}^c = \dot{m}_a \cdot W^c \quad \text{II.8}$$

II.3.2 Section de la combustion

Les propriétés de la combustion dépendent du pouvoir calorifique inférieur Pci , et du débit de combustible \dot{m}_{GN} ainsi que le rendement de la chambre de combustion. Pendant la transformation isobare de 2 à 3 nous injectons à l'air comprimé un débit de carburant pour obtenir la quantité de chaleur nécessaire dans la chambre de combustion pour entrainer la turbine.

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

$$Q_{CC} = h_3 - h_2 \quad \text{II.9}$$

$$Q_{cc} = f \cdot Pci \cdot \eta^{CC} \quad \text{II.10}$$

$$\text{Où} \quad f = \frac{\dot{m}_{GN}}{\dot{m}_a} \quad \text{II.11}$$

Donc, La puissance de la combustion est :

$$\dot{Q}_{cc} = \dot{m}_a \cdot (h_3 - h_2) \quad \text{II.12}$$

II.3.3 Section de la détente

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

$$T_{4is} = T_3 \cdot \tau^{\frac{1-\gamma_m}{\gamma_m}} \quad \text{II.13}$$

Le travail massique isentropique obtenu par la turbine W_{is}^{TG} est donné par l'équation suivante :

$$W_{is}^{TG} = h_3 - h_{4s} \quad \text{II.14}$$

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

$$T_4 = T_3 + (T_{4s} - T_3) \eta_t \quad \text{II.15}$$

Donc, le travail massique réel obtenu par la détente de la turbine W^{TG} peut être calculé par la formule suivante:

$$W^{TG} = h_3 - h_4 \quad \text{II.16}$$

Et on peut le calculer aussi par la relation suivante :

$$\frac{W^{TG}}{W_{is}^{TG}} = \eta_{is}^t \quad \text{II.17}$$

$$W^{TG} = W_{is}^{TG} \cdot \eta_{is}^t \quad \text{II.18}$$

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

$$\dot{W}^{TG} = \dot{m}_{GB} \cdot W^{TG} \quad \text{II.19}$$

II.3.4 rendement thermique du cycle

La puissance mécanique du cycle \dot{W}_u^{Cy} est telle que :

$$\dot{W}_u^{Cy} = |\dot{W}^{TG}| - |\dot{W}^c| \quad \text{II.20}$$

Le rendement thermique de cycle de Brayton η_{CTG} est donné par la relation suivante:

$$\eta_{cy} = \frac{\dot{W}_u^{Cy}}{\dot{Q}_{cc}} \quad \text{II.21}$$

II.4 Bilan éxergétique du cycle

II.4.1 Principe

L'analyse éxergétique est une méthode qui se base sur la seconde loi de la thermodynamique pour l'analyse et l'évaluation thermodynamique des systèmes. Son intérêt est qu'elle fournit une méthodologie de calcul très puissante pour quantifier la qualité thermodynamique d'un processus ou système quelconque.

L'analyse éxergétique est basée sur la comparaison du système à évaluer par rapport à un système idéalisé où les transformations d'énergie sont réversibles, sans production d'entropie. Pour quantifier la qualité thermodynamique d'une quantité d'énergie le concept d'exergie a été introduit. L'exergie représente le travail utile maximum que fournit un système thermodynamique lors de son interaction d'une manière réversible avec son milieu ambiant, depuis son état initial jusqu'à l'état final d'équilibre, état inerte, où il acquiert les propriétés du milieu ambiant. De ce fait, l'exergie d'un système en état inerte est nulle. Le milieu ambiant comporte comme un réservoir infini à température et pression constantes et de composition fixée, ce qui signifie que le système étudié est suffisamment petit devant ce milieu ambiant pour ne pas le perturber. Dans notre étude le milieu ambiant n'est que l'air ambiant pris à l'état de référence ; sa température, sa pression et sa composition chimique sont données. Pour l'analyse exégétique d'une turbine à gaz, il faut écrire le bilan éxergétique de chaque composant de la TAG. L'expression générale de l'exergie s'écrit comme suite :

$$\Delta Ex = \Delta h - T_0 \Delta S \quad \text{II.22}$$

II.4.2 Exergie du travail et exergie de la chaleur

On donne ici quelques clarifications sur le concept d'exergie. On considère une machine thermique qui fonctionne entre deux sources, chaude et froide. On peut calculer le travail réel que fournit cette machine. L'analyse éxergétique permet de mesurer la déviation entre le travail réel et le travail théorique maximum que pourrait délivrer cette machine selon des transformations réversibles. *Vis-à-vis* l'analyse éxergétique la valeur de ce travail théorique est égale à l'exergie de cette Machine quand la source froide est-elle même le milieu ambiant. Ainsi l'exergie de la machine thermique est le travail théorique qu'elle fournit selon le cycle idéal de Carnot. On sait que d'après le deuxième principe de la thermodynamique l'énergie sous forme mécanique est plus valorisable que l'énergie sous forme de chaleur. L'analyse éxergétique permet de quantifier cet écart, toujours en se basant sur le cycle de Carnot. En effet, un travail mécanique est 100% utile et exploitable tel qu'il est, son exergie égale sa valeur

$$\dot{Ex}_W = \dot{W} \quad \text{II.23}$$

Tandis, que l'exploitation, même idéale, de l'énergie sous forme de chaleur nécessite l'utilisation d'un moteur pour convertir une partie de cette chaleur en travail utile selon le cycle de Carnot. Ainsi, l'exergie d'une quantité de chaleur \dot{Q} issue d'une source à la température T est égale à la partie convertible en travail selon le cycle de Carnot :

$$\dot{E}x^Q = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \cdot \dot{Q} \quad \text{II.24}$$

Où T_0 est la température de l'air ambiant. D'après cette formule, l'exergie d'une quantité de chaleur contenue dans une matière augmente avec l'augmentation de la température de cette matière. L'explication est que la partie convertible en travail utile augmente avec l'augmentation de la température de la source chaude selon le principe de Carnot.

II.4.3 Le transfert d'exergie par l'écoulement d'une masse (m)

L'énergie, l'entropie et l'exergie d'un système sont proportionnelles à sa masse. Le flux auquel l'énergie, l'entropie et l'exergie est transmis dans un système est proportionnel au débit massique. Lorsqu'une masse m entre ou sort d'un système. L'exergie transmise est :

$$\dot{E}x_{masse} = \dot{m} \cdot Ex \quad \text{II.25}$$

II.4.4 L'exergie détruite

L'exergie détruite est proportionnelle à l'entropie produit et alors l'équation est donnée par :

$$\dot{E}x_{détruite} = T_0 S \geq 0 \quad \text{II.26}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} > 0 \text{ Evolution irréversible} \\ \dot{E}x_{détruite} < 0 \text{ Evolution impossible} \\ = 0 \text{ Evolution réversible} \end{array} \right.$$

II.4.5 Formes d'exergie

L'exergie est une propriété extensive qui dépend des paramètres extensifs (énergie interne, volume, entropie et nombre de moles des différents composants chimiques) et des paramètres intensifs (pression, température et potentiel chimique des différents composants). L'exergie se compose de deux formes, l'exergie physique, $\dot{E}x_{ph}$ et l'exergie chimique, $\dot{E}x_{ch}$:

$$\dot{E}x = \dot{E}x_{ch} + \dot{E}x_{ph} \quad \text{II.27}$$

a. Exergie physique

L'exergie physique d'un système est définie comme la quantité de travail maximum que l'on peut obtenir lorsque l'interaction du système avec le milieu ambiant implique seulement des processus thermique et mécanique réversibles. L'exergie physique est donnée par la formule suivante :

$$\dot{E}x_{ph} = \dot{m}_a [(h - h_0) - (h_0 - T_0 S_0)] \quad \text{II.28}$$

Où :

T_0 la température du milieu ambiant, et h et h_0 sont les enthalpies spécifiques, et S et S_0 sont les entropies absolues spécifiques, respectivement, à l'état initial et l'état de référence.

b. Exergie chimique

L'exergie chimique d'un système est égal à la quantité du travail théorique maximum que l'on peut obtenir quand le système est porté par réactions chimiques réversibles de son état initial jusqu'à l'état mort avec son milieu ambiant. L'exergie chimique par unité de masse est donnée par la relation suivante :

$$\dot{E}x_{ch} = \sum_{i=0}^n R_i \cdot T_0 \ln\left(\frac{y_0}{y_i}\right) \quad \text{II.29}$$

Avec y_i la fraction molaire des gaz d'échappements, et y_i^0 est la fraction molaire des gaz dans l'air ambiant.

II.4.6 Le bilan d'exergie dans les systèmes ouverts

En plus du transfert d'exergie par la chaleur et le travail, le bilan d'exergie dans un système ouvert (un volume de contrôle) prend en compte le transfert d'exergie par l'écoulement qui traverse ses frontières.

$$\left(\begin{array}{c} \text{variation} \\ \text{de l'exergie} \\ \text{totale du système} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{exergie} \\ \text{totale} \\ \text{entrante} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{exergie} \\ \text{totale} \\ \text{sortante} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{exergie} \\ \text{totale} \\ \text{détruite} \end{array} \right)$$

On a négligé l'exergie cinétique et l'exergie potentielle

$$(\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1) = \dot{E}x_{chaleur} - \dot{E}x_{travail} + \dot{E}x_{masse} - \dot{E} - \dot{E}x_{masse} - S - \dot{E}x_{détruite}$$

Les indices 1 et 2 représentent respectivement les conditions à l'entrée et à la sortie du volume de contrôle :

$$\Delta \dot{E}x = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q - W + P \cdot (V_2 - V_1) + \sum ex_i dm_i - \dot{I}_{cc} \quad \text{II.30}$$

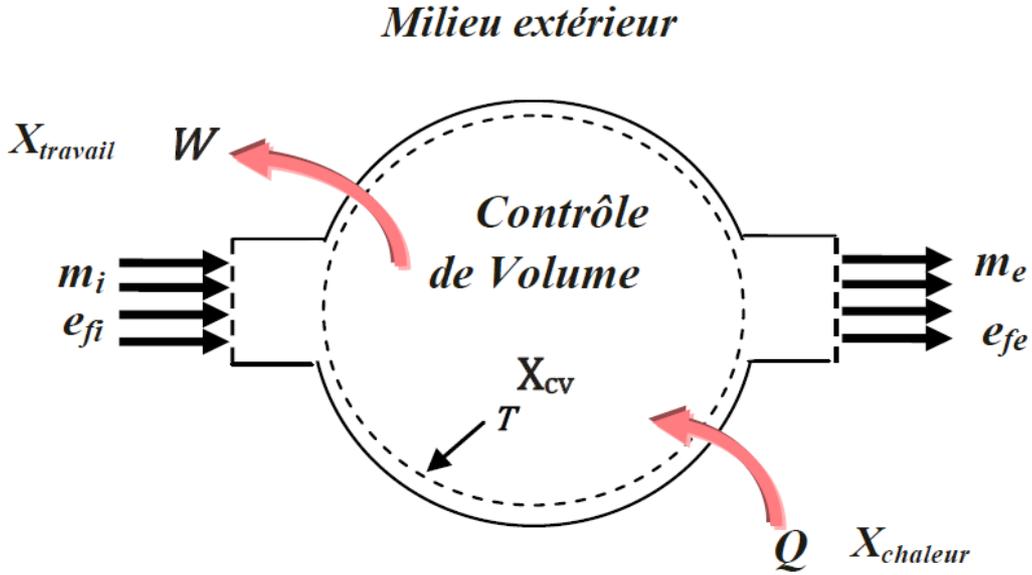


Figure II.4. Bilan d'exergie d'un système ouvert.

II.4.7 Le bilan d'exergie en régime permanent

Les machines et les dispositifs comme les turbines, les compresseurs, les pompes ... fonctionnent, la plupart du temps, avec un écoulement en régime établi.

Par conséquent, la variation temporelle de la masse, du volume, de l'énergie, de l'entropie et de l'exergie au sein du volume de contrôle qui les représente est nulle.

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \frac{dV_{vc}}{dt} = \frac{dE_{vc}}{dt} = \frac{dA_{vc}}{dt} = \frac{dX_{vc}}{dt} \tag{II.31}$$

Dans une telle situation, l'exergie qui entre dans le volume de contrôle sous forme de chaleur, de travail et d'écoulement est égale à l'exergie qui en ressort plus l'exergie qui est détruite (voir figure II.1). L'équation du bilan d'exergie se réduit, pour les écoulements en régime permanent

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \dot{Q} - \dot{W} + \sum ex_i dm_i - \dot{I} = 0 \tag{II.32}$$

Si on divise l'équation II.13 par le débit \dot{m}_a Le bilan d'exergie par unité de masse devient :

$$0 = \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) Q - W + \Delta Ex - I \tag{II.33}$$

Où :

$$\frac{\dot{W}}{\dot{m}} = W_{et} \quad \frac{\dot{Q}}{\dot{m}} = Q$$

Dans le cas où l'écoulement en régime permanent traverse un système adiabatique sans que le travail ne soit fait, le bilan d'exergie devient simplement

$$\dot{m} \cdot \Delta \dot{E}x = I \quad \text{II.34}$$

II.4.8 Rendement exergetique

Le rendement exergetique est un critère de perfection d'un processus thermodynamique et peut être défini comme le rapport entre l'exergie produite d'un procédé et l'exergie requise du carburant

$$\eta_{Ex} = \frac{\text{exergie produite}}{\text{exergie source}} \quad \text{II.35}$$

Le terme « produite » représente la sortie désirée d'un processus et le terme « source » se réfère à la ressource qui est utilisée pour générer cette sortie. Le rendement exergetique montre le pourcentage de l'exergie de carburant qui est convertie en produit d'exergie.

L'exergie produite est l'exergie que l'appareil doit fournir. Le type de l'exergie à fournir est selon la fonction de l'appareil. et l'exergie source est l'exergie que l'appareil doit consommer pour assurer sa fonction. Dans ce qui suit, les définitions des rendements exergetiques de quelques appareils sont données.

a. Compresseur

Dans un compresseur l'exergie physique d'un milieu compressible est augmentée au moyen de la puissance fournie par la turbine.

Le rendement exergetique du compresseur est donné par la formule suivante :

$$\dot{I}_c = \dot{W}^c + \Delta \dot{E}x_c = \dot{m}_a T_{am} (S_1 - S_2) \quad \text{II.36}$$

$$\eta_{Ex}^c = \frac{\Delta \dot{E}x_c}{\dot{W}^c} = 1 + \frac{\dot{I}_c}{-\dot{W}^c} \quad \text{II.37}$$

b. Chambre de combustion

Dans une chambre de combustion du carburant est brûlé en utilisant un oxydant et de la fumée est déchargée. La fonction de la chambre de combustion est de convertir l'exergie chimique du carburant en exergie physique transportée par la fumée.

Le rendement exergetique de la chambre de combustion se définit comme suit :

$$0 = \left(1 - \frac{T_{am}}{T_m}\right) \dot{Q}_{cc} + \Delta \dot{E}x_{cc} - \dot{I}_{cc} \quad \text{II.38}$$

$$\dot{i}_{cc} = -\dot{m}_{GB} T_{am} \cdot \Delta S_{cc} - \frac{T_{am}}{T_m} \dot{Q}_{cc} \quad \text{II.39}$$

$$\eta_{Ex}^{cc} = \frac{\Delta \dot{E}x_{cc}}{\left(1 - \frac{T_{am}}{T_m}\right) \dot{Q}_{cc}} \quad \text{II.40}$$

c. Turbine

La fonction de la turbine est que par le processus d'expansion, une partie de l'exergie physique du fluide est convertie en travail mécanique par l'intermédiaire d'un arbre. Puisque l'exergie chimique du fluide ne change pas, le changement de l'exergie physique est identique au changement de l'exergie totale du fluide. Le rendement exergetique de la turbine est alors :

$$0 = \Delta \dot{E}x_{TG} + \dot{W}^{TG} - \dot{i}_{TG} \quad \text{II.41}$$

$$\dot{i}_{TG} = \Delta \dot{E}x_{TG} + \dot{W}^{TG} \quad \text{II.42}$$

$$\eta_{Ex}^{TG} = \frac{\dot{W}^{TG}}{\Delta \dot{E}x_{TG}} = 1 - \frac{\dot{i}_{TG}}{\Delta \dot{E}x_{TG}} \quad \text{II.43}$$

d. Rendement de cycle

Le rendement exergetique est un paramètre clé dans l'évaluation d'un système donné. La définition générale du rendement exergetique d'un appareil donné est selon sa fonction. Sa forme générale est comme suit :

$$\eta_{Ex}^{Cy} = \frac{\dot{W}_u^{Cy}}{\left(1 - \frac{T_{am}}{T_m}\right) \dot{Q}_{cc}} \quad \text{II.44}$$

Les pertes exergetique du Cycle TAG est donné par :

$$\dot{i}_{Cy} = \dot{i}_c + \dot{i}_{cc} + \dot{i}_{TG} \quad \text{II.45}$$

CHAPITRE III
RESULTATS ET INTERPRETATIONS

Les hypothèses :

La température à l'entrée de compresseur est considérée égale à la température ambiante $T_{amb} = 298 K$ et la pression à l'entrée de compresseur, c'est la pression atmosphérique dans la zone d'installation de la turbine $P_1 = 1,013 bar$. On négliger les pertes des pressions.

Les données nécessaires pour le calcul

La température ambiante	$T_{amb} = 298 K$
La Pression à l'entrée de compresseur	$P_1 = 1,013 bar$
La température à l'entrée de compresseur	$T_1 = 298 K$
Le Taux de compression	$\tau = 12,5$
La température à la sortie de la C-C	$T_3 = 1353 K$
Rendement isentropique du compresseur axial	$\eta_{is}^C = 0,89$
Rendement isentropique de la turbine	$\eta_{is}^T = 0,89$
Rendement de la chambre de combustion	$\eta^{CC} = 0,98$
Débit massique de l'air	$\dot{m}_a = 121 Kg/s$
Chaleur Spécifique massique isobare de l'air	$C_{p\ air} = 1,061 (kJ/Kg.K)$
Constant de gaz brulée	$r_{GB} = 0,2855 (kJ/Kg.K)$
Constant de l'air	$r_{air} = 0,287 (kJ/Kg.K)$
Chaleur Spécifique moyenne des gaz brulés	$C_{p\ m} = 1,275 (KJ/Kg.K)$
Coefficient adiabatique de l'air	$\gamma_{air} = 1,4$
Pouvoir Calorifique Inférieur gaz naturel	$Pci = 46944 (kJ/Kg)$

III.1 Calcul des paramètres en chaque point du cycle à gaz

III.1.1 Compresseur

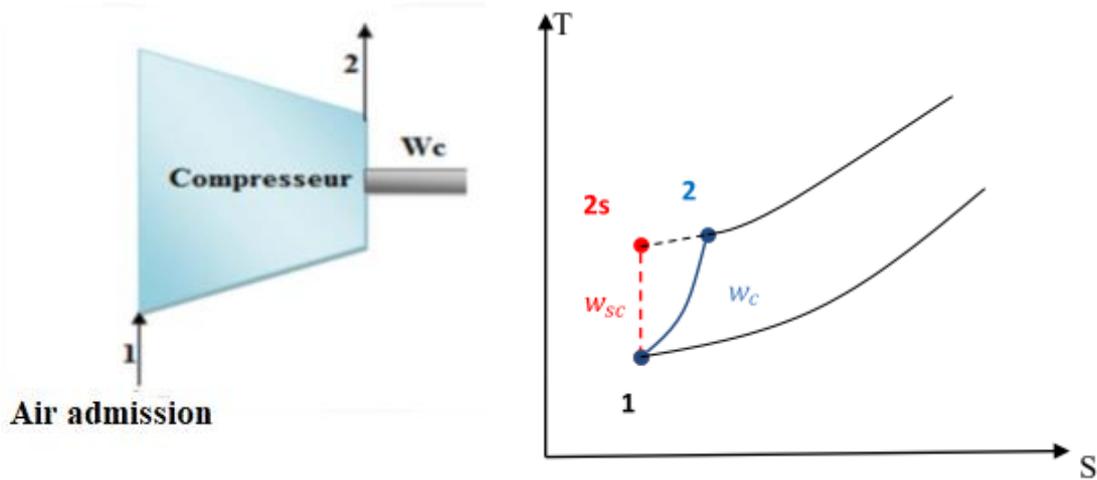


Figure III.1 Compression adiabatique de l'air dans le compresseur

- La pression P_2 à la sortie du compresseur est donnée par la relation suivante :

$$\tau = \frac{P_2}{P_1} \Rightarrow P_2 = P_1 \cdot \tau \quad \text{III.1}$$

$$P_2 = 1,013 \cdot 12,5 = 12,66 \text{ bar}$$

- La température T_{2s} à la fin de la compression isentropique est donnée par la relation suivante :

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

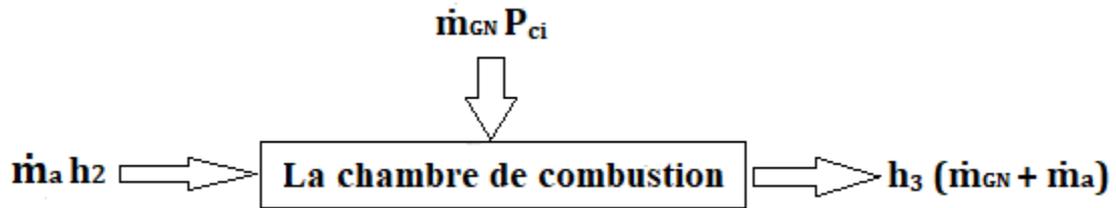
$$T_{2s} = 298 \cdot (12,5)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 613,22 \text{ K}$$

$$\eta_{is}^c = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \Rightarrow T_2 = \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_{is}^c} + T_1 \quad \text{III.3}$$

$$T_2 = \frac{613,22 - 298}{0,89} + 298 = 652,18 \text{ K}$$

III.1.2 Chambre de combustion

Bilan énergétique de la Chambre de combustion :



Permet de calculer le débit du gaz naturel et débit des gaz brûlés

D'après le bilan énergétique on peut écrire :

$$\dot{m}_a h_2 + \dot{m}_{GN} \cdot P_{ci} \cdot \eta_{cc} = (\dot{m}_a + \dot{m}_{GN}) \cdot h_3 \quad \text{III.4}$$

On divise sur \dot{m}_a ce qui donne :

$$f = \frac{T_3 \cdot C_{pm} - T_2 \cdot C_{pair}}{\eta^{CC} \cdot P_{ci} - T_3 \cdot C_{pm}} \quad \text{III.5}$$

$$f = \frac{1353 \cdot 1,275 - 652,18 \cdot 1,061}{0,98 \cdot 46944 - 1353 \cdot 1,275}$$

$$f = 0,023$$

Calcul des débits massiques

- Débit du gaz naturel :

$$f = \frac{\dot{m}_{GN}}{\dot{m}_a} \rightarrow \dot{m}_{GN} = f \cdot \dot{m}_a \quad \text{III.6}$$

$$\dot{m}_{GN} = 0,023 \cdot 121$$

$$\dot{m}_{GN} = 2,90 \text{ Kg/s}$$

- Débit des gaz brûlés :

$$\dot{m}_{GB} = \dot{m}_{GN} + \dot{m}_a \quad \text{III.7}$$

$$\dot{m}_{GB} = 123,82 \text{ Kg/s}$$

III.1.3 Turbine à gaz

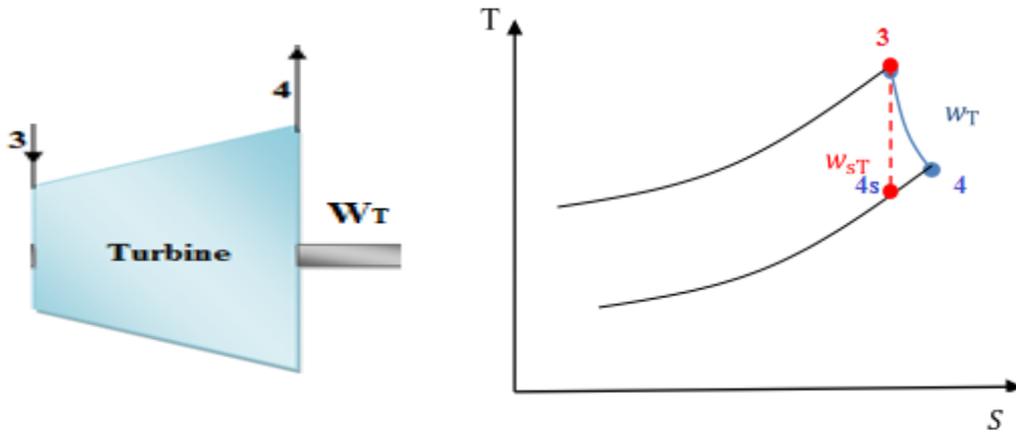


Figure III.2 Représentation de la détente dans une turbine

- Le coefficient adiabatique moyen γ_m :

$$\gamma_m = \frac{C_{pm}}{C_{pm} - r_{GB}} \tag{III.8}$$

$$\gamma_m = \frac{1,275}{1,275 - 0,2855} = 1,28$$

- La température isentropique T_{4s} à la sortie de la turbine :

$$T_{4s} = T_3 \cdot \tau^{\frac{1-\gamma_m}{\gamma_m}} \tag{III.9}$$

$$T_{4s} = 1353 \cdot 12,5^{\frac{1-1,28}{1,28}} = 778,66 \text{ K}$$

- La Température réelle T_4 à la sortie de la turbine :

$$T_4 = T_3 + (T_{4s} - T_3) \cdot \eta_t \tag{III.10}$$

$$T_4 = 1353 + (772,11 - 1353) \cdot 0,89 = 841,83 \text{ K}$$

Tableau III.1 Paramètre thermodynamique du cycle de turbine à gaz

Point	T(K)	P (bar)
1	298	1,013
2s	613,22	12.66
2	652,18	12.66
3	1353	12.66
4s	778,66	1,013
4	841,83	1,013

III.2 Bilan énergétique

III.2.1 Compresseur

- le travail isentropique du compresseur W_{is}^c :

D'après le bilan énergétique du compresseur

$$W_{is}^c = C_{\text{pair}} \cdot (T_{2s} - T_1) \quad \text{III.11}$$

$$W_{is}^c = 1,061 \cdot (613,22 - 298) = 334,48 \text{ kJ/kg}$$

- le travail réel du compresseur W^c :

$$\eta_{is}^c = \frac{W_{is}^c}{W^c} \Rightarrow W^c = \frac{W_{is}^c}{\eta_{is}^c} \quad \text{III.12}$$

$$W^c = \frac{334,45}{0,89} = 375,785 \text{ kJ/kg}$$

- Puissance mécanique du compresseur \dot{W}^c :

$$\dot{W}^c = \dot{m}_a \cdot W^c \quad \text{III.13}$$

$$\dot{W}^c = \frac{375,78 \cdot 121}{1000} = 45,47 \text{ MW}$$

III.2.2 Chambre de combustion

- Chaleur apporté au niveau de la chambre de combustion Q_{cc} :

$$Q_{cc} = f \cdot Pci \cdot \eta^{cc} \quad \text{III.14}$$

$$Q_{cc} = 0,023 \cdot 46944 \cdot 0,98 = 1104,12 \text{ kJ/kg air}$$

- Puissance thermique de la chambre de combustion \dot{Q}_{cc} :

$$\dot{Q}_{cc} = \dot{m}_a \cdot Q_{cc} \quad \text{III.15}$$

$$\dot{Q}_{cc} = \frac{1104,12 \cdot 121}{1000} = 129,877 \text{ MW}$$

III.2.3 Turbine à gaz

- Le travail isentropique de la turbine à gaz W_{is}^{TG} :

$$W_{is}^{TG} = C_{\text{pm}} \cdot (T_{4s} - T_3) \quad \text{III.16}$$

$$W_{is}^{TG} = 1,275 \cdot (778,66 - 1353) = -740,63 \text{ kJ/kg}$$

- Le travail réel de la turbine à gaz W^{TG} :

$$W^{TG} = W_{is}^{TG} \cdot \eta_{is}^t \quad \text{III.17}$$

$$W^{TG} = -740,63 \cdot 0,89 = -659,16 \text{ kJ/kg}$$

- La puissance de la turbine à gaz (TG) :

$$\dot{W}^{TG} = \dot{m}_{GB} \cdot W^{TG} \quad \text{III.18}$$

$$\dot{W}^{TG} = \frac{123,82 \cdot (-659,16)}{1000} = -80,70 \text{ MW}$$

- Puissance utile du cycle de turbine à gaz \dot{W}_u^{Cy} :

$$\dot{W}_u^{Cy} = |\dot{W}^{TG}| - |\dot{W}^c| \quad \text{III.19}$$

$$\dot{W}_u^{Cy} = 35,229 \text{ MW}$$

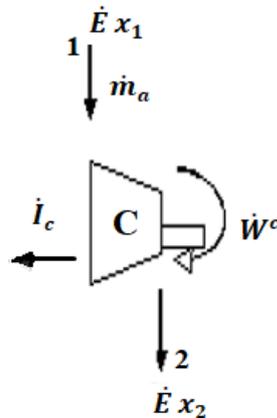
- Rendement thermodynamique du cycle de turbine à gaz :

$$\eta_{cy} = \frac{\dot{W}_u^{Cy}}{\dot{Q}_{cc}} \quad \text{III.20}$$

$$\eta_{cy} = \frac{35,229}{129,877} = 27,125 \%$$

III.3 Bilan éxergétique

III.3.1 Compresseur



- Bilan éxergétique du compresseur

D'abord calculons la variation de l'entropie de l'air supposé gaz parfait

$$\Delta S_c = (S_1 - S_2) = C_{p\text{air}} \cdot \ln \left(\frac{T_1}{T_2} \right) - r_{\text{air}} \cdot \ln \left(\frac{P_1}{P_2} \right) \quad \text{III.21}$$

$$\Delta S_c = 1,061 \cdot \ln \left(\frac{298}{652,18} \right) - 0,287 \cdot \ln \left(\frac{1,013}{12,66} \right) = -0,106 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

D'après le bilan éxergétique on peut écrire :

$$\dot{W}^c + \Delta \dot{E}x_c - \dot{I}_c = 0 \quad \text{III.22}$$

$$\Delta \dot{E}x_C = \dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 = \dot{m}_a \cdot (C_{p\ air} \cdot (T_1 - T_2) - T_{amb} \cdot (S_1 - S_2)) \quad \text{III.23}$$

$$\Delta \dot{E}x_C = \frac{121 \cdot (1,061 \cdot (298 - 652,18) - 298 \cdot (-0,11))}{1000} = -41,66 \text{ MW}$$

L'exergie de l'air est augmenté lorsqu'il traverse le Compresseur.

- Pertes exergetique du compresseur

L'exergie détruite dans le compresseur est donné par la relation suivante :

$$\dot{I}_c = \dot{W}^c + \Delta \dot{E}x_C \quad \text{III.24}$$

$$\dot{I}_c = -\dot{m}_a \cdot T_{amb} \cdot (S_1 - S_2) \quad \text{III.25}$$

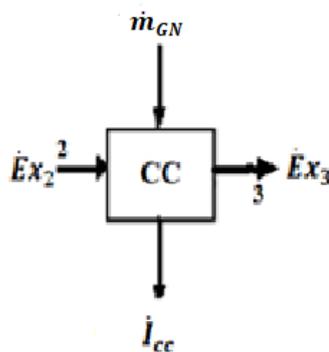
$$\dot{I}_c = \frac{-121 \cdot 298 \cdot (-0,106)}{1000} = 3,81 \text{ MW}$$

- Rendement exergetique du compresseur :

$$\eta_{Ex}^c = \frac{|\Delta \dot{E}x_C|}{\dot{W}^c} \quad \text{III.26}$$

$$\eta_{Ex}^c = \frac{41,66}{45,47} = 91,61\%$$

III.3.2 Chambre de combustion



- Bilan exergetique de la chambre de combustion

D'abord calculons la variation de l'entropie

$$\Delta S_{cc} = (S_2 - S_3) \Rightarrow \Delta S_{cc} = C_{p\ air} \cdot \ln(T_2) - C_{p\ m} \cdot \ln(T_3) \quad \text{III.27}$$

$$\Delta S_{cc} = 1,061 \cdot \ln(652,18) - 1,275 \cdot \ln(1353)$$

$$\Delta S_{cc} = -2,32 \text{ kJ/kg.K}$$

Le bilan exergetique est :

$$0 = \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_m}\right) \cdot \dot{Q}_{cc} + \Delta \dot{E}x_{cc} - \dot{I}_{cc} \quad \text{III.28}$$

Avec :

$$T_m = \frac{T_2 + T_3}{2} \quad \text{III.29}$$

$$T_m = 1002,6 \text{ K}$$

$$\Delta \dot{E}x_{cc} = \dot{E}x_2 - \dot{E}x_3 = -\dot{Q}_{cc} - \dot{m}_{GB} \cdot T_{amb} \cdot \Delta S_{cc} \quad \text{III.30}$$

$$\Delta \dot{E}x_{cc} = -129,877 - \left(\frac{123,82 \cdot 298 \cdot (-2,32)}{1000}\right) = -44,37 \text{ MW}$$

- Pertes exergetique de la chambre de combustion

$$\dot{I}_{cc} = -\dot{m}_{GB} \cdot T_{amb} \cdot \Delta S_{cc} - \frac{T_{amb}}{T_m} \cdot \dot{Q}_{cc} \quad \text{III.31}$$

$$\dot{I}_{cc} = \left(\frac{-123,82 \cdot 298 \cdot (-2,32)}{1000}\right) - \left(\frac{298 \cdot 129,877}{1002,6}\right) = 46,90 \text{ MW}$$

- Rendement exergetique de la chambre de combustion

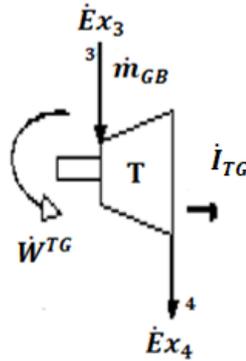
$$\eta_{Ex}^{cc} = \frac{|\Delta \dot{E}x_{cc}|}{\left(1 - \frac{T_{amb}}{T_m}\right) \cdot \dot{Q}_{cc}} \quad \text{III.32}$$

$$\eta_{Ex}^{cc} = \frac{44,37}{\left(1 - \frac{298}{1002,6}\right) \cdot 129,877}$$

$$\eta_{Ex}^{cc} = 48,61 \%$$

III.3.3 Turbine à gaz

- Bilan éxergétique de la turbine à gaz



D'abord calculons l'entropie

$$\Delta S_{TG} = (S_3 - S_4) = C_{pm} \cdot \ln\left(\frac{T_3}{T_4}\right) - r_{GB} \cdot \ln\left(\frac{P_3}{P_4}\right) \quad \text{III.33}$$

$$\Delta S_{TG} = 1,275 \cdot \ln\left(\frac{1353}{841,83}\right) - 0,2855 \cdot \ln\left(\frac{12,66}{1,013}\right) = -0,11 \text{ kJ/kg. K}$$

Le bilan est tel que :

$$0 = \Delta \dot{E}x_{TG} + \dot{W}^{TG} - \dot{I}_{TG} \quad \text{III.34}$$

$$\Delta \dot{E}x_{TG} = (\dot{E}x_3 - \dot{E}x_4) = \dot{m}_{GB} \cdot (C_{pm} \cdot (T_3 - T_4) - T_{amb} \cdot (S_3 - S_4)) \quad \text{III.35}$$

$$\Delta \dot{E}x_{TG} = \frac{123,82 \cdot (1,275 \cdot (1353 - 841,83) - 298 \cdot (-0,11))}{1000} = 84,98 \text{ MW}$$

- Pertes éxergétique dans la turbine à gaz :

$$\dot{I}_{TG} = \dot{W}^{TG} + \Delta \dot{E}x_{TG} \quad \text{III.36}$$

$$\dot{I}_{TG} = -\dot{m}_a (T_{amb}(S_3 - S_4)) \quad \text{III.37}$$

$$\dot{I}_{TG} = \frac{-121 \cdot (298 \cdot (-0,11))}{1000} = 4,288 \text{ MW}$$

- Rendement éxergétique de la turbine à gaz

$$\eta_{Ex}^{TG} = \frac{|\dot{W}^{TG}|}{\Delta \dot{E}x_{TG}} \quad \text{III.38}$$

$$\eta_{Ex}^{TG} = \frac{80,699}{84,984} = 94,96\%$$

- Rendement exergetique du Cycle TAG

$$\eta_{Ex}^{Cy} = \frac{\dot{W}_u^{Cy}}{\left(1 - \frac{T_{amb}}{T_m}\right) \cdot \dot{Q}_{cc}} \tag{III.39}$$

$$\eta_{Ex}^{Cy} = \frac{35,229}{\left(1 - \frac{298}{1002,6}\right) \cdot 129,877} = 38,60 \%$$

- Les pertes exergetique du Cycle TAG

$$\dot{i}_{cy} = \dot{i}_c + \dot{i}_{cc} + \dot{i}_{TG} \tag{III.40}$$

$$\dot{i}_{cy} = 3,81 + 46,90 + 4,28 = 55 \text{ MW}$$

Tableau III.2 Résultats des calculs des performances du cycle de turbine à gaz.

COMPOSANT	PUISSANCE (MW)	EXERGIE (MW)	PERTE-ex (MW)	RENDEMENT-ex %
TG	-80,69	84,98	3,81	94,96 %
CC	129,87	-44,37	46,90	48,61 %
C	45,47	-41,66	4,28	91,61%
Cycle TAG	94,65	-1,05	55	38,60 %

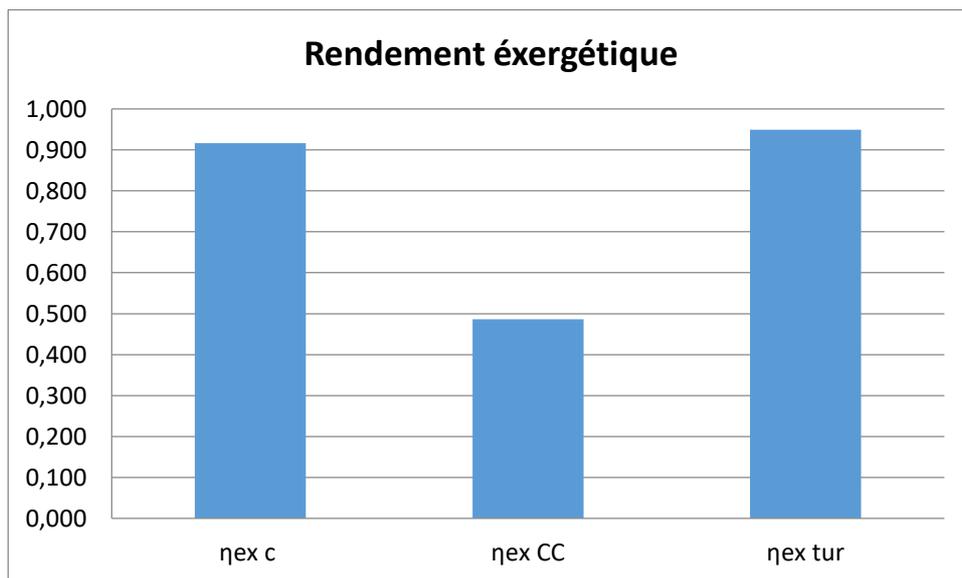


Figure III.3 Graphe présente les rendement exergetiques d'une turbine à gaz

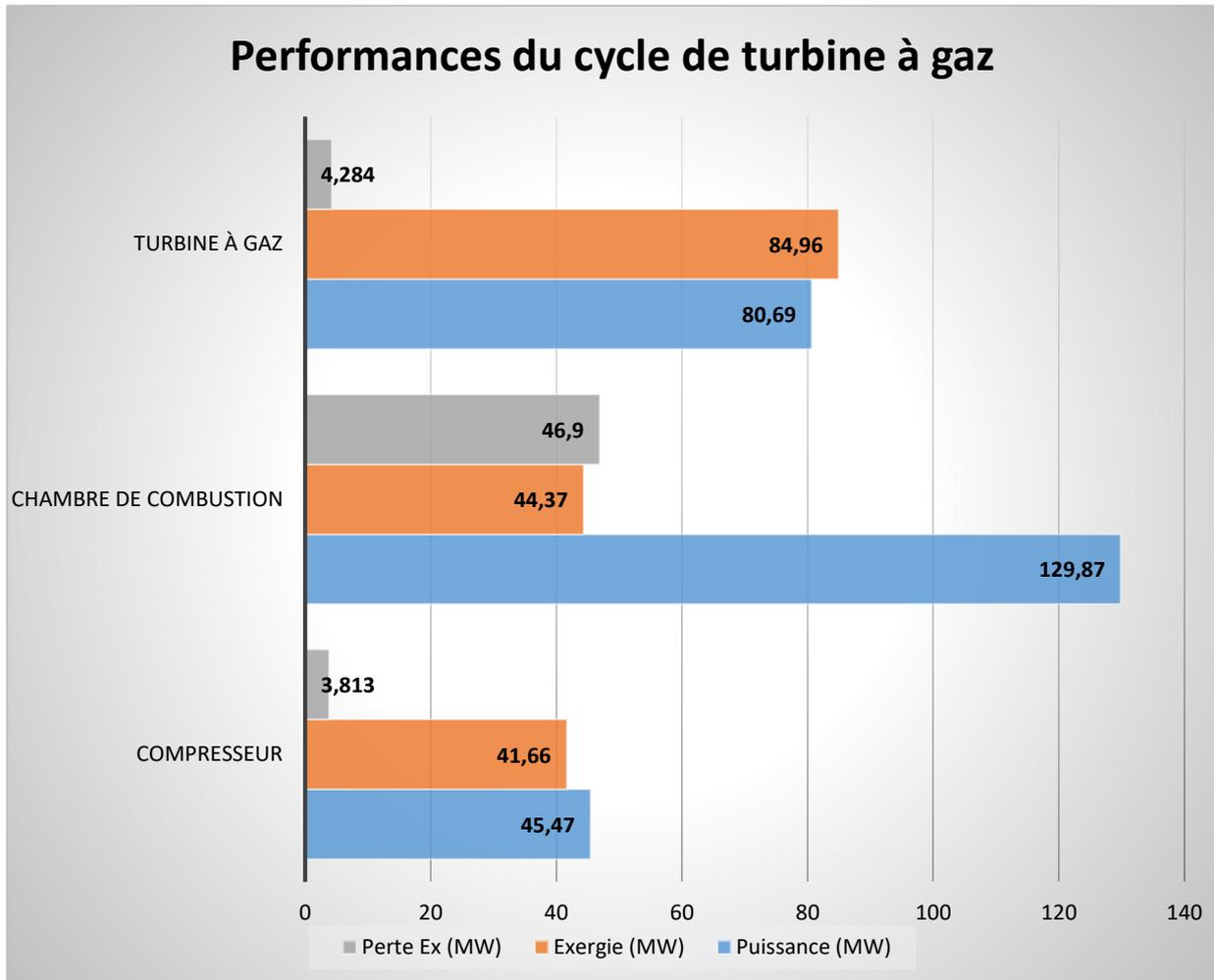


Figure III.4 Graphe présente les performances d'une turbine à gaz

La figure III.4 présente la puissance, l'exergies et la perte exégétique dans chaque composant de la turbine à gaz .

Les résultats montrent que :

- La chambre de combustion produit (relativement au autre composantes) une grande puissance thermique atteint 129.87 MW mais en revanche présente
- La chambre de combustion a la plus grande perte d'exergie par rapport à la turbine à gaz et le compresseur en raison de la réaction chimique, cette pertes est estimée à $46,90 \text{ MW}$
- Les pertes exergétiques au niveau du compresseur et de la turbine sont pratiquement équivalentes et nettement inférieur (12 fois moins) à celle relevée dans la chambre de combustion

III.4 Conclusion

Le bilan exergetique d'un système thermodynamique permet la détermination de la perte exergetique ou de l'estimation des pertes d'énergie dues à l'irréversibilité de transformations réelles. Cela conduit au quantitatif mesure du rendement exergetique. Les résultats montrent que le rendement de la chambre de combustion est le plus bas par rapport à celui du compresseur et de la détente dans la turbine. La perte exergetique totale est de 55MW et son rendement est de $38,56\%$ dans les conditions de fonctionnement.

CHAPITRE IV
ETUDE PARAMETRIQUE

IV.1 Introduction

Dans ce chapitre on s'intéresse à l'analyse des effets des quelques paramètres thermodynamiques (température à l'entrée du compresseur, rapport de pression, la température à l'entrée de la turbine à gaz) sur les performances du cycle de la turbine à gaz considérée dans cette étude.

IV.2 Effet de la température à l'entrée du compresseur T_1

IV.2.1 Effet de T_1 sur les pertes exergétiques :

a. Compresseur

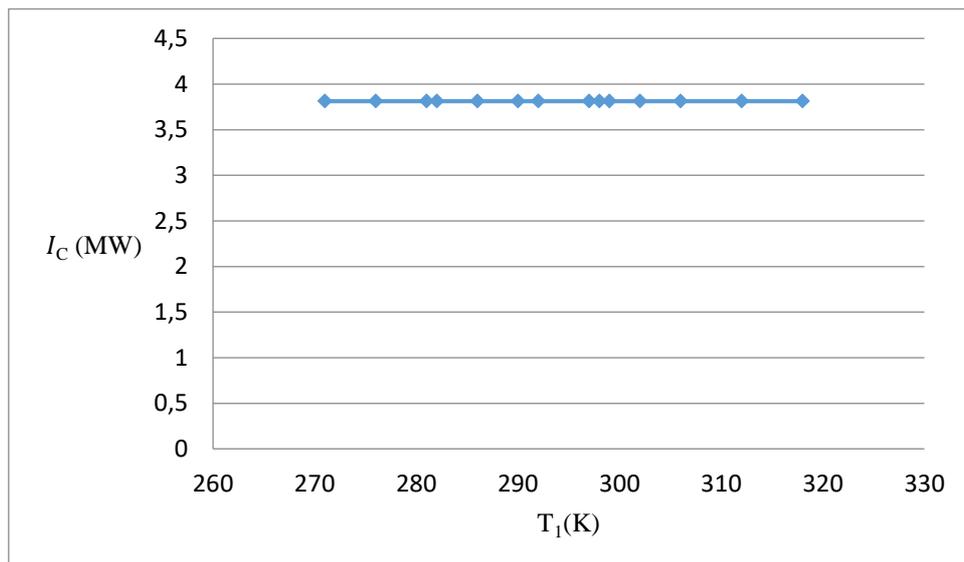


Figure IV.1 Variation des pertes exergétiques du compresseur en fonction de la température T_1

b. Chambre de combustion

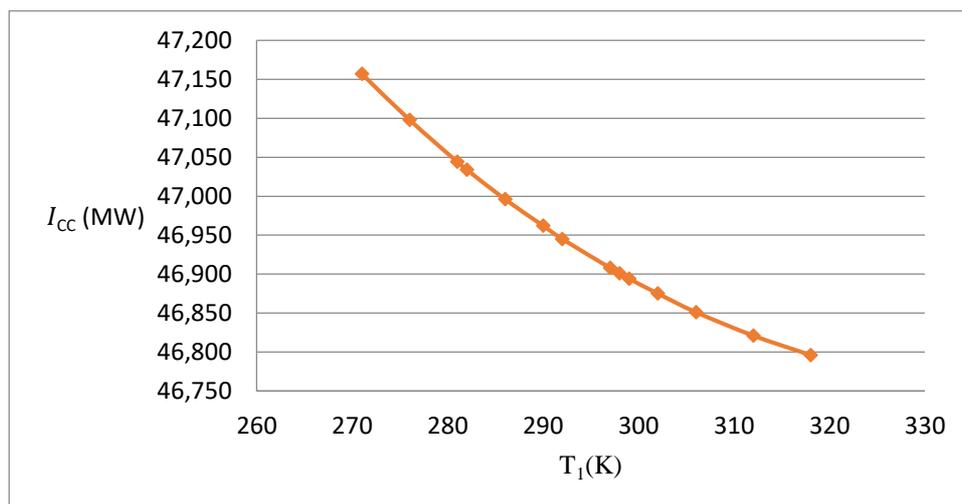


Figure IV.2 Variation des pertes exergétiques de la chambre de combustion en fonction de la température T_1

c. Turbine à gaz

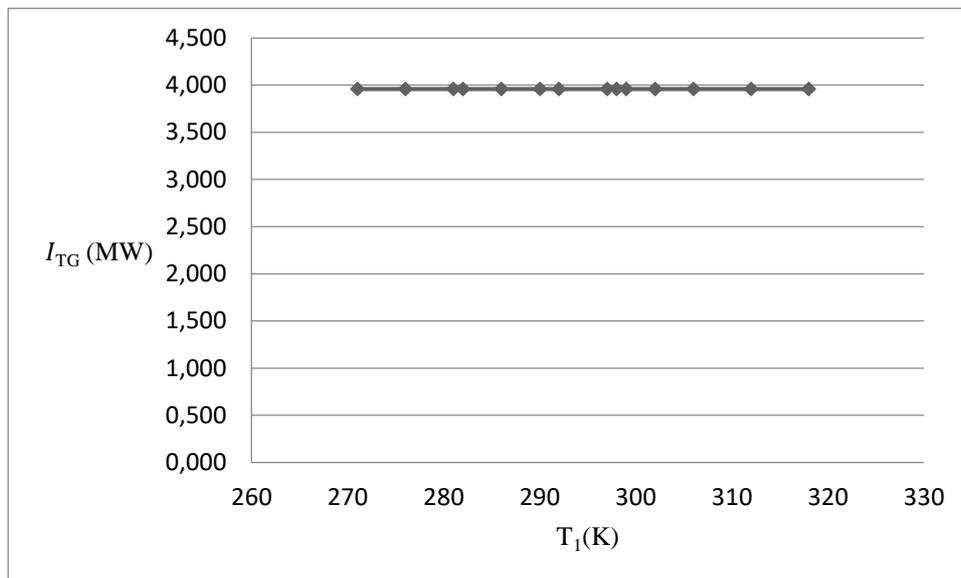


Figure IV.3 Variation des pertes exergétique de la turbine à gaz en fonction de la température T_1

d. Cycle de la Turbine à gaz

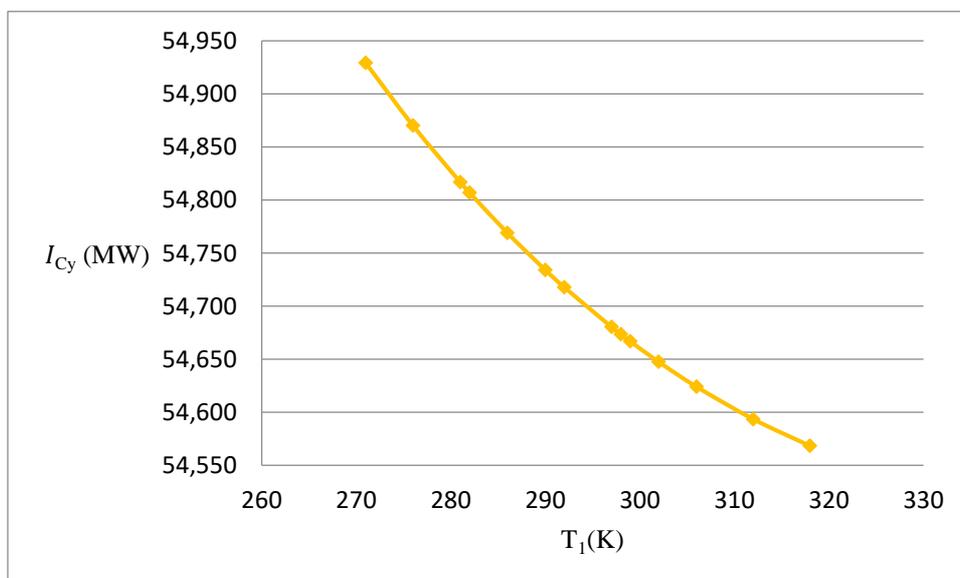


Figure IV.4 Variation des pertes exergétique du cycle de la turbine à gaz en fonction de la température T_1

Les figures VI. 1, VI. 2 et VI. 3 représentent la variation des pertes exergétiques, dans l'installation de turbine à gaz considérée, en fonction de la température ambiante T_1 (égale aussi à la température de l'air à l'entrée du compresseur). Celle-ci varie entre 271 à 318 K. On remarque que les irréversibilités (pertes exergétiques) dans la chambre de combustion diminuent avec l'augmentation de la température T_1 mais demeurent constantes dans le compresseur et la turbine à gaz. De ce fait, les pertes exégétiques de l'ensemble du cycle de la turbine diminuent avec l'augmentation de T_1 (Fig. VI. 4)

IV.2.2 Effet de T_1 sur la performance de la TAG :

a. Compresseur

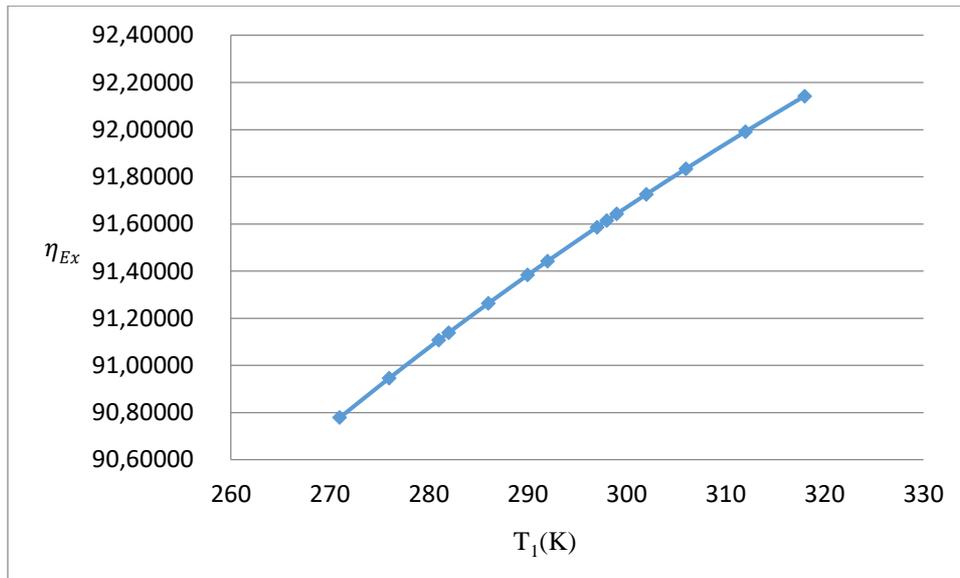


Figure IV.5 Variation de rendement éxergétique du compresseur en fonction de la température T_1

b. Chambre de combustion

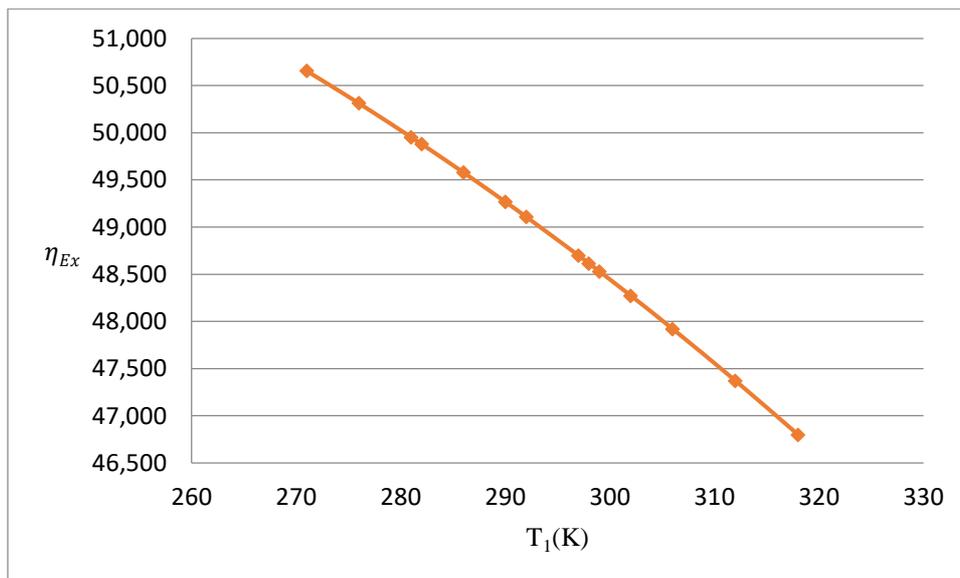


Figure IV.6 Variation de rendement éxergétique de la chambre de combustion en fonction de la température T_1

c. Turbine à gaz

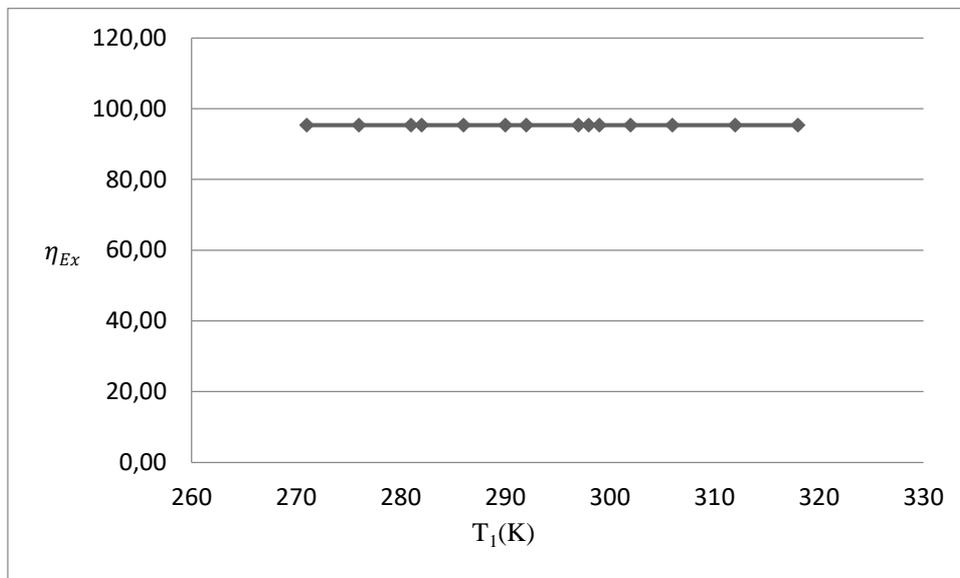


Figure IV.7 Variation de rendement exergetique de la turbine à gaz en fonction de la température T_1

d. Cycle de la Turbine à gaz

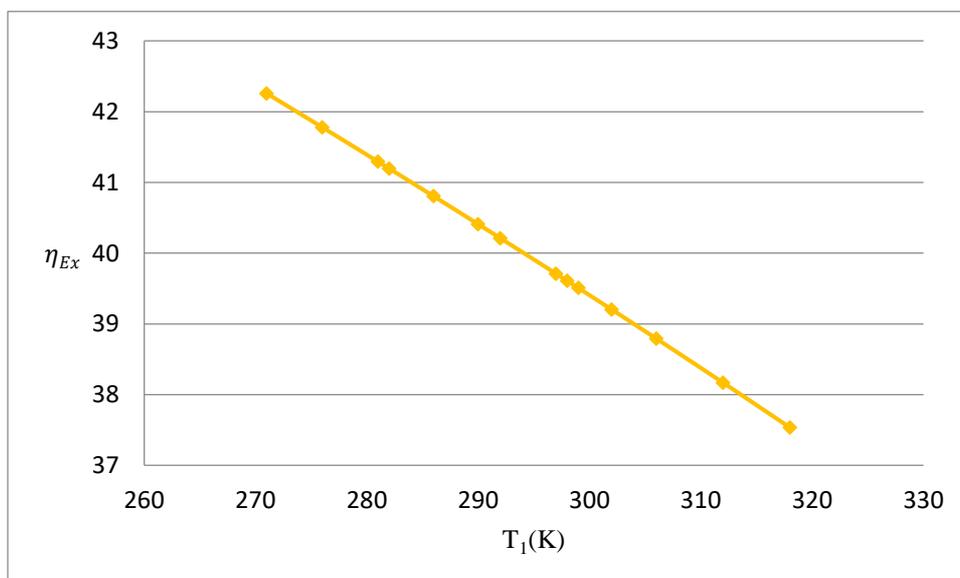


Figure IV.8 Variation de rendement exergetique du cycle de la turbine à gaz en fonction de la température T_1

Sur les figures VI.5, VI.6 et VI.7 est représentée la variation du rendement exergetique du compresseur, de la chambre de combustion et de la turbine à gaz en fonction de la température T_1 à l'entrée du compresseur. On constate que l'augmentation de cette température entraîne une augmentation du rendement exergetique du compresseur mais sa diminution dans la chambre de combustion. Le rendement exergetique de la turbine à gaz, lieu de la détente des gaz, semble être insensible à T_1 . On peut voir également sur la figure VI.8 que le rendement exergetique du cycle entier de la turbine à gaz étudiée diminue avec l'augmentation de T_1 .

IV.3 Effet du rapport de pression $\tau = P_2/P_1$

IV.3.1 Effet de τ de sur les pertes éxergétiques :

a. Compresseur

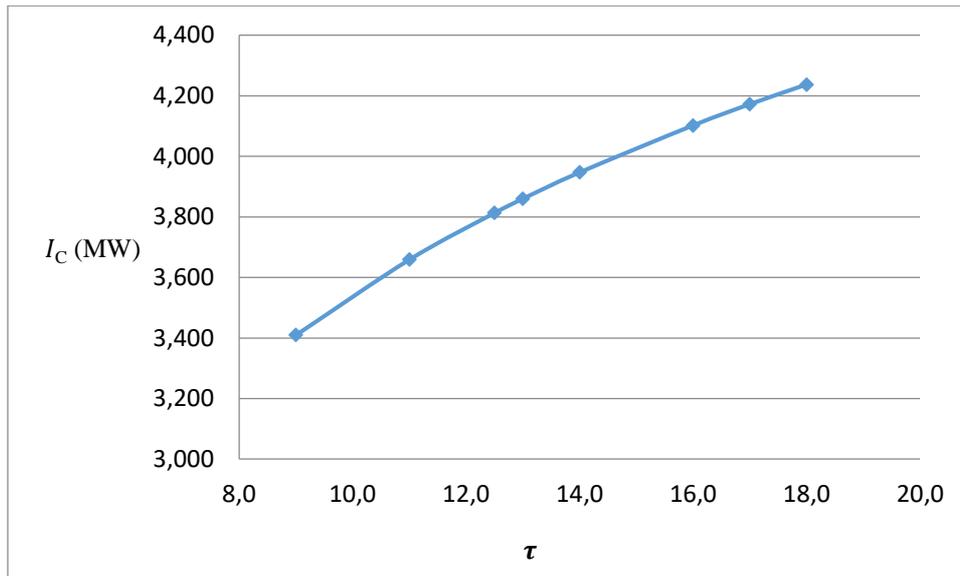


Figure IV.9 Variation des pertes éxergétique du compresseur en fonction du rapport de pression $\tau = P_2/P_1$

b. Chambre de combustion

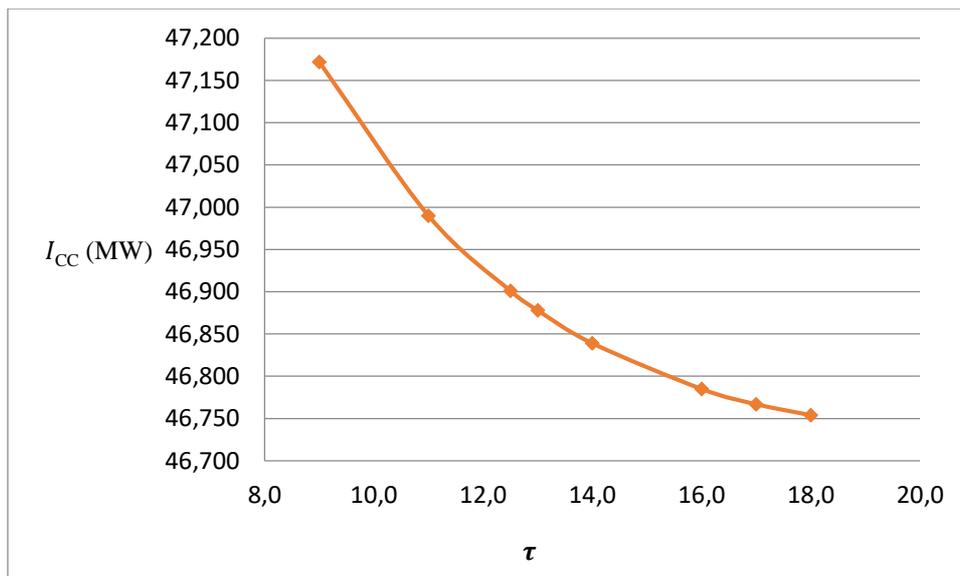


Figure IV.10 Variation des pertes éxergétique de la chambre de combustion en fonction du rapport de pression $\tau = P_2/P_1$

c. Turbine à gaz

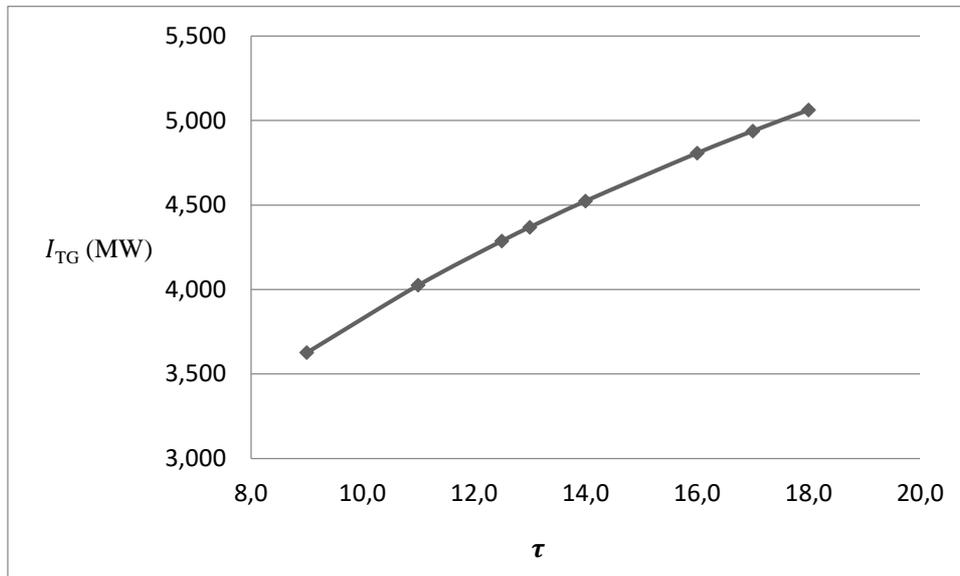


Figure IV.11 Variation des pertes exergetique de la turbine à gaz en fonction du rapport de pression $\tau = P_2/P_1$

d. Cycle de la Turbine à gaz

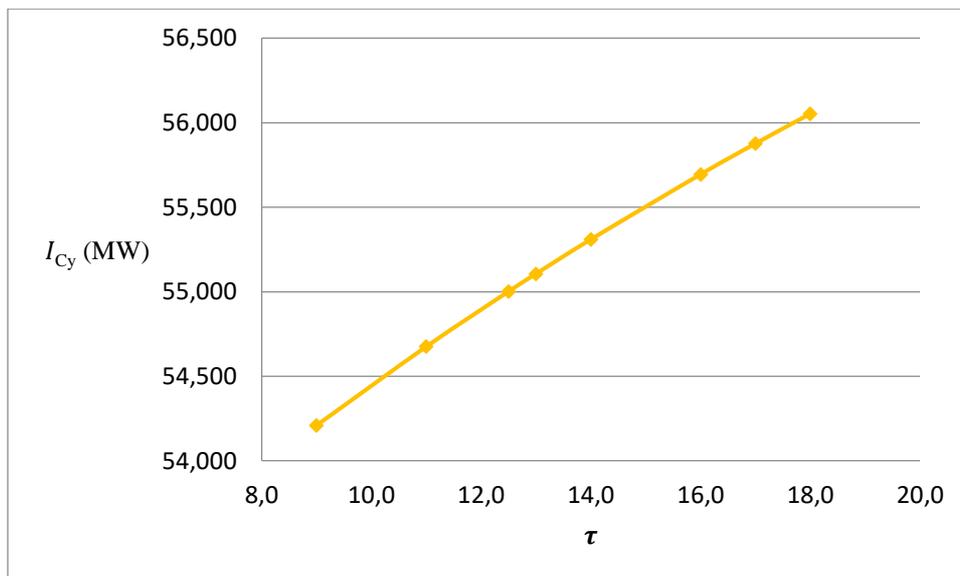


Figure IV.12 Variation des pertes exergetique du cycle de la turbine à gaz en fonction du rapport de pression $\tau = P_2/P_1$

Les figures VI. 9 , VI. 10 et VI. 11 VI. 12 représentent la variation des pertes exergetiques, dans les différentes parties du cycle de la turbine à gaz étudiée, en fonction du rapport de pression. $\tau = P_2/P_1$ qui varie entre 9 et 18. Nous constatons que l'effet de ce paramètre sur les pertes exergetique varie d'un composant à l'autre .En effet l'augmentation de τ entraine une augmentation des pertes exergetiques au niveau du compresseur et de la turbine mais leurs

réduction dans la chambre de combustion.. Ceci a conduit à l'augmentation des pertes exergetiques (irréversibilités) dans tout le cycle de l'installation turbine à gaz.

IV.3.2 Effet de τ sur la performance de la TAG :

a. Compresseur

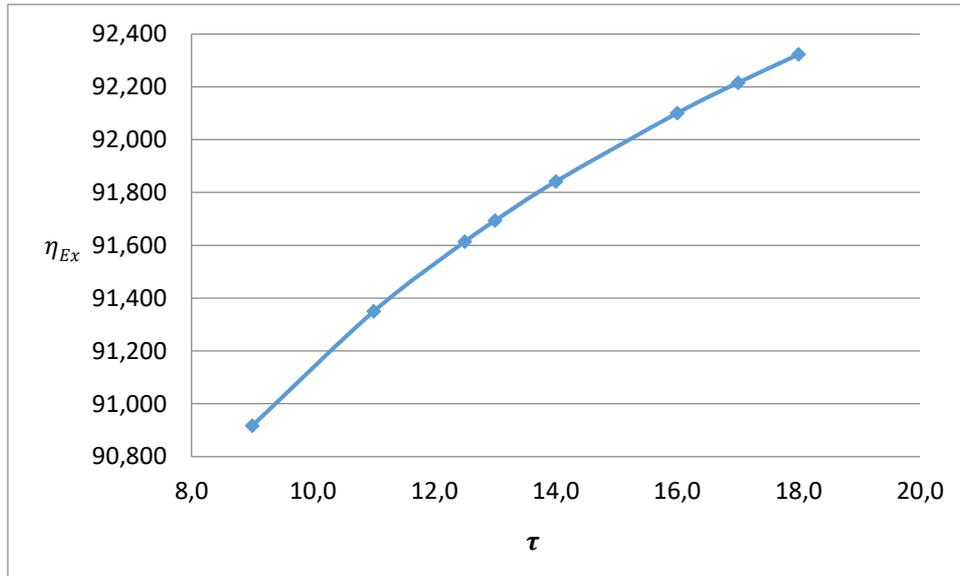


Figure IV.13 Variation de rendement exergetique du compresseur en fonction du rapport de pression $\tau = P_2/P_1$

b. Chambre de combustion

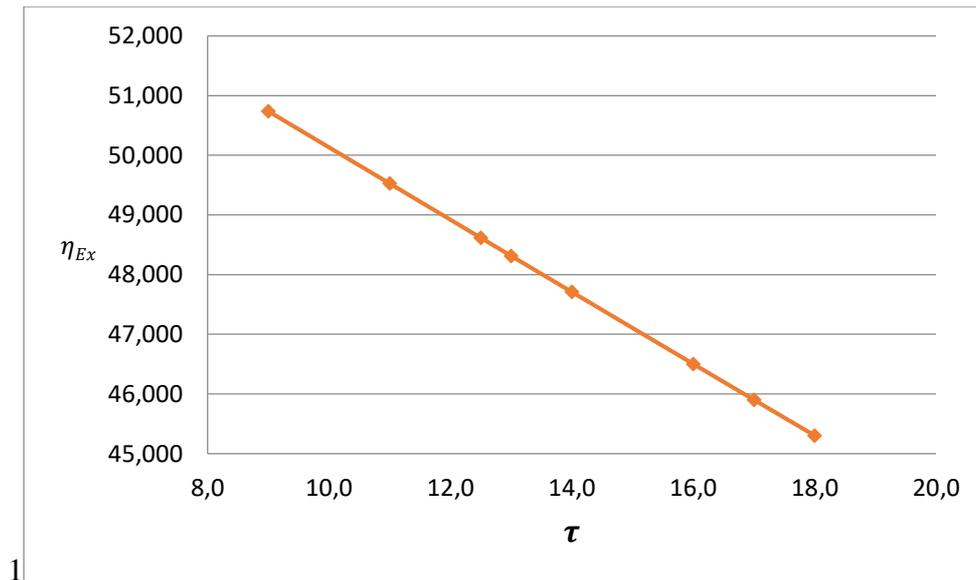


Figure IV.14 Variation de rendement exergetique de la chambre de combustion en fonction du rapport de pression $\tau = P_2/P_1$

c. Turbine à gaz

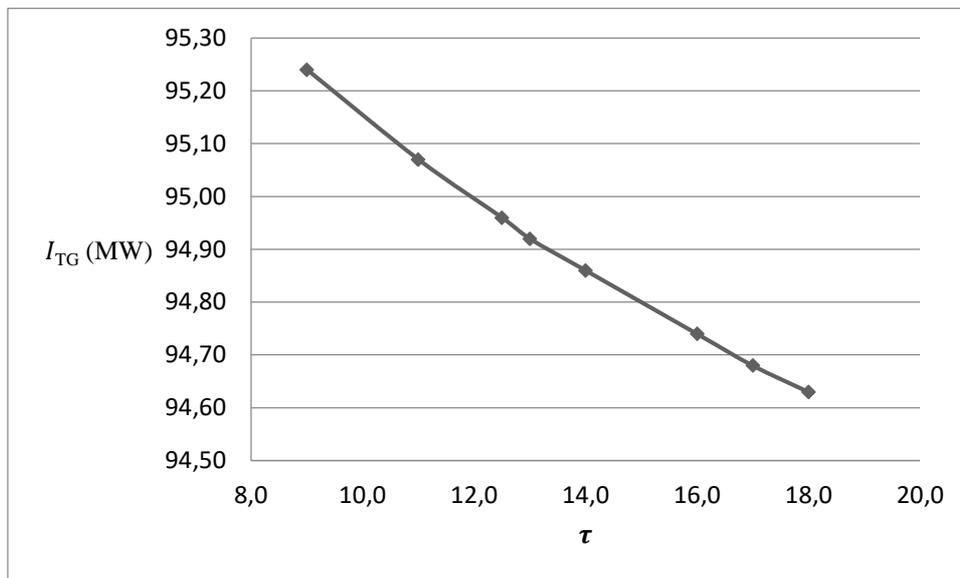


Figure IV.15 Variation de rendement exergetique de la turbine à gaz en fonction du rapport de pression $\tau = P_2/P_1$

d. Cycle de la Turbine à gaz

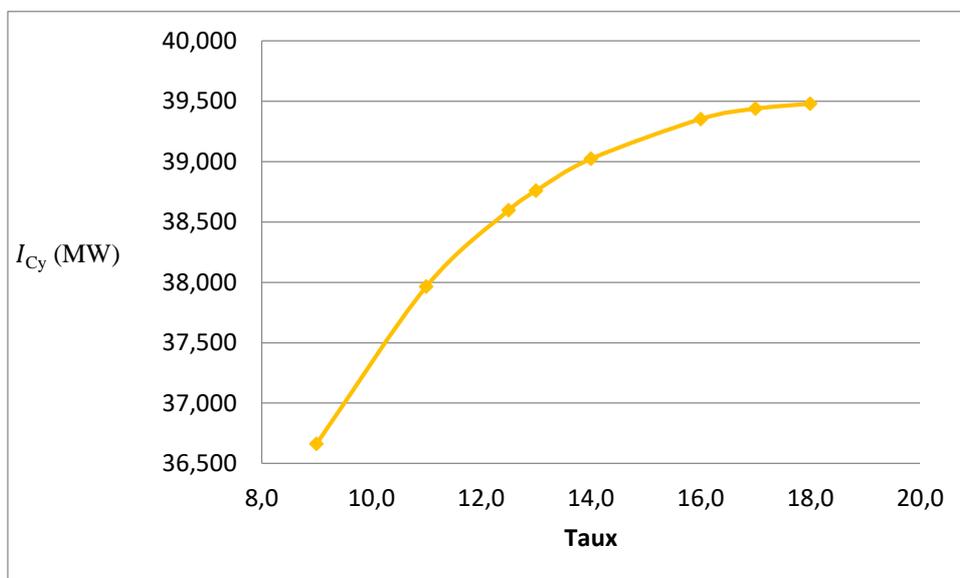


Figure IV.16 Variation de rendement exergetique du cycle de la turbine à gaz en fonction du rapport de pression $\tau = P_2/P_1$

Les figures VI. 13 , VI. 14 et VI. 15 VI. 16 représentent la variation de rendement exergetique en fonction du rapport de pression τ . Nous constatons qu'avec l'augmentation de ces paramètres on favorise l'augmentation du rendement exergetique du compresseur seulement mais celui de la chambre de combustion et de turbine diminuent. Le rendement exergetique du cycle entier augmente avec le rapport des pressions

IV.4 Effet de la température T_3 à l'entrée de la turbine à gaz

IV.4.1 Effet de T_3 Sur les pertes éxergétiques

a. Compresseur

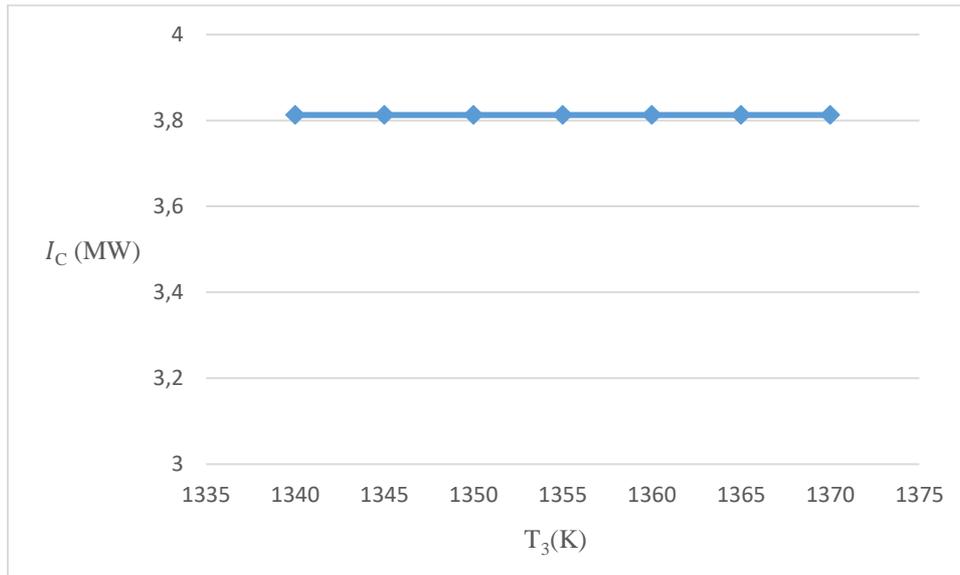


Figure IV.17 Variation des pertes éxergétique du compresseur en fonction de la température à l'entrée de la turbine à gaz T_3

b. Chambre de combustion

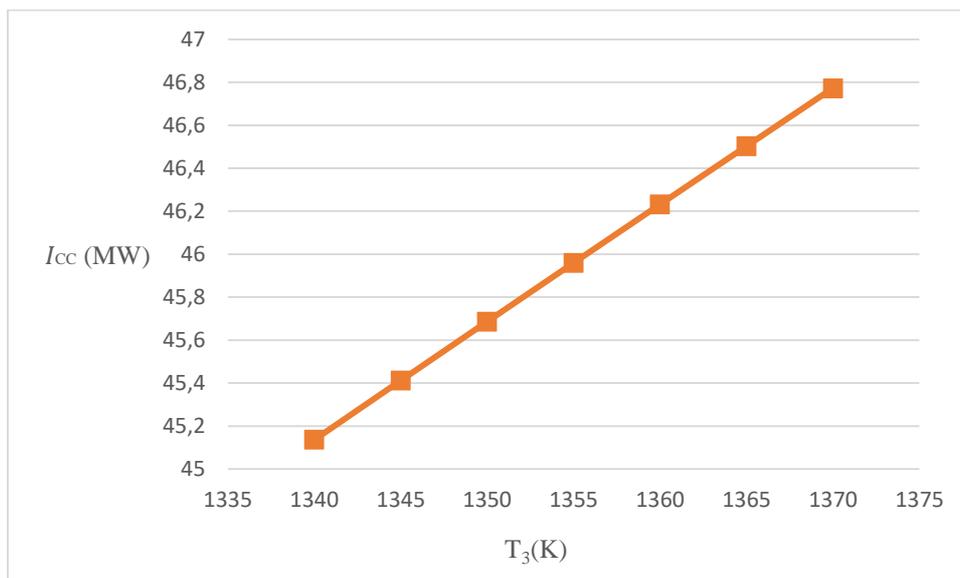


Figure IV.18 Variation des pertes éxergétique de la chambre de combustion en fonction de la température à l'entrée de la turbine à gaz T_3

c. Turbine à gaz

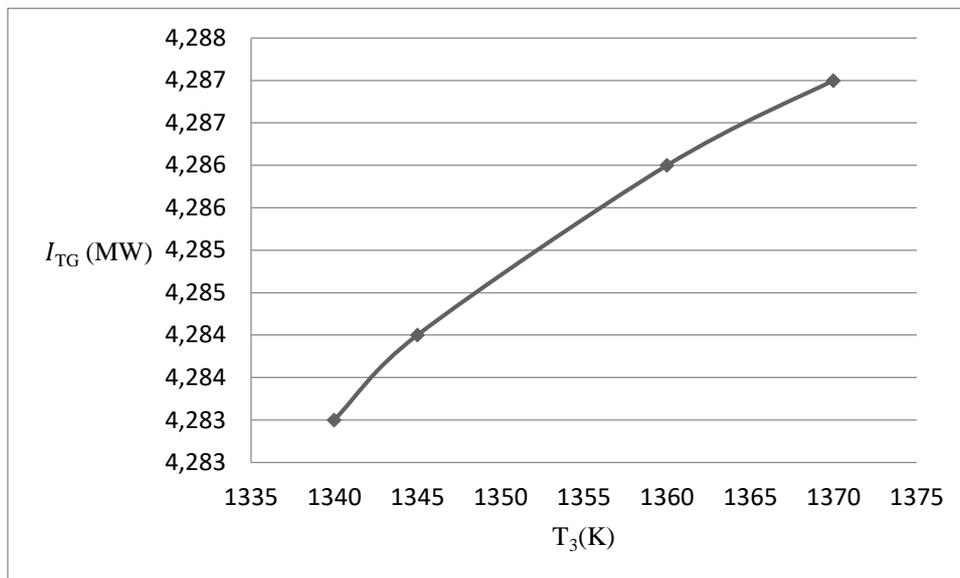


Figure IV.19 Variation des pertes exergétique de la turbine à gaz en fonction de la température à l'entrée de la turbine à gaz T_3

d. Cycle de la Turbine à gaz

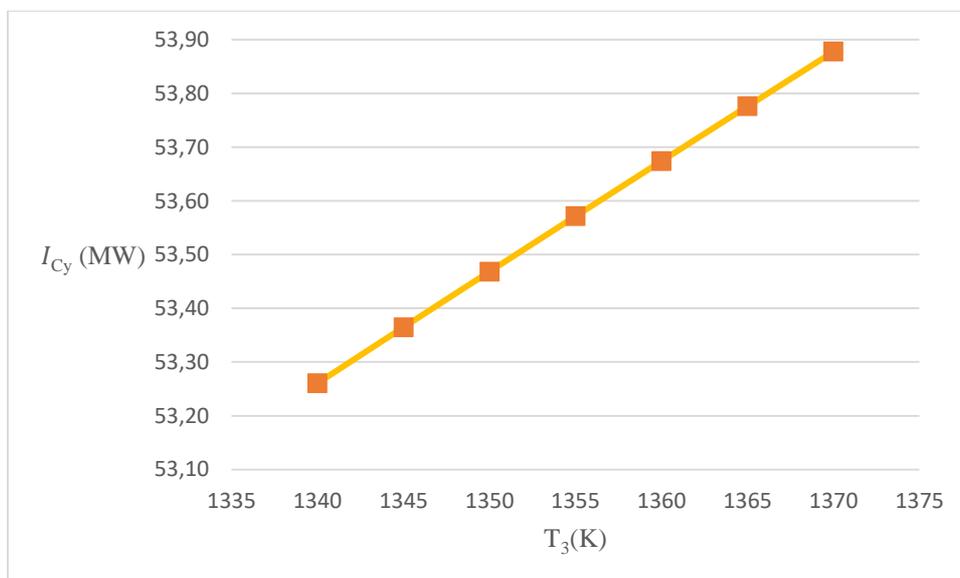


Figure IV.20 Variation des pertes exergétique du cycle de la turbine à gaz en fonction de la température à l'entrée de la turbine à gaz T_3

Pour ce qui des effets de la température T_3 sur les pertes exergétiques, on remarque à partir des figures VI. 17, VI. 18 et VI. 19 VI. 20 que l'élévation de la température T_3 n'affecte pas le compresseur mais engendre une augmentation des pertes exergétiques dans la chambre de combustion et dans la turbine à gaz, ce qui entraîne une augmentation des irréversibilités dans le cycle entier.

IV.4.2 Effet de T_3 sur la performance de la TAG

a. Compresseur

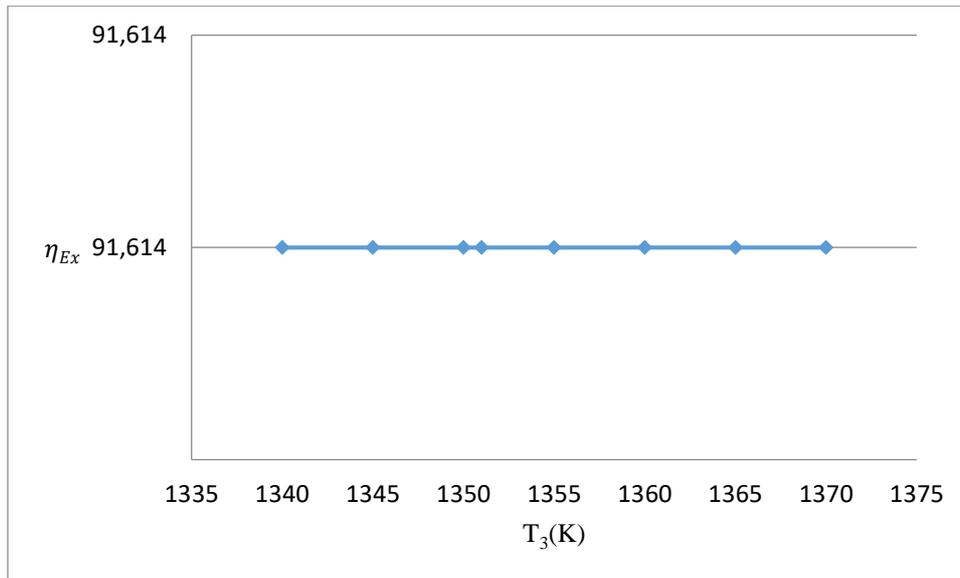


Figure IV.21 Variation de rendement éxergétique du compresseur en fonction de la température à l'entrée de la turbine à gaz T_3

b. Chambre de combustion

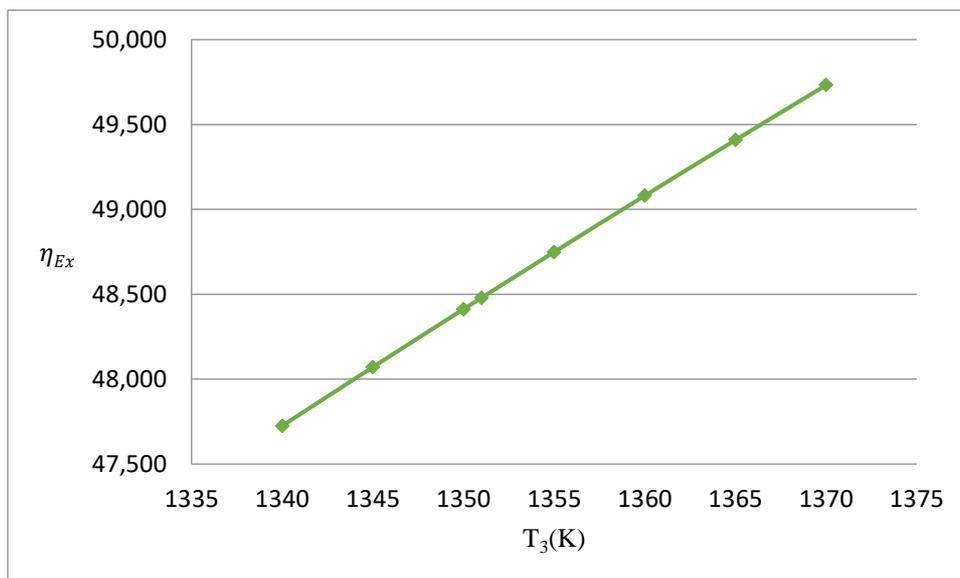


Figure IV.22 Variation de rendement éxergétique de la chambre de combustion en fonction de la température à l'entrée de la turbine à gaz T_3

c. Turbine à gaz

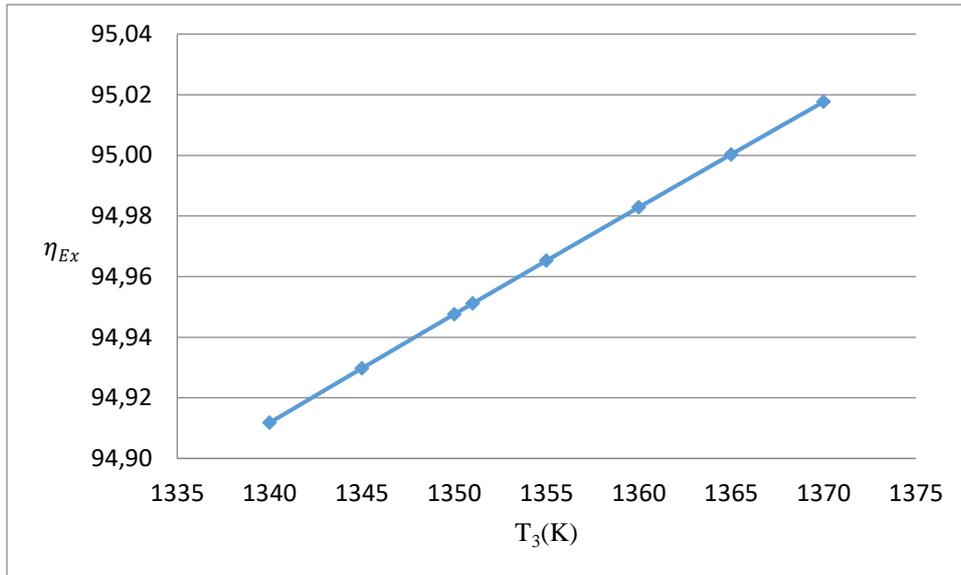


Figure IV.23 Variation de rendement exergetique de la turbine à gaz en fonction de la température à l'entrée de la turbine à gaz T_3

d. Cycle de la Turbine à gaz

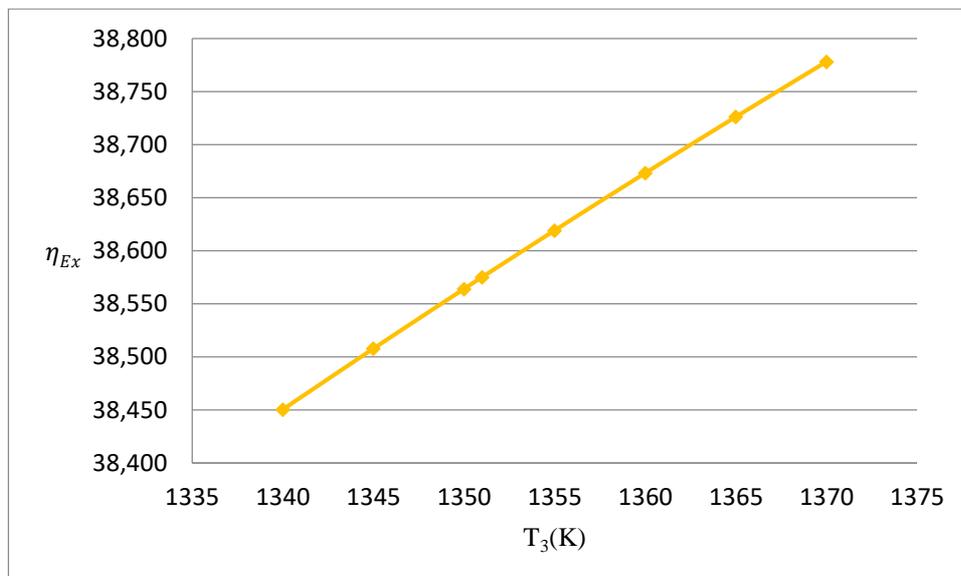


Figure IV.24 Variation de rendement exergetique du cycle de la turbine à gaz en fonction de la température à l'entrée de la turbine à gaz T_3

Les effets de la température T_3 , à l'entrée de la turbine, sur les rendements exergetiques sont illustrés par les figures VI.21, VI.22 et VI.23 VI.24. On remarque que T_3 affecte les rendements exergetiques de la même manière que les pertes exergetiques : l'élévation de T_3 n'affecte pas le rendement exergetique du compresseur mais provoque son augmentation dans la chambre de combustion, la turbine à gaz et le cycle entier de l'installation.

. IV.5 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons étudié l'effet de trois paramètres (T_1 , P_2/P_1 , T_3) sur les performances de l'installation turbine à gaz considérée par cette étude. D'après les résultats obtenus, on peut conclure que :

- l'augmentation du rapport de pression P_2/P_1 et la température T_3 favorisent l'augmentation du rendement exergetique du cycle de l'installation turbine à gaz, même si les pertes exergetiques sont également augmentées. En revanche, l'augmentation de T_1 favorise la diminution du rendement exergetique du cycle (malgré la réduction des pertes exergetiques du cycle),

CONCLUSION GENERALE

CONCLUSION GENERALE

Le but du présent mémoire est d'effectuer une analyse exergétique de la turbine à gaz (MS7001EA) qui se trouve au niveau du complexe GNL1K de Skikda. Cette turbine fonctionne selon le cycle simple de Joule Brayton avec un rapport de pression de 12.5 et une température à l'entrée de la turbine $T_3 = 1353 K$.

Nous avons débuté notre travail par une étude bibliographique qui passe en revue quelques travaux de recherche scientifiques réalisés dans ce domaine. Après quelques généralités concernant les turbines à gaz, leurs fonctionnement, classification et domaines d'application de ces installations, nous sommes passé à la partie calcul où nous avons déterminé les paramètres thermodynamiques (T, P) aux différentes entrées et sorties des équipements qui composent l'installation étudiée, à savoir : le compresseur ; la chambre de combustion et la turbine. Les bilans énergétiques et exergétiques que nous avons établis nous ont permis de déterminer les puissances mécaniques (du compresseur et de la turbine), les puissances thermiques (de la chambre de combustion), les rendements énergétique (27.12%) et exergétique (38.60%) de l'ensemble du cycle de la turbine à gaz. Les pertes exergétiques dans le compresseur, la chambre de combustion et la turbine ont également été estimées. Les pertes les plus importantes ont eu lieu au niveau de la chambre de combustion (46.9 MW) contre seulement 3.81 MW de perte exergétique dans le compresseur et 4.29 MW dans la turbine. En raison des irréversibilités importantes dans la chambre de combustion (due à la réaction chimique et à la grande différence de températures entre les brûleurs et le fluide de travail) son rendement exergétique est le plus faible (48.61%). Celui du compresseur et de la turbine sont estimés à 91.61% et 94.96%, respectivement.

Pour mieux valoriser notre étude, nous avons également effectué une étude paramétrique qui montre l'effet de certains paramètres sur les performances de la turbine à gaz étudiée. Les paramètres en question sont la température à l'entrée du compresseur (T_1), le rapport de pression ($\tau = P_2/P_1$) et enfin la température à l'entrée de la turbine (T_3). Les résultats obtenus montrent que :

- L'augmentation de la température T_1 a un effet négatif sur les performances du cycle ; le rendement exergétique du cycle diminue.
- L'augmentation du rapport de pression et de la température T_3 ont un effet positif sur les performances du cycle car leur augmentation entraîne une augmentation du rendement exergétique du cycle.

Le but principal de l'analyse exergétique consiste à identifier les gains d'efficacité significatifs et les causes des pertes d'exergie. Elle indique également les emplacements de la dégradation de l'énergie dans un processus, et peut donc conduire à l'amélioration de l'exploitation ou de la technologie.

BIIBLIOGRAGHPIE

- [1] T. J.Kotas, « The Exergy Method of Thermal Plant Analysis », University of London, U.K (1985) 38- 41 .
- [2] Egware H.O, Obanor A.I. « Energy Analysis of Omotosho Phase 1 Gas Thermal Power Plant ». International Journal of Engineering & Technology Sciences (IJETS), 2013.
- [3] M.Mostavi, Alkatiwi.A and B.Argnew « Thermodynamic analysis of combined- open cycle-twin shaft gas turbine (baryton cycle) and exhaust gas operated absorption refrigeration unit », applied thermal engineering. Vol, 18, p.847-856, 1998.
- [4] Lucien Borel, Daniel Favart, « thermodynamique et énergétique, TOME 1 de l'exergie à l'énergie », 2005 édition, entièrement revue et augmentée presses polytechniques et universitaire romandes.
- [5] Olaniyi Balogun, Changki Mo, A. K. Mazher : « Exergy analysis of gas turbine burner engine » - international journal of scientific and technology. research volume 3, issue 1, January 2014.
- [6] « Amélioration du rendement thermique d'une turbine à gaz par régénération » Par : ADLI Habib, mémoire de fin de cycle pour l'obtention du diplôme de MASTER, université de M'hamed Bougara Boumerdès 2015.
- [7] Meherwan P. Boyce, Ph.D. P.E: « Gas Turbine Engineering Handbook », Third Edition, Copyright (2006).
- [8] Al-Doori, Hussein, W, Razzaq, A., 2012. Exergy Analysis of a Gas Turbine Performance with Effect Cycle Temperatures. *IJRRAS*, Volume 13(2), pp 549-556.
- [9] Lalatendu Pattanayak «Thermodynamic modeling and Exergy Analysis of Gas Turbine Cycle for Different Boundary conditions» International Journal of Power Electronics and Drive System June 2015, Vol. 6, No. 2, pp. 205-215
- [10] Bejan, A., (2002). « Fundamentals of exergy analysis, entropy generation minimization, and the generation of flow architecture ». *Int J Energy Res*, 26, 545–565.
- [11] Deymi-Dashtebayaz M, Kazemiani-Najafabad P. « Energy, Exergy, Economic, and Environmental analysis for various inlet air-cooling methods on Shahid Hashemi-Nezhad gas turbines refinery. *Energy & Environment* », 2018, Vol. 30, No. 3, pp .481-498.
- [12] Khaliq, A., Kaushik, S.C., 2004. «Second-Law Based Thermodynamic Analysis of Brayton/Rankine Combined Power Cycle with Reheat. *Applied Energy* », Volume 78(2), pp. 179-197.
- [13] Adhy Prayitno , Romy Romy « Exergy Analysis of Gas Turbine Power Plant 20 MW in Pekanbaru-Indonesia » International Journal of Technology · July 2016