

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE MINISTERE DE
L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE MOULOU D MAMMERRI TIZI OUZOU

FACULTE DE GENIE DU LA CONSTRUCTION



DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

Mémoire de fin d'études

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

OPTION : ENERGETIQUE

THEME

Analyse et Optimisation de Fonctionnement de la Turbine à gaz MS5002C de Hassi R'mel



Présenté par :

- ❖ MAHIOUS LYDIA
- ❖ OULD ALI DJOUHARA

Encadré par :

- ❖ Mr: M. HAMZA OUI

PROMOTION 2022 /2023

REMERCIEMENTS

Nous remercions avant tout Allah qui nous a donné le courage, la volonté et la patience pour accomplir ce travail.

*Nous remercions sincèrement Monsieur **HAMZAOUI** pour son encouragement, et ces conseils précieux, sa patience et sa disponibilité qui nous a permis de mener à bien ce travail, ainsi que de nous avoir fait partager leur vaste expérience.*

A monsieur le président de jury, qui nous a fait l'honneur de présider le jury de soutenance.

A monsieur l'examineur membre de jury soit vivement remercié pour avoir accepté d'examiner le présent travail

DEDICACES

Je dédie cet ouvrage

*A la prunelle de mes yeux, ma chère **maman** et au soleil de ma vie mon cher **papa**, qui ont tout sacrifié pour que je puisse atteindre mes objectifs et d'être fière de ma réussite. Qu'ils trouvent ici le témoignage de ma profonde reconnaissance.*

*A mes chères sœurs et frère **Kahina, Iwardi, Akli, Samia, Hanane, Souad, Kenza**, qui ont partagés avec moi tous les moments d'émotions lors de la réalisation de ce travail, ils m'ont chaleureusement Supporté et encouragé tout au long de mon parcours.*

*A mes chers **Asma** et **Anis** que j'aime trop.*

*A tonton **taher** que j'apprécie tellement qui m'a donné de la force et qui m'a énormément soutenue dans les moments difficiles, je n'oublierai jamais son aide.*

A ma famille, mes proches et à ceux qui me donnent de l'amour et de la vivacité.

*A ma chère camarade **Lydia** qui m'as supporté et qui m'as donné le courage lors de la réalisation de notre travail.*

A tous mes amis qui m'ont toujours encouragé, et à qui je souhaite plus de succès.

A tous ceux que j'aime.

Djouhara

DEDICACES

Je dédie cet ouvrage

*A la prunelle de mes yeux, ma chère **maman** et au soleil de ma vie mon cher **papa**, qui ont tout sacrifié pour que je puisse atteindre mes objectifs et d'être fière de ma réussite.*

Qu'ils trouvent ici le témoignage de ma profonde reconnaissance.

*A mes chères sœurs et frère **Lisa, Soraya, Karim, Juba, Malik, Samir et Jugurtha, Hayat**, qui ont partagé avec moi tous les moments d'émotions lors de la réalisation de ce travail, ils m'ont chaleureusement Supporté et encouragé tout au long de mon parcours.*

A ma famille, mes proches et à ceux qui me donnent de l'amour et de la vivacité.

*A ma chère camarade **Djouhara** qui m'as supporté et qui m'as donné le courage lors de la réalisation de notre travail.*

*A tous mes amis **Lydia, Nassim, Juba, Ahmed, Houria, Akli** qui m'ont toujours encouragé, et à qui je souhaite plus de succès.*

A tous ce que j'aime

Lydia

SOMMAIRE

Remerciements	
Dedicaces	
Dedicaces	
Sommaire	
Liste Des Figures	
Liste Des Tableaux	
Nomenclature	
Introduction Générale.....	1
Chapitre I :	
Description du site gazier du Hassi R'mel	
I.1. L'introduction :	3
I.2. Situation Géographique De Hassi R'mel :	3
I.3. Historique Du Champ De Hassi R'mel :	4
I.4. Développement Du Champ De Hassi R'mel :	5
I.5. Les Installations Gazières De Hassi R'mel :	6
I.5.1. Secteur Centre :	6
I.5.2. Secteur Nord :	7
I.5.3. Secteur Sud :	7
I.6. Direction Régionale De Hassi R'mel :	7
I.6.1. Structures De La Direction Régionale :	7
I.6.1.1. Direction Maintenance :	7
I.6.1.2. Direction Exploitation :	8
I.6.1.3. Direction Technique :	8
I.6.1.4. Direction Logistique :	8
I.6.1.5. Direction Production :	8
I.6.2. Les Divisions :	8
I.6.2.1. Division Ressources Humaines Et Moyens :	8
I.6.2.2. Division Finance Et Comptabilité :	8
I.6.2.3. Division Informatique :	9

I.6.2.4. Division Approvisionnement :	9
I.6.2.5. Division Intendance :	9
I.6.2.6. Division Sécurité :	9
I.7. Station De Boosting :	9
I.7.1. La Définition :	9
I.7.2. But De Réalisation :	10
I.8. Description Des Installations :	10
I.8.1. Station Boosting Central (Sbc):	10
I.8.2. Station Boosting Nord (Sbn):	10
I.8.3. Station Boosting Sud (Sbs):	10
I.9. Consistance Des Sections De Procédé De Sbc :	10
I.9.1. Manifold :	11
I.9.2. Séparation D'entrée :	11
I.9.3. Boosting :	12
I.10. Conclusion :	12

Chapitre II :

Généralités sur les turbines à gaz

II.1) Introduction :	13
II.2) Définition De La Turbine A Gaz :	13
II.3) Historique De La Turbine A Gaz :	13
II.4) Conversion D'énergie Dans La Turbine A Gaz :	14
II.5) Les Eléments Principaux De La Turbine A Gaz :	15
II.6) Particularité De Fonctionnement :	16
II.7) Classement Des Turbines A Gaz :	16
II.7.1) Turbines Industrielles :	16
II.7.1.1) Turbine Mono-Arbre :	16
II.7.1.2) Turbine A Deux Arbres :	17
II.7.2) Turbines Type « Aviation » :	18
II.8) Applications Des Turbines A Gaz :	18
II.9) Les Principales Applications Industrielles Sont [6] :	18
II.10. Technologie Des Turbines A Gaz :	19
II.11. Appellation Des Turbines A Gaz Selon Ge (General Electric) :	19
II.12) Avantages Et Inconvénients Des Turbines A Gaz :	20
Conclusion :	20

Chapitre III :**Modélisation de la turbine à gaz**

III.1. PRESENTATION DE LA TURBINE A GAZ MS5002C :.....	21
III.1.1. INTRODUCTION :.....	21
III.1.2. Caractéristiques De La Turbine Ms 5002c :.....	22
III.1.3. Principe De Fonctionnement :.....	23
III.2) Cycles Thermodynamiques De La Turbine A Gaz :.....	24
III.2.1) Cycle De Brayton :.....	24
III.2.2) Cycle De Brayton Idéal (Réversible) :.....	24
III.2.3) Cycle De Brayton Réel (Irréversible) :.....	25
III.3) Etude Thermodynamique Des Différentes Séquences De Tag Ms 5002 C :.....	26
III.3.1) Section De La Compression :.....	26
III.3.2) Section De La Combustion :.....	27
III.3.3) Section Turbine De Détente :.....	28
III.4) Calcul Thermodynamique :.....	29
III.4.1) Caractéristique De La Turbine A Gaz Ms5002c :.....	29
A) Données Du Constructeur [13] :.....	29
B) Les Données D'exploitation :.....	30
C) Composition De L'air :.....	30
III.4.2) Données Du Fioul :.....	31
III.4.3) Calcul De L'exergie Chimique Standard Selon La Méthode Générale :.....	32
III .5) : Calculs Thermodynamiques Au Niveau De La Chambre De Combustion :.....	32
A) Composition Des Fumés Pour 100kmoles De Combustible :.....	32
B) Les Fractions Molaires Des Produits Dus A La Combustion :.....	33
C) Les Fractions Massiques Des Produits Dus A La Combustion :.....	33

Chapitre IV :**Etude paramétrique de la turbine à gaz**

IV.1) Influence De La Température Ambiante Sur Les Performances De La Turbine A Gaz :	34
IV.1.1) Masse Volumique :.....	34
IV.1.2) Débit Massique :.....	35
IV.1.3) Débit Massique En Fonction De La Masse Volumique :.....	36
IV.1.4) Rapport Fioul-Air « Far »:.....	37
IV.5) Consommation Spécifique Du Fioul « Csf » :.....	38

IV.6) Puissances Du Compresseur Axial, De La Turbine De Détente (Hp-Bp) Et La Puissance Utile :	39
IV.7) Rendement Thermique Globale De Turbine A Gaz « η_{GLOBAL} » :	40
IV.8) Rendement Exergétique Global De La Turbine A Gaz :	41
IV.9) Taux D'exergie Détruite Au Sein De Chaque Composant De La Turbine A Gaz :	42
IV.10) Rendement Exergétique Au Sein De Chaque Composant De La Turbine A Gaz :	43
IV.2) Influence De La Température A L'entrée A L'entrée De La Turbine De Détente Sur Les Performances De La Turbine A Gaz :	44
IV.2.1) Températures D'échappement :	44
IV.2.2) Rapport Fioul-Air « Far »:	45
IV.2.3) Puissances Calorifique Et Mécaniques :	46
IV.2.4) : La Consommation Spécifique Du Fioul « Csf » :	47
IV.2.5) Rendement Thermique Globale De La Turbine A Gaz :	48
IV.2.6) Rendement Exergétique Globale :	49
IV.2.7) Taux D'exergie Détruite Au Sein De Chaque Composant De La Turbine A Gaz : ..	50
IV.2.8) Rendement Exergétique Au Sein De Chaque Composant De La Turbine A Gaz : ..	52
IV.3) Influence De Taux De Compression Sur Les Performances De La Turbine A Gaz : ..	54
IV.3.1) Température A La Sortie De Compresseur Axial Et Température A La Sortie De La Turbine :	54
IV.3.2) Travaux Spécifiques Du Compresseur Axial Et La Turbine De Détente (Hpbp) : ...	55
IV.3.3) Puissance Du Compresseur Axial, De La Turbine De Détente (Hp- Bp) Et La Puissance Utile :	56
IV.3.4) Rapport Massique Fioul-Air « Far » :	57
IV.3.5) Consommation Spécifique Du Fioul « Csf » :	58
IV.3.6) Rendement Thermique Global De Turbine A Gaz (η_{GLOBAL}) :	59
IV.3.7) Rendement Exergétique De La Turbine A Gaz « $\eta_{exergétique}$ » :	60
IV.3.8) Taux D'exergie Détruite Au Sein De Chaque Composant De La Turbine A Gaz : ..	61
IV.3.9) Rendement Exergétique Au Sein De Chaque Composant De La Turbine A Gaz : ...	62
Conclusion :	66

Chapitre V:

Optimisation de fonctionnement de la turbine à gaz

V.1. Introduction :	68
V.2. L'optimisation Des Loups Gris :	68
V.3. Modèle Mathématique Et Algorithme :	70

V.3.1. La Hiérarchie Sociale :	70
V.3.2. Proie Encerclement :	71
V.3.3. La Chasse :	73
V.3.4. Attaque Une Proie (Exploitation) :	74
V.3.5. Recherche De Proie :	74
V.4. Organigramme De (Gwo) L'algorithme Des Loups Gris.....	76
V.7. Rendement Thermique En Surface 3d En Fonction De La Température Ambiante Et La Température A L'entrée De La Turbine :	77
V.8. Courbe Rendement Thermique En Fonction De La Température A L'entrée De La Turbine:	78
V.9. Rendement Exergétique En Surface 3d En Fonction De La Température Ambiante Et La Température A L'entrée De La Turbine :	79
V.10. Courbe Exergétique En Fonction De La Température AL'entrée De La Turbine :....	80
V.11. Taux De Compression En Surface 3d En Fonction De La Température Ambiante Et La Température A L'entrée De La Turbine :	81
V.12. Courbe Taux De Compression En Fonction La Température A L'entrée De La Turbine :	82
V.10. Conclusion :	83
Conclusion Genirale :	84
References	85
Résumé	

LISTE DES FIGURES

N°	Désignation	Page
Chapitre I : Présentation du site gazier de Hassi R'mel		
01	Situation géographique de la région de Hassi R'mel	5
02	La carte géométrie du Champ de Hassi R'mel	8
03	Projet boosting de Hassi R'mel	10
Chapitre II Généralités sur les turbines à gaz		
01	Le premier brevet relatif d'une turbine à gaz	13
02	Les étapes de la conversion de l'énergie	15
03	Organes caractérisant une turbine à gaz	15
04	Turbine à gaz un seul arbre	17
05	Turbine à gaz bi-arbre	18
06	Turbines type « aviation »	18
07	Méthode d'appellation des TÁG	19
Chapitre III : Modélisation de la turbine à gaz		
01	Présentation de la turbine MS 5002C	21
02	Cycle thermodynamique de Brayton	24
03	Cycle idéal (réversible) de Brayton	24
04	Diagramme T – S du cycle réel de Brayton	25
05	Présentation de la compression de compresseur	26
06	La schématisation de la turbine à gaz	27
Chapitre IV : Etude paramétrique de la turbine à gaz		
01	Masse volumique de l'air en fonction de la température ambiante	34
02	Débit massique de l'air en fonction de la température ambiante	35
03	Effet de la masse volumique sur le débit massique de l'air ambiant admit.	36
04	Le rapport massique Fioul-Air « FAR » en fonction de la température ambiante	37
05	La consommation spécifique du Fioul en fonction de la température ambiante	38
06	La Puissances du compresseur axial, de la turbine de détente (HP-BP) et la puissance utile en fonction de la température ambiante	39
07	Rendement thermique global de turbine à gaz « η_{GLOBAL} » en fonction de la température ambiante	40

Liste des tableaux et figures

08	Rendement exégétique global de turbine à gaz « $\eta_{\text{exergétique globale}}$ » en fonction de la température ambiante.	41
09	Taux d'exergie détruite dans chaque composant pour $T_1=00^{\circ}\text{C}$	42
10	Taux d'exergie détruite dans chaque composant pour $T_1=15^{\circ}\text{C}$..	42
11	Taux d'exergie détruite dans chaque composant pour $T_1=35^{\circ}\text{C}$.	42
12	Taux d'exergie détruite dans chaque composant pour $T_1=50^{\circ}\text{C}$	42
13	Le rendement exergétique dans chaque composant pour $T_1=00^{\circ}\text{C}$	43
14	Le rendement exergétique dans chaque composant pour $T_1=15^{\circ}\text{C}$.	43
15	Le rendement exergétique dans chaque composant pour $T_1=35^{\circ}\text{C}$.	43
16	Le rendement exergétique dans chaque composant pour $T_1=50^{\circ}\text{C}$.	43
17	Température d'échappement en fonction de la température T_3 .	44
18	Le Rapport fioul-air en fonction de la température à l'entrée de la turbine de détente T_3 .	45
19	L'effet de la température à l'entrée de la turbine sur Q_{cc}, W_T, W_{Utile} .	46
20	La consommation spécifique du fioul en fonction de la température	47
21	Effet de la température à l'entrée de la turbine T_3 sur le rendement Thermique globale.	48
22	Effet de la température à l'entrée de la turbine T_3 sur le rendement exergétique globale	49
23	Le taux d'exergie détruite dans chaque composant pour $T_3=800^{\circ}\text{C}$	50
24	Le taux d'exergie détruite dans chaque composant pour $T_3=1330^{\circ}\text{C}$	50
25	Le taux d'exergie détruite dans chaque composant pour $T_3=1500^{\circ}\text{C}$	50
26	Rendement exergétique pour chaque composant pour $T_3= 800^{\circ}\text{C}$	51
27	Rendement exergétique dans chaque composant pour $T_3= 966^{\circ}\text{C}$	52
28	Rendement exergétique dans chaque composant pour $T_3= 1150^{\circ}\text{C}$	52
29	Rendement exergétique dans chaque composant pour $T_3= 1330^{\circ}\text{C}$	52
30	Rendement exergétique dans chaque composant pour $T_3= 1500^{\circ}\text{C}$	52
31	Rendement exergétique dans chaque composant pour $T_3= 1500^{\circ}\text{C}$	53
32	Effet de taux de compression sur T_2 et T_4	53
33	Effet de taux de compression sur $W_{CA} W_T$.	54
34	Effet du taux de compression sur $W_{CA} W_T W_{Utile}$	55
35	Effet du Taux de compression sur le rapport Fioul-Air.	55
36	Effet du taux de compression sur la consommation spécifique du fioul.	56

37	Effet du taux de compression sur le rendement thermique global	57
38	Effet de taux de compression sur le rendement exergetique global.	58
39	Taux d'exergie détruite dans chaque composant pour $\tau = 4$	59
40	Taux d'exergie détruite dans chaque composant pour $\tau = 8.8$	60
41	Taux d'exergie détruite dans chaque composant pour $\tau = 26.25$	61
42	Taux d'exergie détruite dans chaque composant pour $\tau = 50$	61
43	Rendement exergetique dans chaque composant pour $\tau = 4$	61
44	Rendement exergetique dans chaque composant pour $\tau = 8.8$	61
45	Rendement exergetique dans chaque composant pour $\tau = 26.2$	62
46	Rendement exergetique dans chaque composant pour $\tau = 50$	62
Chapitre V : Optimisation de fonctionnement		
01	Schéma des loups gris	69
02	Comportement de la chasse des loups gris, (A) chasser, approche et suivi de la proie (B-D) poursuivre, harceler et encercler (E) situation stationnaire et attaque (20).	71
03	Procédure d'attaque.	72
04	Procédure d'attaque	73
05	Attaquer une proie ou recherche une proie	75
06	L'organigramme de l'algorithme	76
07	Rendement thermique en fonction de la température entrée turbine et la Température ambiante.	77
08	Rendement thermique en fonction de température à l'entrée de la turbine.	78
09	Le rendement exergetique en surface 3D en fonction de la température ambiante et la température à l'entrée de la turbine.	79
10	Le rendement exergetique en fonction de la température à l'entrée de la turbine	80
11	Taux de compression en surface 3D en fonction de la température ambiante et la température à l'entrée de la turbine	81
12	Taux de compression en fonction de la température à l'entrée de la turbine	82

Listes des tableaux :

N°	Désignation	Page
Chapitre III : Modélisation de la turbine à gaz		
01	Caractéristique technique de la turbine à gaz MS5002C.	29
02	Caractéristiques opérationnelles de la turbine à gaz MS5002C	30
03	Principaux constituants de l'air en fractions molaires	30
04	Constituants principaux permanents de l'air en fractions massiques	31
05	Gibbs standard des éléments compositions et données du fioul	31
06	Exergie chimique standard des éléments composants du fioul	32
07	Quantité de comburant nécessaire pour 100 kilos moles de carburant Et la composition des fumés	32
08	Fraction molaire des produits dû à la combustion	33
09	Fraction massique des produits dû à la combustion	33

NOMENCLATURE

Symbole	Définition	Unité
Ex	Exergie	kJ
h	Enthalpie	kJ/kg
\dot{m}	Débit massique	kg/s
m	Masse	kg
M	Masse molaire	kg/kmol
p	Pression	bar
\dot{w}	Puissance	kW
PCI	Pouvoir calorifique inférieur	kJ/kg
\dot{q}_{CC}	Quantité de chaleur	kW
q	Quantité de chaleur spécifique	kJ/kg
S	Entropie	KJ/kg. K
T	Température	°C
Ta	Température ambiante	°C
W	Travail spécifique	kJ/kg

Symboles grecs

η_{en}	Rendement Energétique de la turbine à gaz	%
η_{ex}	Rendement Exergétique de la turbine à gaz	%
η_{is}	Rendement isentropique	%
η_{mec}	Rendement mécanique	%
η_{CC}	Rendement de la combustion	%
τ	Taux de compression	-
c	Rapport de détente	-

Les indices

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

Abréviation

CHP	Compresseur haut pression
CBP	Compresseur basse pression
TAG	Turbine à gaz
TGS	Turbine à gaz simple
ISO	International Standard Organisation

Substances chimiques

CH ₄	Méthane
O ₂	Oxygène
N ₂	Azote
CO ₂	Dioxyde de carbone
H ₂ O	Eau
CO	Oxyde de carbone

INTRODUCTION GENERALE

Introduction générale

La turbine à gaz demeure l'un des moyens de production de puissance les plus révolutionnaires, son invention a permis aux ingénieurs d'atteindre des niveaux de puissance jamais égalés par des moteurs thermiques conventionnels. L'utilisation de ce mode de production de puissance est très répandue dans différents domaines d'activité, en passant par la production de l'électricité, la propulsion aéronautique, la pétrochimie jusqu'à l'industrie pétrolière et gazière, compte tenu de la facilité d'adaptation, du faible rapport coût puissance unitaire développée et une large gamme de régimes de fonctionnement.

La région de Hassi R'mel, une zone de production de gaz naturel en Algérie, abrite de nombreuses turbines à gaz réparties dans diverses unités, notamment les modules de production de gaz, les stations de réinjection des gaz et les unités de boosting. Cependant, la région est caractérisée par un climat désertique, particulièrement pendant la saison estivale, où les températures peuvent atteindre jusqu'à 50°C, et l'air est extrêmement sec. Cela pose un défi aux performances des turbines à gaz, généralement conçues pour fonctionner dans des conditions ISO spécifiques. (Une température ambiante de 15°C et une altitude de $Z=0$). Les conditions environnementales extrêmes de la région peuvent compromettre ces performances.

Notre travail actuel s'inscrit dans cette perspective particulière. Il s'agit d'une étude thermodynamique et d'une optimisation de fonctionnement de la turbine à gaz, plus précisément du type MS5002C, employée par Sonatrach dans l'unité Boosting du champ gazier de Hassi R'mel. L'objectif est de déterminer l'influence de la température ambiante et de la température à l'entrée de la turbine sur ses performances, compte tenu des conditions environnementales spécifiques de cette région saharienne.

Notre travail actuel est structuré en cinq chapitres :

- ✚ Dans le premier chapitre, nous présentons une description détaillée du site gazier de Hassi R'mel, incluant une analyse approfondie de la station de Boosting.
- ✚ Le deuxième chapitre est une description générale de la turbine à gaz en terme constituant et domaines d'application et son historique.
- ✚ Le troisième chapitre est principalement consacré à une modélisation thermodynamique de l'évolution du fluide dans les trois compartiments de l'installation, ainsi qu'à la modélisation du cycle réel de la turbine à gaz MS5002C.
- ✚ Le quatrième chapitre consistera en la présentation des résultats obtenus par notre programme, sous forme de courbes et de cercles, concernant l'influence de la température ambiante, de la

Introduction générale

température à l'entrée de la turbine, du taux de compression, sur les performances de la turbine à gaz (TAG).

- ✚ Enfin le cinquième et dernier chapitre, est principalement dédié à une optimisation de rendement thermique, le rendement exergetique, et le taux de compression de la turbine à gaz.

CHAPITRE I
Description du site gazier du
Hassi R'mel

I.1. L'introduction :

Le gaz naturel est un hydrocarbure d'une importance capitale et ce depuis sa découverte en 1921. Il joue un rôle très important dans l'économie ainsi que dans les relations entre les pays producteurs et les pays importateurs.

Après 1921, le gaz naturel a subi une évolution progressive en fonction de l'évolution de la technologie mondiale. Il est utilisé comme fuel gaz à l'usage domestique et comme étant principale utilisée pour le transport et la production d'électricité dans le domaine industriel de par son coût attractif et sa disponibilité.

L'Algérie possède environ 10% de réserve mondiale en gaz naturel, elle se place au cinquième rang international.

Plus 50% de ces réserves connues sont concentrées dans le gisement de Hassi R'mel.

- Gaz sec ou gaz de vente (C1, C2).
- Gaz propane liquéfié « GPL » (C3, C4).
- Condensat (C5 et plus).

I.2. Situation géographique de Hassi R'mel :

Le site gazier de Hassi R'mel est situé à une distance de 550 Km de la capitale et à 120 Km de la wilaya de Laghouat, sur une altitude d'environ 755 m (figure 1.1). Le paysage est constitué d'un vaste plateau rocailleux. Avec une faible pluviométrie (180 mm par an) et une humidité moyenne de 20% en été et de 34% en hiver, les températures à Hassi R'mel varient entre -5°C et 45°C. La région est dominée par des vents violents qui soulèvent le sable réduisant la visibilité à 15 m.

Le gisement de Hassi R'mel est connu pour être l'un des plus grands gisements de gaz à l'échelle mondiale. Il a une forme d'ellipse qui s'étale sur une superficie plus de 3500 Km² (70 Km du nord au sud et 50 Km d'est en ouest). Il se situe à une profondeur de 2200 m, la capacité du gisement est de l'ordre de 3000 milliards de mètres cubes récupérables. Le gisement de Hassi R'mel contient essentiellement les éléments suivants :

- Gaz naturel.
- Gaz de pétrole liquéfié GPL.
- Condensat- Gazoline-Liquide.

Plusieurs entreprises nationales et étrangères se partagent l'exploitation du site gazier de Hassi R'Mel à l'instar de SONATRACH, SONALGAZ, ENGTP, GENERALE ELECTRIC NUOVO PIGNONE, JGC...etc. [1]



Figure.I.1 : situation géographique de la région de Hassi R'mel.

I.3. Historique du champ de Hassi R'mel :

Le premier forage au niveau du gisement de Hassi R'mel, à quelque Kilomètres de BERIANE, a été réalisé en 1956 et dénommé HR1. La profondeur du puit était de 2132 m, et qui révéla la présence d'un réservoir de gaz humide sous une forte pression (310 bars au fond). de 1957 à 1960, huit (08) autres puits (HR2, HR3, HR4, HR5, HR6, HR7, HR8, HR9) ont été forés pour la délimitation du gisement et l'évaluation des réserves, qui sont initialement estimés à 2800 milliards de mètres cubes, sous une superficie de 3500 Km².

Les études approfondies du réservoir ont permis de déterminer avec exactitude le type et les proportions des hydrocarbures que contient le gisement de Hassi R'mel à savoir : le gaz

(200gr / m^3), le condensat (80gr/ m^3) et le GPL. En d'autres termes, pour chaque mètre cube du gaz produit, on extrait 200 grammes de condensat et 80 grammes de GPL. Les études complémentaires qui ont été menées au fur et à mesure au niveau du réservoir ont mis en évidence la présence du pétrole brut autour du gisement, et plus particulièrement dans la partie Est et sud du champ. On parle ainsi d'une présence d'anneau d'huile (pétrole brut).

Ce qui est communément appelé gisement de Hassi R'mel est constitué de trois grands réservoirs :

Réservoir A : S'étend sur tout le champ de Hassi R'mel, son épaisseur varie sur l'ensemble du champ de 15 à 30 m

Réservoir B : Il est limité entre la zone centrale et la zone nord du champ, cette couche représente 13% des réserves.

Réservoir C : Il s'étend sur la majeure partie du champ sauf la zone sud, c'est la plus épaisse des trois niveaux et le plus important.

I.4. Développement du champ de Hassi R'mel :

Le développement du gisement de Hassi R'mel a été réalisé en plusieurs étapes, répondant à l'évolution économique du pays et au développement technologique du marché du gaz naturel, nous détaillons dans ce qui suit l'évolution chronologique de ces différentes étapes :

1961-1969 : Mise en exploitation de 06 unités de traitement de gaz d'une capacité de 04 Milliards de m^3 par an.

1972-1974 : Mise en exploitation de 06 unités supplémentaires pour atteindre une capacité de 14 milliards m^3 par an.

1975-1980 : mise en œuvre et réalisation du plan directeur de développement visant les objectifs suivants ;

- Augmentation de la capacité de traitement de 14 à 19 milliards m^3 /an.
- Maximisation de la récupération des hydrocarbures liquide, condensât et GPL, par recyclage partiel du gaz

Octobre 1981 : construction et mise en exploitation du centre de traitement d'huile

(CTH1) et ce juste après la découverte et l'anneau d'huile-pétrole brut- qui entoure le gisement de gaz en 1980.

1985 : réalisation et mise en service d'une unité pour la récupération des gaz torchés et la production de GPL des modules 0 et 1.

Juin 1987 : Démarrage du centre de traitement de gaz CTG/Djebel Bissa d'une capacité de 1.4 milliards m^3 par an.

Novembre 1989 : mise en service du centre traitement d'huile N°2 (CTH20).

Octobre 1992 : mise en service du centre de traitement d'huile N°3 (CTH3).

Juillet 1993 : mise en service du centre de traitement N°4 (CTH4).

1995- 1999 : mise en service des unités de déshydratation de gaz de SBAA(ADRAR) et IN SALAH.

Avril 1999 : démarrage de la station de récupération des gaz associés (SRGAI) d'une capacité de 1 ,2 milliards m^3 par an.

Janvier 2000 : démarrage du centre de traitement de gaz CTG/HR6Sud d'une capacité de 2.4 milliards m^3 par an.

2004 : réalisation et mise en service du projet BOOSTING qui est sensé augmenter la pression d'entrée des modules. Actuellement la capacité totale de traitement est de 98 milliards m^3 par an.

Décembre 2007 : mise en service de la station de récupération des gaz associés (SRGA2) compétant la production avec la SRGA1

I.5. Les installations gazières de Hassi R'mel :

Le plan d'ensemble des installations implantés à Hassi R'mel a pour but de réaliser une exploitation rationnelle des gisements.

Le champ Hassi R'mel possède plusieurs installations sur trois secteurs (figure 1.2).

I.5.1. Secteur centre :

- 92 Puits producteurs.
- 03 Modules de traitement de gaz 0,1,4.
- 01 Unité commune aux modules 0et 1.
- 01 Station Boosting centre.
- 01Station de récupération des gaz associés.
- 01. Centre de stockage et transfert.
- 02 Centre de traitement d'huile 1/3.

- 01 Centre national de dispatching gaz.

I.5.2. Secteur Nord :

- 38 Puits producteurs.
- 01 Module de traitement de gaz MPP3.
- 01 Station Boosting nord.
- 01 Station de compression nord.
- 02 Centre de traitement d'huile 4/2

I.5.3. Secteur Sud :

- 40 Puits producteurs.
- 01 Module de traitement de gaz MPP2.
- 01 Station de Boosting sud.
- 01 Station de compression sud
- 01 Unité de traitement de gaz Djebel Bissa.
- 01 Unité de traitement de gaz de Hassi R'mel Sud
- 01 Centre de traitement d'huile [2]

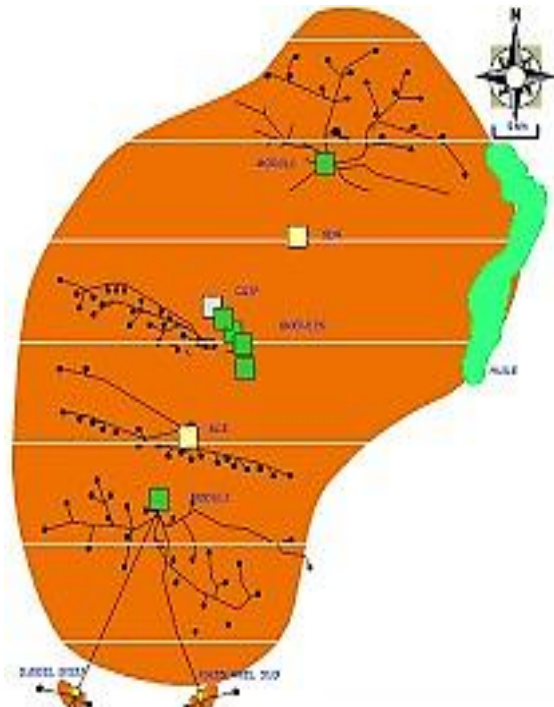


Figure 1.2 : la carte géométrie du Champ de Hassi R'mel.

I.6. Direction Régionale de Hassi R'mel :

La Direction de Hassi R'mel (DRH) fait l'exploitation du gaz et d'huile, et le dispatching vers Arzew, Skikda, Italie, et L'Espagne via la Tunisie et le Maroc, ainsi la maintenance des équipements d'exploitations et de productions. Elle se compose de cinq (05) direction et six (06) divisions.

I.6.1. Structures de la direction régionale :

I.6.1.1. Direction maintenance :

Sa mission consiste à définir politique et les moyens de maintenance des installations et veiller à son suivi à utiliser d'une façon optimale le personnel et les moyens des différents départements et services en vue d'assure au niveau des unités de production et des stations la bonne marche des installations.

I.6.1.2. Direction exploitation :

Elle assure le fonctionnement des activités de l'exploitation en conformité avec les procédures et règlements établis par la direction régionale. Sa mission principale consiste à faire fonctionner toutes les installations de production qui lui sont confiées d'une façon rigoureuse.

I.6.1.3. Direction technique :

Sa mission consiste à mettre en œuvre une capacité de réalisation des travaux de surface pétrolière de lutte contre la corrosion des équipements et installation. Elle est composée de département programmes et contrôle, département travaux pétroliers et département des inspections.

I.6.1.4. Direction logistique :

Elle contribue au développement global de la direction régionale par l'étude et la définition de nouvelles installations et d'infrastructures non pétrolières et leur suivi.

I.6.1.5. Direction production :

Elle gère la 2^{ème} richesse de la région après les hommes, à savoir le gisement des hydrocarbures, c'est de là que découle toute l'importance que lui confère cette mission.

I.6.2. Les Divisions :**I.6.2.1. Division ressources humaines et moyens :**

Sa mission consiste à la gestion administrative de toutes les ressources de la région, elle assure notamment la paie, le transport du personnel, la gestion des carrières et la formation continue pour développer les compétences de la ressource humaine.

I.6.2.2. Division finance et comptabilité :

Sa mission essentielle consiste à assurer la comptabilité des dépenses et recette de la direction régionale selon le plan générale et analytique, et la consolidation des budgets de la direction régionale.

I.6.2.3. Division informatique :

Elle a pour mission essentielle le soutien et l'offre de services d'information aux autres structures de résoudre les problèmes liés à l'exploitation des équipements informatiques composés de PC et réseaux.

I.6.2.4. Division approvisionnement :

Elle assure les approvisionnements et le suivi des demandes de réapprovisionnement en leur assurant un traitement rapide et efficace.

I.6.2.5. Division intendance :

Elle est chargée de la gestion des bases de vie, la restauration, l'hébergement et des espaces verts.

I.6.2.6. Division sécurité :

Sa mission essentielle se résume en la prévention de tout incident touchant les personnes et les installations et l'intervention en cas de sinistres. Elle assure aussi le contrôle des puits qui sont d'équipements de sécurité de surface automatisés.

I.7. Station de Boosting :**I.7.1. La Définition :**

C'est une unité de refoulement de gaz. Elle fait augmenter la pression et garde le débit du gisement d'alimentation des modules (0.1 et 4) boosting vient d'un mot anglais (booster) qui signifie amplifier en langue française.

Alors **BOOSTING** est associé comme amplificateur (amplification).



Figure II : projet boosting de Hassi R'mel.

I.7.2. But de réalisation :

La réalisation de la station de boosting à Hassi R'mel avait pour but principale d'améliorer l'efficacité de transport du gaz naturel produit dans la région. En augmentant la pression du gaz, la station facilite son déplacement à travers les pipelines sur de plus longues distances, ce qui est particulièrement important dans le contexte de l'industrie du gaz naturel.

- ❖ Une station **BOOSTING**, comporte trois turbocompresseurs K -901, deux en marche et un est réservé en cas de panne.

I.8. Description des installations :

La construction de trois (03) stations de boosting respectivement appelées SBC, SBS, SBN a pour but d'y faire augmenter la pression du gaz d'alimentation, qui diminue graduellement au niveau des usines de traitement existantes (« MPP »).

I.8.1. Station Boosting central (SBC):

Disposant de (8+1réserve) unités de boosting qui augmente la pression qui provient de 92 puits producteurs pour les modules MPP0, MPP1 et MPP4.

I.8.2. Station Boosting Nord (SBN):

Disposant (3+1 réserve) unités de boosting qui augmente la pression qui provient de 38 puits producteurs pour les modules MPP3.

I.8.3. Station Boosting Sud (SBS):

Disposant de (3+1réserve) unités de boosting qui augmente la pression qui provient de 40 puits producteurs pour le module MPP2.

I.9. Consistance des sections de procédé de SBC :

SBC est conçu de façon à comprimer le gaz d'alimentation jusqu'à une pression d'au moins $102\text{kg}/\text{Cm}^2\text{G}$, pression de livraison à l'entrée de MPP-0, I et IV. Le condensat et l'eau que comporte le gaz d'alimentation sont respectivement séparé en amont du compresseur, le condensat séparé étant envoyé vers chaque MPP, de son côté l'eau libre séparée, vers le système d'évacuation d'eau huileuse. Chaque station de Boosting consiste en trois (03)

sections suivantes :

I.9.1. Manifold :

Cette section est composée des éléments suivants :

- Manifolds d'entrée et de sortie.
- Ligne de by-passe de la station
- Vanne d'arrêt d'entrée (XV6901) et celles de sortie (XV-920, 921,922).

I.9.2. Séparation d'entrée :

Cette section est composée des équipements suivants :

(1) Séparation d'entrée D6901a-F Pression de calcul : $125 \text{ kg/Cm}^2\text{G}$ Température de calcul : 90°C

(2) Refroidisseurs de condensat hydrocarbure E – 904 /905.

Température de calcul entrée : 650°C Température de calcul sorti : 49°C

(3) Le condensat et l'eau que comporte le gaz d'alimentation sont respectivement séparés dans D- 901. le gaz d'alimentation séparé est envoyé vers les unités de boosting.

Le liquide condensat venant du séparateur D-901 est refroidi, en passant à travers les refroidisseurs respectifs E- 904/905, jusqu'à une température de 49°C , avant d'être fourni à chaque MPP correspondant.

Le réglage de la température à la sortie de ces refroidisseurs devrait être effectué manuellement durant le démarrage ; le réglage automatique par le marché et l'arrêt (ON/OFF) du moteur du système ventilateur pourra être choisi, suite à la constatation que la température est devenue stable.

(4) Le ballon D-901 est le séparateur de réserve commun aux unités, B, C, D, E, F, G, H, I.

(5) Les eaux huileuses collectées dans le Z- 903 sont séparées en huile et en eau, l'eau est pompée par le P- 904 A/B vers le bassin d'évaporation existant du MPP4, tandis que l'huile est pompée par le P-904 B/C vers le stockeur de condensats du MPP4.

I.9.3. Boosting :

Cette section est constituée des éléments suivants :

- Collecteur d'entrée et de sortie commune aux unités de boosting Unité Boosting
- Compresseur booster K-901 Type : centrifuge, BCL606/A.
- Dispositif d'entraînement : turbine à gaz MS5002C Aéroréfrigérant à la sortie du compresseur E- 901.
- Description des systèmes d'utilités :Système d'air
Système de gaz combustibleAutres utilités. [3]

I.10. Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons présenté la situation géographique du site gazier de Hassi R'mel sa capacité de production est ses réserves. Nous avons par la suite décortiqué le plan de développement les différentes évolutions qui ont marqué l'industrie gazier en Algérie depuis son indépendance.

CHAPITRE II
Généralités sur les turbines à gaz

II.1) Introduction :

L'objectif de ce chapitre consiste à effectuer une recherche bibliographique approfondie sur les turbines à gaz, en mettant l'accent sur leurs classifications, leurs composants principaux, leur principe de fonctionnement, ainsi que sur divers domaines d'application.

II.2) Définition de la turbine à gaz :

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne de tous les points de vue. Elle peut être considérée comme un système autosuffisant. En effet, elle prend et comprime l'air atmosphérique dans son propre compresseur, augmente la puissance énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et convertit cette puissance en énergie mécanique utile pendant les processus de détente qui a lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel. Sous sa forme la plus simple, une turbine à gaz comprend un compresseur axial qui aspire l'air à la pression atmosphérique, une chambre de combustion, où l'air comprimé est réchauffé à pression constante par la combustion d'une certaine quantité de combustible (gaz naturel, gasoil ou kérosène) et enfin une turbine de détente des gaz jusqu'à la pression atmosphérique [4].

II.3) 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 19^e siècle. Toute fois 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 [5].



Figure II. Le premier brevet relatif d'une turbine à gaz. [5]

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

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

Quelques dates [6] :

- ✚ 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).

II.4) 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

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 [6].

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 [6].

L'énergie résiduelle est utilisée dans de nombreux domaines qui se convertit en énergie électrique ou reconvertis en énergie de pression.

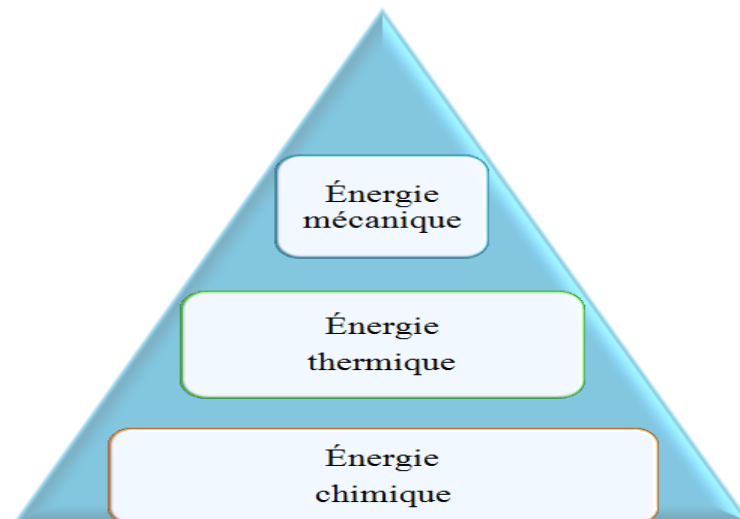
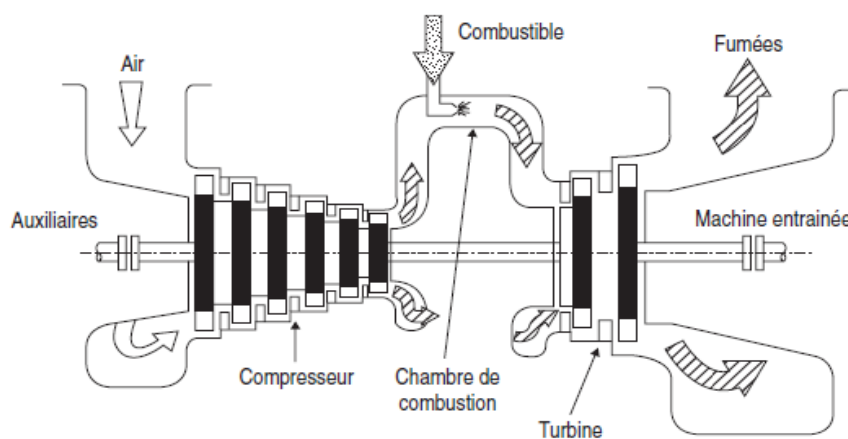


Figure. II.2 : Les étapes de la conversion de l'énergie.

II.5) Les éléments principaux de la turbine à gaz :

Dans sa forme la plus simple et répandue, Une turbine à gaz est constituée de trois éléments essentiels :

- ✚ Compresseur : Aspire l'air et le comprime.
- ✚ Chambre de combustion : dans laquelle un combustible gazeux ou liquide est injecté sous pression, puis brûlé avec l'air comprimé, avec un fort excès d'air afin de limiter la température des gaz d'échappement.
- ✚ Turbine : généralement axiale, dans laquelle sont détendus les gaz qui sortent de la chambre de combustion, pour actionner le compresseur de la charge externe.



FigureII.3 : Organes caractérisant une turbine à gaz.

II.6) Particularité de fonctionnement :

Comparée à d'autres moteurs thermiques, la turbine à gaz présente une particularité double. Tout comme la turbine à vapeur, la turbine à gaz est une machine à écoulement continu, ce qui signifie qu'elle ne présente pas de variation périodique de l'état du fluide dans une section donnée. Cependant, tandis que dans la turbine à vapeur, le fluide subit une seule transformation, à savoir la détente, la turbine à gaz (dans un sens large) englobe l'ensemble des transformations constituant le cycle thermodynamique décrit par le fluide. Sous cet aspect, la turbine à gaz peut être assimilée aux moteurs à combustion interne à mouvement alternatif. Contrairement à ces derniers, cependant, les différentes transformations thermodynamiques ne sont pas successivement réalisées à l'intérieur du même cylindre, mais plutôt dans des enceintes distinctes et juxtaposées dans l'espace.

II.7) Classement des turbines à gaz :

On peut classer les turbines à gaz en deux grandes familles :

- ✚ Les turbines industrielles pouvant être de type mono-arbre et bi-arbres.
- ✚ Les turbines type aviation bi-arbres.

Ces deux familles se différencient essentiellement par leur conception mécanique et la technologie utilisée.

II.7.1) Turbines industrielles :

Les turbines industrielles ou « heavy duty » sont des machines lourdes et assez rustiques dont l'objectif principale est longévité. Ce critère de longévité conduit à l'utilisation de paramètres de fonctionnement peu sévères [7] :

- ✚ Température d'entrée turbine limitée environ à 950°C donc à des rendements moyens de l'ordre de 25 à 30%.

En conséquence, les révisions n'ont lieu que toutes les 20 000 ou 30 000 heures. Il y'a lieu de noter que la durée de l'arrêt, lors de la révision, varie de 3 semaines à 1 mois. Cette révision se fait sur site.

II.7.1.1) Turbine mono-arbre :

Dans ce type de turbine à gaz, le compresseur d'air, les turbines de détente et la machine réceptrice entraînée sont sur le même arbre. Cette solution a l'avantage d'une grande simplicité mais conduit à une plage d'utilisation de vitesse limitée, à 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

arbre est le plus souvent utilisée pour de 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.

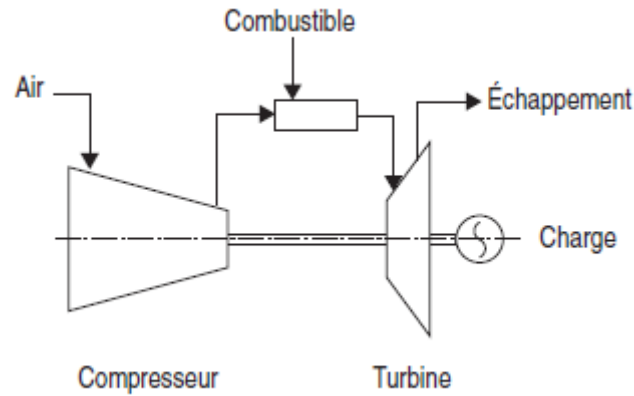


Figure II.4 : Turbine à gaz à un seul

II.7.1.2) Turbine a deux arbres :

La turbine de détente est décomposée en deux parties :

- ✚ La turbine HP entraîne le compresseur d'air et lui seul par l'intermédiaire d'un arbre.
- ✚ La turbine BP assure la fourniture d'Energie à la machine entraînée.

La première ligne d'arbre constitue la génération de gaz chaud utilisé dans la dixième ligne d'arbre pour la production d'Energie mécanique.

La turbine a bi-arbres est sur le plan mécanique plus complexe que la turbine mono-arbre. Par contre, elle permet d'obtenir un meilleur rendement, 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.

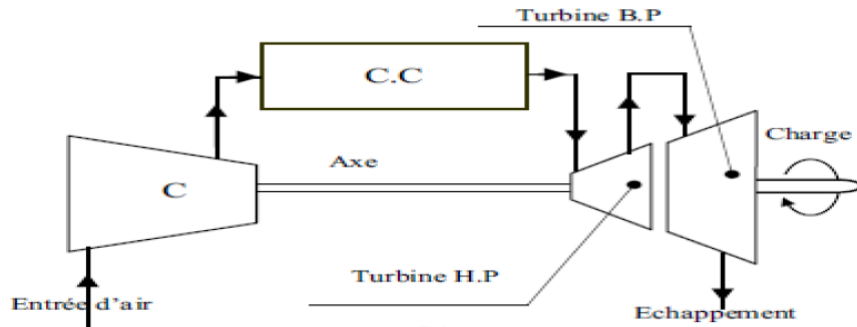


Figure II.5 : Turbine à gaz bi-arbre. [7]

II.7.2) Turbines type « aviation » :

Les turbines types aviation également appelées turbines ‘jet’ sont constituées d’un réacteur générateur de gaz chaud suivi d’une turbine de détente (en place de la tuyère) permettant de produire l’énergie mécanique. Il s’agit donc d’une turbine à deux arbres utilisant les techniques aéronautiques très répandues. La conception est évidemment bien différente des turbines industrielles puisque les critères de poids et d’efficacité sont primordiaux.

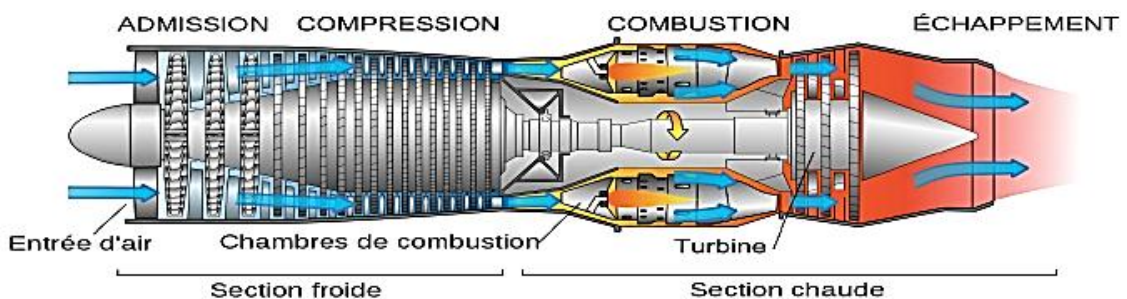


Figure II.6 : Turbines type « aviation ». [7]

II.8) 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.

II.9) Les principales applications industrielles sont [6] :

- ✚ Production d'électricité.

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

II.10. Technologie des turbines à gaz :

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

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

II.11. Appellation des turbines à gaz selon GE (General Electric) :

Les constructeurs (GE & NP) utilisent pour l'appellation de leurs TÂG la forme :
MS X Y Z N T.

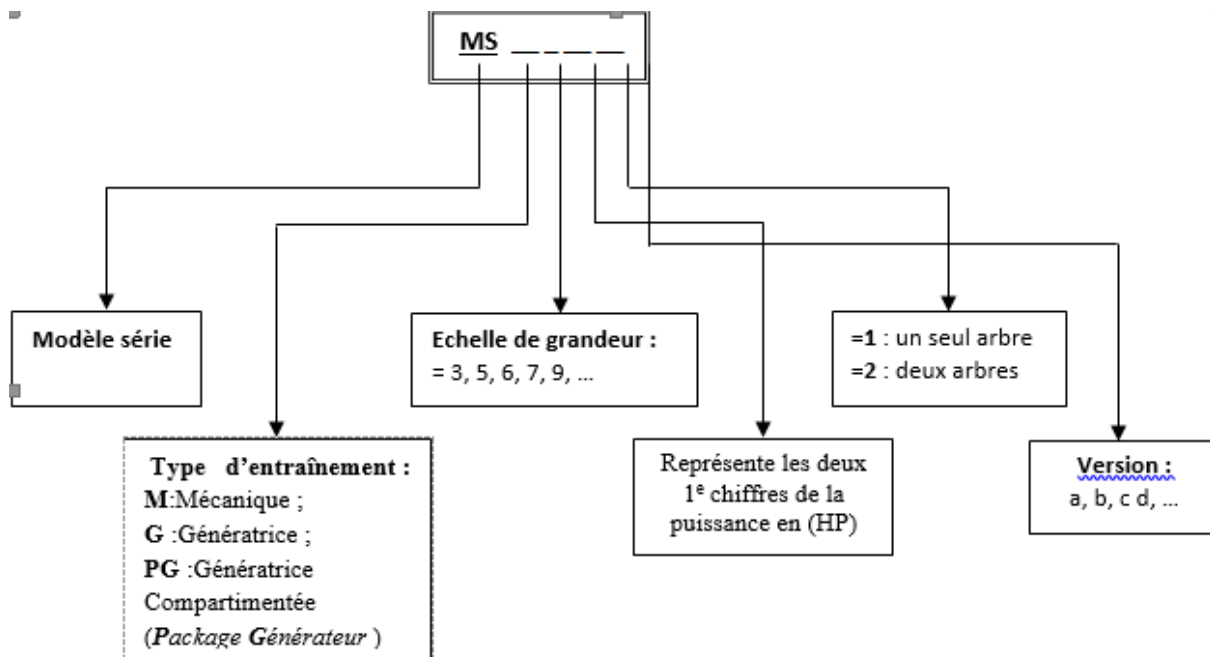


Figure. II.7. Méthode d'appellation des TÂG.

Remarque :

L'appellation couramment utilisée est par exemple MS5002B, MS9001B, ... etc. En s'intéressant pas à la puissance développée [8].

II.12) Avantages et inconvénients des turbines à gaz :

Les turbines à gaz comme toute autre machine ou installation industrielles présente des

Avantages et des inconvénients, on peut citer à cet effet :

❖ Avantages :

- ✚ Une puissance élevée dans un espace restreint dans lequel un groupe diesel de même puissance ne pourrait être logé ;
- ✚ A l'exception du démarrage et arrêt, la puissance est produite d'une façon continue ;
- ✚ Démarrage facile même à grand froid ;
- ✚ Diversité de combustible pour le fonctionnement ;
- ✚ Possibilité de fonctionnement à faible Charge.

❖ Inconvénients :

- ✚ Au-dessous d'environ 3000 KW, le prix d'installation est 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 33 % pour une turbine de 3000 KW, 32 à 38 % pour un groupe diesel.

Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons abordé des notions générales relatives aux turbines à gaz. Cela inclut une description fonctionnelle, un aperçu des travaux de recherche existants, une revue historique de la turbine en général, ainsi qu'une classification basée sur divers critères pertinents.

CHAPITRE III

Modélisation de la turbine à gaz

III.1. PRESENTATION DE LA TURBINE A GAZ MS5002C :

III.1.1. Introduction :

La turbine à gaz MS5002C est une machine rotative à combustion interne, elle pressurise de l'air, le mélange avec un combustible et brûle ainsi le mélange dans des chambres de combustion, **figure III.1.**

Les gaz ainsi produits sont détendus au niveau des aubes d'une turbine de détente.

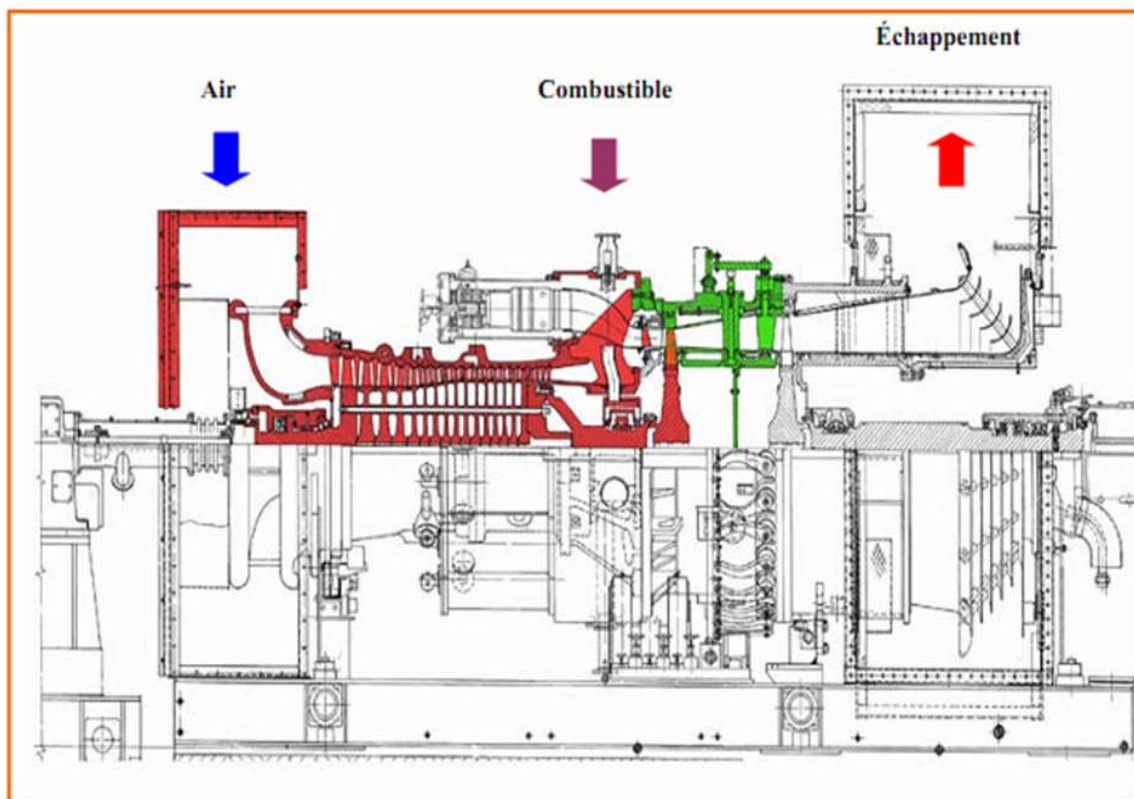


Figure (III.1) : Présentation de la turbine MS 5002C.

III.1.2. Caractéristiques de la turbine MS 5002C :**Données générales de conception :**

Série du modèle de turbine à gaz.....	MS5002C.
Emploi de la turbine à gaz.....	Entraînement mécanique.
Cycle.....	Simple.
Rotation de l'arbre.....	Sens antihoraire.
Type de fonctionnement.....	Continu.
Vitesse d'arbre : VHP.....	5100 tr/min.
VBP.....	4903 tr/min.
Commande électronique.....	Mark VI, SPEEDTRONIC.
Protections.....	Survitesse, Température excessive, Détection de vibration et Flamme.
Données nominales de la plaque	
Puissance de base.....	38000 HP ou 28337 KW.
Température d'admission.....	59 °F ou 15 °C.
Pression d'échappement.....	14,7 PSI ou 1,013 Bars.

✓ **Section Compresseur**

Nombre d'étages.....	16.
Type de compresseur.....	Flux axial, grande capacité.
Type des aubes directrices.....	Variable.

✓ **Section Turbine**

Nombre d'étage.....	2 « Deux arbres ».
Injecteurs premier étage.....	Zone fixe.
Injecteurs deuxième étage.....	Variables.

✓ **Section Combustion**

Type.....	12 brûleurs multiples. Disposition des chambres. Positionnées concentriquement autour du compresseur.
Injecteur combustible.....	Type combustible gazeux, un par chambre.

	Bougies.....	2, type électrode.
	Détecteur de flamme	4, type ultraviolet.
✓	Ensemble palier	
	Nombre de palier.....	4
✓	Système de démarrage	
	Dispositif de démarrage.....	Moteur électrique.
✓	Système de combustible	
	Type.....	Gaz naturel.
	Signal contrôle combustible	Panneau de commande turbine.
	Vanne arrêt gaz, rapport et commande.....	Servocommande électrohydraulique.
✓	Système de lubrification	
	Lubrifiant.....	A base de pétrole.
	Capacité totale	23530 litres.
	Pression sur les appuis.....	25 PSI ou 1,72 Bars.
	Pompes de graissage (Principale, Auxiliaire, Urgence)	3
✓	Système d'alimentation hydraulique	
	Pompe hydraulique (Principale, Auxiliaire).....	2
	Filtre hydraulique d'alimentation.....	Double avec vanne de transfert.

III.1.3) Principe de fonctionnement :

Grâce à un système de lancement par moteur électrique, le rotor de la turbine HP est lancé à 20 % de sa vitesse nominale.

Le compresseur axial aspire l'air de l'atmosphère et le refoule dans les chambres de combustion, où un apport de combustible permettra de produire un fluide moteur ou gaz chaud à pression constante.

Les gaz chauds ainsi produits viennent se détendre sur la roue haute pression, puis dans la roue basse pression pour s'échapper ensuite dans l'atmosphère.

Donc, on produit un travail utile pour entraîner le compresseur centrifuge BCL 606-3/A, à partir du rotor de la roue BP.

III.2) Cycles thermodynamiques de la turbine à gaz :

III.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 (**Figure III.2**) montre le diagramme classique (T – S) dans le cas idéal et réel.

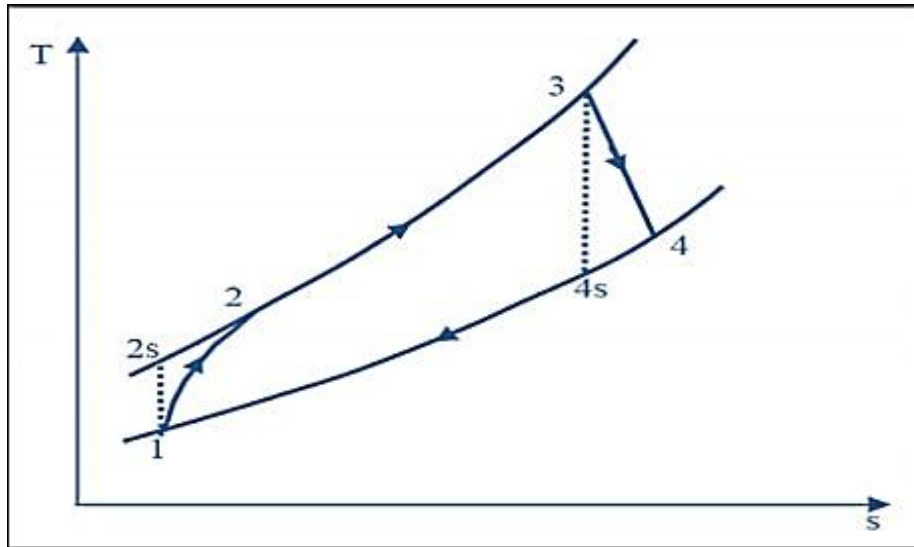


Figure III.2 : Cycle thermodynamique de Brayton [9].

III.2.2) Cycle de Brayton idéal (réversible) :

La Figure III.3 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.

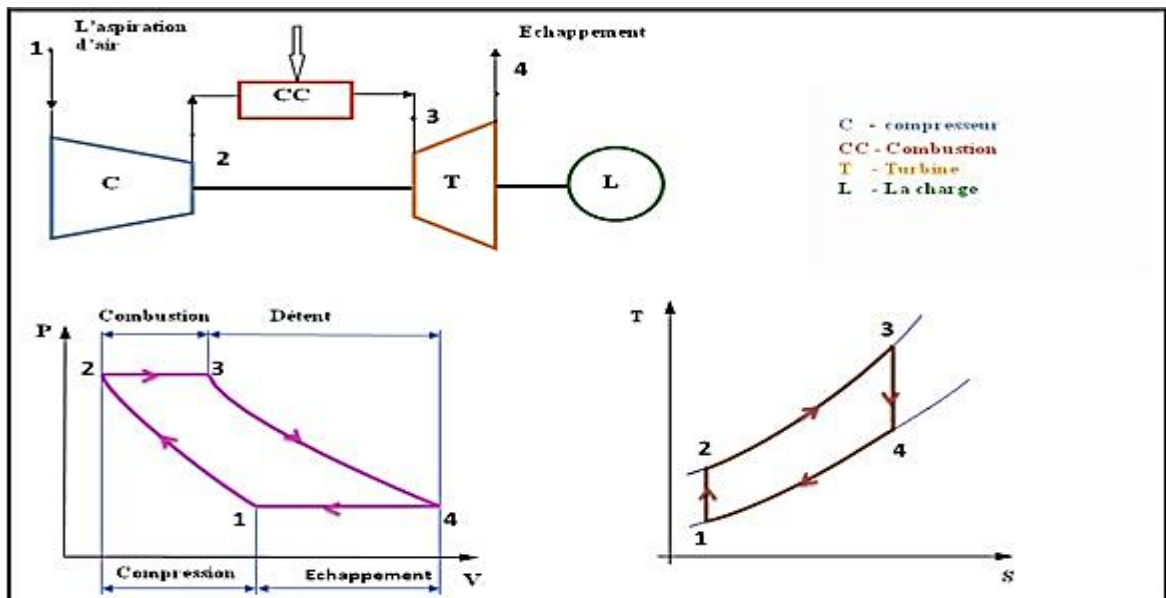


Figure III.3 : Cycle idéal (réversible) de Brayton [10].

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.

III.2.3) 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 III.4**, montre le diagramme (T – S) du cycle de Brayton.

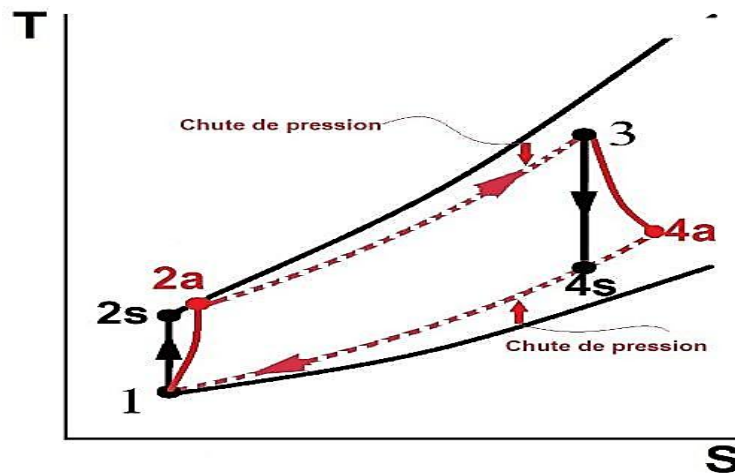


Figure III.4 : Diagramme T – S du cycle réel de Brayton [11]

III.3) Etude thermodynamique des différentes séquences de TAG MS 5002 C :

III.3.1) Section de la compression :

La **Figure III.5** ci-dessous montre le processus de la compression dans les deux cas ; idéal de 1 à 2s, et réel de 1 à 2 ;

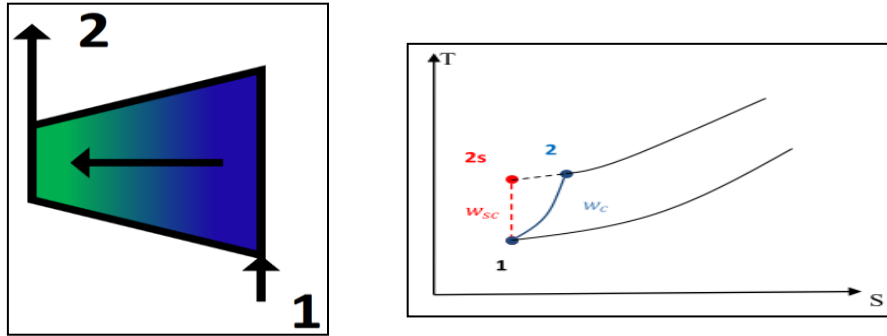


Figure III.5 : Présentation de la compression de compresseur

L'air à l'entrée du compresseur est toujours lié aux conditions ambiantes, y compris la température

T_0 , la pression t_0 . D'autre part, les propriétés d'air à la sortie du compresseur dépendent du taux de compression τ , du rendement isentropique de compresseur η_{CA} , et le débit d'air aspiré \dot{m}_{air} . On peut calculer ces propriétés (T_2, T_{2s}, P_2) en utilisant les formules suivantes :

$$\tau = \frac{P_2}{P_1} \quad \Rightarrow \quad P_2 = \tau * P_1 \quad (1.1)$$

Le travail consommé par le compresseur axial :

$$W_{ca} = (h_2 - h_1) \quad (1.2)$$

$$\text{Dans le cas idéal : } W_{ca}(h_{2s} - h_1) \quad (1.3)$$

La puissance consommée par le compresseur axial :

$$\dot{W}_{ca} = \dot{m}_{air} * (h_2 - h_1) \quad (1.4)$$

L'entropie de compresseur axial :

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_{air}(S_2 - S_1) \quad (1.5)$$

Le rendement du compresseur est défini comme étant le rapport entre le travail isentropique et le travail réel du compresseur, il s'écrit comme suit :

$$\eta_{ca} = \frac{h_{2is} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (1.6)$$

III.3.2) Section de la combustion :

Les propriétés de la combustion dépendent du pouvoir calorifique inférieur PCI, et du débit de combustible \dot{m}_f , ainsi que le rendement de la chambre de combustion. Pendant la transformation isobare de 2 à 3 comme nous illustrons dans la figure (**Figure III.6**), 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.

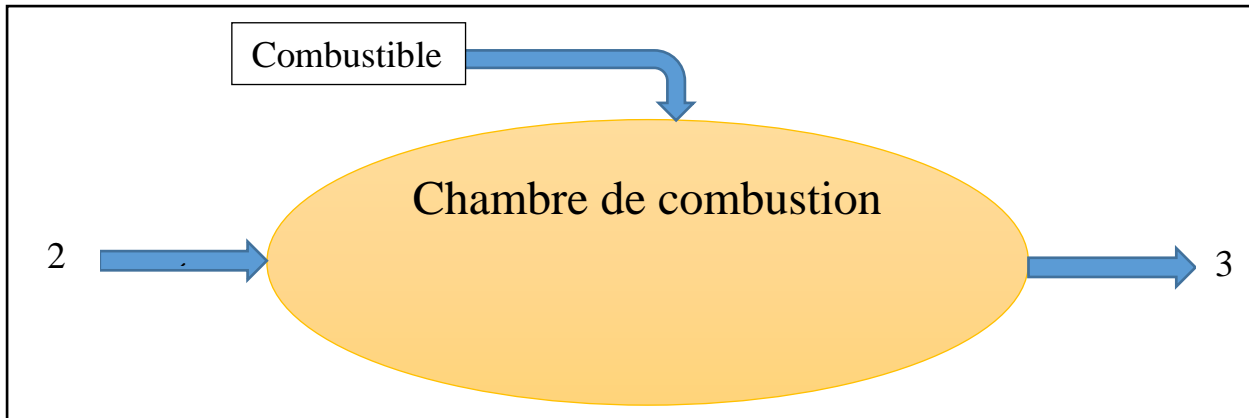


Figure III.6. La schématisation de la chambre de combustion

La quantité de chaleur fournie au fluide est donnée par l'équation du bilan suivante :

$$\dot{Q}_{cc} = (\dot{m}_{air} + \dot{m}_f)h_3 - \dot{m}_a h_2 \quad (1.7)$$

D'après le bilan massique :

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_{air} + \dot{m}_f = \dot{m}_{fumées} \quad (1.8)$$

De (1.7) et (1.8) on aura :

$$\dot{Q}_{cc} = \dot{m}_f * (PCI + h_f) * \eta_{cc} \quad (1.9)$$

La quantité de chaleur fournie par la chambre de combustion :

$$Q_{cc} = h_3 - h_f = (PCI + h_f) * \eta_{cc} \quad (1.10)$$

La puissance fournie par la chambre de combustion :

$$\dot{Q}_{cc} = \dot{m} * h_3 - \dot{m}_{air} * h_2 = \dot{m}_f * (PCI + h_c) * \eta_{cc} \quad (1.11)$$

Le bilan entropique de la chambre de combustion :

$$\dot{m} * S_2 + \frac{\dot{Q}_{cc}}{T_3} + \dot{S}_{gen} = S_3 \dot{m} \quad (1.12)$$

De (1.12) on aura :

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m} * (S_3 - S_2) - \frac{\dot{Q}_{cc}}{T_3} \quad (1.13)$$

Le rendement enthalpie de la chambre de combustion :

$$\eta_{cc} = \frac{h_3 - h_2}{h_3^* - h_2} \quad (1.14)$$

III.3.3) Section turbine de détente :

La (Figure III.7) illustre le processus de la détente de cycle de Brayton dans les Cas idéal et réel, de (3 à 4s, 4 à 5s) et de (3 à 4, 4 à 5) respectivement

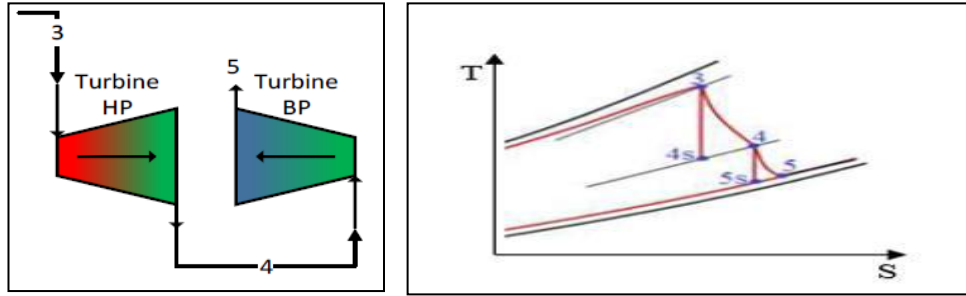


Figure III.7 : Présentation de la détente.

Le travail délivré par la turbine de détente :

$$W_T = (h_3 - h_4) \quad (1.15)$$

La puissance délivrée par la turbine de détente :

Bilan énergétique et massique :

$$\dot{m}_3 * h_3 = \dot{m}_4 * h_4 + \dot{W}_T \quad (1.16)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m} \quad (1.17)$$

De (1.16) et (1.17) on aura :

$$\dot{W}_T = \dot{m} * (h_3 - h_4) \quad (1.18)$$

La puissance délivrée par la turbine de détente haut pression :

$$\dot{W}_{THP} = \frac{W_{CA}}{\eta_{mCA-THP}} \quad (1.19)$$

La puissance délivrée par la turbine de détente basse pression :

$$\dot{W}_{TBP} = \dot{W}_T - \dot{W}_{THP} \quad (1.20)$$

Le rendement enthalpie de la turbine de détente :

$$\eta_T = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4is}} \quad (1.21)$$

III.4) Calcule thermodynamique :**III.4.1) Caractéristique de la turbine à gaz MS5002C :****a) Données du constructeur [13] :**

Les données de fonctionnement du constructeur sont détaillées comme suit :

Paramètre	Unité	Symbole	Valeur
Pression d'aspiration	[Bar]	P_{atm}	1.01325
Température d'aspiration	[° C]	T_{amb}	15
	[K]		288.15
Débit massique de l'air	[kg.s-1]	\dot{m}_{air}	123.4
	[kg.h-1]		444240
Température de combustion	[° C]	T_3	963
	[K]		1236.15
Température de gaz d'échappement	[° C]	T_4	517
	[K]		790.15
Débit volumique de l'air à l'entrée du compresseur	[m ³ /S]	Q_v	80
Taux de compression	–	τ_c	8.8
Puissance utile	[MW]	P_u	28340
Rendement de transmission compresseur-turbine HP	[%]	$\eta_{mCA-THP}$	98
Rendement de transmission compresseur-turbine BP	[%]	$\eta_{mCA-THB}$	97
Rendement chambre combustion	[%]	η_{cc}	97
Rendement de compresseur axial	[%]	η_{cA}	85
Rendement de la turbine de détente	[%]	η_T	90
Rendement de la turbine à gaz	[%]	$\eta_{TAG-ISO}$	28.8
Débit d'air soutiré	[%]	ε	5

Pertes de charge à l'admission	[Bar]	ΔP_{AD}	0.03
Pertes de charge dans la chambre de combustion	[%]	ΔP_{CC}	6
Pertes de charge à l'échappement	[Bar]	ΔP_{EC}	0.02
Vitesse de rotation de la turbine haute pression	[Tr/min]	N_{HP}	5100
Vitesse de rotation de la turbine basse pression	[Tr/min]	N_{HB}	4670

Tableau III.1 : Caractéristique technique de la turbine à gaz MS5002C.

b) Les données d'exploitation :

Les données d'exploitation ont été retirées du manuel opératoire SBC Hassi R'mel [12]

Paramètres de fonctionnement selon la salle d'exploitation	
Pression de fioul injecté dans la chambre de combustion (bar)	12.75
Température de fioul injecté dans la chambre de combustion (C°)	25
Rendement isentropique du compresseur centrifuge (%)	85

Tableau III.2 : Caractéristiques opérationnelles de la turbine à gaz MS5002C.

c) Composition de l'air :

L'air est un mélange de différent gaz ou vapeur. Il est approximativement composé en fraction molaire, les constituants de l'air sont classés comme le montre le tableau suivant :

Constituants permanents			Constituant variable	
Constituant	Fraction molaire x_i	Fraction massique. w_i	Constituant	Fraction molaire. x_i
Azote (N2)	0.7812	0.7557	Eau (H2O)	[0 ; 0.07]
Oxygène(O2)	0.2096	0.2315	Dioxyde de carbone (CO2)	[0.001 ; 0.0001]
Argon (Ar)	0.0092	0.0127		

Tableau III .3 : principaux constituants de l'air en fractions molaires [14].

Les fractions massiques sont obtenues en effectuant les calculs suivants :

$$m_{\frac{A}{Z}X} = x_i * M_{\frac{A}{Z}X}$$

$$m_{air} = \sum_i m_{\frac{A}{Z}X_i}$$

$$W_i = \frac{m_{\frac{A}{Z}X}}{m_{air}}$$

Constituants principaux permanents.	
Constituant	Fraction massique w_i
Azote (N_2)	0.75560
Oxygène (O_2)	0.23150
Argon (Ar)	0.01290

Tableau III.4 : Constituants principaux permanents de l'air en fractions massiques

III.4.2) Données du fioul :

Elément Chimique	Symbolisation	Fraction Molaire x_i	Fraction massique w_i	ΔG_f° (KJ/kmol)	Exergie Chimique standard $e_{x,ch}^\circ$ (KJ/kmol)	Exergie chimique standard $e_{x,ch}^\circ$ (KJ/Kg)
Méthane	CH_4	0.8378	0.7151	-50.8	831.67	51.8407
Ethane	C_2H_6	0.0770	0.1232	-32.9	1495.9	49.7502
Propane	C_3H_8	0.0191	0.0448	-23.4	2151.8	48.7987
Isobutane	C_4H_{10}	0.0026	0.0080	110	2931.6	50.4382
Butane	C_4H_{10}	0.0042	0.0130	-15.6	2806	48.2773
Isopentane	C_5H_{12}	0.0007	0.0027	36.5	3504.5	48.5725
Pentane	C_5H_{12}	0.0011	0.0042	-9.2	3458.8	47.9391
Hexane	C_6H_{14}	0.0005	0.0023	-4.2	4110.1	47.6948
Dioxyde de carbone	CO_2	0.0021	0.0049	-394.4	19.77	0.4492
Diazote	N_2	0.0549	0.0818	-	0.72	0.0257
Fioul	-	1	1	-	-	46.8624

Tableau III.5. Gibbs standard des éléments compositions et données du fioul [16].

III.4.3) Calcul de l'exergie chimique standard selon la méthode générale :

La détermination de l'exergie chimique standard d'une substance repose sur l'utilisation des valeurs d'exergie standard associées à chacun de ses éléments constitutifs. En prenant en compte l'exergie chimique des éléments et la valeur de la fonction de Gibbs pour la formation du composé chimique « XYZ », on peut calculer l'exergie chimique standard de ce composé, comme exprimé par la relation :

$$e^0_{XYZ,Ch} = \Delta G_f^0_{XYZ} + e^0_{X,Ch} + Z^* e^0_{Y,Ch}$$

Eléments	Exergie chimique standard des éléments (kJ/kmol)
H_2	236.1
C	410.27
O_2 (g)	3.9
N_2 (g)	0.72

Tableau III .6. Exergie chimique standard des éléments composants du fioul. [15]

III .5) : Calculs thermodynamiques au niveau de la chambre de combustion :**a) Composition des fumés pour 100kmoles de combustible :**

Composant du combustible	Fraction molaire x (%)	Masse molaire (G/mol)	Fraction massique w_i	O_2 Pour la combustion (kmol)	Composition des fumées			
					CO_2	H_2O	O_2	N_2
CH_4	83.78	16	0.7151	167.56	83.78	167.5	0	630.3
C_2H_6	7.7	30	0.1232	26.95	15.4	23.1	0	101.3
C_3H_8	1.91	44	0.0448	9.55	5.73	7.64	0	35.93
i- C_4H_{10}	0.26	58	0.0080	1.69	1.04	1.3	0	6.36
n- C_4H_{10}	0.42	58	0.0130	2.73	1.68	2.1	0	10.27
i- C_5H_{12}	0.07	72	0.0027	0.56	0.35	0.42	0	2.11
n- C_5H_{12}	0.11	72	0.0042	0.88	0.55	0.66	0	3.31
C_6H_{14}	0.05	86	0.0023	0.475	0.3	0.35	0	1.79
CO_2	0.21	44	0.0049	-	0.21	-	-	-
N_2	5.49	28	0.0818	-	-	-	-	5.49
Total	100		1	210.395	109.0	203.1	0	797.0

Tableau III.7. Quantité de comburant nécessaire pour 100 kilos moles de carburant Et la composition des fumés.

b) Les fractions molaires des produits dus à la combustion :

Les fractions molaires des produits résultant de la combustion sont données dans le tableau suivant :

Elément	Fraction molaire
CO_2	1.0904
N_2	7.8965
Ar	0.0923
H_2O	2.0139

Tableau III.8. Fraction molaire des produits dus à la combustion.

c) Les fractions massiques des produits dus à la combustion :

A l'aide de programme qui relie **REFPROP** et **MATLAB** pour calculer les fractions massiques des produits de combustion pour une réaction chimique spécifique, les résultats obtenus sont donnés dans le tableau ci-dessous :

Elément	Fraction massique
CO_2	0.1541
N_2	0.7103
Ar	0.0120
H_2O	0.1236

Tableau III.9. Fraction massique des produits dus à la combustion.

CHAPITRE IV
Etude paramétrique de la
turbine à gaz

IV.1) Influence de la température ambiante sur les performances de la turbine à gaz :

Pour une pression atmosphérique fixe de 0,98325 bar, un taux de compression de $\tau = 8,8$ et une température à l'entrée de la turbine de 966°C , l'étude de l'influence de la température ambiante sur les performances de la turbine à gaz est présentée ci-dessous :

IV.1.1) Masse volumique :

La **Figure IV.1** ci-dessous montre les profils de la masse volumique de l'air admis dans le compresseur axial en fonction de la température ambiante.

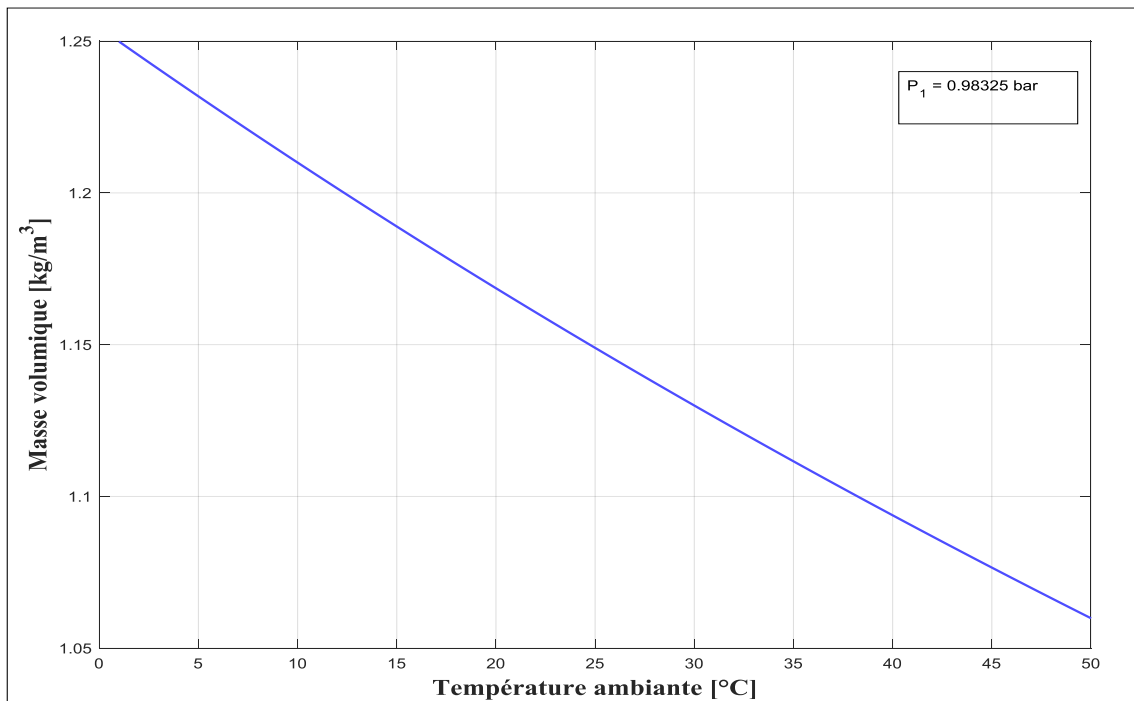


Figure IV. 1 : Effet de la température ambiante sur la masse volumique de l'air ambiant.

On s'aperçoit que la masse volumique de l'air ambiant est inversement proportionnelle à la température ambiante c'est-à-dire que la masse volumique de l'air diminue avec l'augmentation de la température ambiante puisque l'air ambiant devient plus dense avec les basses températures, car pour une augmentation de température ambiante de 0 à 50° , on perd $15,20\%$ de la masse volumique pour une diminution de $1.25\text{Kg} / \text{m}^3$ à $1.0632\text{Kg}/\text{m}^3$.

IV.1.2) Débit massique :

La **Figure IV.2** représente la variation du débit massique de l'air en fonction de la température ambiante à l'entrée du compresseur axial.

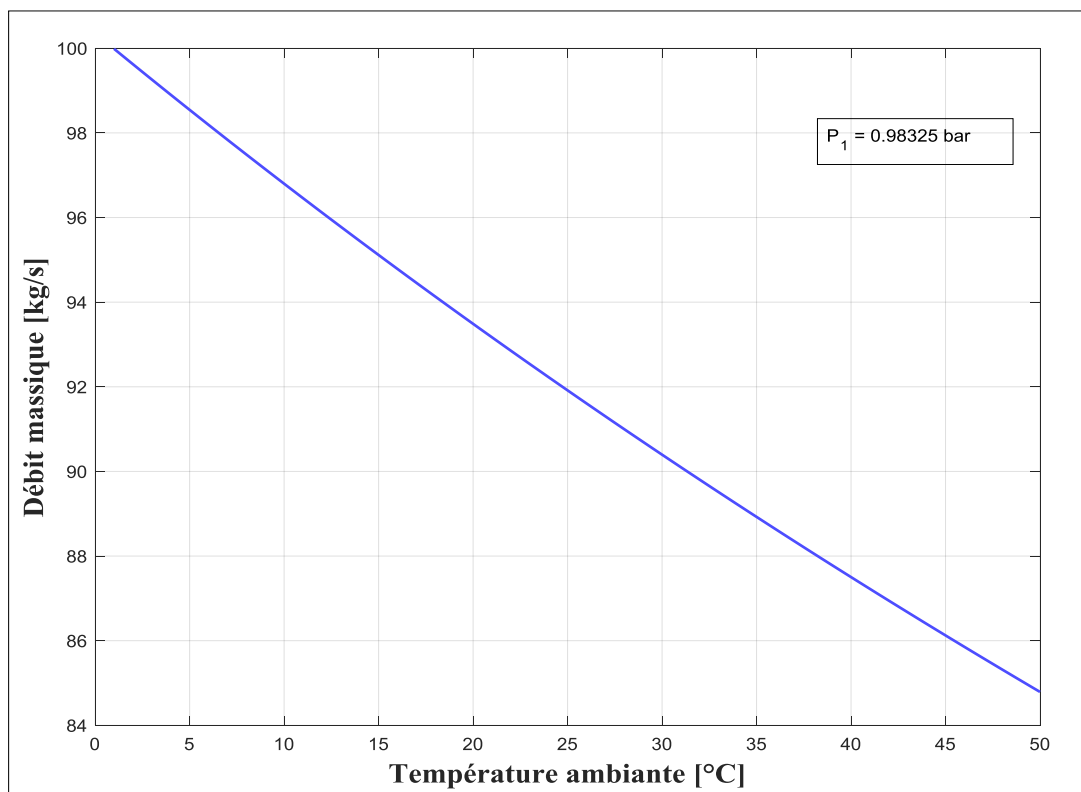


Figure IV.2: Effet de la température ambiante sur le débit massique de l'air ambiant admis.

D'après la **Figure IV.2** le débit massique de l'air ambiant est inversement proportionnel à la température ambiante car pour une augmentation de cette dernière de 0 à 50°C, la masse volumique diminue de 15,20%, et cela du fait que le débit massique est en relation direct avec la masse volumique.

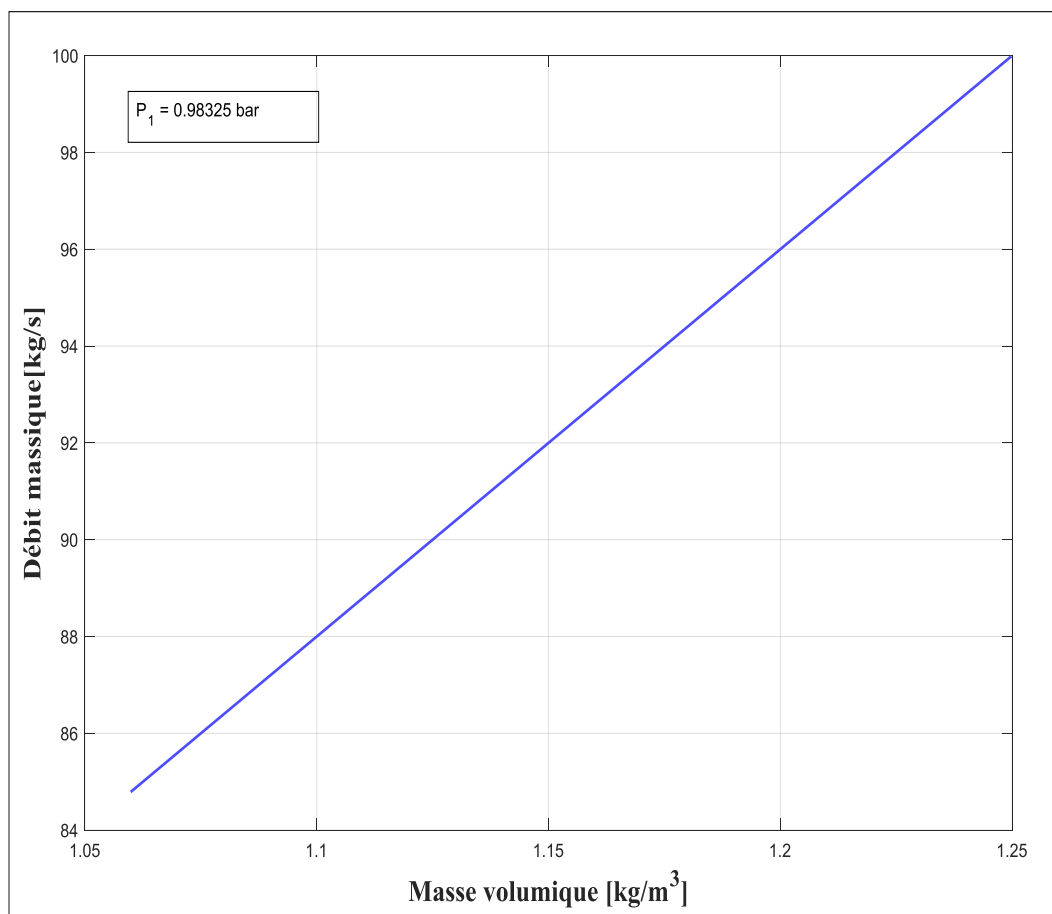
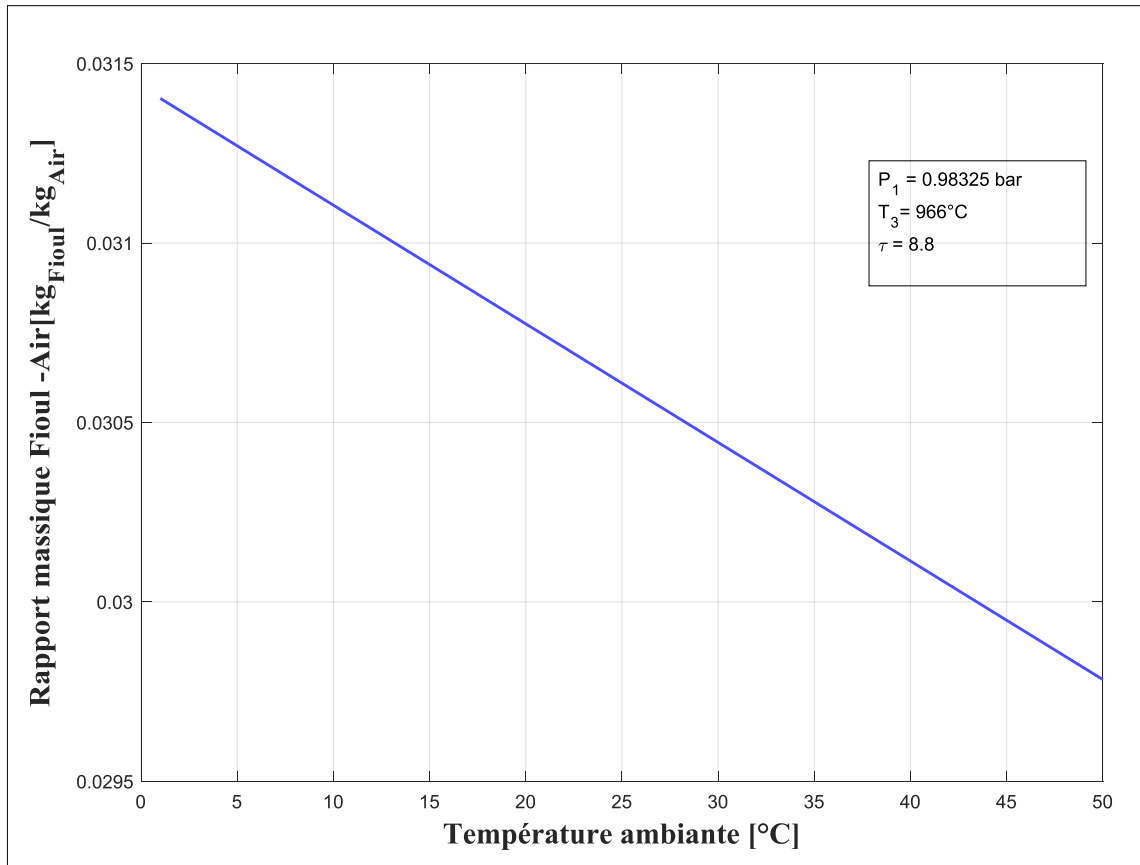
IV.1.3) Débit massique en fonction de la masse volumique :

Figure IV.3 : Effet de la masse volumique sur le débit massique de l'air ambiant admit.

D'après la **Figure IV.3**, il est possible de constater que le débit massique est directement proportionnel à la masse volumique, comme déjà mentionné dans le paragraphe précédent. En effet, une augmentation de la température de l'air ambiant entraîne une diminution de sa masse volumique, ce qui conduit par conséquent à une diminution du débit massique.



IV.1.4) Rapport Fioul-Air « FAR »:

Figure IV.4 : Le rapport massique Fioul-Air « **FAR** » en fonction de la température ambiante.

Illustre que le rapport massique fioul-air est inversement proportionnelle à la température ambiante, et que l'augmentation de température ambiante de 0 à 50°C entraîne une diminution de FAR, le FAR diminué de 5,16%, cela s'explique par le fait que plus l'air ambiant entrant dans la chambre de combustion est moins chauffer, plus le débit nécessaire de fioul pour effectuer la combustion est plus important afin de faire pour le fonctionnement le cycle dans les conditions de point de fonctionnement exigé. On s'aperçoit aussi que plus l'air ambiant est humide plus le FAR est plus important car une partie d'enthalpie sera absorbée pour évaporer les gouttelettes d'eau contenu dans l'air ambiant.

IV.5) Consommation spécifique du fioul « CSF » :

La **Figure IV.5** ci-dessous consommation spécifique de fioul est une indication de la quantité de fioul à consommer pour produire l'énergie.

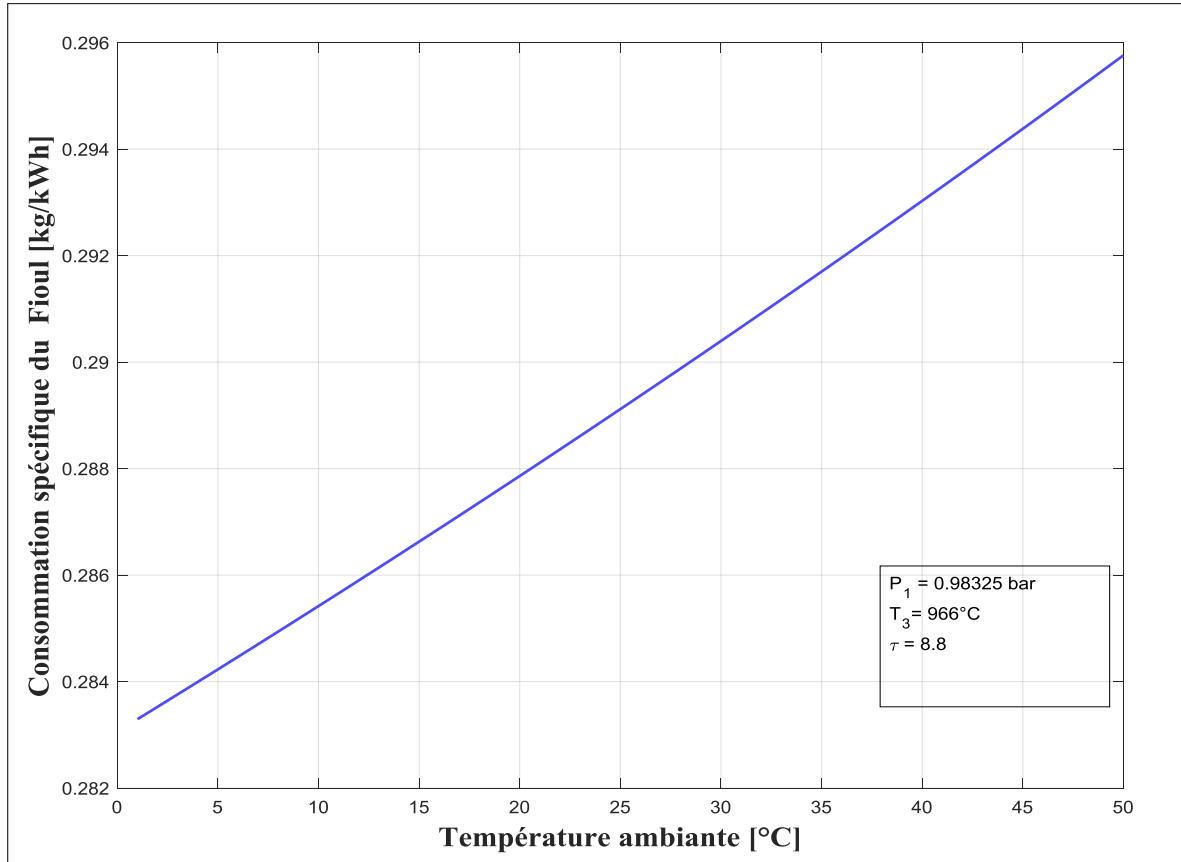


Figure IV.5: La consommation spécifique du Fioul en fonction de la température

D'après la **Figure IV.5**, il est possible de constater que la consommation spécifique de fioul est proportionnelle à la variation de la température ambiante. En effet, pour une augmentation de la température ambiante de 0°C à 50°C, la consommation spécifique de fioul augmente. Cette relation s'explique par le fait que le débit massique de fioul, qui est lié au rapport massique fioul-air (FAR) tel qu'indiqué dans la Figure IV.4, diminue lorsque la température ambiante augmente. Étant donné que le débit massique de fioul est directement lié à la consommation spécifique de fioul, toute diminution du débit massique de fioul entraîne une augmentation de la consommation spécifique de fioul, nécessaire pour atteindre la température de combustion requise.

IV.6) Puissances du compresseur axial, de la turbine de détente (HP-BP) et la puissance utile :

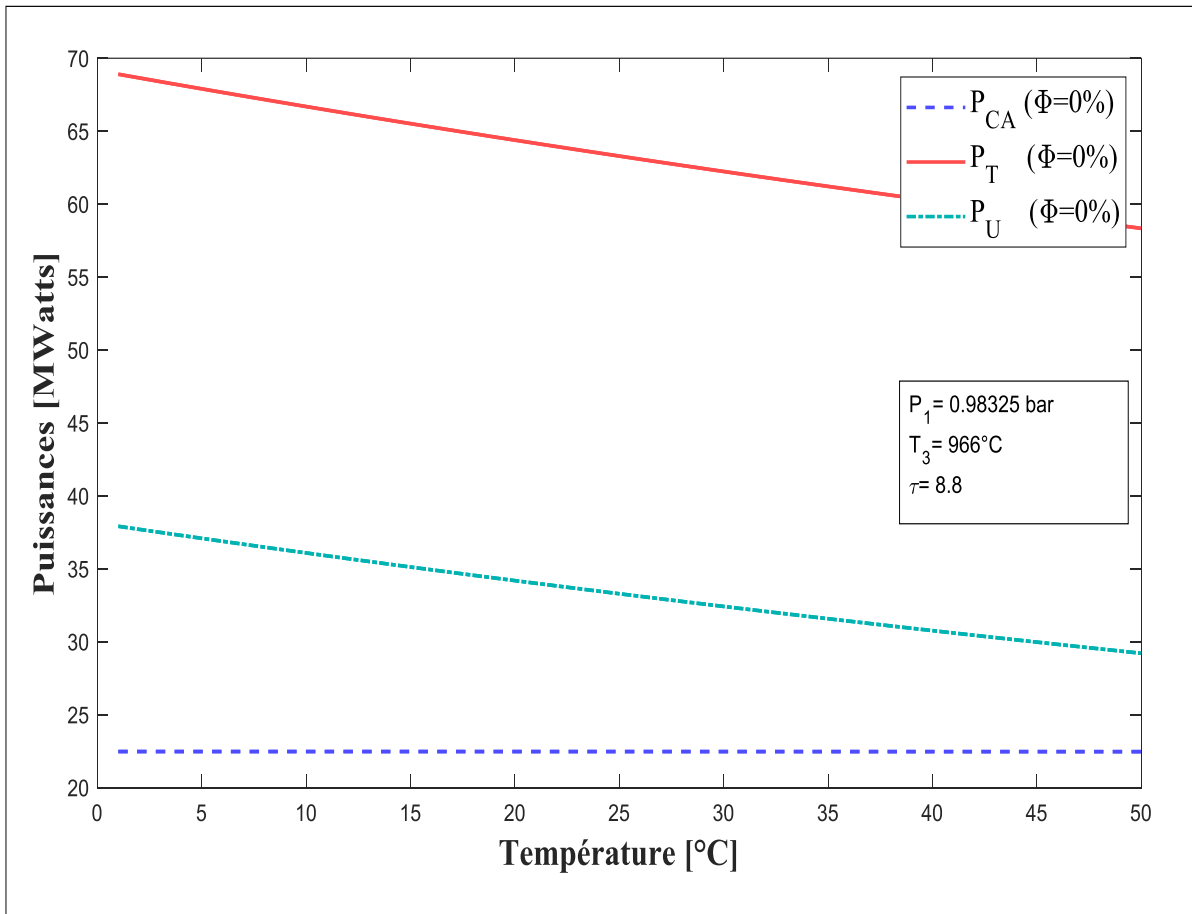


Figure IV.6 : La Puissances du compresseur axial, de la turbine de détente (HP-BP) et la puissance utile en fonction de la température ambiante.

Sur la **Figure IV.6** on peut voir que la puissance absorbée par le compresseur axial est constante à une valeur de $\dot{W}_{CA} \approx 22,45 \text{ MWatts}$, et que pour une augmentation de température ambiante de 0°C jusqu'à 50°C , la puissance délivrée par la turbine de détente diminue de 15,34% ainsi que la puissance utile diminue de 22,96%.

Il est clair que la puissance absorbée par le compresseur axial reste constante à une valeur d'environ 22,45 MWatts. De plus, pour une augmentation de la température ambiante de 0°C à 50°C , la puissance délivrée par la turbine de détente diminue de 15,34%, tandis que la puissance utile diminue de 22,96% à la puissance utile.

IV.7) Rendement thermique globale de turbine à gaz « η_{GLOBAL} » :

La courbe représentée dans la **Figure IV.7** montre l'évolution du rendement thermique global de la turbine à gaz (TAG) en fonction des variations de la température de l'air à l'entrée du compresseur axial.

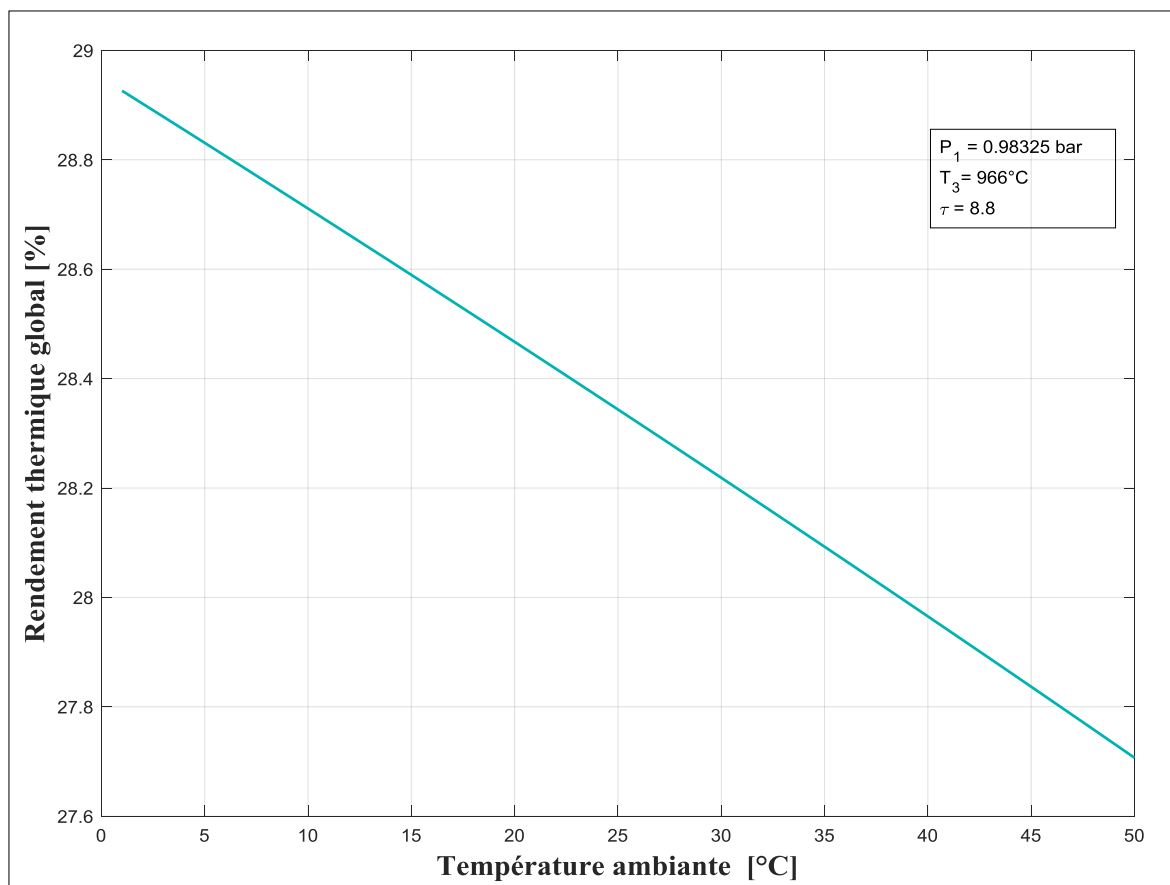


Figure IV.7: Rendement thermique global de turbine à gaz « η_{GLOBAL} » en fonction de la température ambiante.

La **Figure IV.7** indique que le rendement thermique global est inversement proportionnel à la température ambiante. En effet, pour une augmentation de la température de l'air ambiant de 0 à 50°C, le cycle perd environ 4,20% de son rendement thermique global.

IV.8) Rendement exergetique global de la turbine à gaz :

La courbe illustrée ci-dessous dans la **Figure IV. 10** représente l'évolution du Rendement exergetique global de la turbine à gaz en fonction de la température de l'air à l'entrée du compresseur.

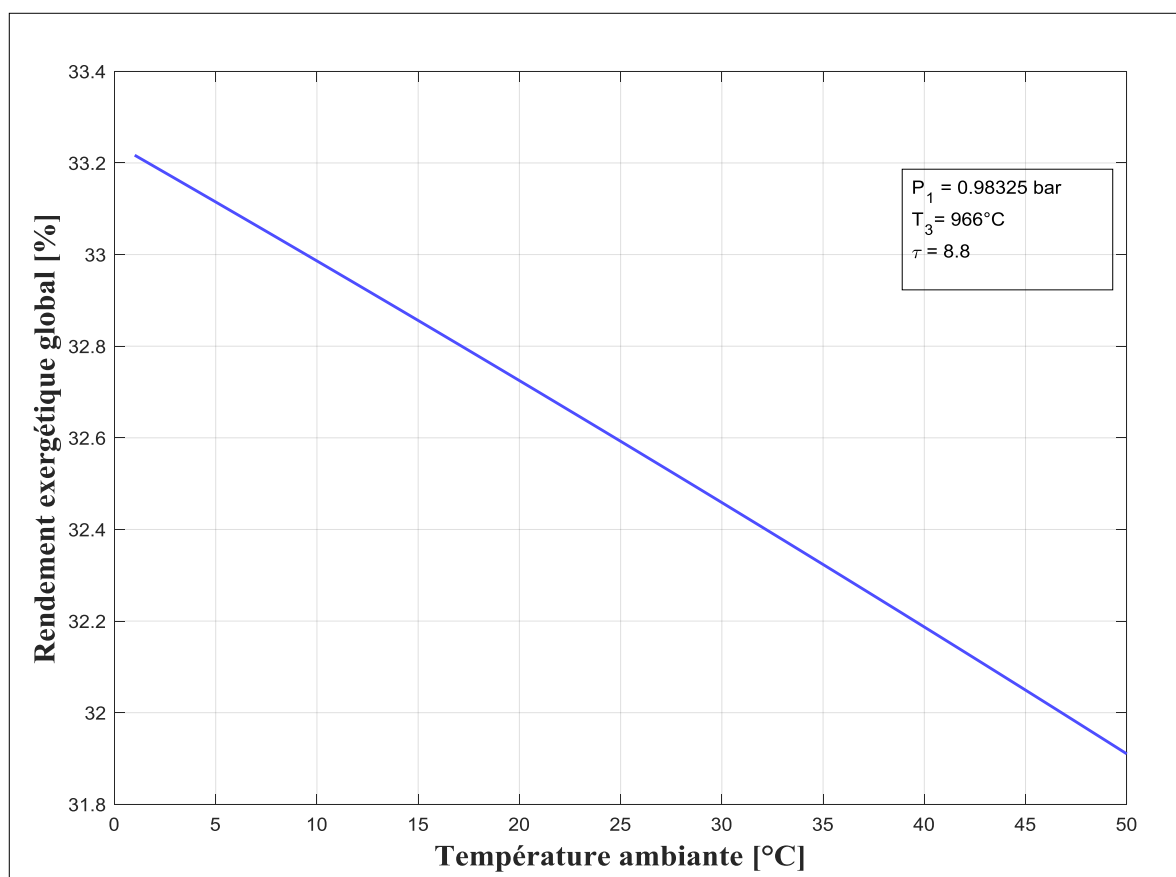
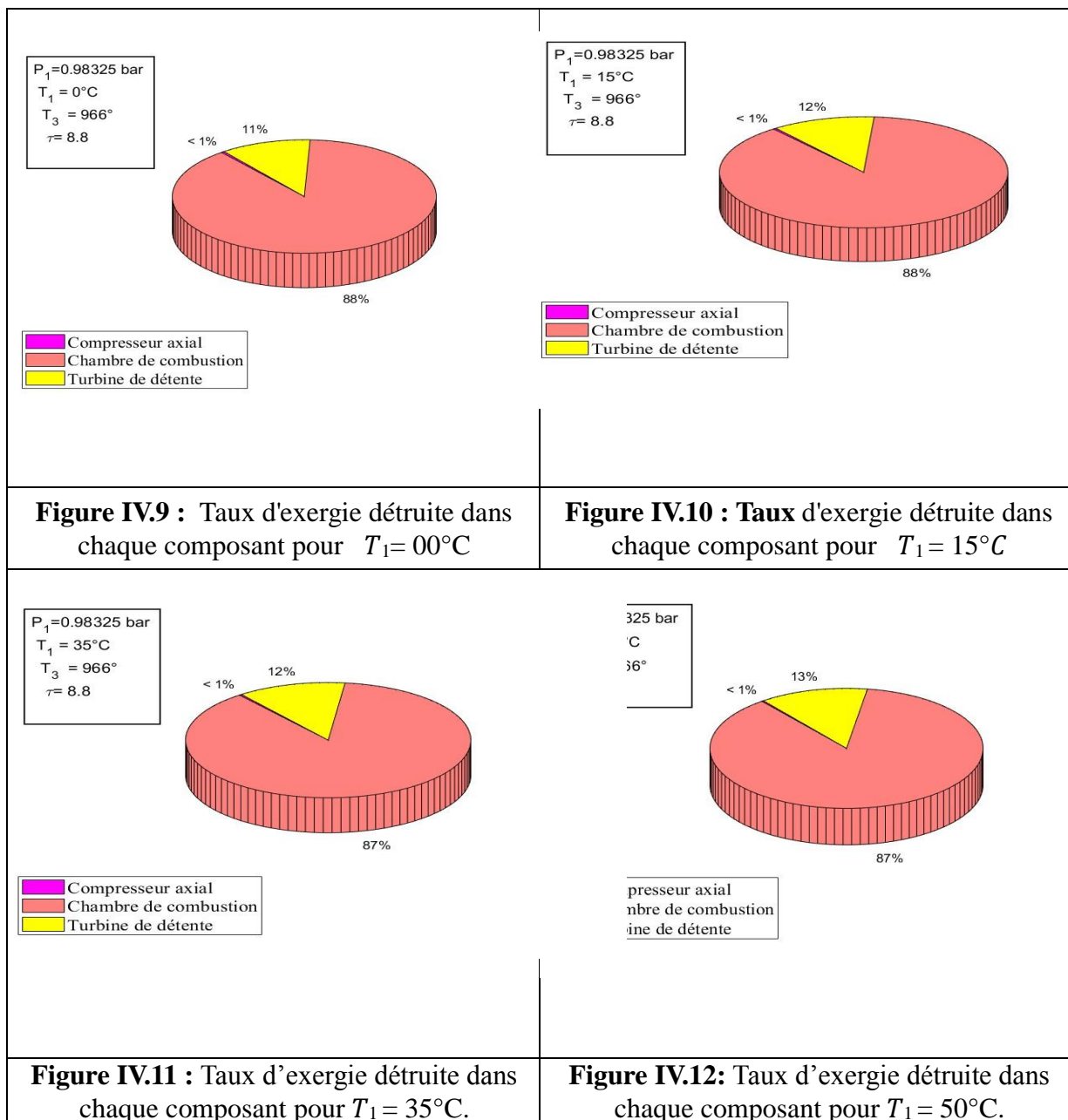


Figure IV.8: Rendement exergetique global de turbine à gaz « $\eta_{\text{exergetique globale}}$ » en fonction de la température ambiante.

D'après la **Figure IV.8** le rendement exergetique de la TAG varie d'une allure inversement proportionnelle à la variation de la température ambiante. On constate ainsi qu'en augmentant cette dernière de 0°C à 50 °C, le rendement exergetique global diminue de 3,90 %.

IV.9) Taux d'exergie détruite au sein de chaque composant de la turbine à gaz :

La destruction d'exergie permet d'évaluer la perte de qualité des ressources énergétique, tandis que l'efficacité énergétique se concerne sur la quantité d'énergie utilisable, et le taux de destruction d'exergie permet de localiser précisément les points du système ou cette perte de qualité s'est produite.



Dans toutes les conditions de température de l'aire ambiante testées, la majeure partie de l'exergie est perdue dans la chambre de combustion, cette perte d'exergie diminue

légèrement, passant de 88% à 87%, lorsque la température ambiante augmente de 0 à 50 °C, en revanche, le pourcentage d'exergie perdue dans le compresseur axial reste pratiquement inchangé, restant à 1% pour la même variation de température ambiante. Cette constante s'explique par le fait qu'une température ambiante plus élevée conduit à une diminution de la densité de l'air, ce qui nécessite seulement une légère augmentation du travail du compresseur, enfin notons que le pourcentage d'exergie perdue dans la turbine de détente augmente également, passant de 11% à 13% avec l'augmentation de la température ambiante.

IV.10) Rendement exergetique au sein de chaque composant de la turbine à gaz :

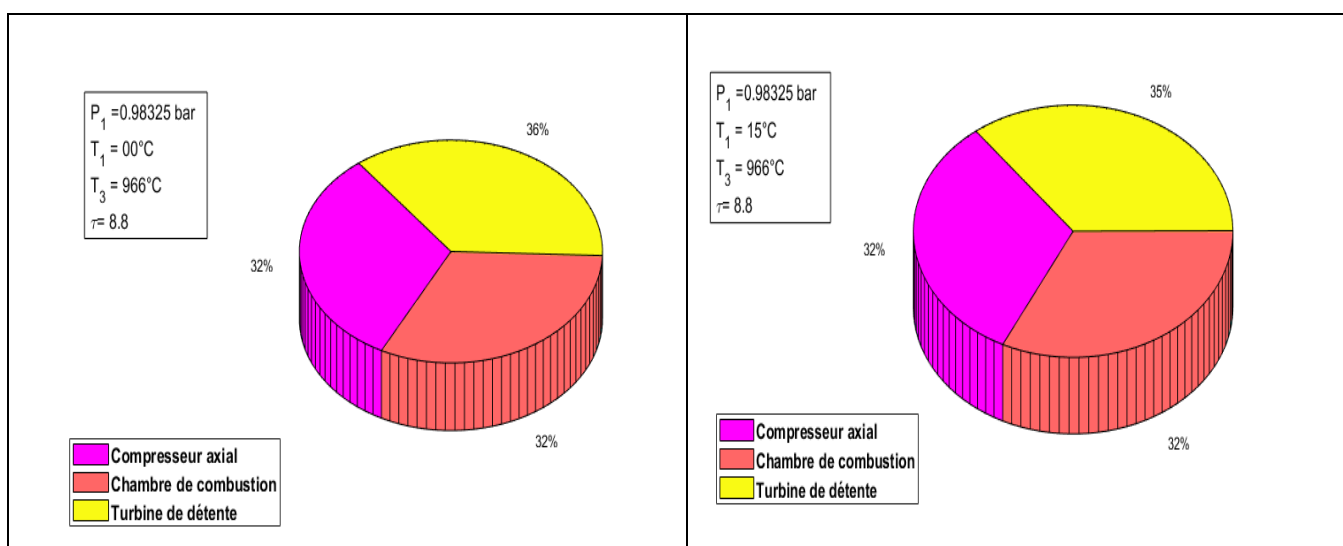


Figure IV.13 : Rendement exergetique dans chaque composant pour $T_1 = 00^\circ\text{C}$.

Figure IV.14 : Rendement exergetique dans chaque composant pour $T_1 = 15^\circ\text{C}$

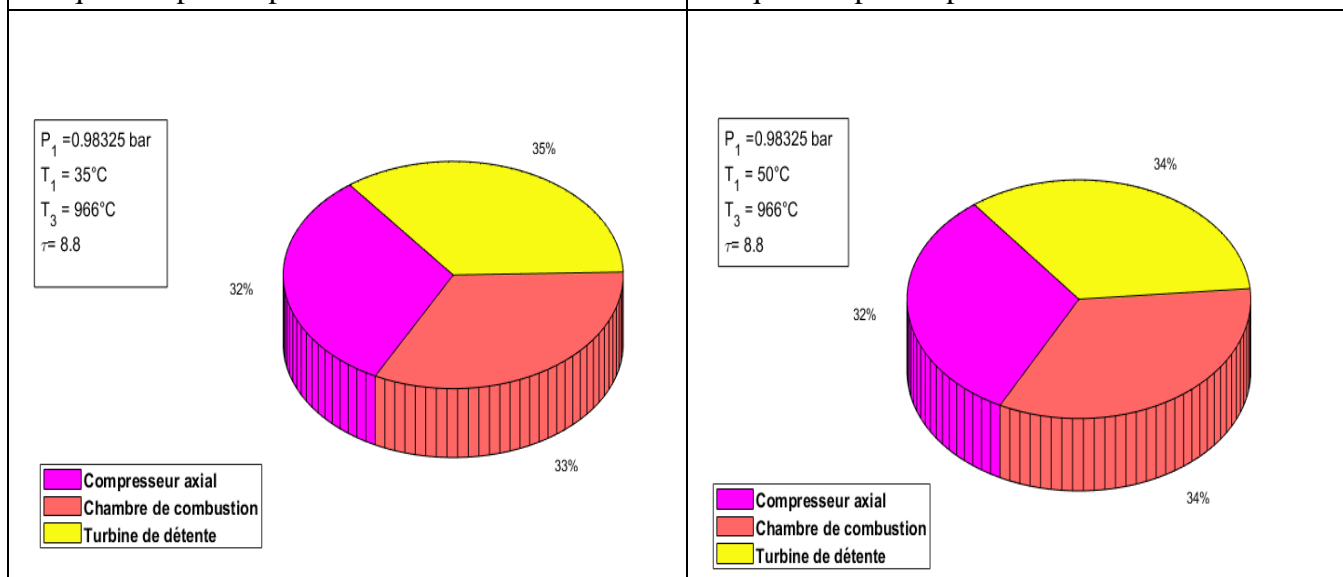


Figure IV.15 : Rendement exergetique dans chaque composant pour $T_1 = 35^\circ\text{C}$.

Figure IV.16 : Rendement exergetique dans chaque composant pour $T_1 = 50^\circ\text{C}$.

Pour toutes les valeurs de la température ambiante étudiées, le rendement exergetique du compresseur axial ne varie pas et se maintient à un rendement de 32%. En revanche, le rendement exergetique de la chambre de combustion montre une légère amélioration passant de 32% à 33%, Lorsque la température ambiante varie de 0 à 50°C. en constate que le rendement exergetique de la turbine de détente diminue de 36% à 35% pour la même variation de température ambiante.

IV.2) Influence de la température à l'entrée à l'entrée de la turbine de détente sur les performances de la turbine à gaz :

Pour une pression atmosphérique fixe de 0.98325 bar, une température ambiante de 15°C, un taux de compression de 8.8, l'étude de l'influence de la température à l'entrée de la turbine sur les performances de la turbine à gaz est représentée ci-dessous :

IV.2.1) Températures d'échappement :

La figure IV.17 ci-dessous illustre les profils de température à la sortie de la turbine basse pression en fonction de la température à l'entrée de la turbine haute pression.

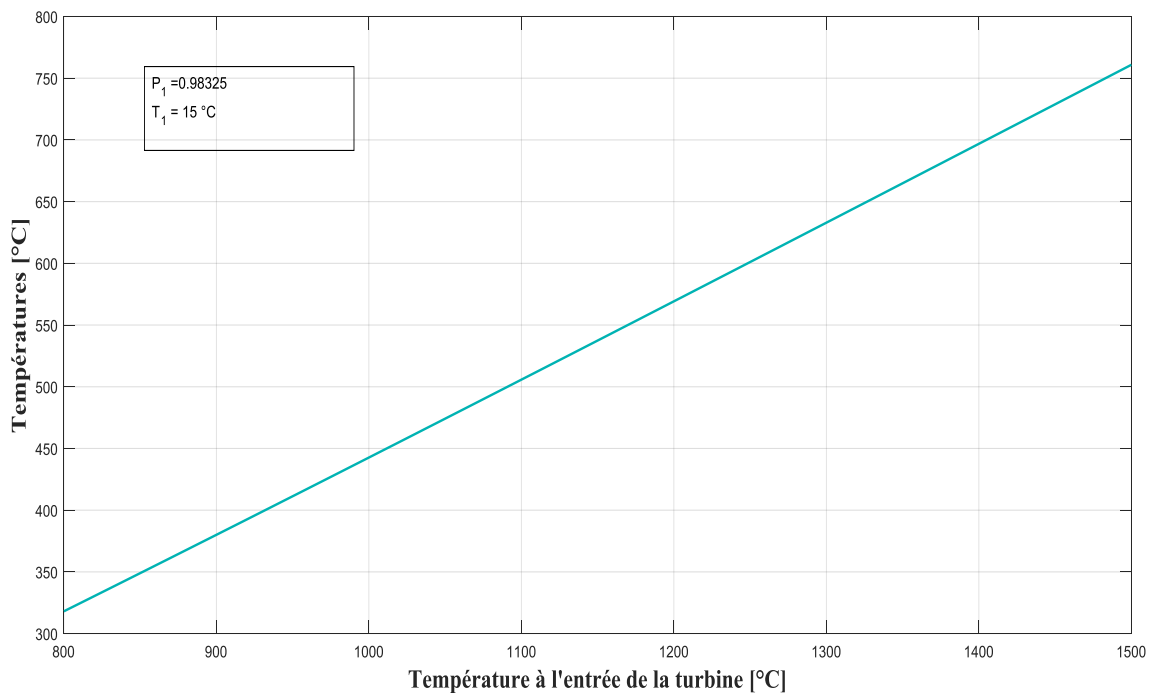
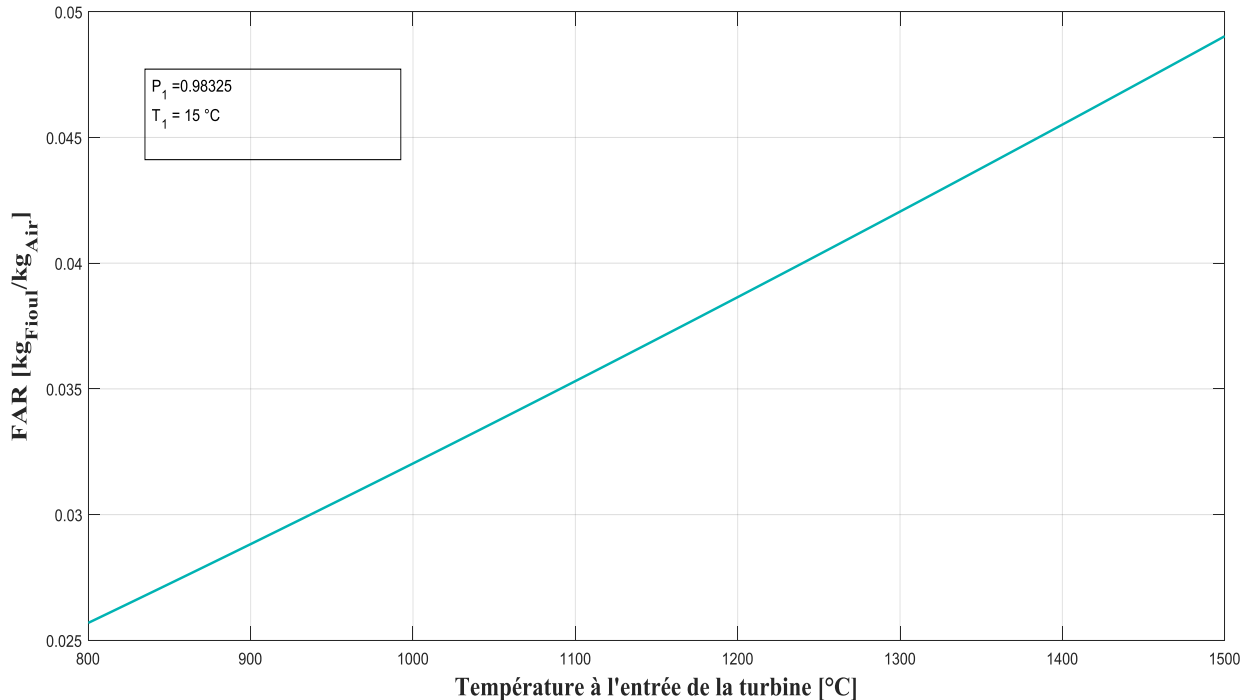


Figure IV.17 : Effet de la température à l'entrée de la turbine.

On constate, d'après **la figure IV.17** que la température d'échappement est proportionnelle à la température à l'entrée de la turbine de détente du fait que lorsque la température à l'entrée de la turbine de détente augmente de 800°C à 1500°C. Ce qui fait l'augmentation de différence d'enthalpie dans la turbine.

IV.2.2) Rapport Fioul-Air « FAR »:



La Figure IV.18 représente le rapport carburant / air (Fuel-Air) en fonction de la température ambiante à l'entrée de la turbine de détente.

Le rapport massique fioul-air (FAR) est proportionnelle à la température d'entrée de la turbine haute pression en constate que le FAR augmente linéairement, ceci est grâce au débit massique de fioul qu'il se doit rajouter à un certain débit massique d'air.

IV.2.3) Puissances calorifique et mécaniques :

La **Figure IV.19** ci-dessous, montre l'évolution de la puissance fournie dans la chambre de combustion la puissance délivrée par la turbine de détente (BP) en fonction de la température à l'entrée de la turbine de détente.

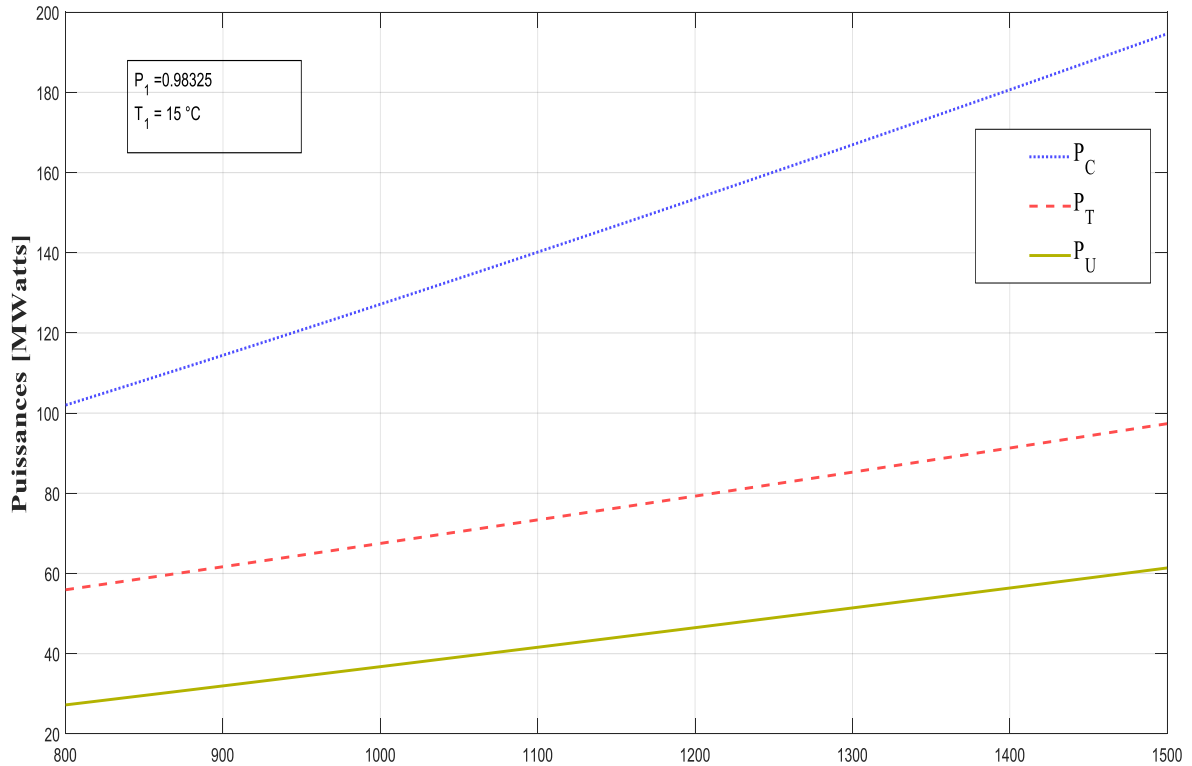


Figure IV.19 : Effet de la température à l'entrée de la turbine [°C] sur la puissance à l'entrée de la turbine sur Q_{cc} , W_T , W_{Utile}

Cette **Figure IV.19** : représente la variation des puissances calorifiques et mécaniques avec la température à l'entrée de la turbine de détente, on constate que la puissance utile augmente par rapport aux autres, la température à l'entrée de la turbine augmente de 800°C à 1500°C, la puissance utile augmente et la puissance de la chambre de combustion augmente et la puissance de la turbine de détente augmenté.

IV.2.4) : La consommation spécifique du fioul « CSF » :

La **figure IV.20** ci-dessous représente la consommation spécifique du fioul en fonction de la température ambiante à l'entrée de la turbine de détente.

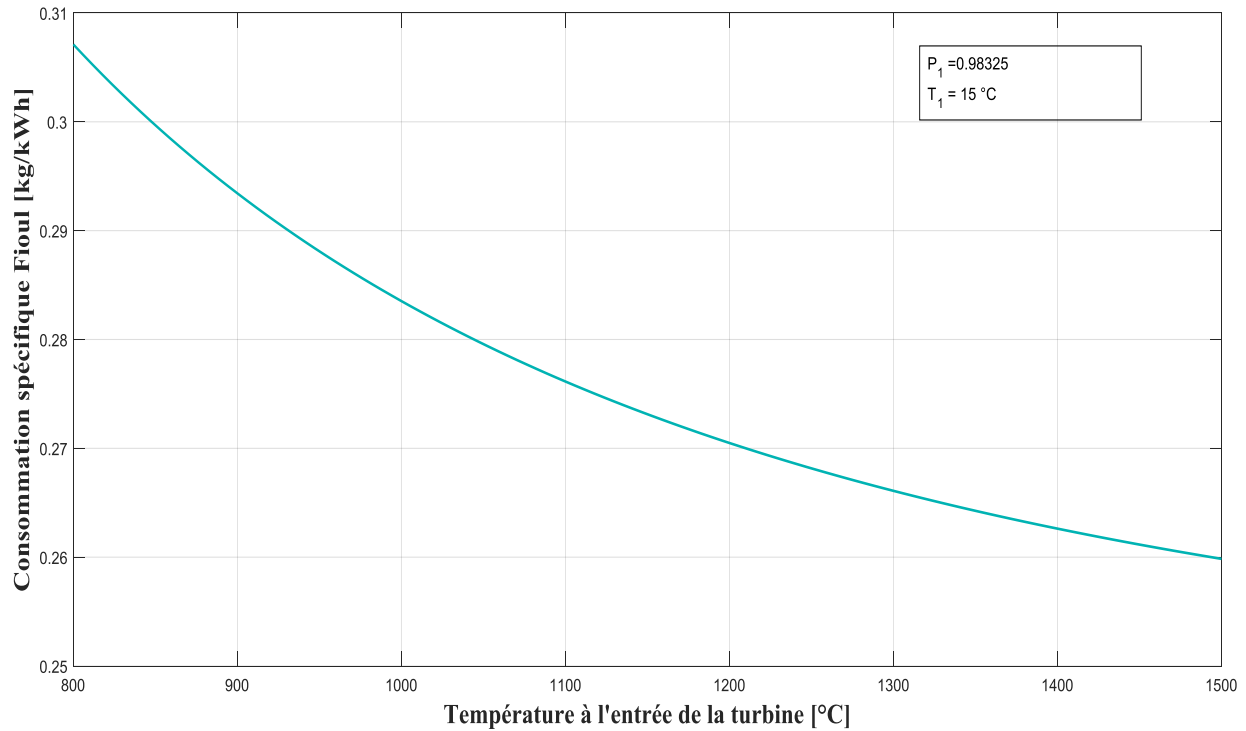


Figure IV.20 : consommation spécifique du fioul de la température T3.

D'après la **Figure IV.20** on peut constater la variation de la température à l'entrée de la turbine détente de 800 °C jusqu'à 1500°C entraîne une diminution de CSF de 22.64%.

IV.2.5) Rendement thermique globale de la turbine à gaz :

La courbe illustrée ci-dessous dans la **Figure IV.21** représente l'évolution du rendement thermique globale de la turbine à gaz en fonction du changement de la température à l'entrée de la turbine de détente.

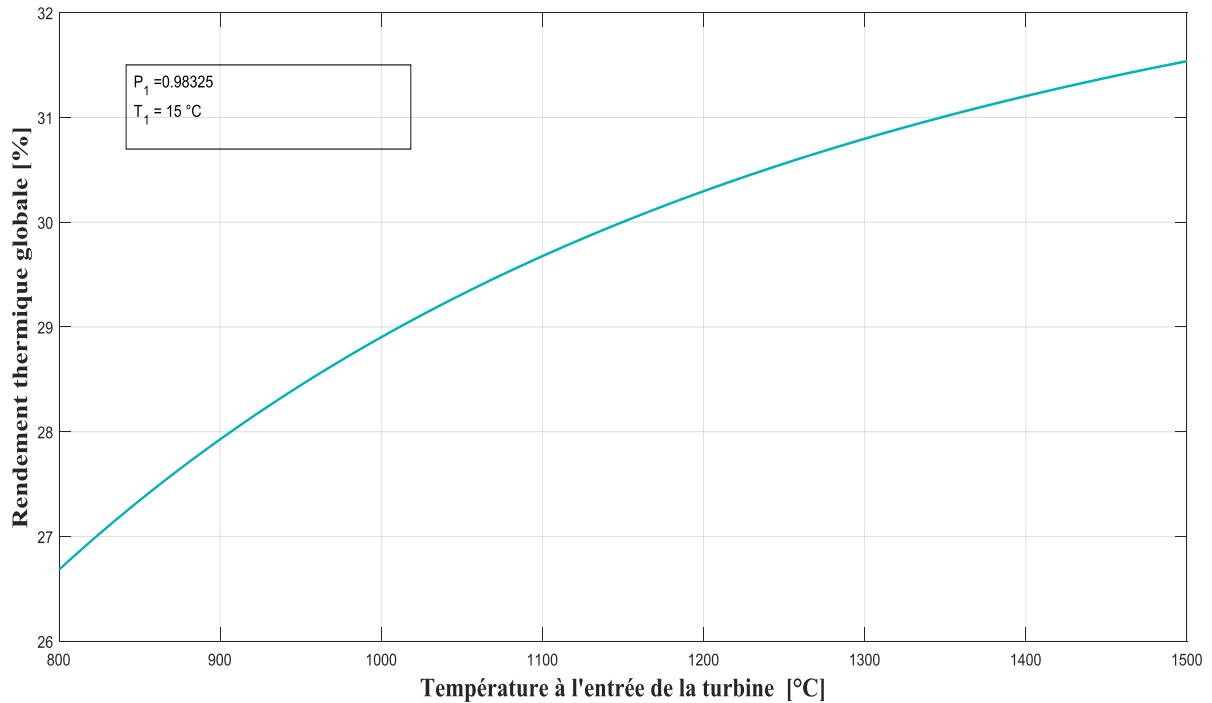


Figure IV.21 : Effet de la température à l'entrée de la turbine sur le rendement Thermique globale.

La **Figure IV.21** montre que le rendement thermique global de l'installation augmente lorsque la température à l'entrée de la turbine augmente de 800°C jusqu'à 1500°C ($\eta_{TAG} = 26,7\%$ pour $T_3 = 800^\circ\text{C}$ à $\eta_{TAG} = 31,67\%$ pour $T_3 = 1500^\circ\text{C}$).

IV.2.6) Rendement exergétique globale :

Illustré ci-dessous le rendement exergetique global en fonction de la température à l'entrée de la turbine.

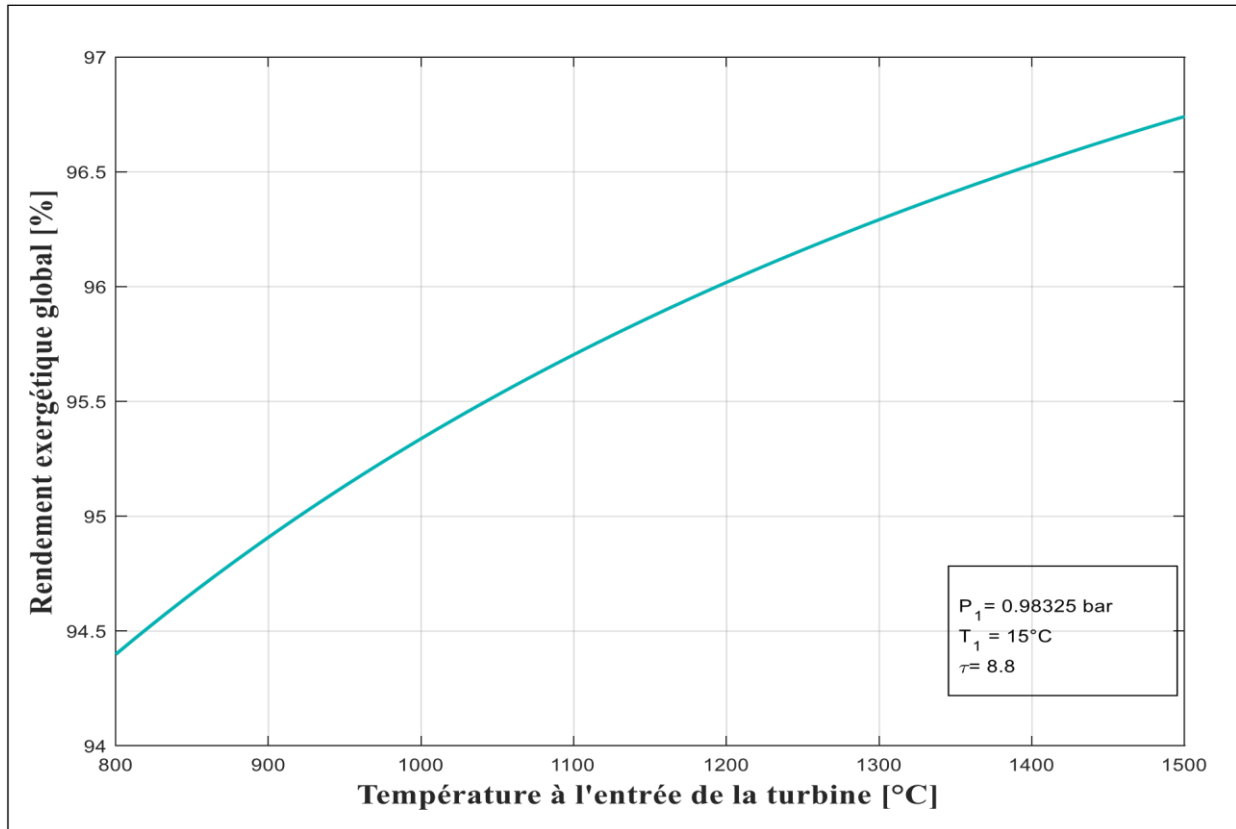


Figure IV.22: Effet de la température à l'entrée de la turbine sur le rendement exergetique global.

D'après la **Figure IV.22** on constate que le rendement exergetique global augmente pour une augmentation de la température de la température à l'entrée de la turbine détente de 800°C à 1500°C .

La température à l'entrée de la turbine affecte positivement les performances d'une turbine à gaz néanmoins selon Alan H. Epstein, il avise que des températures plus élevées à l'entrée des turbines nécessiteront un meilleur refroidissement et une meilleure technologie de fabrication pour des matériaux tels que le carbure de silicium ...

IV.2.7) Taux d'exergie détruite au sein de chaque composant de la turbine à gaz :

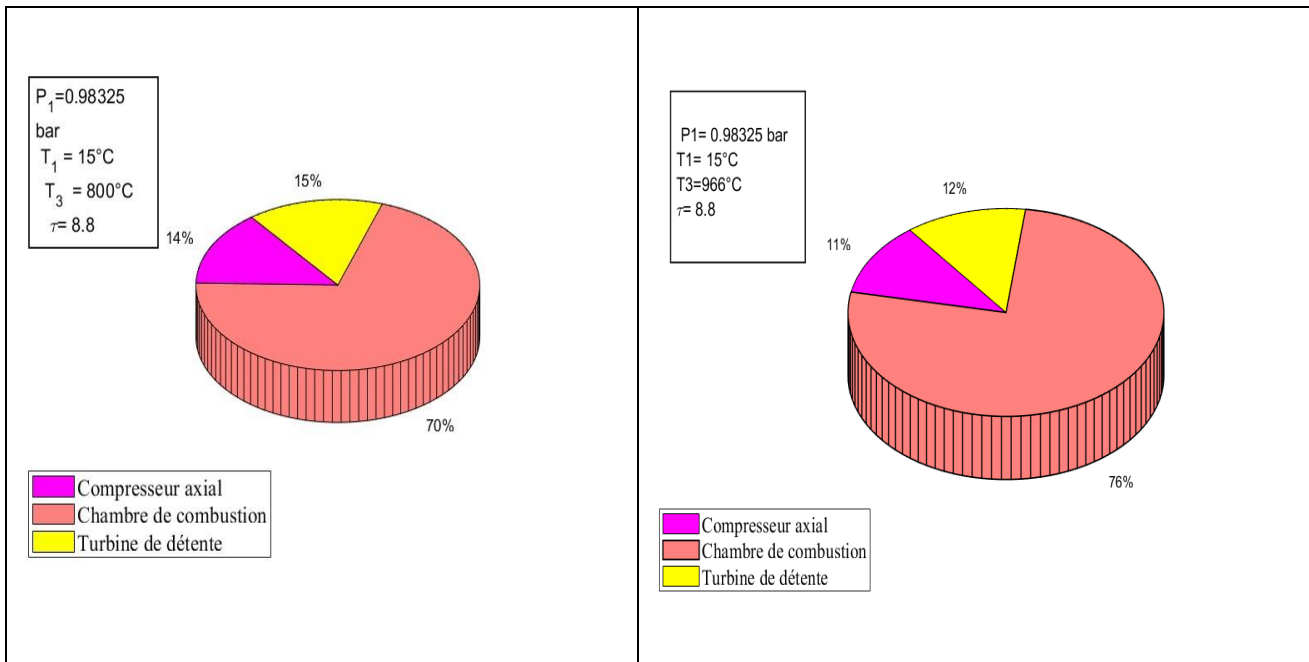


Figure IV.23: Taux d'exergie détruite dans chaque composant pour $T_3=800^\circ\text{C}$.

Figure IV.24 : Taux d'exergie détruite dans chaque composant pour $T_3=966^\circ\text{C}$.

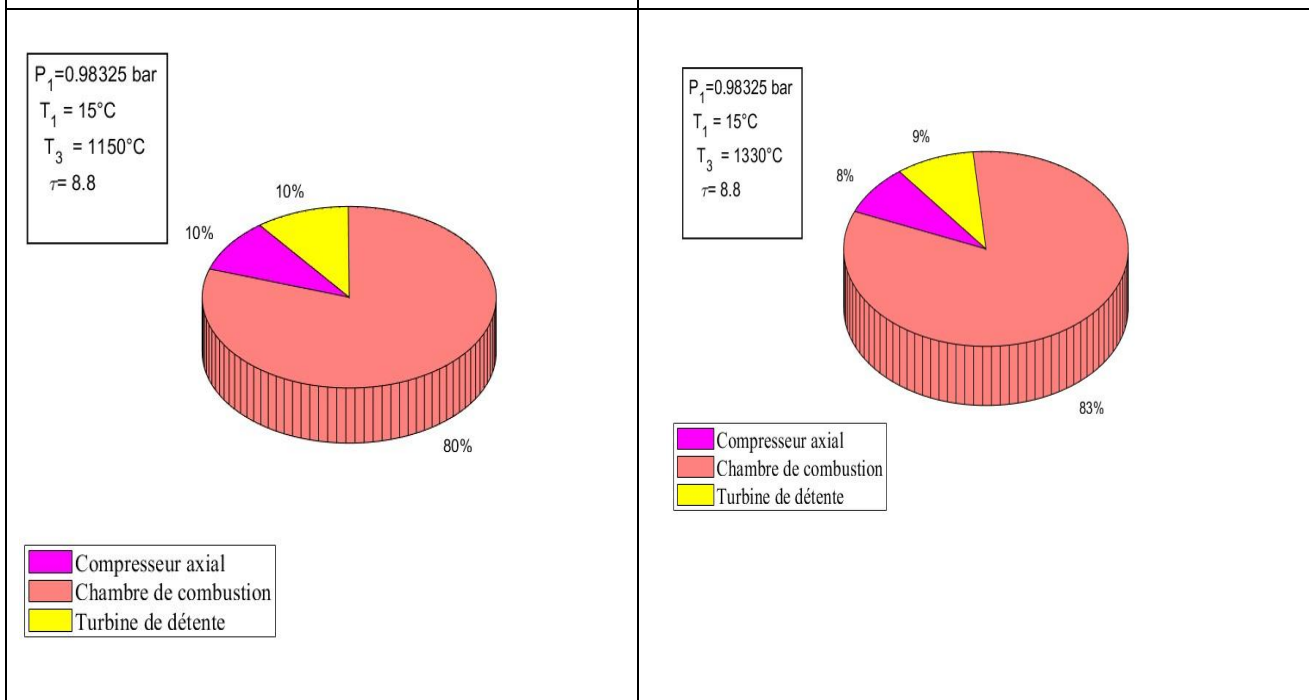
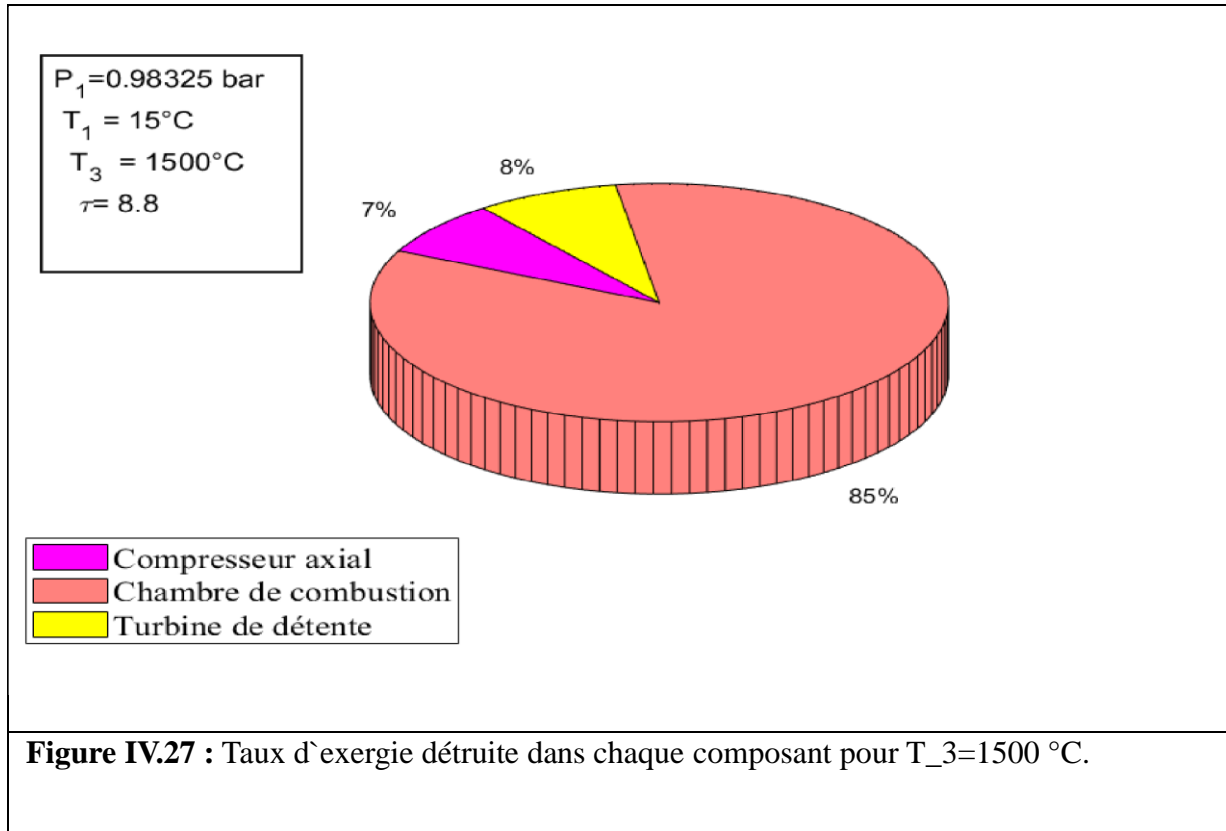


Figure IV.25: Taux d'exergie détruite dans chaque composant pour $T_3=1150^\circ\text{C}$.

Figure IV.26 : Taux d'exergie détruite dans chaque composant pour $T_3=1330^\circ\text{C}$.



Lorsqu'on examine les cinq valeurs de température d'entrée différentes pour la turbine haute pression, il est évident que la majeure partie de l'exergie est dissipée clés au sein de la chambre de combustion ce pourcentage de 70% à 85% en fonction de l'augmentation de la température à l'entrée de la turbine, passant de 800°C à 1500°C . De manière parallèle pour le même variation de température d'entrée de la turbine on observe une légère diminution du taux d'exergie détruite dans le compresseur, Passant de 14% à 7%. Il y a également une réduction de taux d'exergie détruite dans la turbine de 15% à 8%.

IV.2.8) Rendement exergetique au sein de chaque composant de la turbine à gaz :

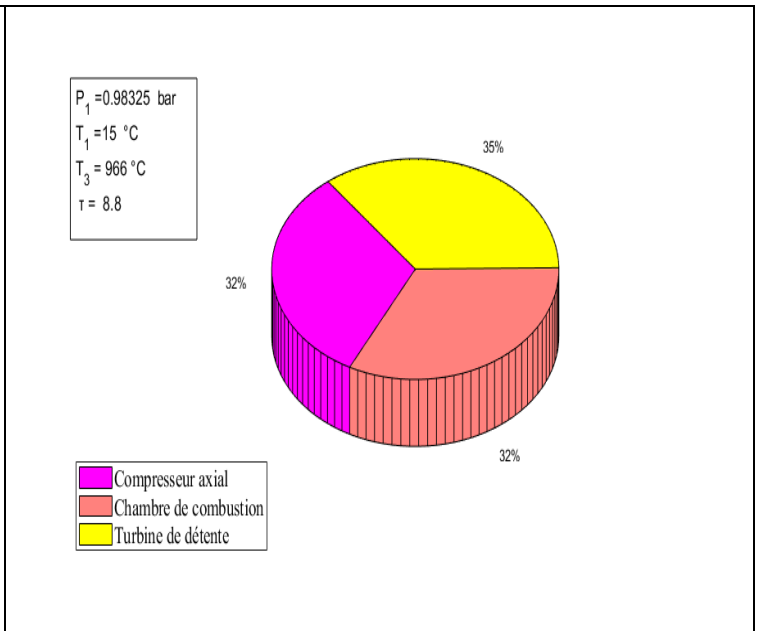
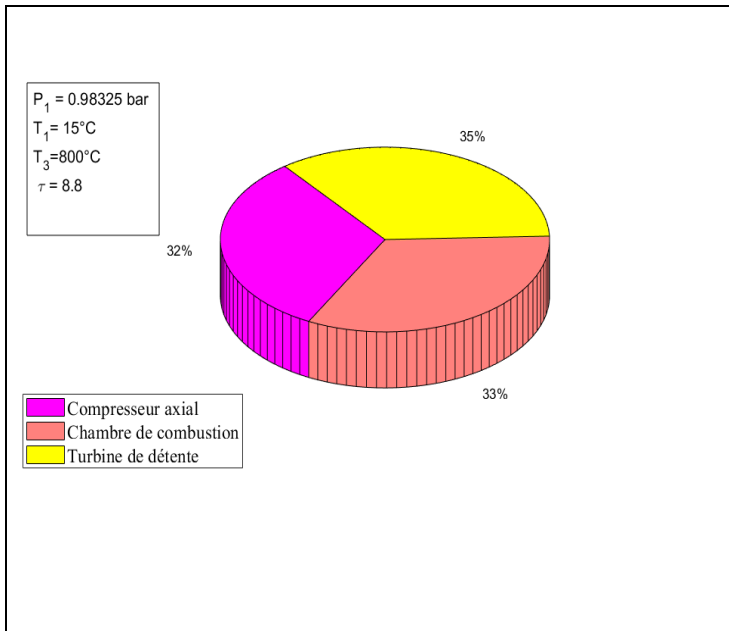


Figure IV.28 : Rendement exergetique pour chaque composant pour $T_3 = 800^\circ\text{C}$

Figure IV.29: Rendement exergetique dans chaque composant pour $T_3 = 966^\circ\text{C}$

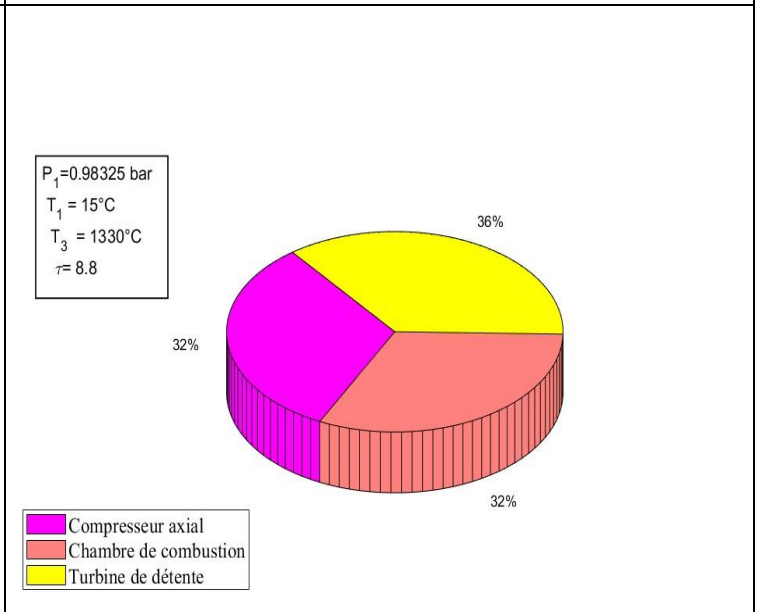
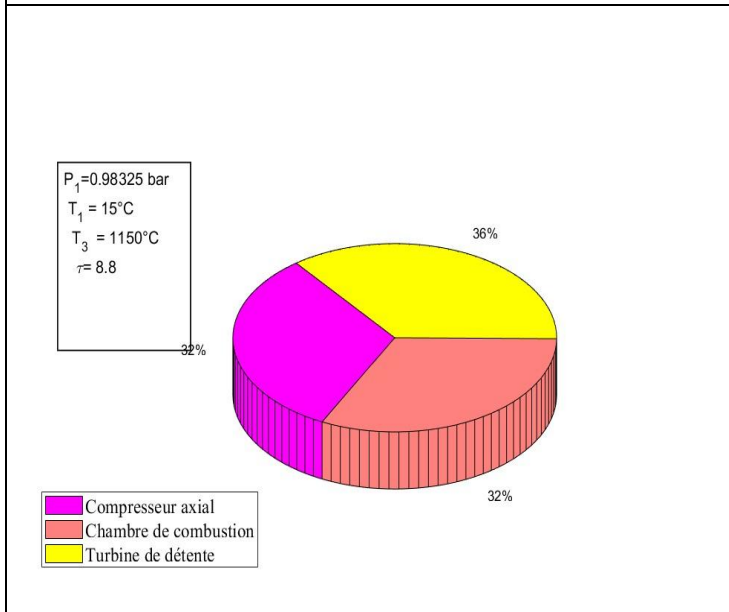
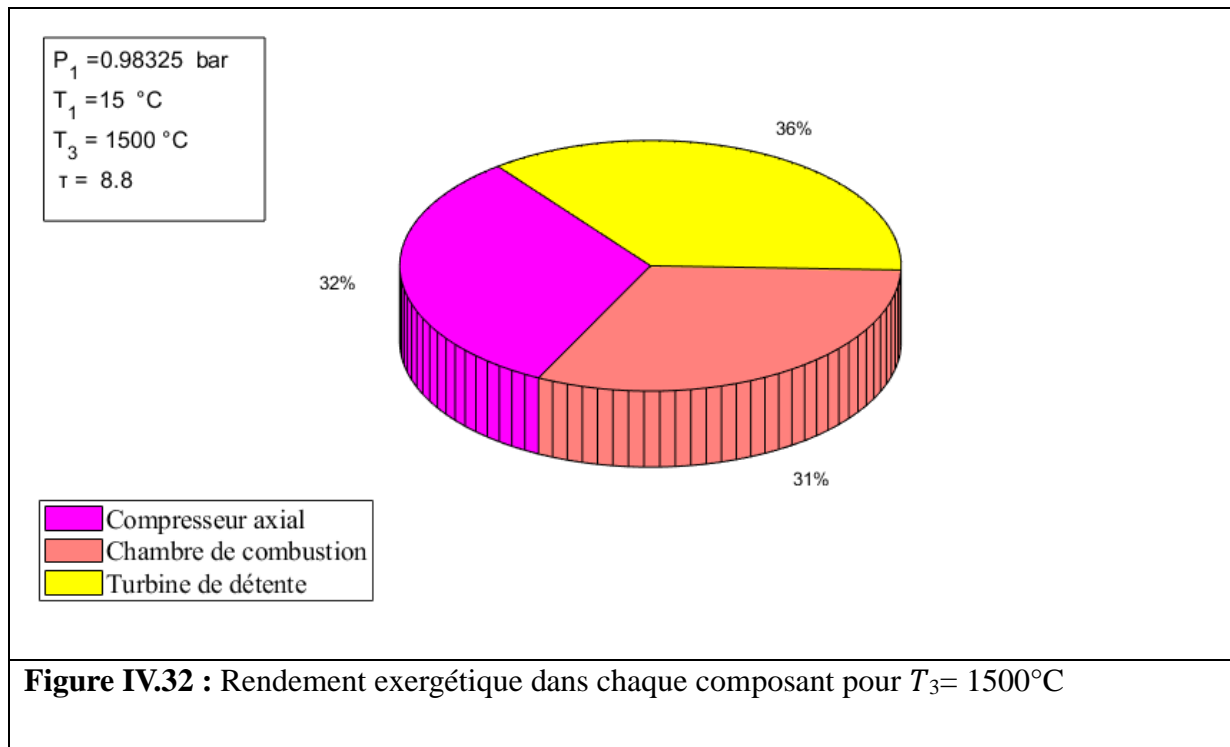


Figure IV.30 : Rendement exergetique dans chaque composant pour $T_3 = 1150^\circ\text{C}$

Figure IV.31 : Rendement exergetique dans chaque composant pour $T_3 = 1330^\circ\text{C}$



Il est noté que pour les cinq valeurs de température d'entrée différentes, le rendement exergetique de compresseur axial demeure constante à 32% cela est dû au fait que la variation de la température à l'entrée de la turbine n'affecte pas les performances du compresseur axial .En revanche le rendement exergetique de la chambre de combustion montre une légère diminution, passant de 33% à 31% à mesure que la température d'entrée de la turbine augmente de 800°C à 1500°C ,A l'inverse ,le rendement exergetique de la turbine de détente augmente de 35% à 36%

IV.3) Influence de taux de compression sur les performances de la turbine à gaz :

Pour une pression atmosphérique fixe de 0.98325 bar, une température à l'entrée de la turbine de 966°C, l'étude minutieuse de l'influence de taux de compression sur les performances de la turbine à gaz est représentée ci-dessous :

IV.3.1) Température à la sortie de compresseur axial et température à la sortie de la turbine :

Les évolutions de la température à la sortie du compresseur axial sont directement proportionnelles à la température ambiante à cause de l'augmentation du volume massique de l'air :

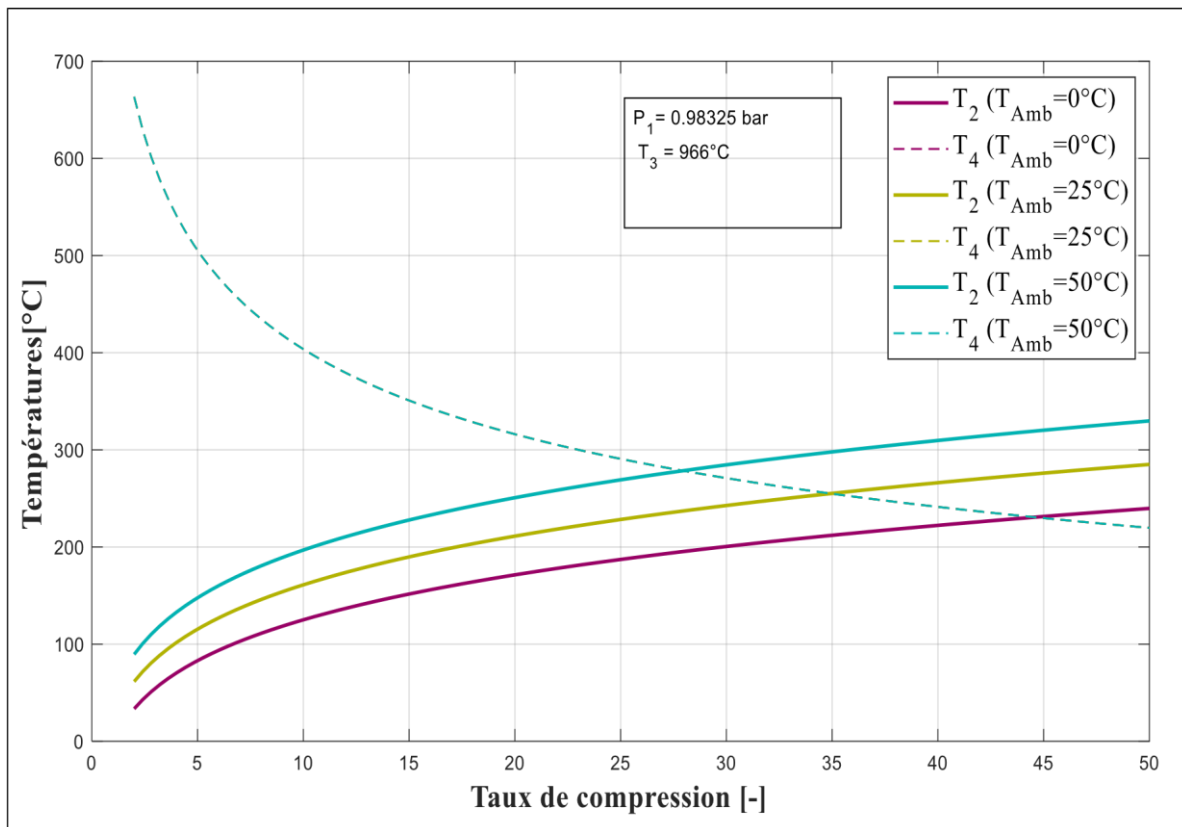


Figure IV.33: Effet de taux de compression sur T_2 et T_4 .

On constate que, la température à la sortie de compresseur est proportionnelle au taux de compression, donc pour l'augmentation de taux, la température à la sortie de compresseur augmente.

La température d'échappement est inversement proportionnelle au taux de compression d'où la température d'échappement diminue avec l'augmentation de taux de compression.

IV.3.2) Travaux spécifiques du compresseur axial et la turbine de détente (HPBP) :

Ci-dessous illustre les évolutions des travaux spécifiques de compresseur axial et de la turbine en fonction de taux de compression pour différente température ambiante :

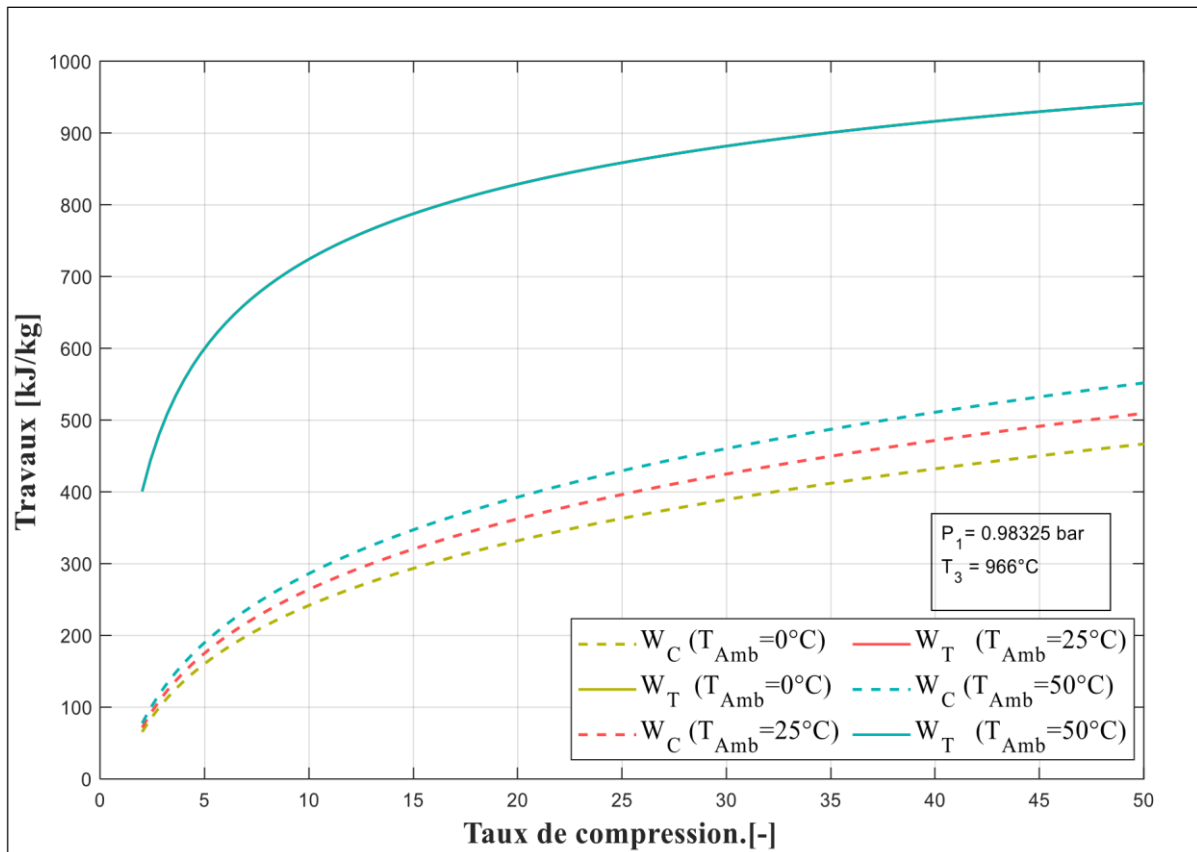


Figure IV.34 : Effet de taux de compression sur W_{CA} W_T .

On s'aperçoit que la variation de travail spécifique du compresseur axial varie proportionnellement à l'élévation de la température ambiante et du taux de compression ($\tau = 8.8$, le travail spécifique augmente de 209 kJ/kg pour $T_{amb} = 0^\circ\text{C}$, jusqu'à 284 kJ/kg pour la $T_{amb} = 50^\circ\text{C}$), ceci est dû au débit d'air aspiré par le compresseur de la turbine pour la température ambiante.

Le travail spécifique délivré par la turbine de détente est proportionnelle au taux de compression.

IV.3.3) Puissance du compresseur axial, de la turbine de détente (HP- BP) et la puissance utile :

D'après la **Figure IV.35** : on constate que la puissance absorbée par le compresseur et celle délivrée par la turbine sont proportionnelles à la variation du taux de compression.

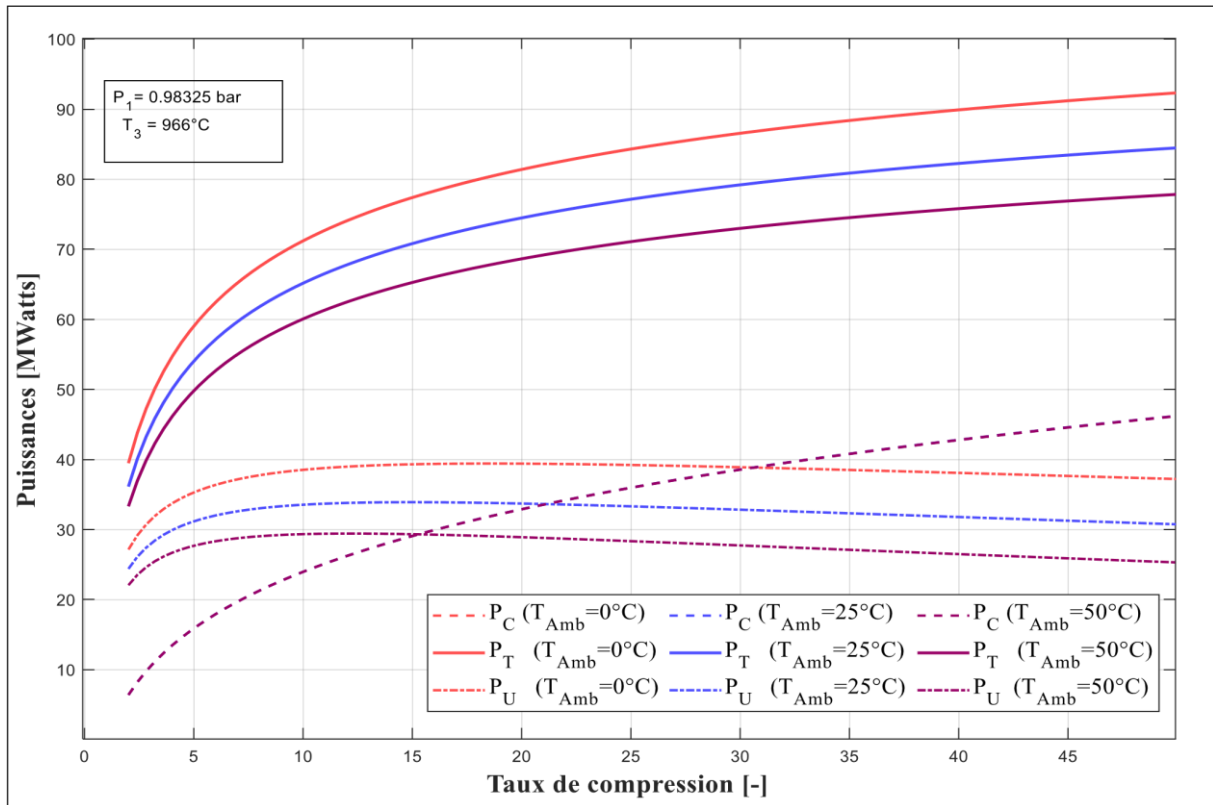


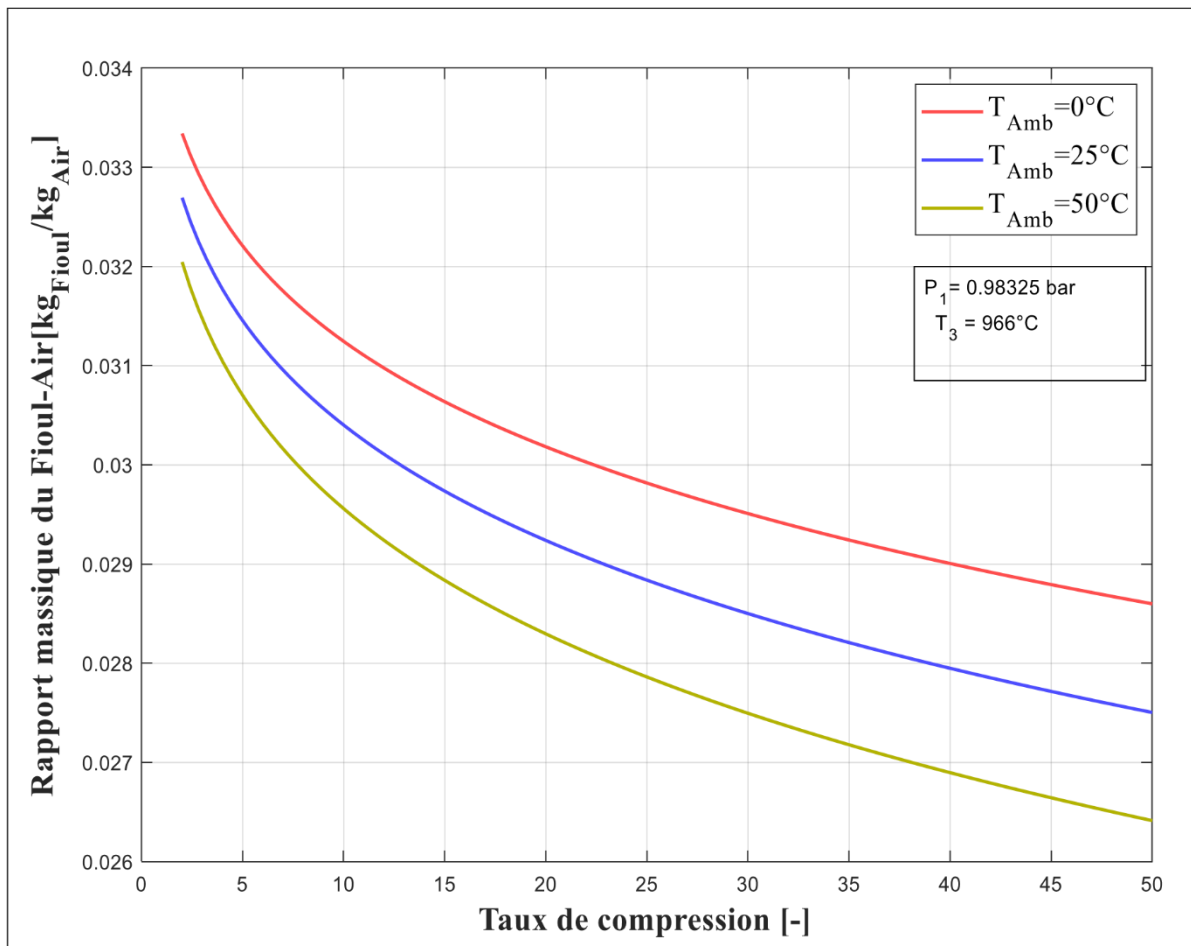
Figure IV.35 : Effet du taux de compression sur W_{CA} , W_T , W_{Utile} .

Le taux d'augmentation de la puissance développée par la turbine est supérieur au taux d'augmentation de la puissance consommée par le compresseur pour des valeurs de taux de compression

La température ambiante est inversement proportionnelle à la puissance délivrée par la turbine de détente et la puissance utile

IV.3.4) Rapport massique Fioul-Air « FAR » :

Le rapport massique Fioul- Air « FAR » nécessaire durant le fonctionnement de la turbine à gaz pour trois valeurs de température dont deux sont extrêmes, en fonction de taux de compression est représenté ci – dessous sur la **Figure IV.36** :



Figures IV.36 : Effet du Taux de compression sur le rapport Fioul-Air.

La **Figure IV.36** : Illustre que le rapport massique fioul-air est inversement proportionnelle au taux de compression, l'augmentation de Taux de compression entraine une augmentation de la température à la sortie du compresseur.

Montre que pour haute température ambiante de 01 à 50°C la température à l'entrée de la turbine la quantité de fioul injectée sera diminué ce sait et dû au fait que l'air et plus chaud ce qui conduite à une consommation plus basse.

IV.3.5) Consommation spécifique du fioul « CSF » :

La **Figure IV.37** ci-dessous montre les profils de la consommation spécifique du fioul en fonction de Taux de compression :

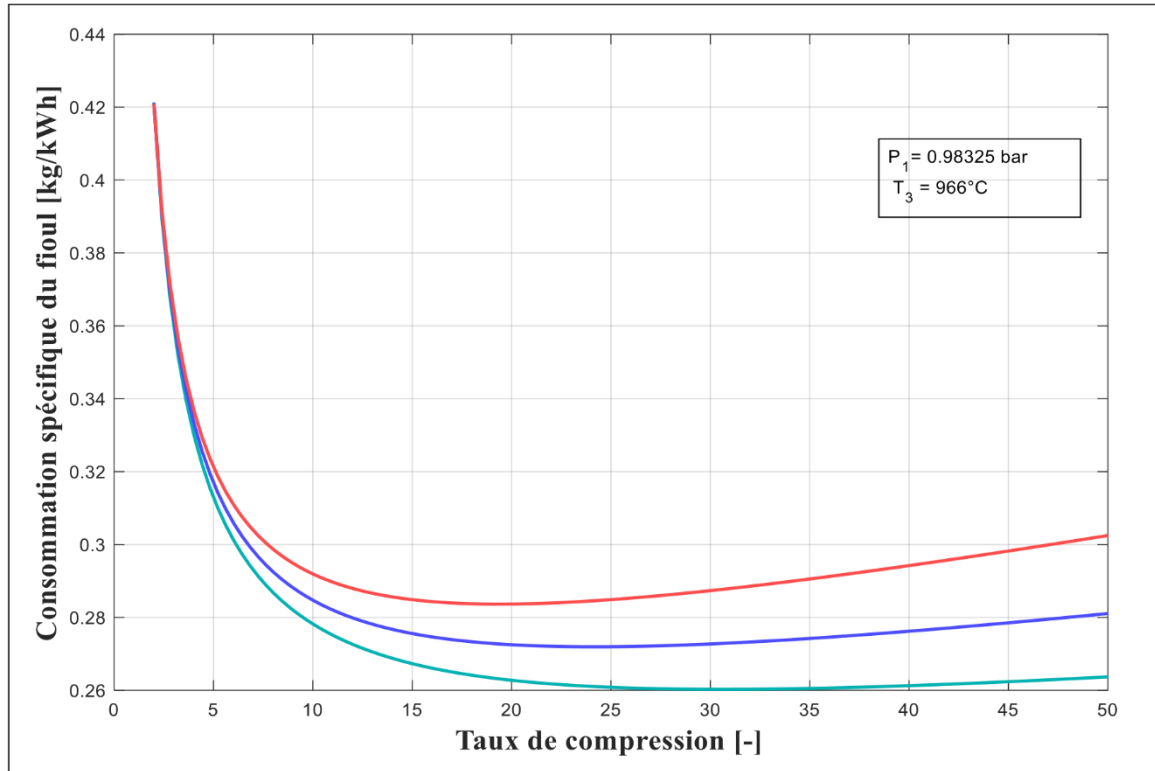


Figure IV.37 : Effet du taux de compression sur la consommation spécifique du fioul.

D'après la **Figure IV.37**: On constate que la consommation spécifique est inversement proportionnelle à la température ambiante, dans le cas de $T_1 = 0^\circ\text{C}$ la consommation spécifique est minimale pour un taux de compression $\tau = 27$, par contre pour les deux autres températures $T_1 = 25^\circ\text{C}$ et $T_1 = 50^\circ\text{C}$ les optimums sont pour les taux de compression, de ce fait on peut dire que la diminution de la température ambiante pousse l'optimum de la consommation spécifique vers des taux de compression plus élevés.

IV.3.6) Rendement thermique global de turbine à gaz (η_{GLOBAL}) :

La **Figure IV.38** ci -dessous montre respectivement les évolutions des rendements thermiques globaux en fonction de taux de compression pour différentes températures ambiantes, et pour une température à l'entrée de la turbine de 966°C :

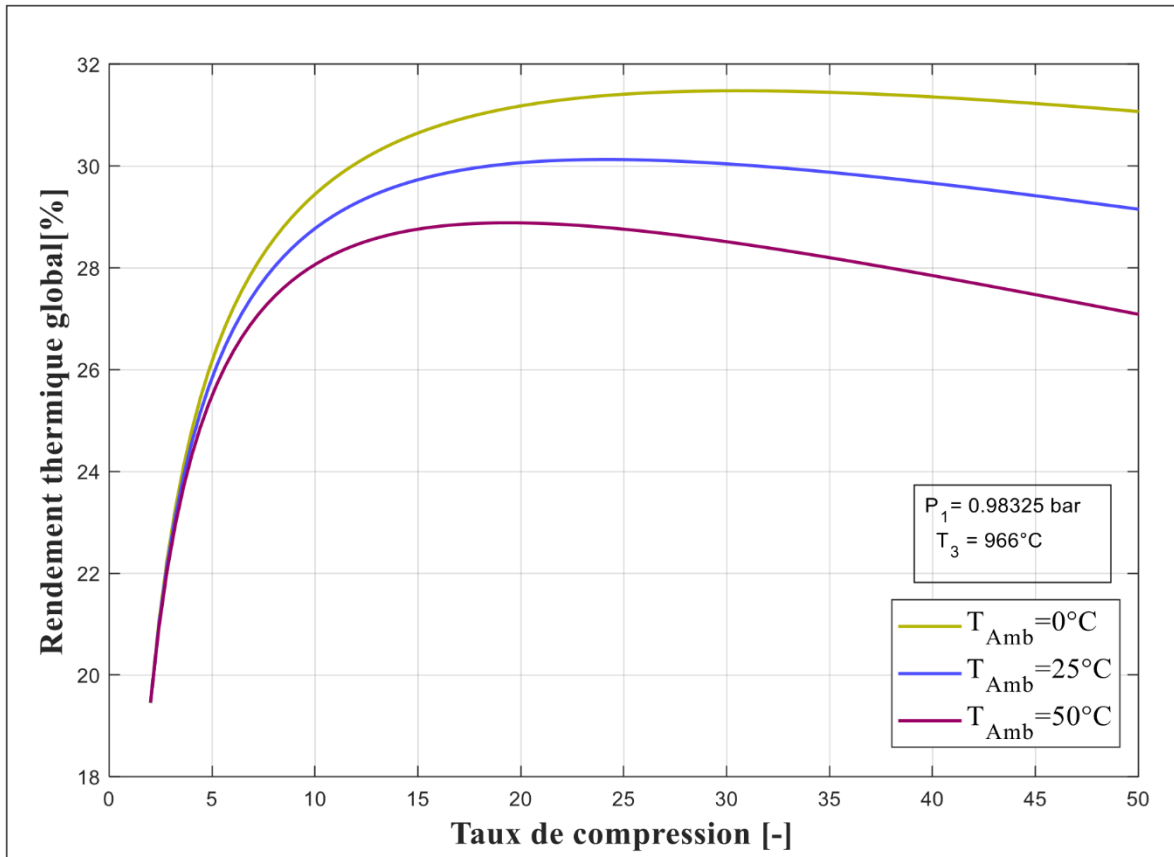


Figure IV.38 : Effet du taux de compression sur le rendement thermique global.

Le rendement thermique est inversement proportionnel à la température ambiante. L'augmentation de la température ambiante entraîne une diminution de rendement thermique.

IV.3.7) Rendement exergetique de la turbine à gaz « $\eta_{\text{exergetique}}$ » :

La **Figure IV.39** illustrée ci-dessous représente l'évolution du rendement exergetique globale de la turbine à gaz en fonction de taux de compression :

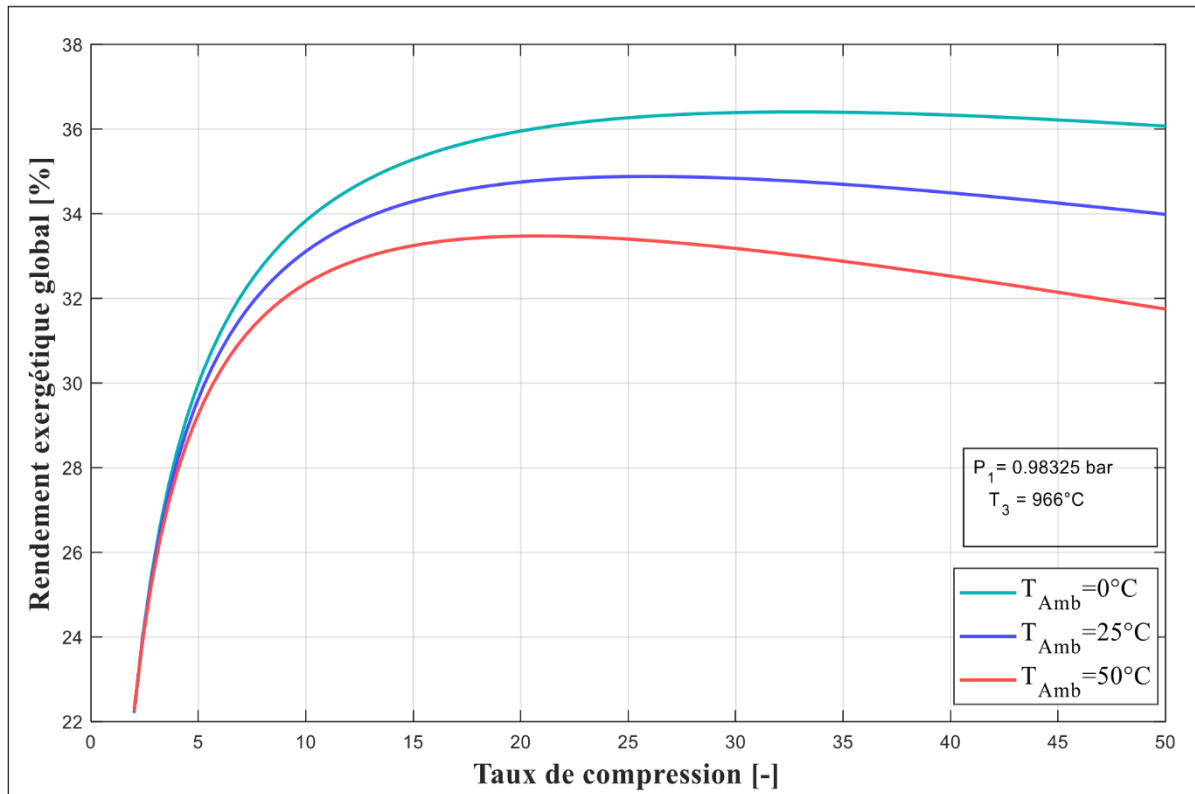
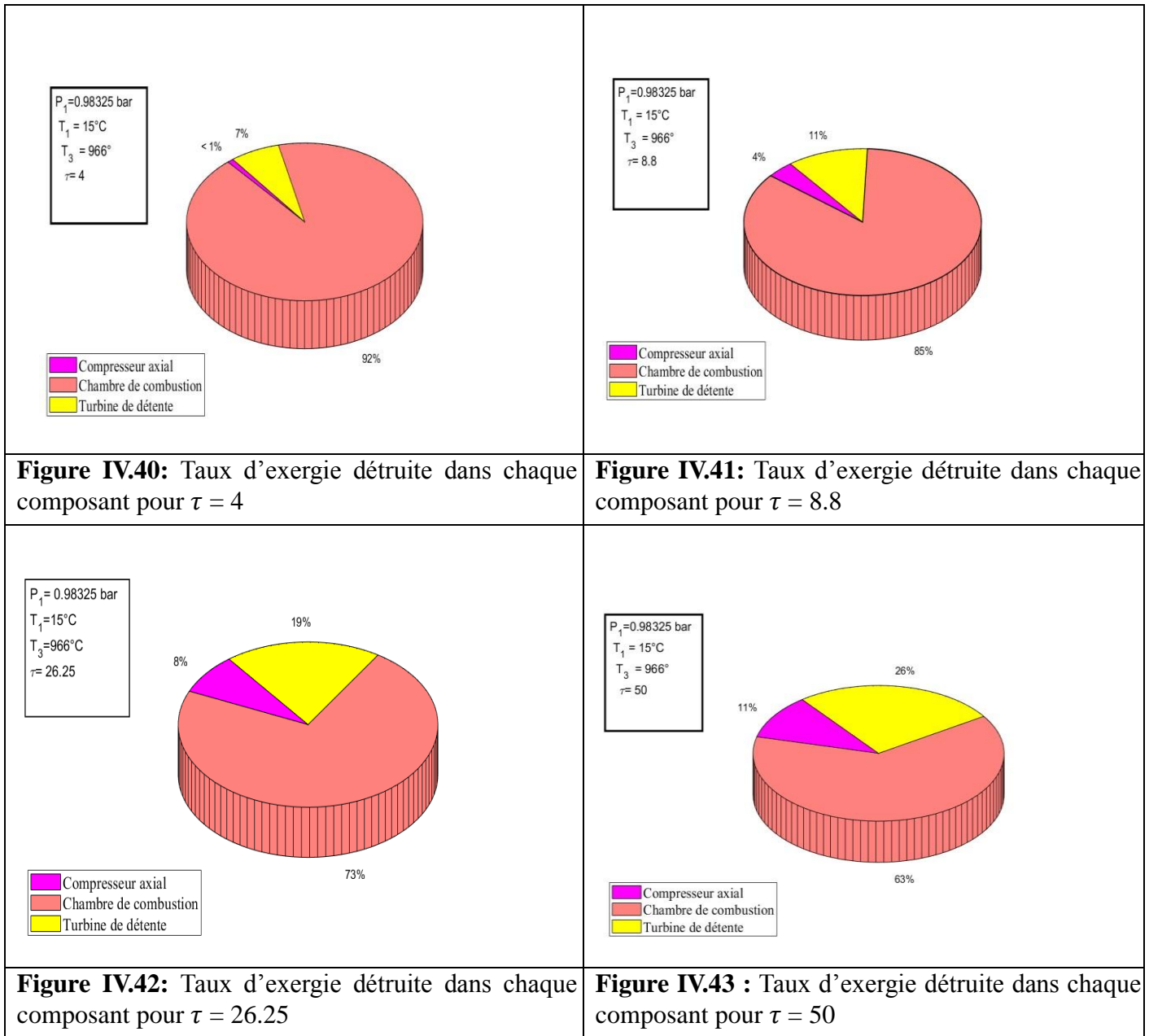


Figure IV.39: Effet de taux de compression sur le rendement exergetique global.

Le rendement exergetique mesure la quantité d'énergie maximale qu'on peut récupérer du système par rapport à celle fournie au système. Il permet de mesurer le degré d'irréversibilité d'une installation thermodynamique ou encore le degré de dégradation de l'énergie qu'il s'y produit.

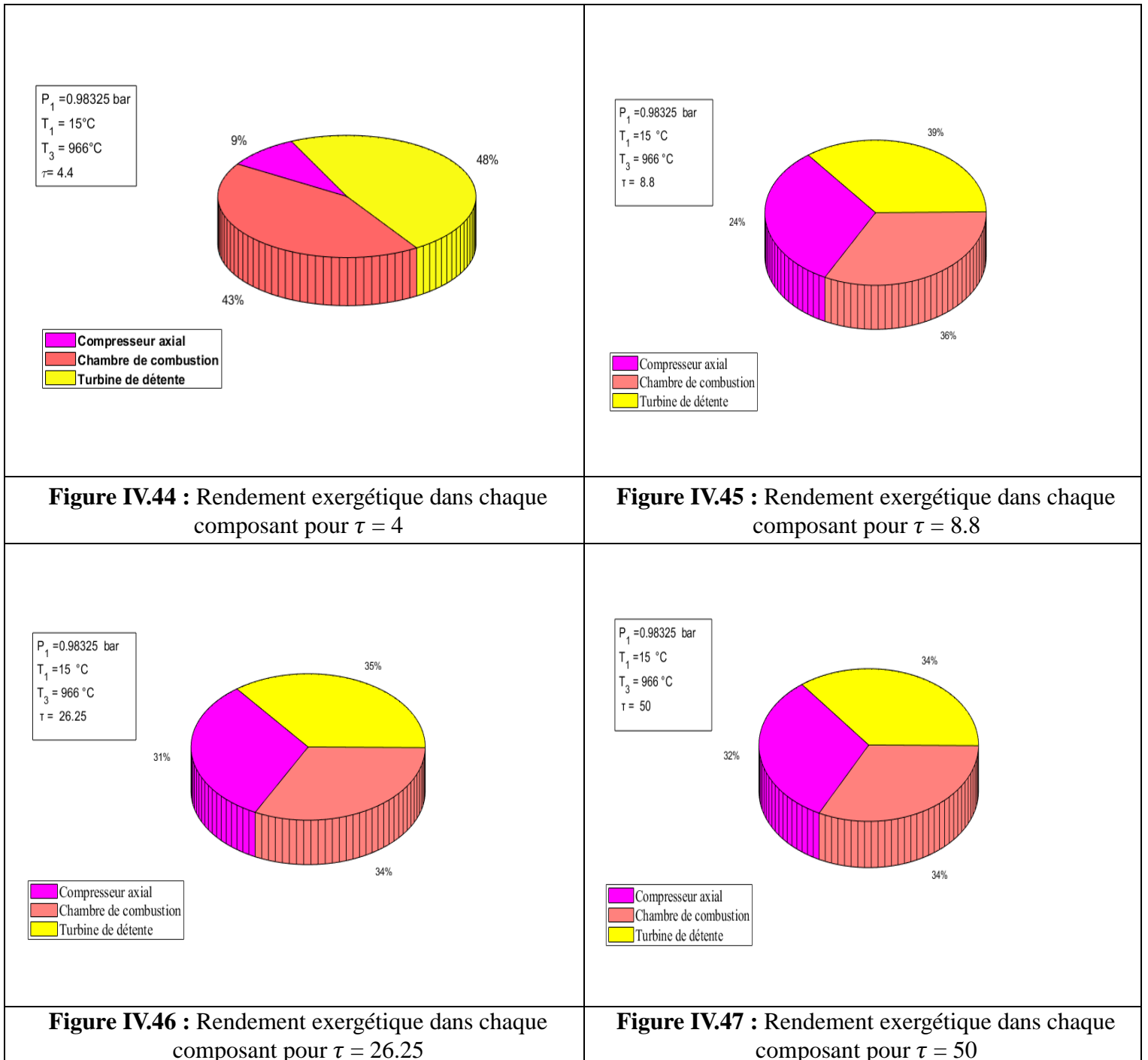
On constate que le rendement exergetique augmente pour une augmentation du taux de compression, la température ambiante affecte aussi sur le rendement exergetique. Il est clair aussi que le plus le taux de compression est important plus la sensibilité du rendement exergetique à la température ambiante augmente.

IV.3.8) Taux d'exergie détruite au sein de chaque composant de la turbine à gaz :



On observe que les quatre valeurs du taux de compression ,la majeure partie de l'exergie détruite se situe au niveau de la chambre de combustion ,de plus le pourcentage de taux d'exergie détruite dans la chambre de combustion diminue de manière significative , passant de 92% à 63%, en constate que le pourcentage de taux d'exergie détruite dans le compresseur axial monte, passant 1% à 11%, cependant le pourcentage de taux de d'exergie détruite dans la turbine de détente augmente ,passant de 7% à 26% .

IV.3.9) Rendement exergetique au sein de chaque composant de la turbine à gaz :

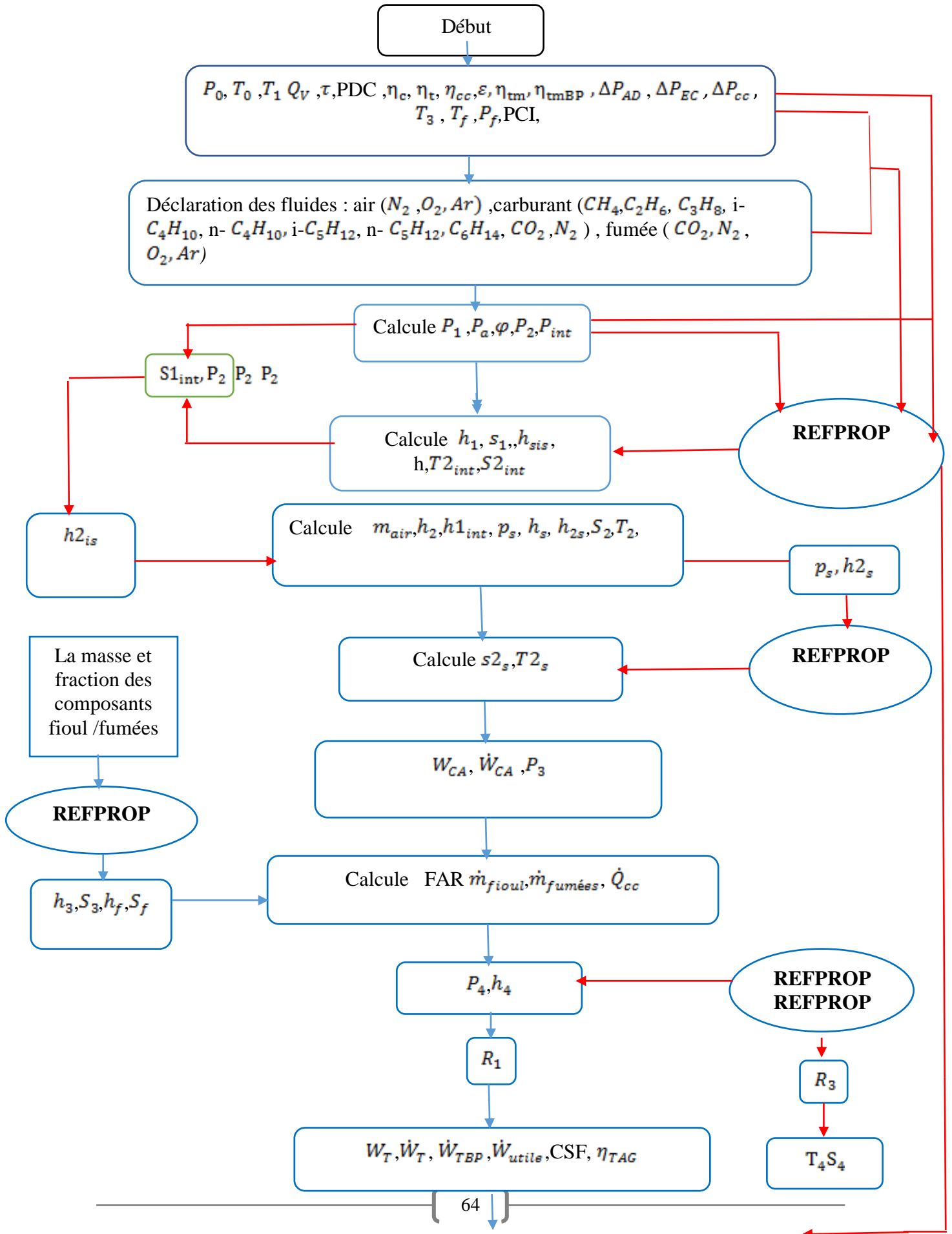


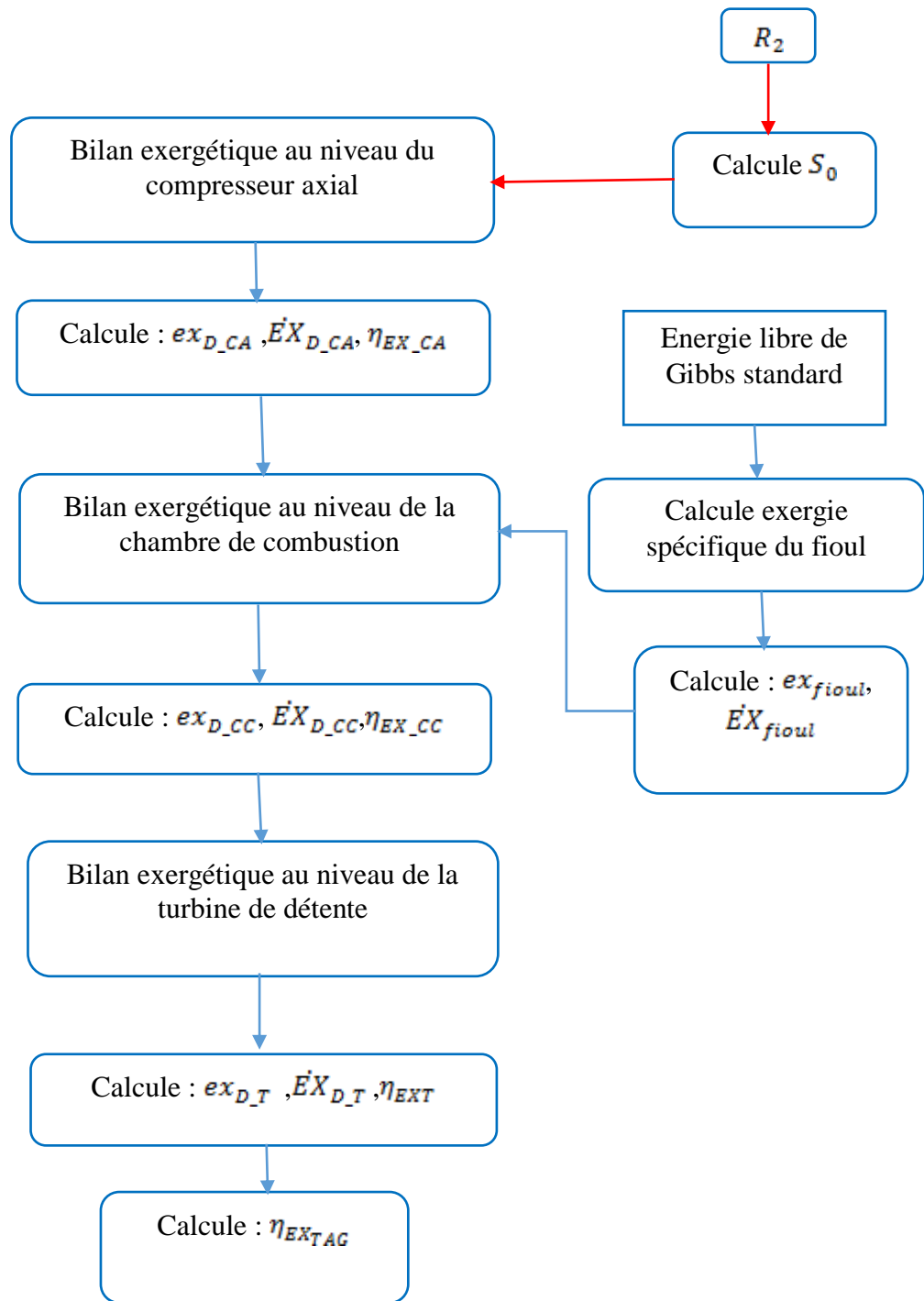
Cette illustration met en évidence que, pour les quatre valeurs du taux de compression, le rendement exergetique du compresseur axial diminue légèrement, passant de 9% à 32%.

En revanche, le rendement exergétique de la chambre de combustion est inversement proportionnelle au taux de compression ce qui fait qu'il diminue de 43% à 34% pour une augmentation de taux de compression

Pour ce qui est de la turbine de détente, on remarque qu'une augmentation du taux de compression le rendement exergétique diminue de 48% à 34 %.

Organigramme de calcul :





Conclusion :

Cette étude a révélé l'existence de plusieurs types de facteurs qui ont un impact direct sur la performance de la turbine à gaz (TAG) et qui peuvent être regroupés en différentes catégories. Parmi ces facteurs, on trouve ceux liés à la qualité du carburant, ceux associés à la conception de la machine, tels que la température maximale du cycle (T_3) et le taux de compression (τ) ainsi que d'autres facteurs liés aux conditions climatiques spécifiques de la zone où la turbine à gaz est installée.

Les résultats obtenus dans le cadre de cette étude révèlent une excellente corrélation entre les données fournies du constructeur et les résultats obtenus à l'aide d'un programme qui relie REFPROPO et MATLAB développée. En particulier, l'erreur relative entre les deux jeux de données n'est que de 2.16 % ce qui prouve la solidité et la fiabilité du programme.

CHAPITRE V

Optimisation de fonctionnement de la turbine à gaz

V.1. Introduction :

Chaque être vivant à sa propre façon de vivre dans un essaim organisé par des lois qu'on l'appelle l'intelligence de l'essaim (SI), comme les abeilles, les fourmis, les loups.

Ce phénomène naturel a permis de développer de nouveau algorithme d'optimisation appelé algorithme d'optimisation méta-heuristique : leur principe de fonctionnement est inspiré du comportement grouillant dans la nature de ces êtres vivants, que ça soit lors de s'organiser sous une chasse ou bien leur méthode pour maximiser leur suivie, ou leur façon de s'organiser sous une hiérarchie sociale ... [17]

En générale un algorithme d'optimisation est un processus mathématique informatique permettent de trouver le minimum ou le maximum d'une façon objectif (problème d'optimisation). Les algorithmes méta-heuristiques traitent les problèmes d'optimisation comme une boîte noir, ils sont caractériser par des recherches aléatoires dans un domaine de recherche contrôlées par des distributions qui décrivent mathématiquement le déplacement naturel et aléatoire des êtres vivants dans la nature comme le vol de Lévy, le pas aléatoire , et choisir membre qui a la meilleure position dans le groups de recherche (l'essaim) cette position dirige vers la solution du problème d'optimisation . [18] [19]

V.2. L'optimisation des loups gris :

Est inspirée par des loups gris (canis lupus) l'algorithme (GWO) imite la hiérarchie de leadership et le mécanisme de la chasse de loup gris dans la nature.

❖ Il existe quatre (4) type de loup gris tels que :

- Alpha.
- Betta.
- Delta.
- Oméga.

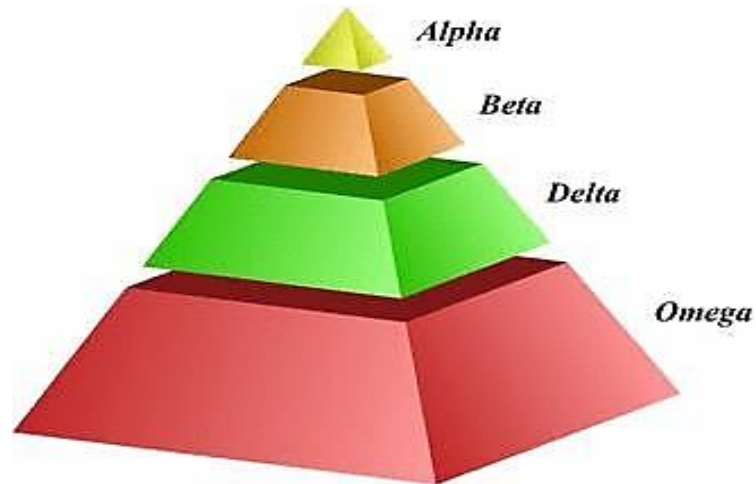


Figure V.1. Schéma des lous gris.

- 1) Alpha, un loup est considéré comme le loup dominant de la meute et ses ordres doivent être suivis par les membres de la meute.
- 2) Les béta sont des loups subordonnés, qui aident l'alpha dans la prise de décision et sont considérés comme le meilleur candidat pour devenir l'alpha.
- 3) Les loups Delta doivent se soumettre à l'alpha et aux betas, mais ils dominent l'oméga .il existe différentes catégories d'éclaireurs, de sentinelles, d'anciens, de chasseurs, de gardien tec.
- 4) Les loups Omega sont considérés comme le bouc émissaire de la meute, sont les individus les moins importants de la meute et ne sont autorisés à manger qu'en fin de compte.

V.3. Modèle mathématique et algorithme :

La technique de chasse et la hiérarchie sociale des loups gris sont modélisées mathématiquement afin de concevoir GWO et d'en réaliser l'optimisation.

Le modèle mathématiquement proposé de la hiérarchie sociale, du suivi, de l'encerclement et de l'attaque des proies sont les suivants :

V.3.1. La hiérarchie sociale :

Afin de modéliser mathématiquement la hiérarchie sociale des loups lors de la conception de GWO, nous considérons que

- ❖ La solution la plus adaptée en tant que loup alpha (α).
- ❖ Deuxièmes meilleures solutions en tant que loup Beta (B).
- ❖ Troisième meilleure solution en tant que loup delta 1
- ❖ Les autres solutions candidates sont supposées être des omégas (W).

Dans l'algorithme GWO, la chasse (optimisation) est guidée par alpha et beta.

Pour simuler la hiérarchie sociale des loups, la chasse en groupe est un autre comportement intéressant des loups gris. Les principales phases de la chasse au loup gris sont les suivantes :

Ces étapes sont illustrées à la **Figure V.2**.

- Taquer, poursuivre la proie.
- Poursuivre, encercler et harceler la proie jusqu'à ce qu'elle s'arrête de bouger
- L'attaque d'une proie.



Figure V.2. Comportement de la chasse des loups gris, (A) chasser, approche et suivi de la proie (B-D) poursuivre, harceler et encercler (E) situation stationnaire et attaque (20).

V.3.2. Proie encerclement :

Comme mentionner ci-dessous, les loups gris encerclant leur proie pendant la chasse. Afin de modéliser mathématiquement les comportements encerclant, les équations suivantes sont proposées :

$$\vec{D} = |\vec{C} \cdot \vec{X}_p(t) - \vec{X}_p(t)| \quad (1)$$

$$\vec{X}(t+1) = \vec{X}_p(t) - \vec{A} \cdot \vec{D} \quad (2)$$

Ou t indique l'itération actuelle, \vec{A} et \vec{C} sont des vecteurs de coefficients, \vec{X}_p est la valeur position de la proie, est \vec{X} indiqué le vecteur position d'un loup gris

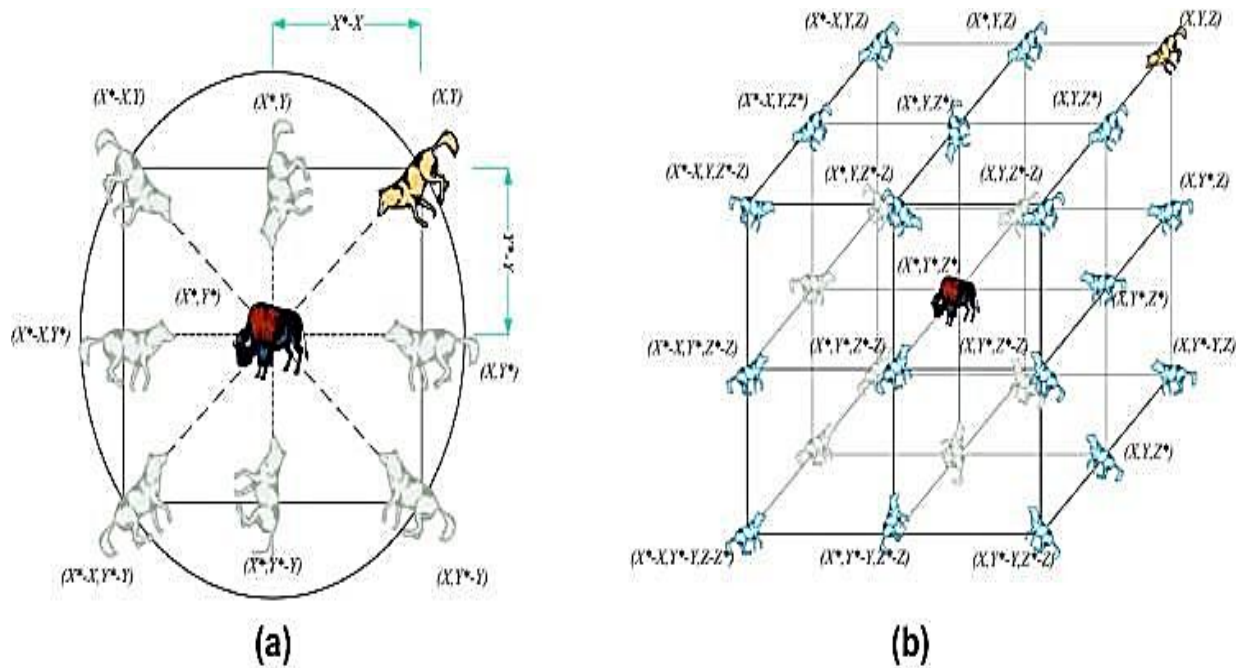
Les vecteurs \vec{A} et \vec{C} sont calculés comme suite :

$$\vec{X}_1(t+1) = X(t) - \vec{A}_1 \cdot \vec{C} \quad (3.1)$$

$$2\vec{a} \cdot \vec{r}_1 - \vec{a} \quad (3.2)$$

$$\vec{C} = 2 \cdot \vec{r}_2 \quad (3.3)$$

Les composantes de \vec{a} diminuent linéairement de 2 à 0 au cours des itérations r_1 et r_2 sont des vecteurs aléatoires dans $[0,1]$ pour voir les effets des Eqs (3.1) et (3.2), un vecteur de position bidimensionnel et certains des voisins possibles sont illustrés sur la Figure V.3.



On voit bien que sur cette figure, un loup gris en position (X, Y) peut mettre à jour sa position en fonction de la position de la proie (X, Y) .

Différents endroits autour d'un meilleur agent peuvent être atteints par rapport à la position actuelle en ajustant la valeur des vecteurs A et C .

La position mises à jour possible d'un loup gris dans l'espace 3D sont représentées sur la Figure V.3 b.

V.3.3. La chasse :

A chaque itération, les loups oméga mettent à jour leurs positions conformément aux positions α B et O alpha avoir une meilleure connaissance de l'emplacement potentiel des proies.

$$D = |\vec{C}_1 \vec{X}(t) - \vec{X}(t)|, D = |\vec{C}_2 \vec{X}(t) - \vec{X}(t)| \Rightarrow D = |\vec{C}_3 \vec{X}(t) - \vec{X}(t)| \quad (4)$$

$$\vec{X}_1(t+1) = X(t) - \vec{A}_1 \cdot \vec{D} \quad \underline{\underline{=}} \quad \vec{X}_2(t+1) = X(t) - \vec{A}_2 \cdot \vec{D} \quad \underline{\underline{=}} \quad \vec{X}_3(t+1) = X(t) - \vec{A}_3 \cdot \vec{D} \quad (5)$$

$$\vec{X}(t+1) = (\vec{X}_1 + \vec{X}_2 + \vec{X}_3)/3 \quad (6)$$

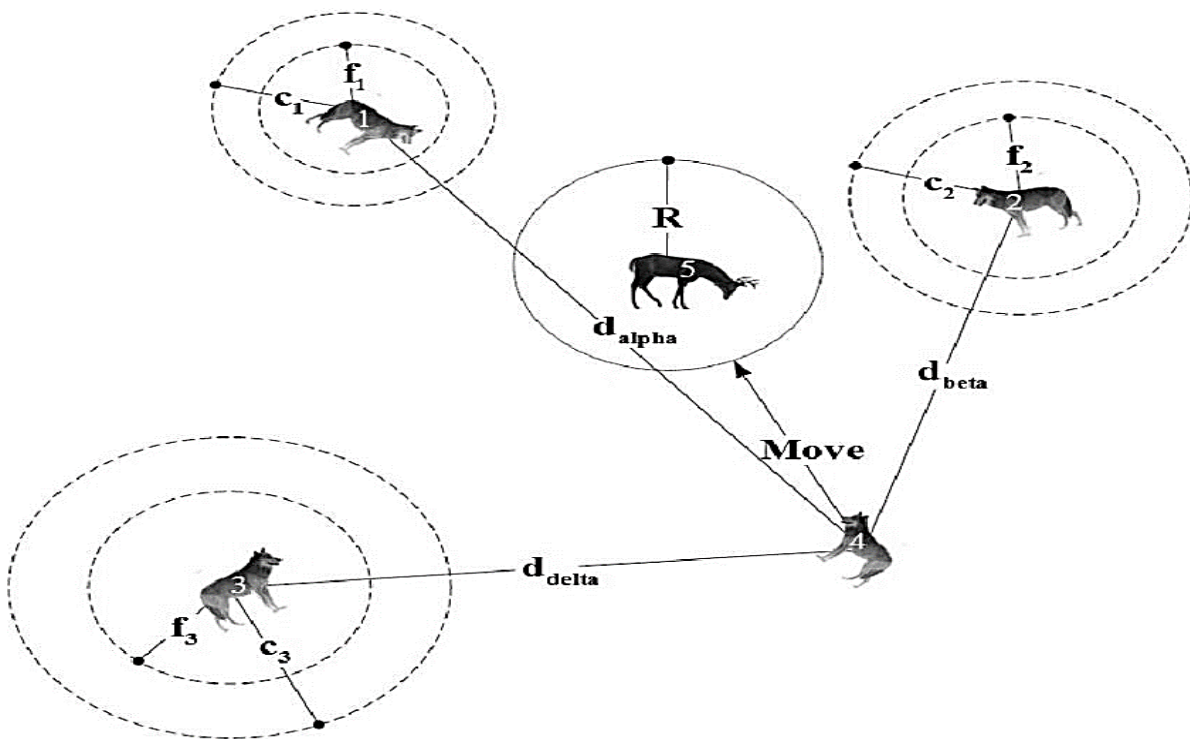


Figure V.4. Mise à jour de la position.

La Figure V.4 montre comment un agent met à jour sa position en fonction alpha, beta, delta, dans un espace de recherche 2D. On peut observer que la position finale serait à un endroit aléatoire dans le cycle défini par les positions alpha, beta, et delta, et les autres loups mettent à jour leurs positions de manière aléatoire autour de la proie.

V.3.4. Attaque une proie (exploitation) :

Comme mentionné ci-dessous, les loups gris terminent la chasse en attaquant la proie lorsqu'elle s'arrête de bouger. Le loup gris termine la chasse en attaquant la proie et modélise mathématiquement que l'on diminue la valeur de A est une valeur aléatoire dans l'intervalle $[-2a, 2a]$, ou à diminuer de 2 à 0 au fil des itérations entre sa position de la proie, Figure 5(a) tel que :

$|A| < 1$ Force les loups à attaquer la proie.

Avec les opérateurs proposés jusqu'à présent, l'algorithme GWO permet à des agents de la recherche mettre à jour leur position en fonction de l'emplacement de l'alpha, de la beta et du delta, et attaquer la proie, cependant l'algorithme GWO est sujet à une stagnation des solutions locales avec ces opérateurs. Il est vrai que le mécanisme d'encerclement proposé montre dans une certaine mesure l'exploration, mais GWO a besoin de plus d'opérateur pour mettre l'accent sur l'exploration.

V.3.5. Recherche de proie :

Les loups gris recherchent principalement en fonction de la position de l'alpha, du beta et du delta. Ils s'écartent les uns des autres pour recherche des proies et convergent pour attaquer des proies. Afin de modéliser mathématiquement la divergence, nous utilisons A avec des valeurs aléatoires supérieures à 1 ou inférieures.

- A- 1 pour obliger l'agent de recherche à s'écarter de la proie, cela met l'accent sur l'exploration et permet à l'algorithme GWO d'effectuer une recherche globale. La Figure 5 (b) montre également que $|A| > 1$ s-le force des loups gris à s'écarter de la proie pour, espérons trouver une proie plus en forme.
- B- Un autre élément de GWO qui favorise l'exploration est C . Comme on peut le voir dans l'équation (3.4), le vecteur C contient des valeurs aléatoires dans $[0,2]$. Cette

composante fournit des poids aléatoires pour les proies afin d'accentuer stochastiquement ($C > 1$) ou de minimiser ($C < 1$) l'effet de la proie dans la définition de la distance dans l'équation (3.1).

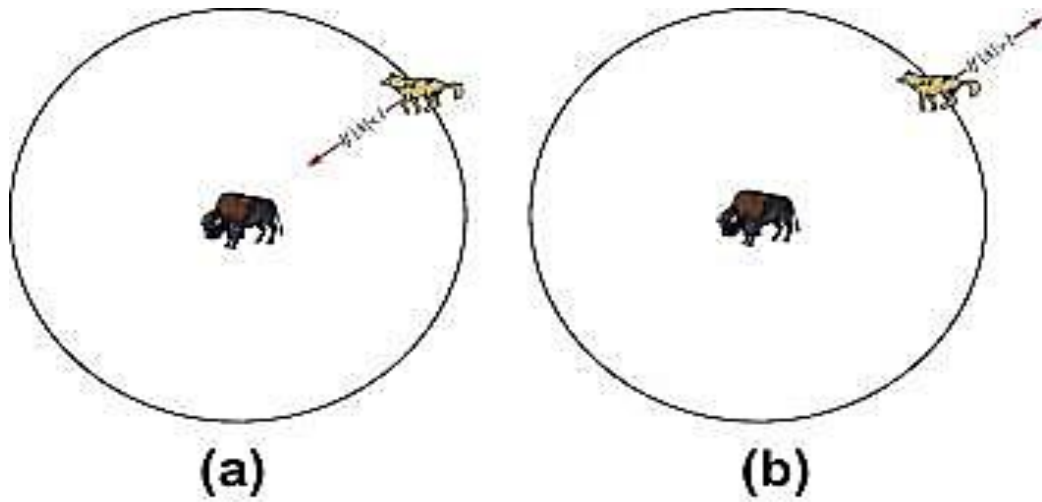


Figure V.5. Attaquer une proie ou recherche une proie.

V.4. Organigramme de (GWO) l'algorithme des loups gris.

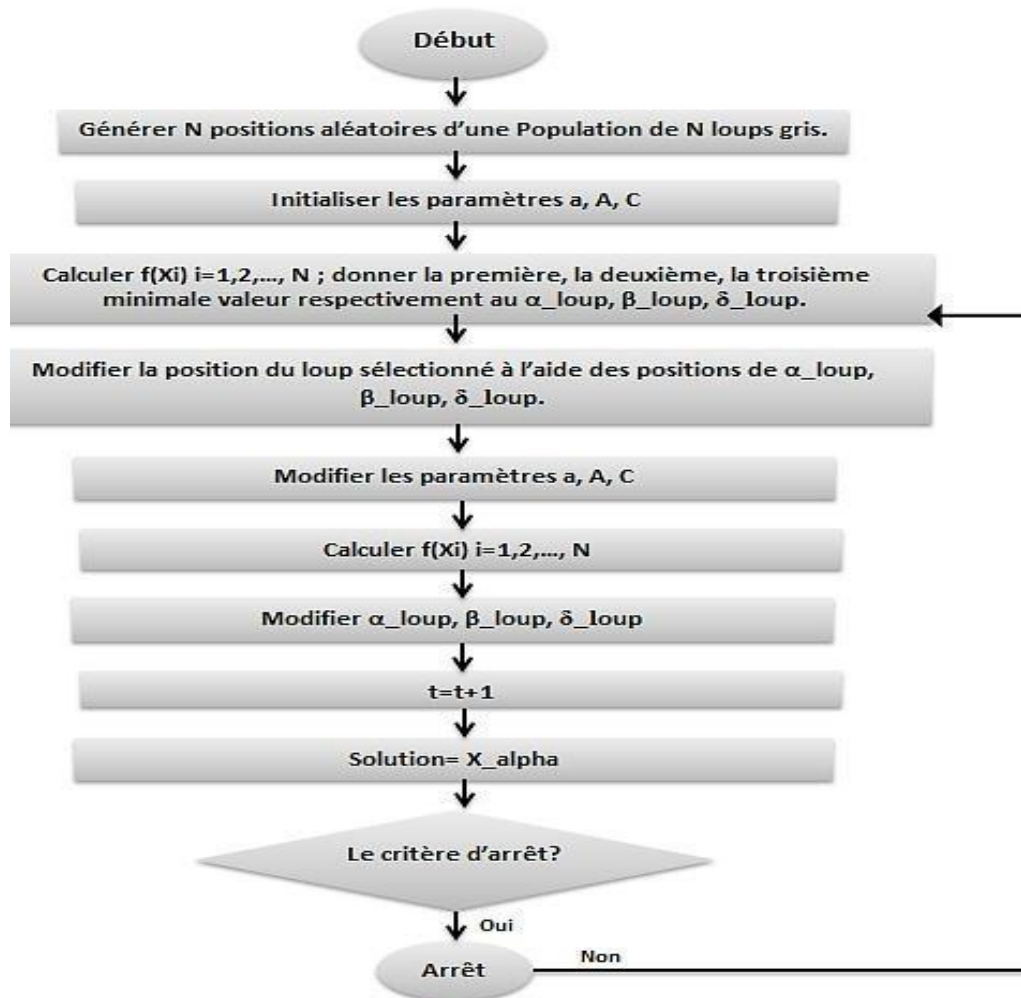


Figure V.6. L'organigramme de l'algorithme GWO.

Ce phénomène naturel a servi d'inspiration au développement d'algorithmes de fonctionnement, similaires à ceux utilisés par les loups gris que nous allons appliquer pour optimiser le fonctionnement de la turbine à gaz pour atteindre son point optimal. Notre démarche consistera à utiliser des algorithmes spécifiquement conçus en utilisant le logiciel MATLAB afin d'obtenir des résultats de fonctionnement dépendant des variables suivantes :

1. Le rendement thermique en fonction de la température ambiante et la température à l'entrée de la turbine.
2. Le rendement exérgétique en fonction de la température ambiante et la température à l'entrée de la turbine.
3. Le taux de compression en fonction de la température ambiante et la température à l'entrée de la turbine.

V.7. Rendement thermique en surface 3D en fonction de la température ambiante et la température à l'entrée de la turbine :

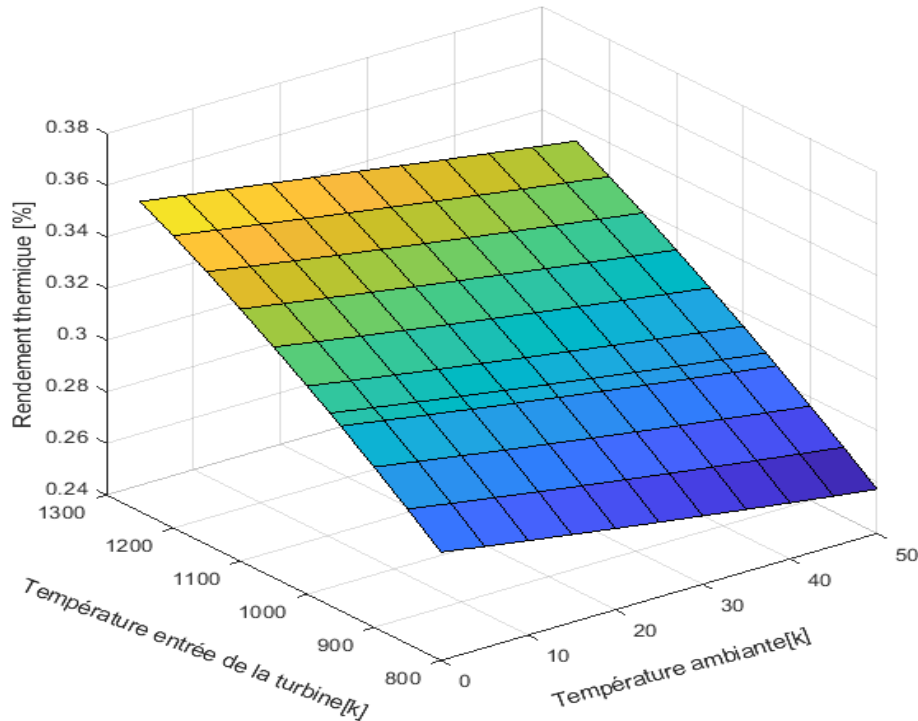


Figure V.7: Rendement thermique en fonction de la température entrée turbine et la Température ambiante.

La figure V.7: illustre la variation du rendement thermique en fonction de deux paramètres : la température d'entrée de la turbine et la température ambiante. Le rendement thermique varie entre 0.26 et 0.36 dans cette étude.

Mathématiquement, le pic de rendement thermique (0.36) est atteint lorsque la température d'entrée de la turbine est maintenue à 800°C et que la température ambiante est de 0°C

D'un point de vue physique, cela indique que le système atteint son efficacité maximale lorsque la température d'entrée de la turbine est maintenue à 800°C et que la condition ambiante froides (0°C). Cette configuration spécifique pourrait favoriser une conversion plus efficace de l'énergie thermique en énergie mécanique.

En conclusion, les résultats suggèrent que maintenir la température d'entrée de la turbine à 800°C dans un environnement ambiant à 0°C offre le rendement thermique optimal pour ce système. Les conditions ambiantes jouent un rôle important dans l'efficacité globale du système

V.8. Courbe rendement thermique en fonction de la température à l'entrée de la turbine :

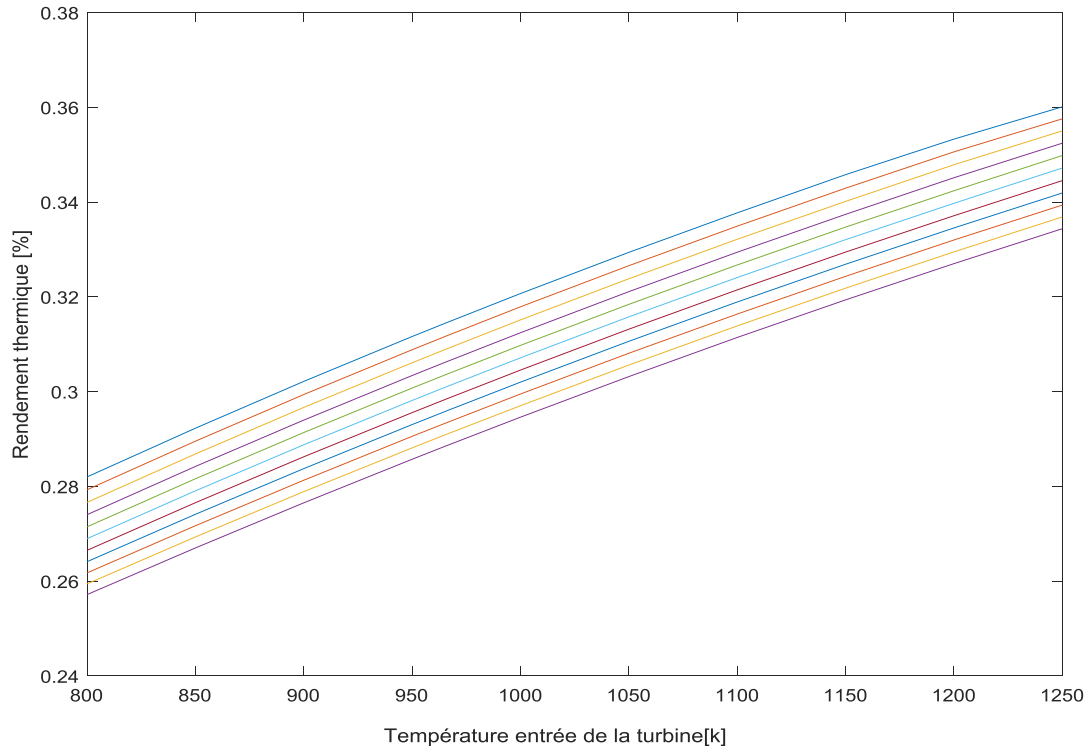


Figure V.8: Rendement thermique en fonction de température à l'entrée de la turbine.

La Figure V.8 : illustre la variation du rendement thermique en fonction de la température d'entrée de la turbine. Le rendement thermique varie entre 0,26 et 0,36 dans cette étude.

Chaque cas représente une combinaison de température d'entrée de la turbine (allant de 800°C à 1250°C) et de rendement thermique varie de 0,26 à 0,36 indiquant des niveaux d'efficacité différente, une observation générale souligne que le rendement thermique atteint son maximum (0,36) pour tous les cas lorsque la température d'entrée de la turbine augmente. En d'autres termes, on remarque que le rendement s'améliore à mesure que la température d'entrée de la turbine augmente.

V.9. Rendement exergetique en surface 3D en fonction de la température ambiante et la température à l'entrée de la turbine :

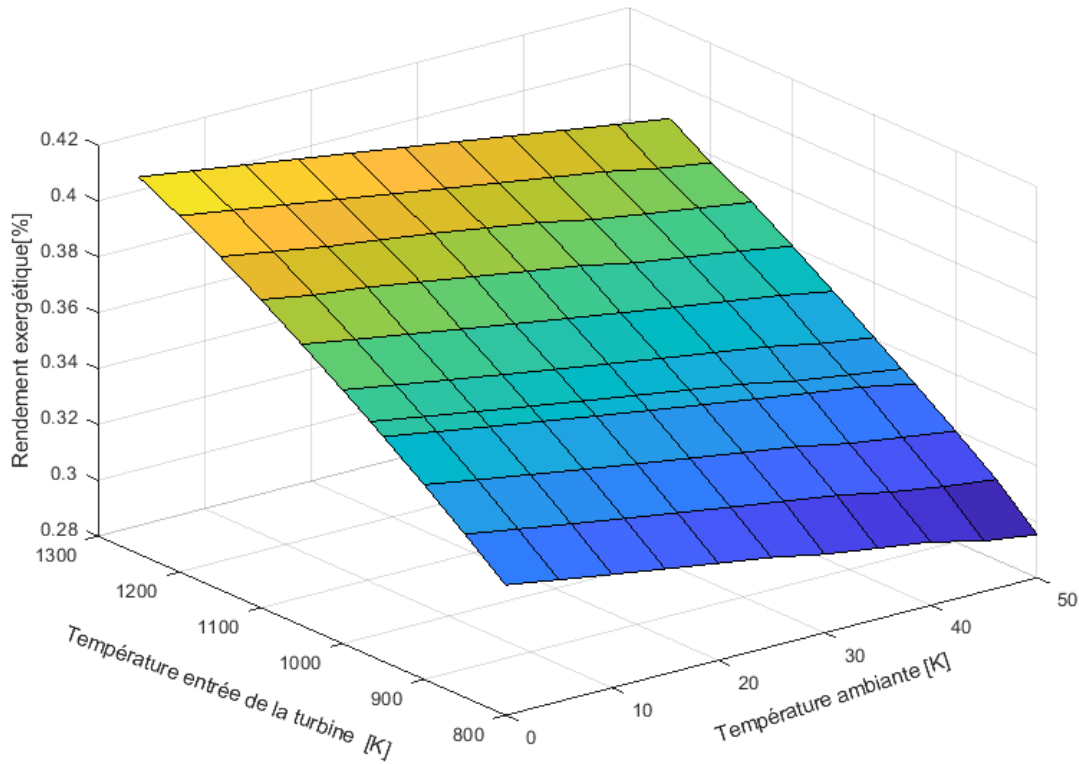


Figure V.9. Rendement exergetique en surface 3D en fonction de la température ambiante et la température à l'entrée de la turbine.

La courbe décrit une série de 11 cas d'expérimentation où le rendement thermique a été évalué en fonction de la température ambiante. Dans chaque cas, le rendement thermique varie entre 0.26 à 0.36 avec un pic de rendement thermique atteint à une température ambiante 50°C et une température ambiante de 0°C. En résumé, le meilleur rendement thermique est obtenu lorsque ces deux paramètres sont fixés à ces valeurs spécifiques.

V.10. Courbe exergetique en fonction de la température à l'entrée de la turbine :

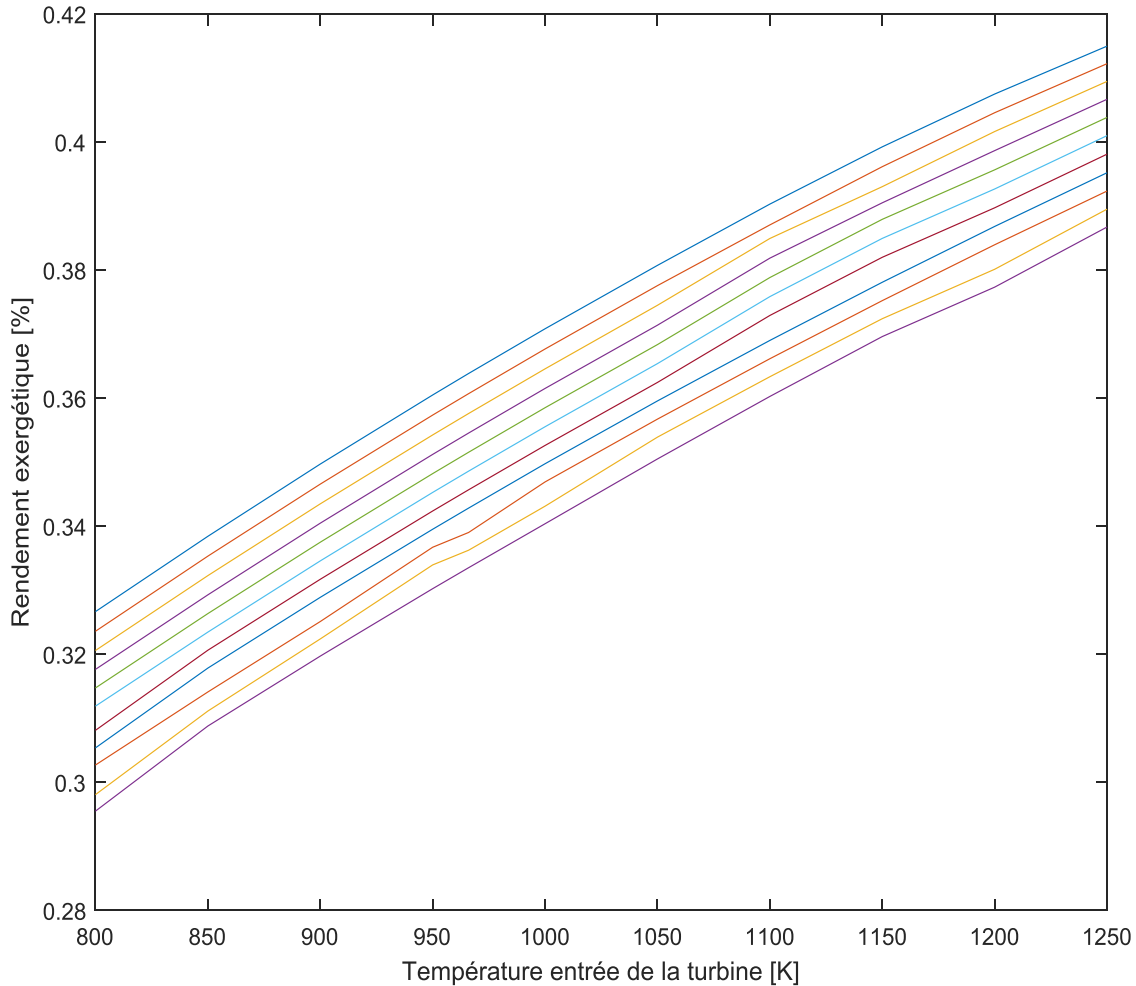


Figure V.10. Le rendement exergetique en fonction de la température à l'entrée de la turbine.

La Figure V.10 présente la courbe du rendement exergetique en fonction de la température d'entrée de la turbine, les résultats montrent clairement que le rendement exergetique varie de 0,3 à 0,4 le point saillant est que le rendement exergetique atteint son maximum (0,4) lorsque la température d'entrée de la turbine est maintenue à 800°C.

La température idéale de la turbine à gaz qui permet d'obtenir le meilleur rendement exergetique, contribuant ainsi à une utilisation plus efficace de l'énergie thermique.

V.11. Taux de compression en surface 3D en fonction de la température ambiante et la température à l'entrée de la turbine :

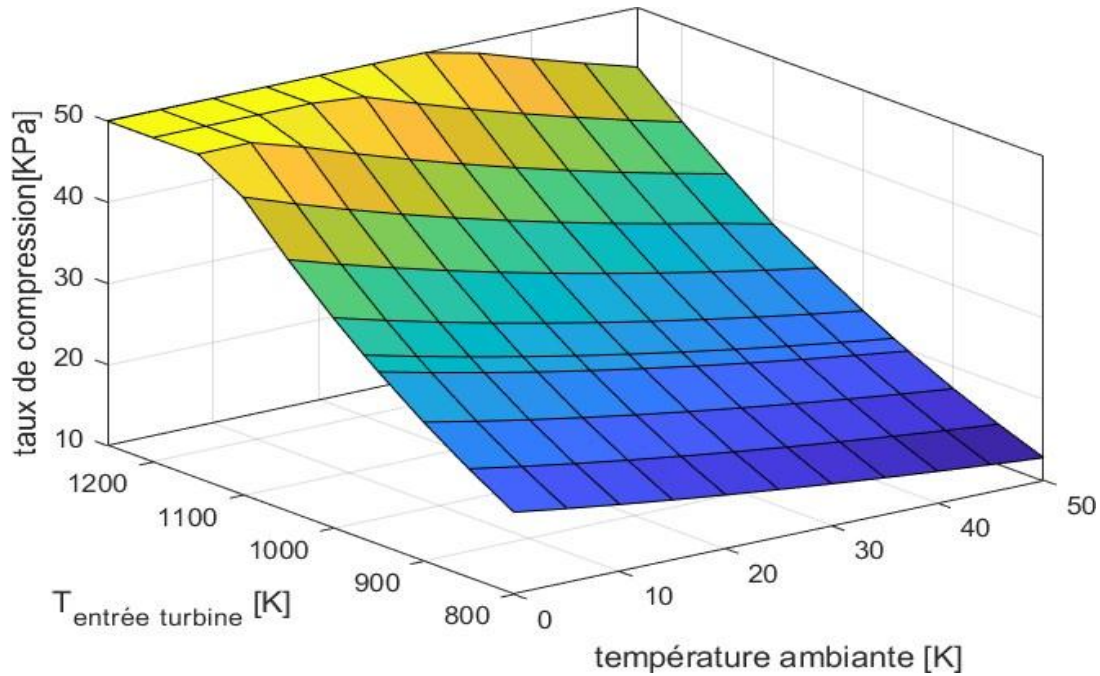


Figure V.11 : Taux de compression en surface 3D en fonction de la température ambiante et la température à l'entrée de la turbine

La courbe décrit 11 cas différents, couvrant une gamme de variations de température d'entrée de la turbine allant de 800°C à 1250°C, ainsi que des températures ambiantes allant de 0°C à 50°C. Cette version clarifie les points principaux de l'analyse montre que le taux de compression augmente en fonction de l'augmentation de la température, cependant, il se stabilise à la température de 50°C.

V.12. Courbe taux de compression en fonction la température à l'entrée de la turbine :

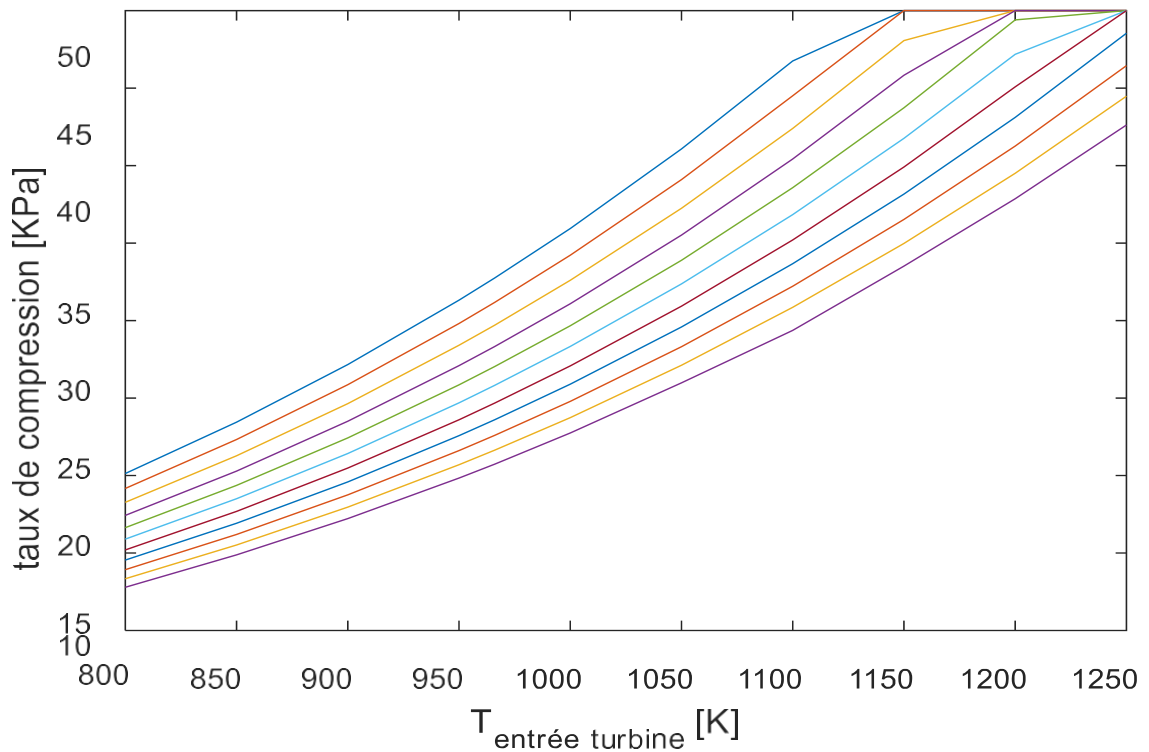


Figure V.12. Taux de compression en fonction de la température à l'entrée de la turbine.

La **Figure V.12** révèle une tendance intéressante : les taux de compression augmentent proportionnellement avec la température d'entrée de la turbine jusqu'à atteindre un plateau vers 50°C, indiquant un point d'optimalité. Cette observation suggère qu'une température d'entrée plus élevée pourrait augmenter l'efficacité globale de système en augmentant la pression du fluide de travail, ce qui est important pour son fonctionnement optimal.

En résumé, le taux de compression de la turbine à gaz est important pour déterminer les conditions de fonctionnement qui maximisent l'efficacité de la compression et la performance globale du système.

V.10. Conclusion :

Ce travail propose un nouvel algorithme d'optimisation inspiré par les loups gris. La méthode proposée imite la hiérarchie sociale et le comportement de chasse des loups gris. Vingt-neuf fonctions de teste ont été utilisées pour évaluer les performances de l'algorithme proposé en termes d'exploration, d'exploitation, d'évitement des optima locaux et de convergence. Les résultats montrent que l'optimisation par les loups gris (GWO) a été capable de fournir des résultats hautement compétitifs par rapport à des heuristique bien connue telles que PSO, GSA, DE..... Tout d'abord, les résultats sur les réactions uni modales ont montré la supériorité de l'exploitation de l'algorithme GWO. Deuxièmement, la capacité d'exploitations de GWO a été confirmée par les résultats sur les fonction multimodales, troisièmement, les résultats des fonctions composites ont montré une grande capacité à éviter les optima locaux.

CONCLUSION GENERALE

Ce mémoire nous a offert une compréhension approfondie de l'importance et de la nécessité de l'utilisation des turbines à gaz dans notre pays, en particulier au sein de l'industrie gazière du site de Hassi R'mel, nous avons fait l'étude et optimisation de fonctionnement de la turbine à gaz de types MS5002C.

En utilisant les lois thermodynamiques, il est possible de développer des modèles et d'effectuer des analyses thermodynamiques pour évaluer les performances des cycles TAG, y compris l'efficacité, la puissance produite, et d'autre paramètre clés, en résumé les deux premières lois de la thermodynamique sont fondamentales pour la conception, l'optimisation et l'évaluation des cycles thermiques des turbines à gaz.

Cette étude a révélé comment la performance de l'installation TAG est effectuée par divers paramètres, notamment la température ambiante, la température à l'entrée de la turbine, ainsi le taux de compression.

L'intégration conjointe des logiciels « REFPROP » et « MATLAB » représente une méthode essentielle pour la modélisation et l'analyse d'un cycle de turbine à gaz (TAG) réel. Ces programmes permettent de déterminer les profils des paramètres clés d'une TAG, tels que les variations de température dans le cycle, la production de puissance, ainsi que les rendements énergétique et exergétique de l'installation.

Après avoir étudié l'algorithme de fonctionnement d'une turbine à gaz, nous avons ensuite employé des algorithmes spécialement conçus avec le logiciel MATLAB pour évaluer chaque algorithme, dans le but de déterminer le point optimal d'une turbine à gaz, cette approche nous a permis de mieux comprendre comment ces paramètres influencent les performances de l'installation.

L'achèvement de notre mémoire de fin d'études consacré à ce thème nous a non seulement permis de combler les lacunes théoriques, mais aussi de développer une expertise plus approfondie dans le domaine complexe des turbines à gaz, cette expérience a grandement enrichi notre compréhension des concepts fondamentaux et des application pratiques liés aux turbines à gaz.

Ce projet académique nous a préparés de manières significatives pour notre transition vers la vie professionnelle.

REFERENCES

REFERENCES

- [1] « Wilaya de Laghouat : répartition de la population résidente des ménages ordinaires et collectifs, selon la commune de résidence et la dispersion » [archive]. Données du recensement général de la population et d l'habitant de 200 sur le site de l'ONS.
- [2] Effet de l'humidification de l'air à l'entrée du compresseur sur les performances d'une turbine à gaz. **Installations gazières de Hassi R'mel**
Mémoire fin d'étude ,2019/2020.
- [3] **JGC CORPORATION. MANULEL OPERATOIRE POUR SBC.PROJET DE BOOSTING, HASSI R'MEL, SONATRACH, ALGERIE .DOC N° F- 09-1224-002.**
- [4] Y. DJOUDI, "Simulation numérique d'une chambre de combustion d'une turbine à gaz ms 5002b " Master's thesis, 2013.
- [5] Bani M, Trabelsi M. Amélioration du rendement de la turbine à gaz par refroidissement de l'air. 2011.
- [6] Institut Supérieur des Sciences et d Technologie de l'environnement Borj Cédria « I.S.S.T.E », GE. Créer un modèle de calcul de la performance d'une turbine à gaz. Projet de fin d'études « PFE ».
- [7]. ENSPM. Formation Industrie. IFP training
- [8]. Frank J. Brooks. Performance and Reliability Improvements for Heavy-Duty Gas Turbines. GE Power Systems. GER-3567H.
- [9] Laissaoui M, Amélioration des performances d'une installation de turbine à gaz par refroidissement de l'air d'admission, PFE de Magister, Université m'hamed bougara Boumerdes, 2012.
- [10] Moussau A, Zoubir A, « Etude thermodynamique et maintenance d'une turbine à gaz MS5002C », mémoire de fin d'étude de master en mécanique des unités pétrochimiques, Université de Boumerdes, 2009.
- [11] PROJET DE BOOSTING, HASSI R'MEL, SONATRACH, ALGERIE .DOC N° F-10
- [12] JGC CORPORATION. MANUEL OPERATOIRE POUR SBC. PROJET BOOSTING HASSI R'MEL, SONATRACH, ALGERIE. DOC N° F-09-1224-002.
- [13] **J.R. Johnston.** GE Gas turbine performance characteristics, **GE power systemes.** GER-3571H.
- [14]. Roger Cadiergues. LES PROPRIÉTÉS DE L'AIR. XPAIR.

- [15]. Szargut, J. Exergy Method. Technical and Ecological Applications, WIT Press, Southampton, UK, 2005.
- [16] Christina Salpingidou et al. EXERGY ANALYSIS AND PERFORMANCE ASSESSMENT FOR DIFFERENT RECUPERATIVE THERMODYNAMIC CYCLES FOR GAS TURBINE APPLICATIONS. Transactions of the ASME. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, November 2017.
- [17]. A Vasuki « Nature inspired optimization algorithms », London ,2020,143-203
- [18]. N. EL HAMI, M. ITMI, A. HAMI, « simulation and optimization of an Actuator », Advanced Materials Research vol 1099, apr.2015
- [19]. Zemzami Maria « Variations sur PSO : approches parallèles, jeux de voisinages et application. » (2019).
- [20] Muro C, Escobedo R, Spector L, Coppinger R. Wolf-pack (Canis lupus) hunting strategies emerge from simple rules in computational simulations. Behav Process 2011 ;88 :192–7.

Résumé :

Ce travail présente l'étude et optimisation de fonctionnement d'une turbine à gaz MS5002C qui est devenue largement utilisée dans divers domaines, notamment dans les domaines de l'industrie et de la production d'électricité, nous avons fait une étude sur la turbine à gaz simple basé sur le premier et le deuxième principe de la thermodynamique, nous avons mené une analyse énergétique et exergetique de la turbine à gaz. Nous avons examiné l'impact de plusieurs paramètres clés, notamment la température ambiante, la température d'entrée de la turbine et le taux de compression ces paramètres jouent un rôle important dans la performance de la turbine à gaz. Le but d'améliorer les performances et le comportement de la turbine à gaz, nous recommandons l'utilisation des nouvelles méthodes, notamment l'algorithme de fonctionnement non-résultat montre que l'application de cette méthode à un impact significatif sur les performances de la turbine à gaz, ouvrant ainsi de nouvelles possibilités d'optimisation.

Abstract: study and optimization of gaz turbine operation.

This work presents the study and optimization of an MS5002C gas turbine, which has become widely used in various fields, including industry and electricity production. We conducted a study on the simple gas turbine based on the first and second principles of thermodynamics. We carried out an energy and exergy analysis of three setting

Of the gas turbine. We examined the impact of several key parameters, including ambient temperature, turbine inlet temperature, and compression ratio, as these parameters play a crucial role in the performance of the gas turbine. In order to improve the performance and behavior of the gas turbine, we recommend the use of new methods, including the Grey Wolf Optimizer (GWO) algorithm. The results show that the application of this method has a significant impact on the performance of the gas turbine, thus opening up new possibilities for optimization.

ملخص: دراسة وتحسين تشغيل توربينات الغاز MS5002

أصبحت مستخدمة على نطاق واسع في مجموعة MS5002 هذا العمل يقدم دراسة وتحسين للتوربينات الغازية متنوعة من المجالات، بما في ذلك صناعة الكهرباء والصناعة. قمنا بإجراء دراسة عن التوربينات الغازية البسيطة باستخدام مبادئ الحرارة الأولى والثانية. أجرينا تحليلاً للطاقة والاكسيرجيا لثلاثة عناصر مختلفة للتوربينات الغازية. قمنا بدراسة تأثير العديد من العوامل الرئيسية مثل درجة حرارة البيئة المحيطة ودرجة حرارة الدخول إلى التوربينات ومعدل الضغط. تلك العوامل تلعب دوراً مهماً في أداء التوربينات الغازية. ومن أجل تحسين أداء وسلوك التوربينات الغازية، نوصي باستخدام تظهر النتائج أن تطبيق هذه الطريقة يؤثر بشكل (GWO) أساليب جديدة بما في ذلك خوارزمية تحسين الذئب الرمادي كبير على أداء التوربينات الغازية، مما يفتح أبواباً جديدة للتحسين. باختصار، يقدم هذا العمل فهماً عميقاً لأداء التوربينات من خلال تحليل الطاقة والاكسيرجيا. بالإضافة إلى ذلك، يسلط الضوء على تأثير العوامل الرئيسية C5002 MS5002 الغازية لتحسين الأداء بشكل عام GWO ويوصي باستخدام أساليب جديدة مثل خوارزمية

