

République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la Recherche Scientifique
جامعة الجيلالي بونعامة خميس مليانة
Université de Djilali Bounaâma Khemis Miliana
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département des Sciences de la Matière



Mémoire de fin d'étude
En vue de l'obtention d'un diplôme de **MASTER EN PHYSIQUE**
Spécialité : Physique théorique

Thème

Amélioration des performances de la turbine à gaz MS 5002B

Devant le jury composé de :

Dr. M. ELBAA	Président
Dr. M. DOUCHA	Examineur
Dr. M. MODERRES	Encadreur

Présenté par :

- ✓ BENAIDA Afaf
- ✓ KELKOULI Dhoha

Année universitaire : 2019 / 2020

Dédicaces

*A ma source de bonheur, la flamme de mon cœur,
ma vie et mon bonheur, elle s'est toujours sacrifiée
pour me voir réussir, Maman.*

*A mon exemple éternel, mon soutien moral et
source de joie et de bonheur, mon père.*

*A mes sœurs et frères: Choukri, Iline, Imad,
Noursine.*

Afaf

Dédicace...

A Mon père,

Ma mère,

Mon époux,

Mes frères,

Et ceux qui m'ont aidé et

Soutenu.

خلاصة

في السنوات الأخيرة ، لعبت توربينات الغاز الصناعي دورًا مهمًا في أنظمة توليد الطاقة ، مثل محطات الطاقة النووية ومحطات الطاقة والوحدات الهيدروكربونية. على الرغم من أن لهذه الأجهزة مزايا عديدة إلا أن حساسيتها العالية لتأثير تغير درجة حرارة الهواء المحيط والتي تتغير بشكل كبير بين النهار والليل والصيف والشتاء تعني أن الكفاءة تتأثر درجة حرارة تشغيل هذه الآلات ، وبالتالي فإن تحسين دورة هذه الآلات أمر ضروري. ولهذا الغاية ، تم استخدام تقنيات مختلفة (التبريد البيئي والتسخين المسبق والحقن البخار واستعادة الحرارة) لتحسين أداء التوربينات الغازية. كجزء من هذه الدراسة، تم اختيار طريقة تحسين تتمثل في تسخين الهواء قبل الدخول الى غرفة الاحتراق في الدورة. الهدف الرئيسي من هذا العمل هو تحسين الخصائص الرئيسية للتوربينات الغازية المستخدمة في ظروف قاسية من درجات الحرارة في جنوب الجزائر ، من خلال استعادة غازات العادم. تمت دراسة الطريقة المقترحة وتحليلها ومقارنتها بدورة بسيطة (بدون استرداد).

Résumé

Durant ces dernières années, les turbines à gaz industrielles ont joué un rôle important dans les systèmes de production de puissance, tels que les centrales nucléaires, les centrales de production d'électricité et les unités des hydrocarbures. Bien que ces équipements possèdent de nombreux avantages, leur haute sensibilité à l'influence de variation de la température de l'air ambiant, qui se change considérablement entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté, ainsi l'amélioration du cycle de ces machines s'avère nécessaire. A cet effet, différentes techniques (refroidissement intermédiaire, préchauffage, injection de vapeur d'eau et récupération de chaleur) ont été employées afin d'améliorer les performances des turbines à gaz. Dans le cadre de cette étude, on a opté pour une méthode d'amélioration consiste à chauffer l'air à l'amont de chambre de combustion du cycle. L'objectif principal de ce travail, consiste à l'amélioration des caractéristiques principales de la turbine à gaz utilisée dans des conditions de températures rudes dans le sud d'Algérie, par récupération des gaz d'échappement. La méthode suggérée a été étudiée, analysée et comparée à un cycle simple (sans récupération).

Abstract

In recent years, industrial gas turbines have played an important role in power generation systems, such as nuclear power plants, power plants and hydrocarbon units. Although these equipments have many advantages, their high sensitivity to the influence of variation of the ambient air temperature, which changes considerably between day and night, summer and winter, means that the efficiency. The operating temperature of these machines is affected, thus improving the cycle of these machines is necessary. To this end, different techniques (intercooling, preheating, steam injection and heat recovery) have been used to improve the performance of gas turbines. As part of this study, an improvement method was chosen to heat the air upstream of the combustion chamber of the cycle. The main objective of this work is to improve the main characteristics of the gas turbine used in harsh temperature conditions in southern Algeria, by recovering the exhaust gases. The suggested method has been studied, analyzed and compared to a simple cycle (without recovery).

Keywords : Gas turbines, temperature, efficiency, combustion chamber, improvement, exhaust gases, recovering

Nomenclatures

Symbole	Signification	Unité
P	Pression	Bar
T	Température	K
η	Rendement	/
η_i	Rendement isentropique	/
PCI	Pouvoir calorifique inférieur du gaz	Kj/Kg
C_a	Vitesse de l'air	m/s
P	Masse volumique	Kg/m ³
Γ	Coefficient isentropique	/
λ_K	Caractéristique de Mekonovalov	Kj/Kg
A	Coefficient d'excès d'air	/
T	Taux de compression	/
P_U	Puissance utile	KW
W_u	Travail utile	Kj/Kg
m_c	Débit massique du combustible	Kg/S
m_g	Débit massique du gaz	Kg/S
C_{jc}	Vitesse du jet corresponde au débit \dot{m}_c	m/S
C_{jh}	Vitesse du jet corresponde au débit \dot{m}_h	m/S
C_p	Chaleur spécifique à pression constant	Kj/Kg . K
C_v	Chaleur spécifique à volume constant	Kj/Kg . K
H	Enthalpie	Kj/Kg
S	Entropie	Kj/Kg
P_{eff}	Puissance effectif	KW

Abréviations

Abréviations	Signification
TAG	Turbine à gaz
CA	Compresseur
CC	Cambre de combustion
THP	Turbine Haute pression
TBP	Turbine Basse pression
GE	Générale Electrique
ISO	Organisation standard international
GN	Gaz naturel

Liste des figures

Figures	Titre	Page
Figure I.1	Schéma descriptif d'une Turbine à gaz	6
Figure I.2	La variation de la pression et de la température dans les différentes sections de la turbine à gaz	6
Figure I.3	Cycle de joule (Brayton)	7
Figure I.4	Cycle simple réel	8
Figure I.5	Configuration d'une turbine à gaz avec récupération	9
Figure I.6	Cycle a récupération	10
Figure I.7	Configuration d'une turbine à gaz avec refroidissement intermédiaire	10
Figure I.8	Cycle avec refroidissement intermédiaire	11
Figure I.9	Configuration d'une turbine avec réchauffe	11
Figure I.10	Cycle avec réchauffe	12
Figure I.11	Turbine à gaz avec réchauffe et récupération	12
Figure I.12	Cycle avec réchauffe et récupération	13
Figure I.13	Configuration d'une turbine à gaz avec refroidissement intermédiaire réchauffage et récupération	13
Figure I.14	Cycle avec refroidissement, réchauffage et récupération	14
Figure I.15	Turbine à gaz avec injection de vapeur	14
Figure I.16	Composants principaux d'un turboréacteur	15
Figure I.17	dispositif générale de la propulsion	16
Figure I.18	Moteur d'avion nucléaire	16
Figure II.1	Présentation de la turbine à gaz MS 5002B	20
Figure II.2	Fonctionnement d'une turbine à gaz	23
Figure II.3	Schéma d'une turbine à gaz	24
Figure II.4	Différente section d'une turbine à gaz MS 5002B	24
Figure II.5	Compresseur axial	25
Figure II.6	Section compresseur	26
Figure II.7	Composantes principaux d'une chambre de combustion	28
Figure II.8	Bougie d'allumage	29
Figure II.9	Détecteurs de flamme ultraviolets	29
Figure II.10	Injecteur de combustible	30
Figure II.11	Directrice fixe de premier étage	31
Figure II.12	Directrice de deuxième étage	31
Figure II.13	Rotor HP; Rotor BP	32
Figure II.14	Ensembles diaphragme	33
Figure II.15	Les paliers d'une turbine à gaz	34
Figure II.16	Système d'admission, filtre à air	35
Figure II.17	Système d'échappement	36
Figure II.18	Système d'huile de graissage	37
Figure II.19	Système de refroidissement et d'étanchéité	38
Figure III.1	Cycle thermodynamique théorique d'une turbine à gaz	42
Figure III.2	Cycle réel d'une turbine à gaz	43
Figure III.3	Schéma technologique de la turbine à gaz MS 5002B	45
Figure III.4	Diagramme T.S	45

Figure IV.1	Editeur de schémas	61
Figure IV.2	Le simulateur	62
Figure IV.3	Le diagramme (h-P) de l'eau	63
Figure IV.4	Le diagramme thermodynamique de l'air (T-S)	63
Figure IV.5	Le diagramme psychrométrique	64
Figure V.1	l'influence de rapport de pression sur la puissance de compression	70
Figure V.2	l'influence de rapport de pression sur le rendement thermique global	71
Figure V.3	L'influence du rapport de pression sur la puissance utile	71
Figure V.4	L'influence de la température T_1 sur le rendement sans et avec récupération	72
Figure V.5	L'influence de la température T_1 sur la puissance utile sans et avec récupération	73
Figure V.6	l'influence de la température ambiante sur les températures de sortie de différentes sections	73
Figure V.7	variation du rendement en fonction de rapport de détente sans récupération	74
Figure V.8	variation du rendement en fonction de rapport de détente avec récupération	75
Figure V.9	La variation du rendement en fonction de l'efficacité de l'échangeur	75
Figure V.10	La variation de la puissance utile en fonction de l'efficacité de l'échangeur	76

Liste des tableaux

Tableau	Titre	Page
Tableau II.1	Caractéristiques de la turbine MS 5002b	21
Tableau II.2	Caractéristiques de la section compresseur de la turbine MS 5002b	21
Tableau II.3	Caractéristiques de la section turbine de la turbine MS 5002b	21
Tableau II.4	Caractéristiques de la section de combustion de la turbine MS 5002b	22
Tableau II.5	Ensemble paliers	22
Tableau II.6	Quantité d'ensemble des paliers	22
Tableau II.7	Pompes d'huile de graissage	22
Tableau II.8	Pompes d'alimentation hydraulique	23
Tableau III.1	Les paramètres de fonctionnement de la turbine MS5002B (conditions ISO)	44
Tableau III.2	Caractéristiques du fonctionnement (Compresseur + THP)	44
Tableau III.3	Caractéristiques de fonctionnement de la turbine TBP	44
Tableau III.4	Comparaison des résultats	59

Sommaire

Introduction générale	1
Chapitre I: Revue bibliographique et généralités sur les turbines à gaz.....	3
I. 2.Historique :	4
I.3.Principe de fonctionnement :.....	5
I.4. Les principaux cycles de la turbine à gaz.....	7
I.4.1. Cycle de base (cycle de joule ou de brayton).....	7
I.4.2.Le cycle réel.....	7
I.4.3.Amélioration du cycle de base.....	8
I.4.4. Cycle à récupération :	9
I.4.5. Cycle à refroidissement intermédiaire de la compression :.....	10
I.4.6. Cycle à réchauffage lors de la détente :.....	11
I.4.7. Cycle à réchauffe et récupération :.....	12
I. 4.8. Cycle à refroidissement, réchauffage et récupération :	13
I.4.9.Cycle à injection de vapeur :	14
I.5 Domain d'application d'une turbine à gaz :.....	15
I.5.1. Turbine à gaz d'avion :.....	15
I.5.1.1 Moteur d'avion nucléaire :.....	16
I.5.2.Turbines à gaz pour des véhicules :.....	16
I.5.2.1. Automobiles :.....	17
I.5.2.2 Locomotives ferroviaires :.....	17
I.5.2.3 Suralimentation par les gaz d'échappement :.....	17
I.5.3. Propulsion Marine :.....	17
Conclusion :.....	18
Chapitre II : Etude descriptive de la turbine à gaz MS 5002b.....	20
II.1 Introduction :.....	20
II.2 Caractéristiques de la turbine à MS5002b.....	20
II.3 Sections de la turbine à gaz :	24
3.1 Section du compresseur :.....	24
3.1.1 Le rotor du compresseur :.....	25
3.1.2 Le stator (corps du compresseur) :.....	26
3.2 Section combustion :	26
3.2.1 Chambre de combustion :.....	27
3.2.2 Bougie d'allumage :.....	28
3.2.3 Détecteur de flamme à ultraviolet :	28
3.2.4 Injecteur de combustible :	29
3.3 Section turbine :.....	30
3.3.1 Directrice de premier étage :.....	30
3.3.2 Directrice de deuxième étage :.....	30
3.3.3 Corps de la turbine :.....	31
3.3.4 Rotor de la turbine :.....	31
3.3.5 Ensemble diaphragme :	32
3.3.6 Les paliers :	33
4. Les systèmes d'installation de la turbine à gaz MS 5002B	33
4.1 Système d'admission	33
4.2 Système de démarrage.....	34
4.3 Système d'échappement.....	34
4.4 Système d'huile de graissage	36
4.5 Système de commande de combustible	36
4.6 Système d'air de refroidissement et d'étanchéité	37
4.7 Système hydraulique.....	38
4.8 Système de protection de la turbine à gaz.....	38

4.8.1	Système de protection de survitesse	38
4.8.2	Système de protection de dépassement de température	39
4.8.3	Système de protection contre les vibrations	39
4.8.4	Système de protection et de détection de flamme	39
4.8.5	Système d'anti pompage	40
Chapitre III: Calcul thermodynamique de la turbine à gaz MS 5002b		41
Introduction		41
III.1 Cycles thermodynamiques d'une turbine à gaz à deux arbres		41
a)	Cycle idéal de Baryton	41
b)	Cycle réel de Baryton	42
Le cycle réel se différencie du cycle idéal de la manière suivante		42
III.2 Etude de l'effet de la température		42
Tableau III. 1 : Les paramètres de fonctionnement de la turbine MS 5002B		43
Tableau III.2 : Caractéristiques du fonctionnement (compresseur + THP)		43
Tableau III.3 : Caractéristiques de fonctionnement de la turbine TBP		43
III.2.1 Calculs thermodynamique de la turbine à gaz en tenant compte des pertes dans les différents éléments de l'installation		45
2 -	Paramètres de l'air juste à l'entrée de système d'admission de compresseur	45
3 -	Paramètres de l'air avant le premier étage de compresseur	45
5 -	Paramètres de l'air avant échangeur de chaleur Plan 2	47
C _{MAX} = G _a . C _{Pa} = 149KW. K – 1		49
7-	Les paramètres des gaz après la chambre de combustion	49
7- 1 -	Calcul du coefficient d'excès de l'air α	49
8 -	Les paramètres des gaz avant le premier étage de la turbine (THP)	50
9 -	Les paramètres des gaz après le dernier étage de la turbine (THP)	51
10 -	Les paramètres des gaz avant le premier étage de la turbine BP	53
11 -	Les paramètres des gaz après le dernier étage de la turbine BP	54
12-3	Calcul du débit	55
Le rendement thermique global de l'installation (η_{th}) s'écrit		57
Chapitre IV : Description de THERMOPTIM		59
IV.2. Les quatre environnements de travail de THERMOPTIM		60
IV.3 .Etat d'une masse fluide (les points)		65
IV.4. Transformations		65
IV.5. Nœuds		66
IV .6. Echangeurs		67
IV.7. Conclusion		67
Chapitre V : Résultats et discussions		68
V. 1 Introduction		68
V.2. Influence du rapport de pression		68
V.2.1. Sur la puissance du compresseur		68
V. 2. 2. Sur la puissance utile et le rendement thermique		69
V.3. Influence la température ambiante		71
V.3.1. Sur la puissance utile et le rendement thermique		71
V.3.2. Sur les températures de sorties de différentes sections		72
V.4. L'influence du rapport de détente		73
V.4.1. Sur le rendement thermique global		73
V.5. L'influence l'efficacité de l'échangeur		74
V.5.1. Sur le rendement thermique global et la puissance utile		74
Conclusion		75
Conclusion générale		76
Références		77

Introduction générale

Introduction générale

Les turbines à gaz (TAG) sont des machines thermiques qui servent à la conversion de l'énergie thermique en énergie mécanique. Durant ces dernières années, les turbines à gaz industrielles ont joué un rôle important dans les systèmes de production de puissance, tels que les centrales nucléaires de puissance (NPP), les centrales de production d'électricité et les unités des hydrocarbures. Bien que ces équipements possèdent de nombreux avantages, leur haute sensibilité à l'influence de variation de la température de l'air ambiant, qui change considérablement entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté, ainsi l'amélioration du cycle de ces machines s'avère nécessaire. A cet effet, différentes techniques (récupération, et injection de vapeur d'eau,...) ont été employées afin d'améliorer les performances des turbines à gaz.

Le but de ce travail, qui s'inscrit dans le cadre d'un projet de fin d'étude, est de trouver des solutions pour améliorer les performances de turbine à gaz qui fonctionne dans des conditions ambiantes très sévères. L'influence de certains paramètres sur les performances de la machine considérée a été mise en évidence.

Le présent travail, contient cinq chapitres :

Le premier chapitre consiste essentiellement en une revue bibliographique sur les turbines à gaz, leurs domaines d'utilisation et leurs particularités de fonctionnement, ainsi que les avantages et les inconvénients de ce type de moteurs thermiques.

Les caractéristiques et la description des principales sections de la turbine gaz MS5002B et les différents systèmes d'installation ont été présentées dans le deuxième chapitre.

Le troisième chapitre présente le calcul thermodynamique de différents cycles d'une turbine à gaz à deux arbres selon les deux cas (avec et sans récupération de chaleur).

Introduction générale

Le quatrième chapitre est consacré à la description du logiciel de simulation qui est le THERMOPTIM.

Dans le cinquième chapitre, nous discutons les résultats obtenus par les deux méthodes de calcul, calcul analytique et calcul par THERMOPTIM.

Enfin, Nous terminerons ce travail par une conclusion générale dans laquelle nous proposerons des perspectives qui peuvent être prises en considération pour la continuité de ce travail.

Chapitre I

Revue bibliographique
et généralités sur les
turbines à gaz

Chapitre I: Revue bibliographique et généralités sur les turbines à gaz

I.1 Introduction

La turbine à gaz est une machine à combustion interne productrice de puissance mécanique. Malheureusement ses performances sont considérablement dépendantes des conditions ambiantes de l'air (température, pression, humidités, poussière), sa puissance est directement liée à la densité de l'air, qui diminue avec l'augmentation de la température ambiante. Cette machine perd une partie significative de sa puissance pendant les mois chauds de l'année, Une température de l'air d'admission élevée fait augmenter le travail du compresseur et donc produite moins de puissance (diminution entre 25 à 35% en été) et consomme plus de carburant [1, 2]. La consommation du carburant augmente d'une moyenne de 6% selon Mc Cracken [3]. Beaucoup de méthodes sont utilisées pour l'augmentation de la puissance, afin de compenser les effets des conditions ambiantes sur le rendement de la turbine à gaz, nous avons utilisé les méthodes d'amélioration qui sont celles du refroidissement de l'air d'admission et l'injection de l'eau ou de la vapeur dans la chambre de combustion [4, 5]. Les méthodes d'injection de l'eau ou de la vapeur ont l'avantage de réduire les émissions de Nox tout en augmentant sa capacité générée. Cependant, la quantité d'eau ou de la vapeur qui peut être injectée est limitée par des facteurs de stabilité de la flamme dans la chambre de combustion et la restriction de l'écoulement secondaire de l'eau ou de la vapeur qui ne devrait pas obstruer l'air principal traversant la turbine, bien que l'eau soit plus efficace que la vapeur en augmentant le rendement de la turbine et en réduisant les émission d'oxydes d'azote (NOx), il a l'inconvénient d'augmenter le taux de pertes de chaleur [4, 5].

Grâce à l'outil informatique qui est devenu plus abordable, nous avons utilisé un logiciel de simulation (Thermoptim) qui nous a permis de voir l'influence de la température ambiante, l'injection de la vapeur d'eau et l'utilisation d'hydrogène comme carburant dans les turbines à gaz.

Durant ces dernières années, les turbines à gaz industrielles ont joué un rôle important dans les systèmes de production de puissance, tels que les centrales nucléaires de puissance (NPP). Les centrales de production d'électricité et les unités des hydrocarbures. Bien que ces équipements possèdent de nombreux avantages, leur haute sensibilité à l'influence de variation de la température de l'air ambiant qui change considérablement entre le jour et la nuit, l'été et hiver fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté, ainsi l'amélioration du cycle de ces machines s'avère nécessaire. A cet effet, différentes techniques (régénération, refroidissement intermédiaire, préchauffage et injection de vapeur d'eau) ont été employées afin d'améliorer les performances des turbines à gaz.

I. 2. Historique :

L'idée d'une turbine à gaz à combustion interne, ou d'une turbine à air chaud, est assez ancienne. Dès 1731, L'anglais John barber déposa un brevet sur ce sujet.

Cependant il fallut attendre environ cent ans avant que la turbine à gaz ne prenne son essor. Son développement fut longtemps retardé par le succès de la turbine à vapeur (turbine à action de Gustave Laval en 1883 et turbine à réaction de Charles Parsons en 1884). L'intérêt pour la turbine à gaz conduisit à une activité fiévreuse de dépôts de brevets entre 1880 et 1900 et à de nombreuses expériences entre 1900 et 1910.

Les principaux projets de recherche durant cette période peuvent être résumés dans les travaux suivants :

- ❖ L'allemand stolze [6], proposa une turbine à air chaud comportant un compresseur axial multi-étage et une turbine axiale (1900-1904), mais la machine ne tourna jamais.
- ❖ L'allemande holzwarth proposa (1906-1908) [6], une turbine à gaz à explosion. Celle-ci fut construite par koerting puis par brown boveri (1909-1913). Elle était équipée de deux étages de turbine suivant une configuration proposée par le français Karovadine (1906). Le système fut abandonné en 1928.

- ❖ Les français ARMAN Gaude et LEMALE[6], proposèrent la turbine à gaz à combustion interne (1903-1905) comprenant un compresseur radial, une roue de turbine à action, un réfrigérant à eau placé à l'aval et permettant de produire de la vapeur (le principe de la cogénération turbine à gaz ou turbine à vapeur était énoncé). Etant dirigée sur la roue mobile, cette vapeur conduisait à l'obtention d'une puissance supplémentaire. Cependant, les chocs thermiques endommagèrent les disques et les aubes de la turbine. Le projet fut abandonné en 1909 avec le décès d'Armangaud.
- ❖ Comme l'Américain Sanford Moss [6], le Norvégien Aegidius Elling utilisa, en 1903, les mêmes principes qu'Armangaud et Lemale, mais indépendamment de leurs travaux, il mélangea la vapeur avec l'air avant qu'ils se dirigent vers les aubes de la turbine.

I.3.Principe de fonctionnement :

Les turbines à gaz font partie des turbomachines définies comme étant des appareils dans lesquels a lieu un échange d'énergie entre un rotor tournant autour d'un axe à vitesse constante et un fluide en écoulement permanent. Une turbine à gaz, appelé aussi turbine à combustion, est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique

La turbine à gaz est essentiellement formée de trois parties principales (figure1.1)

- ❖ Un compresseur
- ❖ Chambres de combustion
- ❖ Une turbine de détente

L'air froid de l'environnement extérieur, est aspiré puis comprimé dans le compresseur avant de pénétrer dans la chambre de combustion. Cette opération est réalisée en consommant une quantité d'énergie mécanique soustrait à l'énergie fournie par la turbine.

A l'antérieur de la chambre de combustion, la réaction chimique entre l'air et le carburant produit une augmentation de la température à une pression relativement constante.

En effet, la chute de pression entre l'évacuation du compresseur et l'admission à la turbine se trouve généralement comprise entre 2% et 4% de la pression initiale, dans cette réaction la chaleur calorifique du carburant est transformée en énergie thermique pour les gaz.

Enfin, dans la turbine de détente les gaz chauds se détendent jusqu'à la pression ambiante et leur température diminue en conséquence. Cette phase produit une grande quantité d'énergie mécanique en partie requise par le compresseur, mais surtout dirigée au réseau à travers la générateur de puissance.

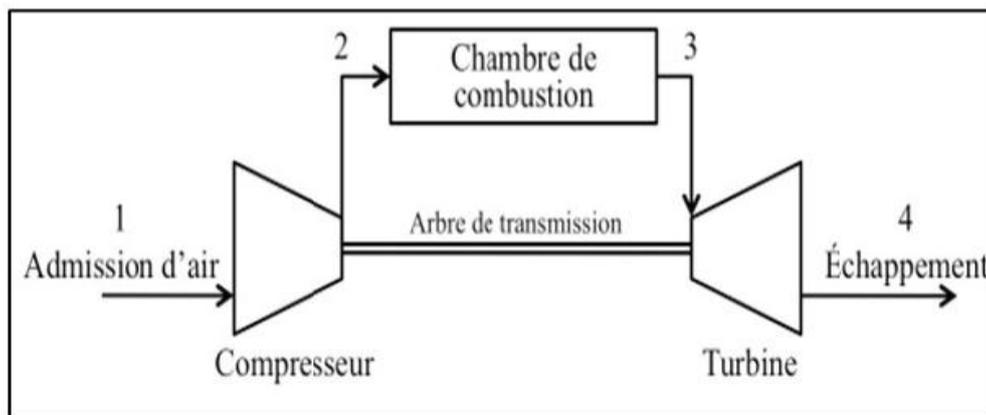


Figure I.1 : Schéma descriptif d'une turbine à gaz

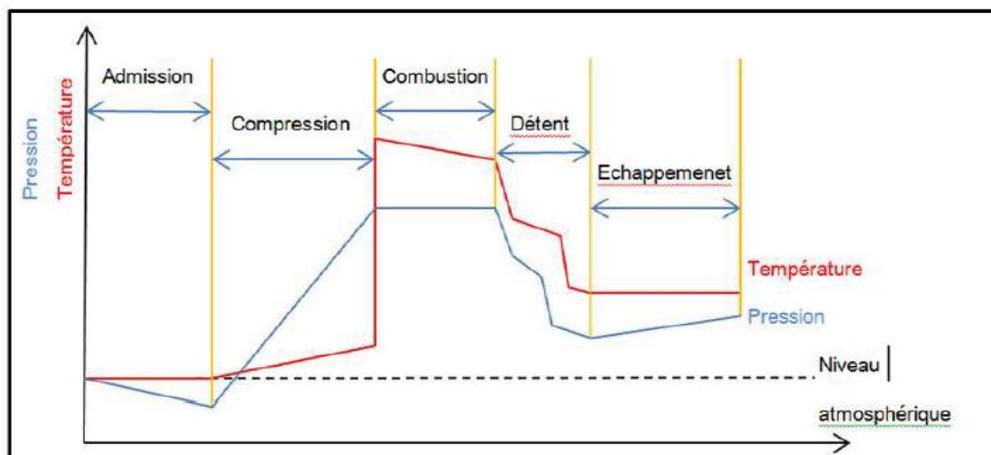


Figure I.2 : La variation de la pression et de la température dans les différentes sections de la turbine à gaz

I.4. Les principaux cycles de la turbine à gaz

I.4.1. Cycle de base (cycle de joule ou de brayton)

Dans sa forme la plus simple, la turbine à gaz fonctionne selon le cycle dit de joule (ou de Brayton) comprenant :

- ❖ Une compression adiabatique qui consomme de l'énergie mécanique.
- ❖ Une combustion isobare.
- ❖ Une détente adiabatique jusqu'à la pression ambiante qui produit de l'énergie mécanique.

Le cycle de joule, comme il est représenté dans la figure (I.3), comporte deux processus isentropiques (adiabatiques et réversibles) et un processus isobare.

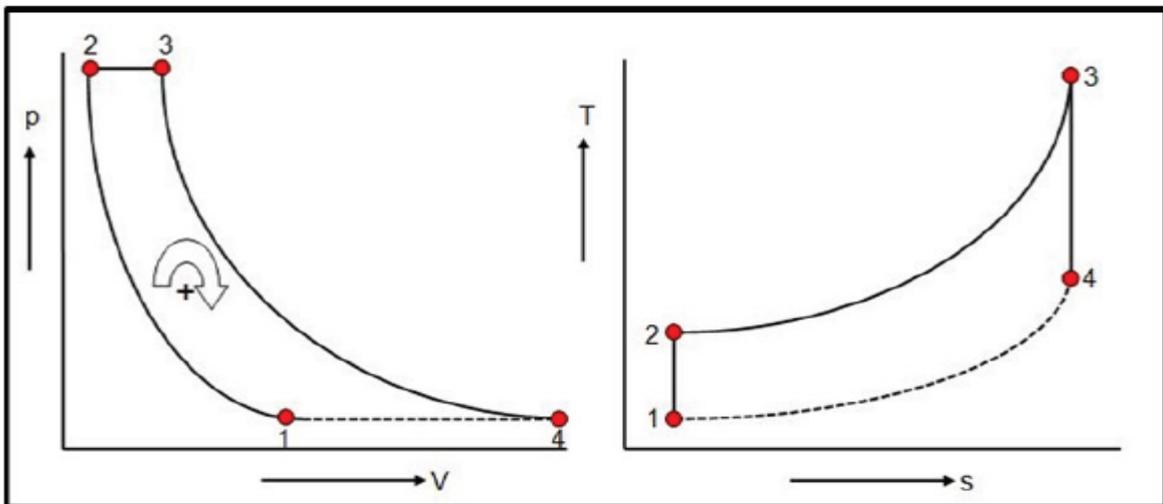


Figure I.3 : Cycle de joule (Brayton)

Le gaz est comprimé d'une manière adiabatique jusqu'au point (2), puis il reçoit de la chaleur (généralement par combustion interne) pour atteindre la température maximale du cycle à l'entrée de la turbine point (3). L'expansion dans la turbine se produit d'une manière adiabatique jusqu'à la pression d'aspiration du compresseur (généralement c'est la pression atmosphérique)

I.4.2. Le cycle réel

L'étude de ce cycle devrait, en toute rigueur, tenir compte de toute l'imperfection des différentes parties de cette machine, en fait nous ferons intervenir

le rendement du compresseur et de la turbine, nous adapterons pour les fluides traversant la turbine et le compresseur les hypothèses simplificatrices suivantes :

- ❖ Le fluide est un gaz parfait
- ❖ $\gamma = \text{cte}$

Le cycle réel d'une turbine à gaz est représenté dans la figure suivante :

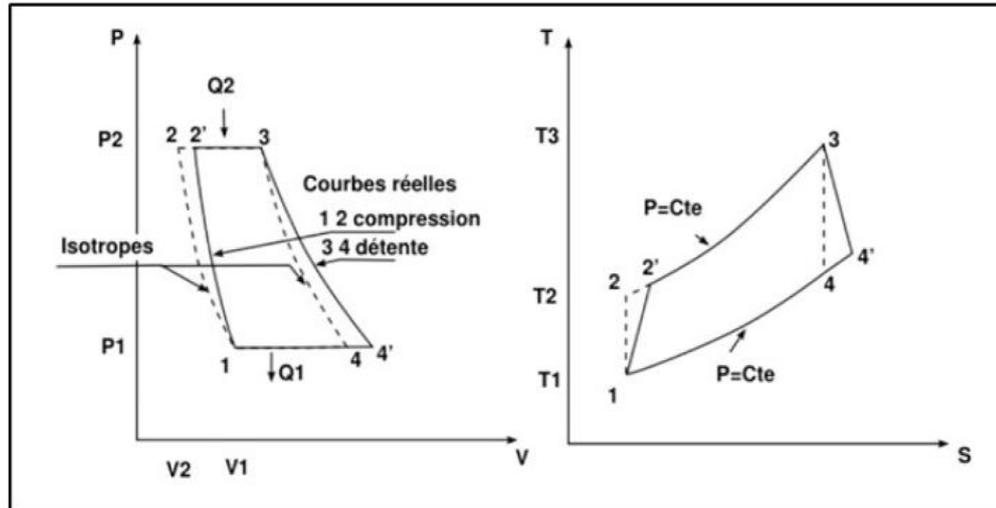


Figure I.4 : Cycle simple réel

Ce cycle comporte :

- ❖ Une compression adiabatique avec augmentation d'entropie de (1) à (2).
- ❖ Une combustion avec une chute de pression due aux pertes de charge de (2) à (3).
- ❖ Une détente adiabatique jusqu'à la pression atmosphérique avec augmentation d'entropie de (3) à (4).

I.4.3. Amélioration du cycle de base

Les performances d'un cycle d'une turbine à gaz sont principalement le rendement thermique et le travail net.

L'amélioration du rendement passe par l'augmentation du travail net et la diminution de la chaleur de combustion (diminution de quantité de carburant utilisée).

L'objectif est donc d'augmenter l'air du cycle tout en réduisant la chaleur de combustion.

I.4.4. Cycle à récupération :

Lorsque la température de sortie de la turbine est supérieure à celle de sortie du compresseur, il devrait être possible d'augmenter le rendement du cycle en se servant des gaz d'échappement dans un échangeur de chaleur pour réchauffer les gaz sortant du compresseur comme le motionne la figure suivante :

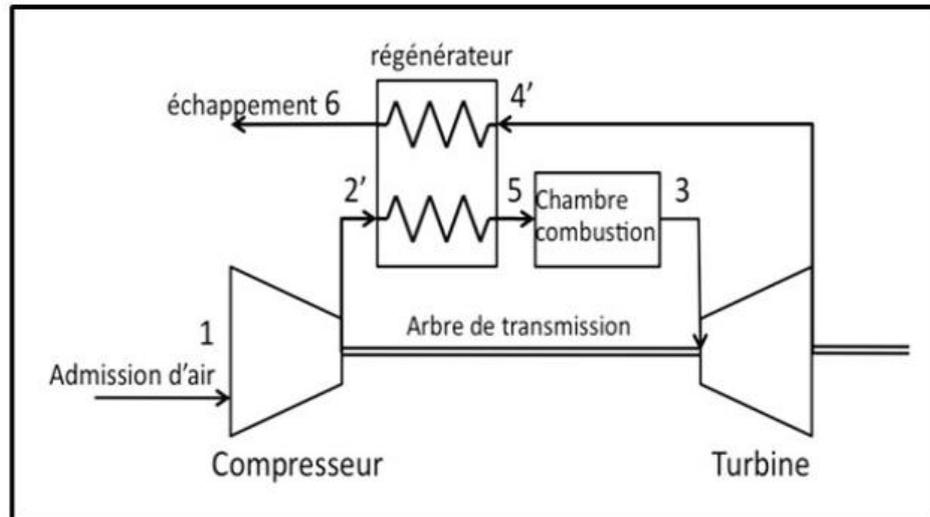


Figure I.5 : Configuration d'une turbine à gaz avec récupération

En principe, l'air qui entre dans l'échangeur thermique au point (2) devrait se réchauffer jusqu'à la température des gaz qui entrent dans l'échangeur au point (4), mais en réalité, entre les gaz chauffant et l'air chauffé il existe toujours une certaine différence de température de sorte que l'air qui provient du compresseur sera chauffé seulement jusqu'au point (2), de même pour les gaz qui provient du compresseur sera chauffé de se refroidir jusqu'à la température de l'air qui provient du compresseur au point(2), ils se refroidissent seulement jusqu'au point (5) figure (I.6)

Evidemment, l'utilisation d'un échangeur thermique est valable seulement lorsque la différence entre la température des gaz de refoulement du compresseur et celle des gaz d'échappement est suffisamment élevée.

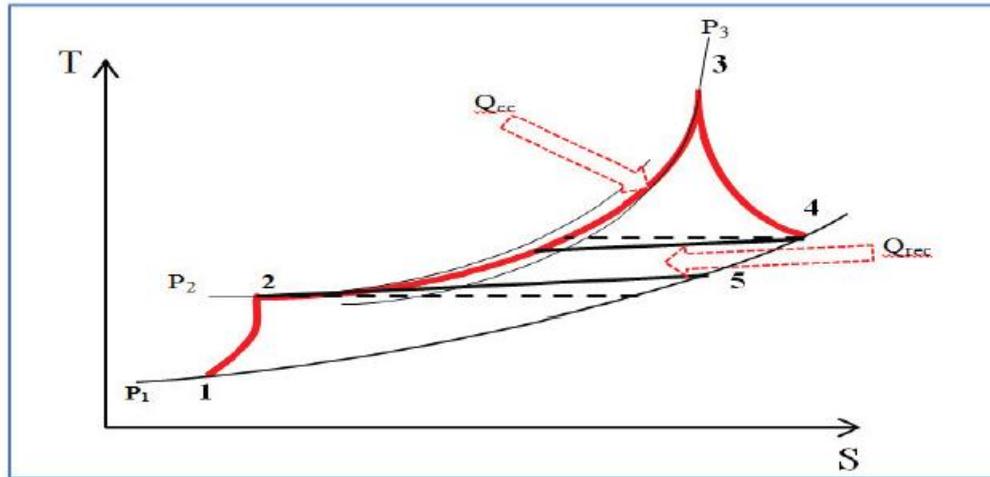


Figure I.6 : Cycle a récupération

I.4.5. Cycle à refroidissement intermédiaire de la compression :

La figure (1.7) montre un schéma descriptif d'une turbine à gaz à refroidissement intermédiaire. L'air sortant du compresseur basse pression se refroidit par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur avant d'être comprimé à nouveau dans un compresseur haute pression.

En effectuant la compression en deux étapes, et en refroidissant le gaz entre les deux corps de compresseur, haute et basse pression, permet l'augmentation du rendement du cycle.

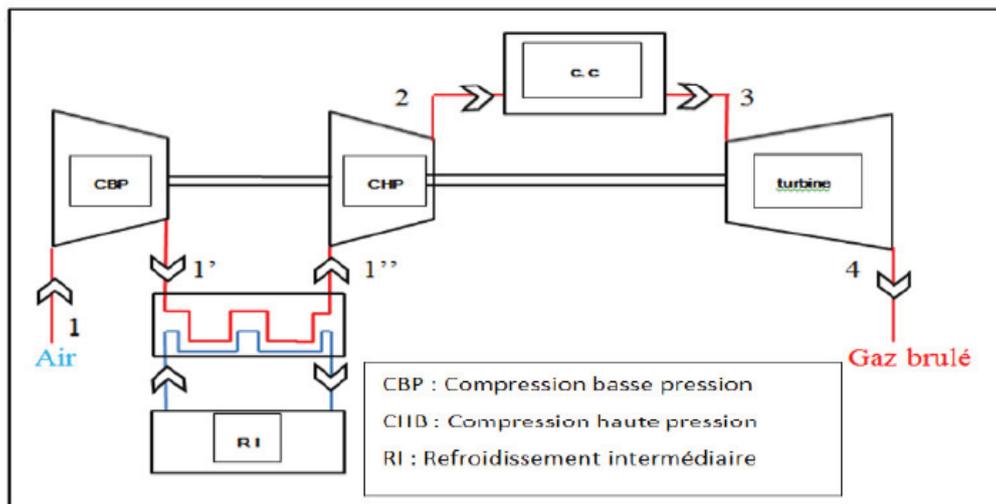


Figure I.7 : Configuration d'une turbine à gaz avec refroidissement intermédiaire

Pour pouvoir comparer le travail du compresseur de ce cycle avec celui du cycle de base, on illustre ce dernier sur le même diagramme (T-S) représenté sur la figure

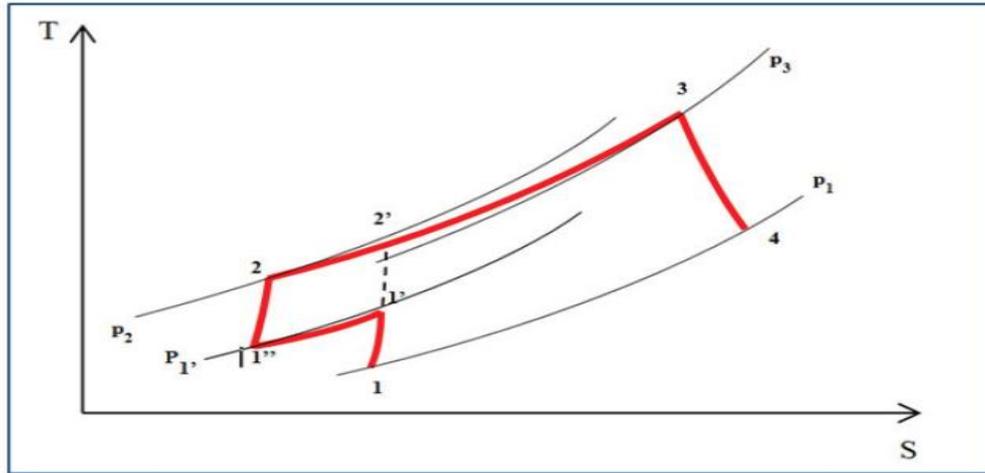


Figure I.8 : Cycle avec refroidissement intermédiaire

I.4.6. Cycle à réchauffage lors de la détente :

Une autre façon d'améliorer les performances du cycle consiste à augmenter le travail de la détente, en utilisant deux turbines en série, entre lesquelles une deuxième chambre de combustion est introduite. Son schéma de fonctionnement est représenté dans la figure suivante :

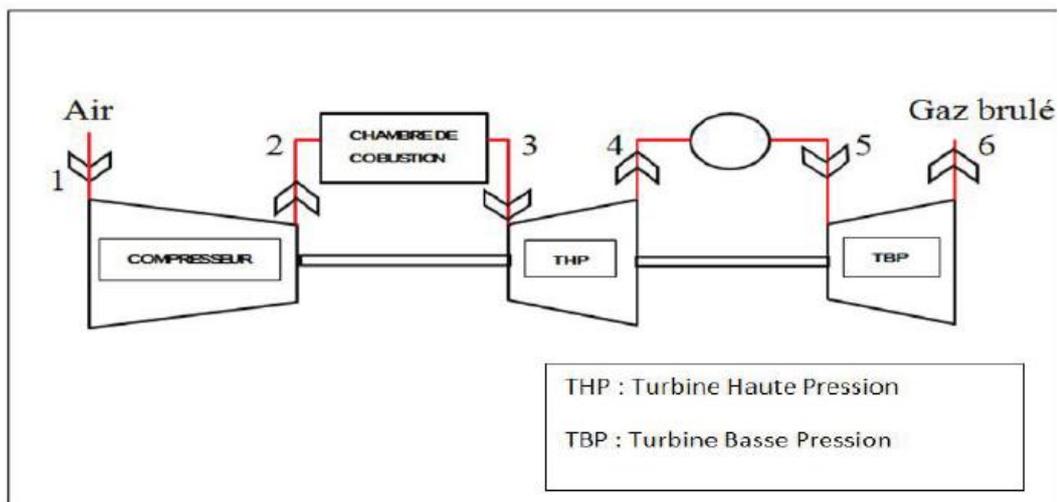


Figure I.9 : Configuration d'une turbine avec réchauffe

Le cycle thermodynamique de cette installation, et celui du cycle de base sont illustrés dans la figure suivante:

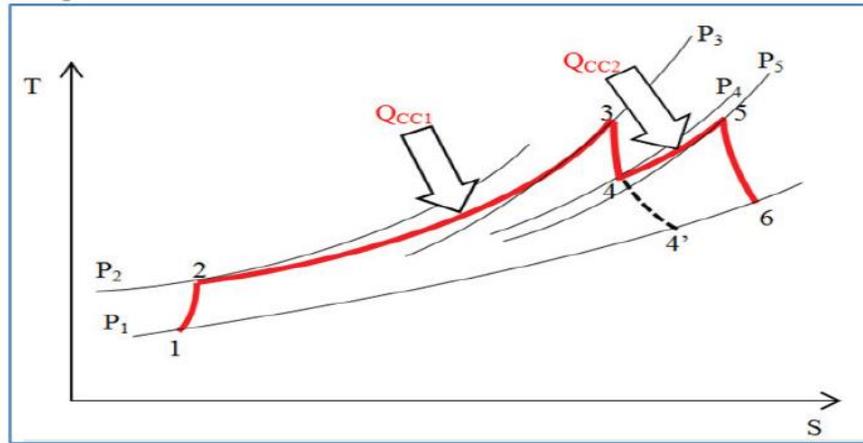


Figure I.10 : Cycle avec réchauffe

Le travail supplémentaire gagné lors de la réchauffe est représenté par l'aire du cycle (4-4'-6-5) amélioré le travail utile du cycle avec réchauffe. Par contre, le rendement n'est pas amélioré en raison de l'addition de chaleur (carburant) supplémentaire.

Donc le cycle avec réchauffe est destiné pour augmenter la puissance de la turbine en diminuant le rendement. Cette configuration n'est pas favorable dans les turbines à gaz industrielles, elle est utilisée dans les turbines à gaz aéronautiques où la puissance est très importante surtout au décollage des avions.

I.4.7. Cycle à réchauffe et récupération :

A Partir de la figure (I.10) on remarque que T6 du gaz qui sort de la turbine BP est élevée, ainsi l'énergie thermique de ces gaz peut être récupérée par un échangeur thermique (régénérateur) pour avoir un cycle à réchauffe et à récupération (figure.11)

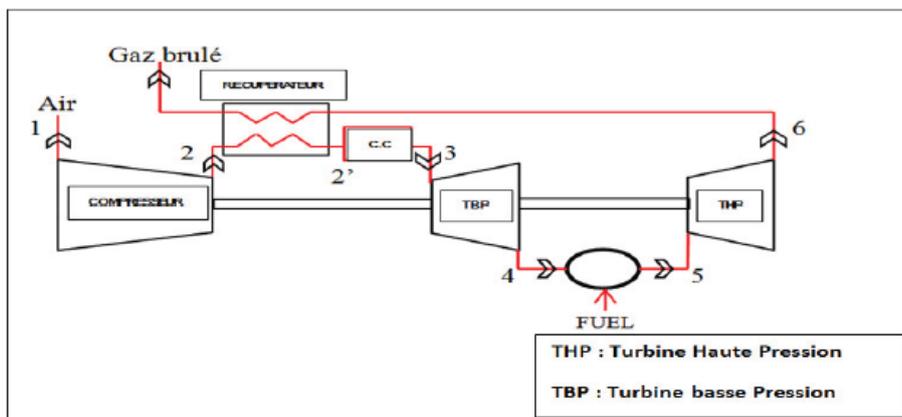


Figure I.11 : Turbine à gaz avec réchauffe et récupération

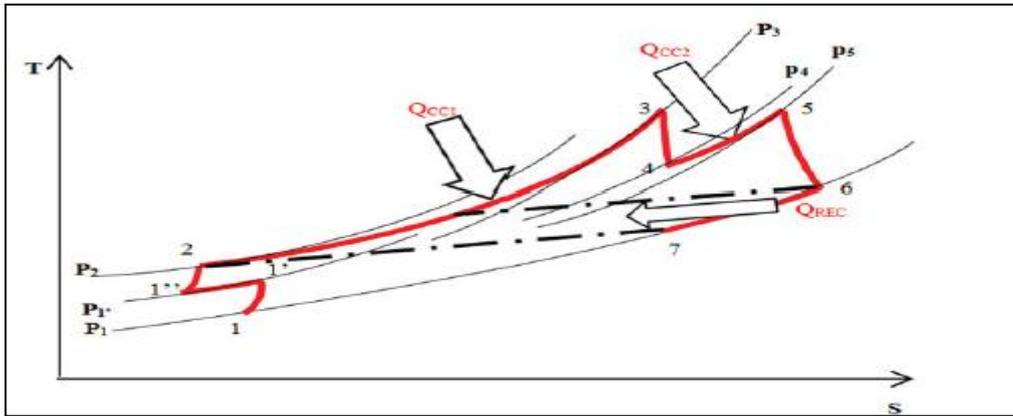


Figure I.12 : Cycle avec réchauffe et récupération

Le cycle avec réchauffe et récupération est plus approprié pour améliorer le rendement, contrairement au cycle avec réchauffe, le gain d'énergie se répercute plus sur la puissance.

I. 4.8. Cycle à refroidissement, réchauffage et récupération :

Ce cycle regroupe les avantages des trois cycles, augmentation du travail et amélioration du rendement.

La figure suivante montre la configuration pour ce cycle :

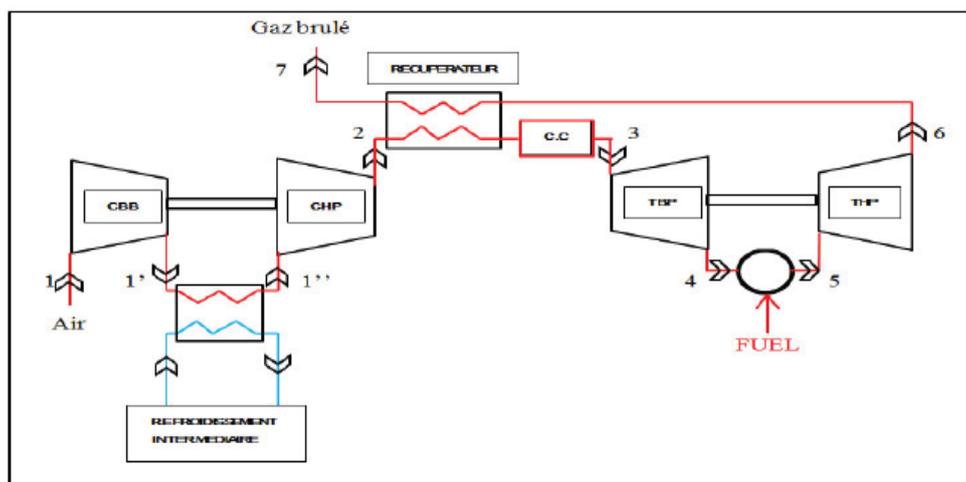


Figure I.13 : Configuration d'une turbine à gaz avec refroidissement intermédiaire réchauffage et récupération

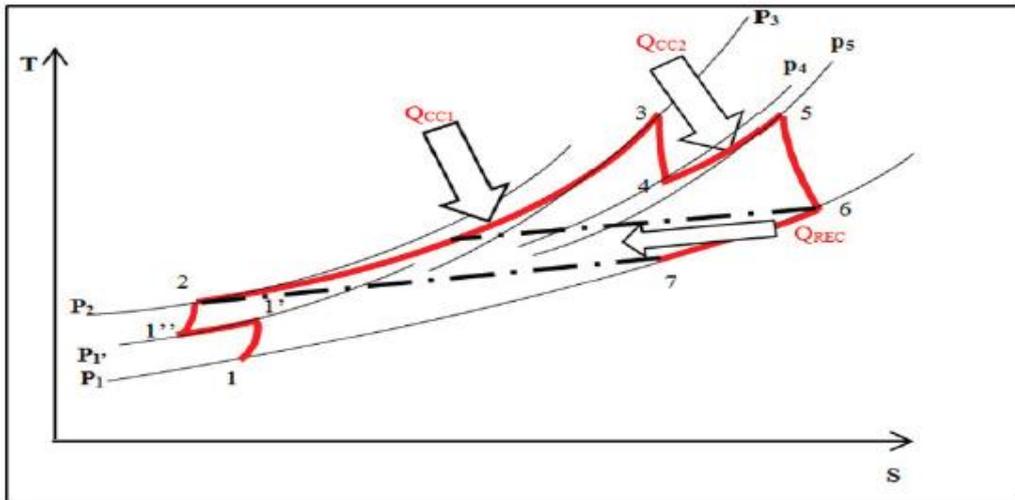


Figure I.14 : Cycle avec refroidissement, réchauffage et récupération

I.4.9. Cycle à injection de vapeur :

La récupération d'énergie des gaz d'échappement est essentielle pour obtenir des hautes efficacités, cependant la grande quantité de chaleur des gaz d'échappement (températures au dessus de 500 C) peut être récupérée facilement dans un générateur de vapeur (figure I.15).

L'injection de la vapeur à l'air comprimé est avantageuse, car l'augmentation du débit massique traversant la turbine détente sans l'augmenter dans le compresseur, augmente la puissance utile et le rendement du cycle.

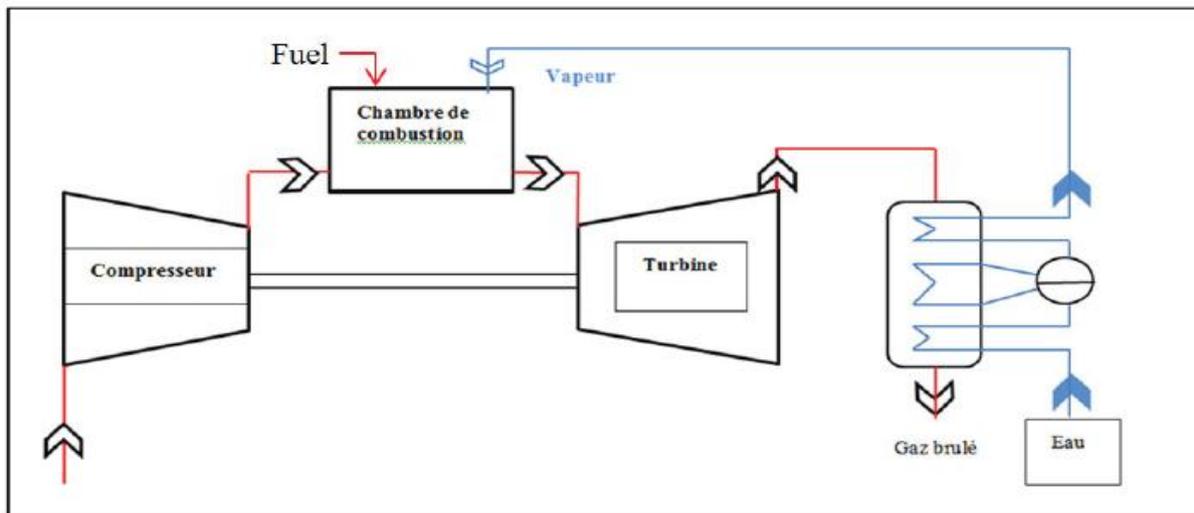


Figure I.15 : Turbine à gaz avec injection de vapeur

I.5 Domaine d'application d'une turbine à gaz :

I.5.1. Turbine à gaz d'avion :

Dans les moteurs d'avion, l'unité de turbine à gaz fonctionne entièrement comme générateur de gaz dans le turbo-jet et les moteurs de turboréacteur, tandis qu'elle fournit la puissance d'exigée d'axe au propulseur dans le moteur de turbopropulseur [6].

La centrale de turbine à gaz utilisée pour la propulsion d'avion travaille sur le cycle de circuit ouvert de pression constante.

L'air entre dans le moteur à travers le diffuseur d'admission, une partie de la compression se produit dans le diffuseur et le reste dans le compresseur. L'air à haute pression du compresseur pénètre dans la chambre de combustion (ou des chambres) en tant qu'air primaire, secondaire et tertiaire. Les gaz chauds sortant de la chambre de combustion traversent l'étage de turbine (ou des étages) qui conduit le compresseur et le propulseur (s'il existe). Une partie de la détente des gaz se produit également dans la tuyère [9].

Le choix d'un type particulier de dispositif de propulsion (moteur) dépend du type d'avion, son gamma, sa vitesse de croisière et l'altitude [7].

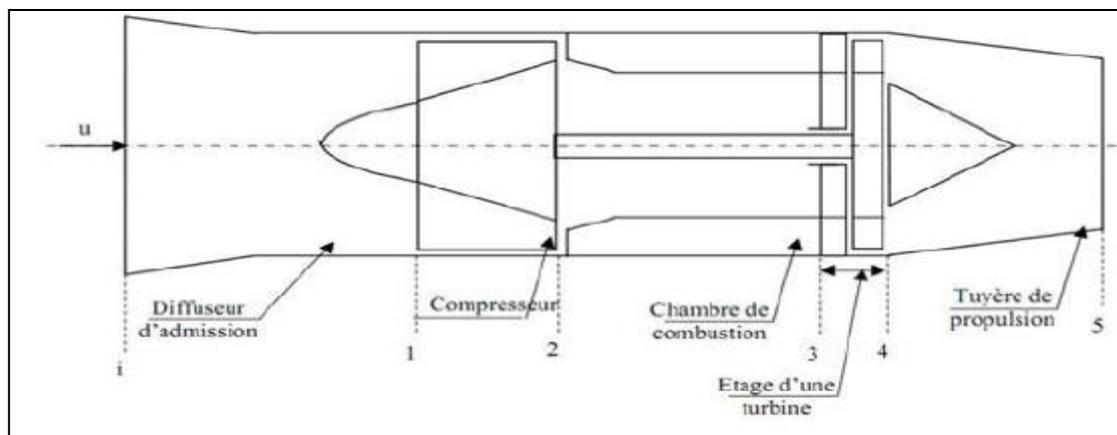


Figure I.16 : Composants principaux d'un turboréacteur.

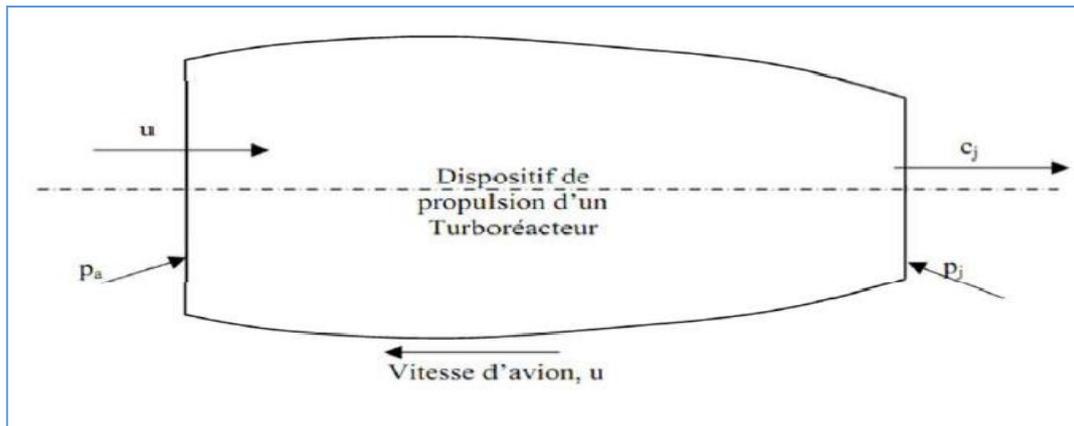


Figure I.17 : dispositif générale de la propulsion.

I.5.1.1 Moteur d'avion nucléaire :

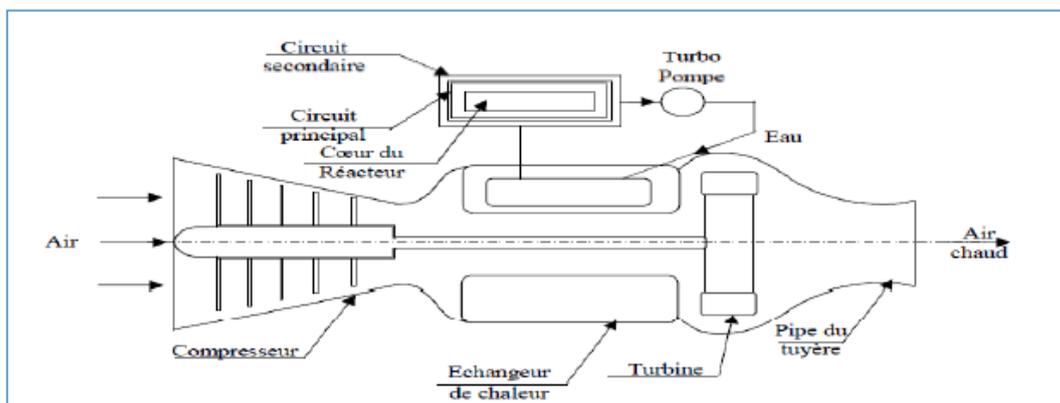


Figure I.18 : Moteur d'avion nucléaire.

La figure I.18 montre un moteur d'air chaud d'un turbo-jet à propulsion nucléaire. La chambre de combustion du moteur turbo-jet conventionnel est remplacée ici par un échangeur de chaleur où s'effectuent des transferts appropriés de la quantité de chaleur d'un liquide réfrigérant requise du réacteur à l'air. Le compresseur d'air est entraîné par une turbine à air chaude qui fonctionne ici dans un environnement moins hostile comparé aux turbines à gaz [6].

I.5.2. Turbines à gaz pour des véhicules :

Les problèmes et les caractéristiques de conception des turbines à gaz utilisées par les véhicules extérieurs sont considérablement différents de ceux des turbines à gaz d'avion [6].

I.5.2.1. Automobiles :

Des tentatives ont été faites par un certain nombre de compagnies de fabrication d'automobile dans plusieurs pays de perfectionner des turbomoteurs pour des voitures, Un échangeur de chaleur d'échappement a été employé pour une consommation optimale du carburant. Un certain degré de succès a été réalisé dans le domaine des véhicules avec des moteurs de plus de 200 kilowatts. Beaucoup de concepteurs ont utilisé la combinaison d'une turbine axiale et d'un compresseur centrifuge de basse pression avec un échangeur de chaleur rotatif. Malgré leur faible encombrement et leur faible poids pour une puissance donnée et leurs faibles émissions d'échappement par rapport aux moteurs à essence. Les inconvénients des couts de fabrication élevés du faible rendement thermique et des faibles performances en charge partielle et en ralenti ont prouvé leur efficacité peu économique et peu pratique [8].

I.5.2.2 Locomotives ferroviaires :

Entre les années cinquante et soixante, les constructeurs de locomotives ont construit un certain nombre de véhicules équipés de moteurs à turbine à gaz qui utilisent du pétrole lourd. Bien que, les locomotives à turbines à gaz qui ont connus un succès modéré au cours de longues trajets, elles n'ont pas été en mesure de percer de manière significative contre les locomotives diesels .

Dans de la condition de fonctionnement normal, en particulier après l'augmentation du cout relatif du mazout lourd.

I.5.2.3 Suralimentation par les gaz d'échappement :

De petites turbines à gaz sont également utilisées dans des automobiles pour la suralimentation, tous les grands camions et locomotives à moteur diesel ferroviaire sont suralimentés. Ils utilisent des turbines entraînées par les gaz d'échappement pour l'entraînement des compresseurs d'air.

I.5.3. Propulsion Marine :

Dans ce domaine d'application, le moteur à turbine à gaz présente deux avantages par rapport aux centrales à vapeur et au diesel, il est léger et compact. Aujourd'hui, énormément de navires de guerre utilisent la turbine à gaz au profit du

moteur diesel. La consommation en carburant est bien plus importante, certes, mais le rapport poids /puissance est bien meilleur.

- **Avantages et inconvénients des turbines à gaz**

- ❖ **Avantages**

- Une puissance élevée dans un espace restreint dans lequel un groupe diesel de même puissance ne pourrait pas être logé.
- A l'exception de démarrage et arrêt, la puissance est produite d'une façon continue.
- Démarrage facile même à grand froid.
- Diversité de combustible pour le fonctionnement.
- Possibilité de fonctionnement à faible charge.
- Peu de génie civil nécessaire pour sa mise en œuvre.
- Aptitude potentielle à utiliser des combustibles variés et de moindre qualité (gaz pauvre).

- ❖ **Inconvénients :**

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

Conclusion :

Après cette partie bibliographique, on a constaté que les études récentes d'optimisation thermodynamique d'une turbine à gaz proposent diverses solutions pour atteindre le maximum de rendement et le minimum de pertes d'énergie.

Les méthodes citées ci-dessus à savoir, cycle combiné, injection du brouillard ou refroidissement d'air à l'admission et récupération de la chaleur des gaz d'échappement sont parmi pleins idées utilisées pour augmenter le rendement des

turbines à gaz, qui restent la base de toute recherche visant l'amélioration des performances de tout type d'un moteur thermique d'une manière générale.

Chapitre II

Etude descriptive de
la turbine à gaz MS
5002B

Chapitre II : Etude descriptive de la turbine à gaz MS 5002b

II.1 Introduction

Cette étude descriptive va nous aider à bien comprendre la conception et le principe de fonctionnement de notre turbine, connaître les compartiments, les éléments qui composent chaque compartiment, leurs rôles, ainsi que leurs particularités.

La turbine à gaz à deux arbres de type MS5002b, est un moteur à combustion interne. Elle peut être considérée comme un système autosuffisant. En effet, elle prend et comprime l'air atmosphérique dans son propre compresseur, augmente la puissance énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et convertie cette puissance en énergie mécanique utile pendant les processus de détente qui a lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel.

L'objectif de ce chapitre est de présenter une étude descriptive des différentes sections et systèmes de l'installation de la turbine à gaz MS 5002B

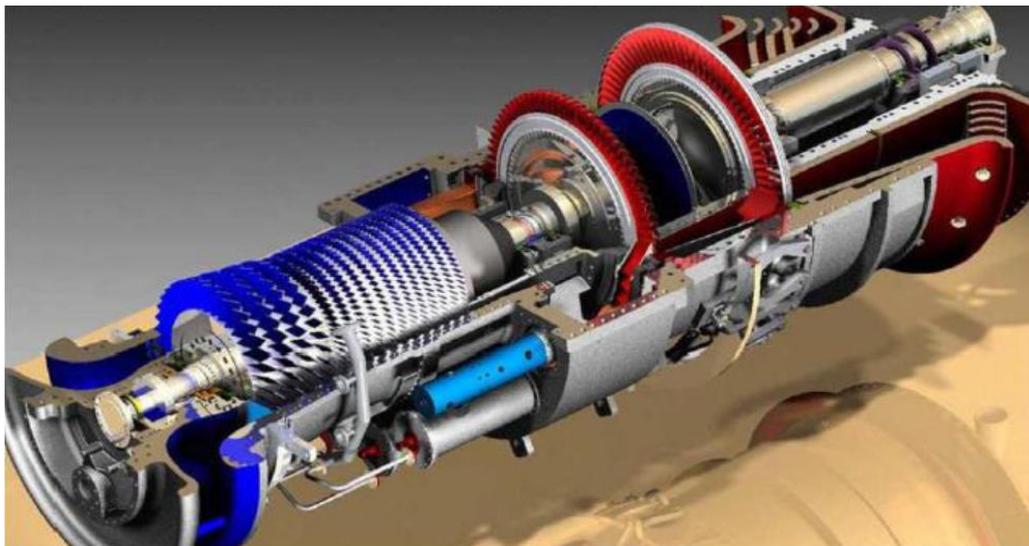


Figure II.1 : Présentation de la turbine à gaz MS 5002B.

II.2 Caractéristiques de la turbine à MS5002b

Dans le tableau suivant, nous présentons les différentes caractéristiques de la turbine MS5002B.

Série du model	MS 5002B
Marque	Générale Electrique
Fabricant	Nuovo pignone
Cycle	Simple
Rotation de l'arbre	Sens inverse des aiguilles d'une montre
Type de fonctionnement	Continu
Application de la turbine à gaz	Entrainement mécanique
Vitesse turbine HP	5100 tr/min
Vitesse turbine BP	4670tr/min
Commande	MARK
Débit carburant	2 Kg/S
Système de démarrage	Turbine à détente
Rendement thermique	≈28%
Atténuation du bruit	Silencieux d'admission et d'échappement selon les exigences locales
Température de combustion	927 °C
Température d'échappement	505 °C
Compresseur d'air :-Type	-Flux axial
-Taux de compression	-8,3
-N° d'étage	-16
Vitesse minimale	2370 tr/min
Vitesse de déclenchement	5240 tr/min
Chambre de combustion	12
Mécanisme de refroidissement	Réducteur avec vireur
Puissance fiscale	33500 CV

Tableau II.1: Caractéristiques de la turbine à gaz MS 5002B

Dans ce qui suit, nous allons présenter les caractéristiques des différentes sections de la turbine à gaz.

Section du compresseur

Nombre des étages du compresseur axial	16
Type du compresseur	Ecoulement axial, série lourde
Plan de joint	Bride horizontale
Type d'aubes directrices d'entrée	Variable
Pression à l'admission	1,013 bar
Pression de refoulement	6 bars

Tableau II.2 : Caractéristiques de la section compresseur de la turbine MS 5002B

Section de la turbine

Nombre des étages de la turbine	02
Plan de joint	Bride horizontale
Directrice de premier étage	Fixe
Directrice du deuxième étage	Variable

Tableau II.3 : Caractéristiques de la section turbine de la turbine à gaz

Section de combustion

Type	12 multiples foyers, types à flux inverses
Configuration des chambres	Concentrique autour du compresseur
Combustible	Gaz naturel
Bougies d'allumage	Deux, types à électrodes à ressort, auto rétractant
Détecteur de flamme	Deux, type ultraviolet

Tableau II.4 : Caractéristiques de la section combustion de la turbine MS 5002B

Ensembles paliers

Quantité	04
Lubrification	Sous pression

Tableau II.5 : Ensembles des paliers

Nº	Genre	Types
1	-Coussinet lisse -Butée active -Butée inactive	-Elliptique -Patins oscillants, à compensation automatique -Patins oscillants, à compensation
2	Coussinet lisse	Elliptique
3	Coussinet lisse	Coussinet lisse, elliptique
4	-Coussinet lisse -Butée active -Butée inactive	-Pains oscillants -Patins oscillants, à compensation Patins -Oscillants, sans compensation

Tableau II.6 : Quantité d'ensemble des paliers

Pompes d'huile de graissage

Pompe de graissage principale	Entrainée par arbre intégral avec le réducteur auxiliaire
Pompe de graissage auxiliaire	Entrainée par moteur, verticale, centrifuge, immergée
Pompe de graissage de secours	Entrainée par moteur, verticale, centrifuge, immergée

Tableau II.7 : Pompe d'huile de graissage

Pompes d'alimentation hydraulique

Pompe d'alimentation hydraulique principale	Entrainée par réducteur auxiliaire, volumétrique, variable, piston axial
Pompe d'alimentation hydraulique auxiliaire	Entrainée par moteur, à engrenages
Type	Débit plein
Quantité	Deux, avec vanne de transfert

Tableau II.8 : Pompes d'alimentation hydraulique

II.3 Principe de fonctionnement

Une turbine à gaz est une installation thermique dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique à partir de la combustion d'un hydrocarbure (gaz). La turbine à gaz fonctionne suivant les trois phases qui sont représentées sur figure (II.2) qui se déroulent continuellement à savoir la compression, la combustion et la détente.

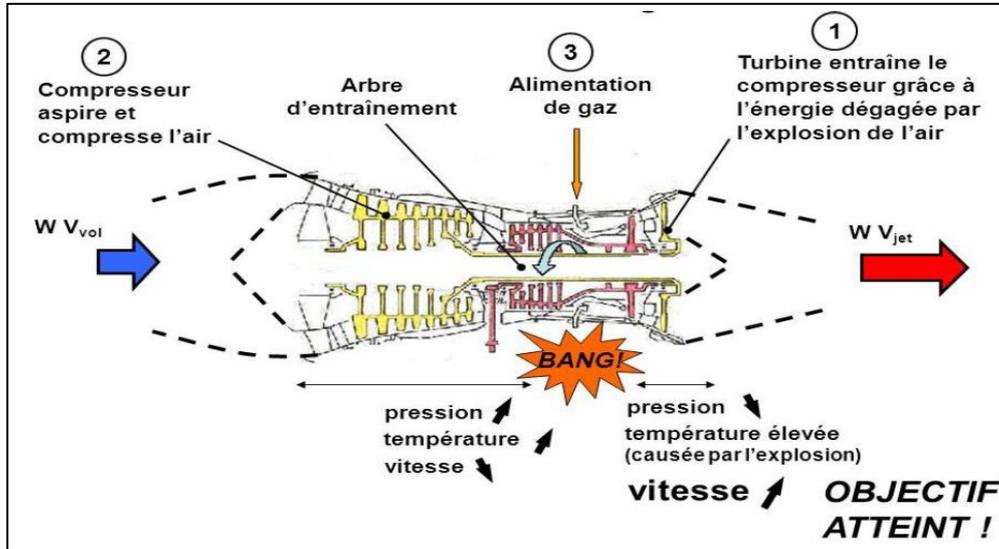


Figure II.2 : Fonctionnement d'une turbine à gaz

- ❖ Dans un premier temps, de l'air extérieur est aspiré dans le compresseur. Le système d'admission d'air comporte généralement un filtre d'air empêchant le passage des impuretés dans la section compresseur où l'air ambiant est comprimé, qui est représentée par la ligne (1-2). La compression de l'air est accompagnée d'une augmentation de la température et de la pression.
- ❖ L'air provenant du compresseur est ensuite dirigé vers la chambre de combustion, représenté par la ligne (2-3), dans laquelle un combustible gazeux ou liquide est injecté sous pression, puis brûlé avec l'air comprimé. Dans cette réaction, la chaleur calorifique du carburant est transformée en énergie thermique pour les gaz.
- ❖ Les gaz chauds se détendent en traversant la section de la turbine, représentée par ligne (3-4), où l'énergie thermique des gaz chauds est transformée en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre turbine. Cette réaction produit le mouvement des deux étages à travers deux roues indépendants mécaniquement, la première roue HP est destinée uniquement à l'entraînement du compresseur d'air et les accessoires attachés à l'arbre tandis que la deuxième roue dite roue BP (roue de puissance) qui est

reliée à la charge(récepteur) pour que les produits de combustion sont relâchés dans l'atmosphère[11].

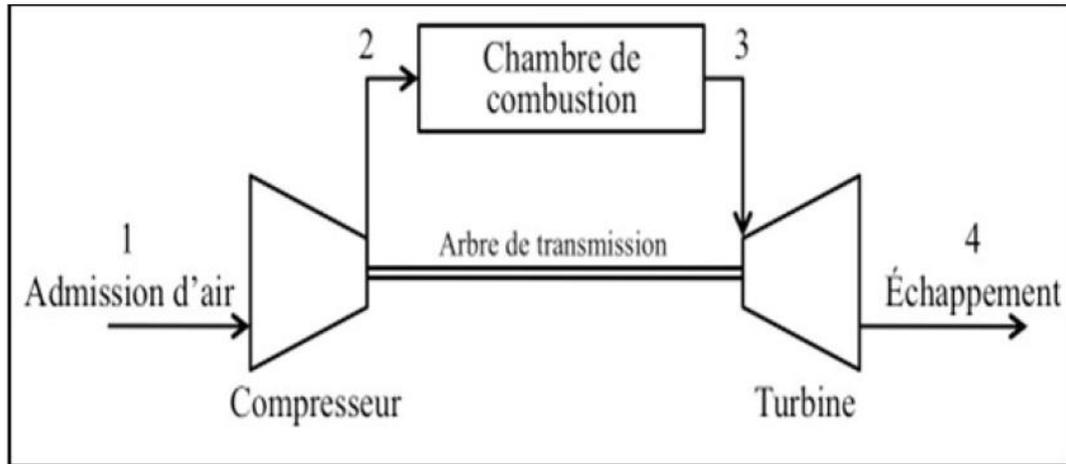


Figure II.3 : Schéma d'une turbine à gaz

II.3 Sections de la turbine à gaz

La turbine à gaz se divise en trois sections principales :

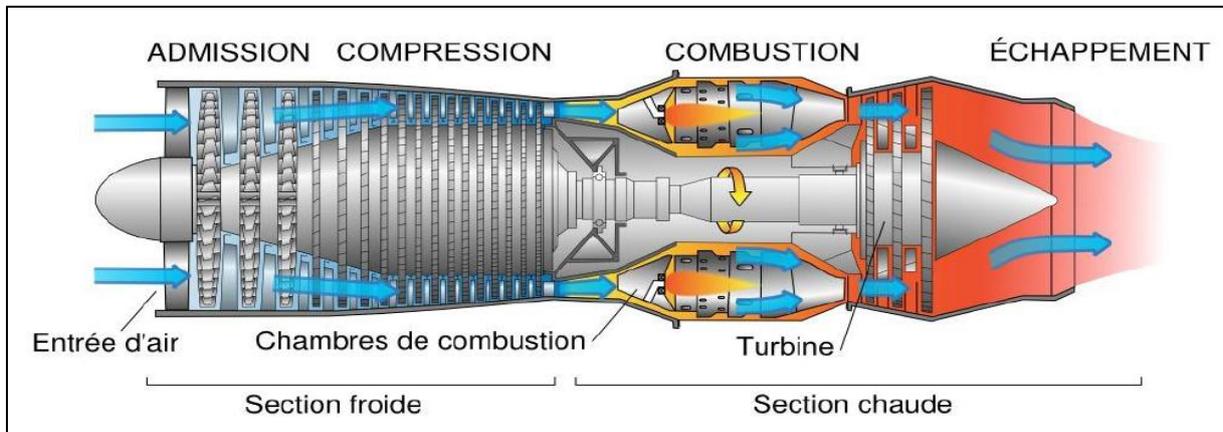


Figure II.4 : Différente section d'une turbine à gaz MS 5002B.

3.1 Section du compresseur

Compresseur axial (figure II.5) est une machine de pressage de gaz en continu, il se constitue de composantes rotatives et fixes (corps du compresseur).

L'arbre rotatif est entraîné par un cylindre central, des paliers à roulement et un groupe de rangées d'ailerons. Ils sont fixés en doubles rangées, dont l'une est rotative et l'autre fixée dans un boîtier tubulaire stable. L'étage du compresseur est connu comme un pair d'ailettes fixes et mobiles. Les ailerons rotatifs sont connus sous le nom de plumes ou pièces tournantes.

Dans le compresseur, l'air est comprimé à travers d'une série d'aubes du rotor et des aubes de stator qui guident l'air et l'orientent dans l'étage suivant du rotor.

L'air comprimé sort par le refoulement du compresseur vers les chambres de combustion. Le rôle du compresseur axial, est essentiel, il se résume en :

- ◆ Assurer Une vitesse d'écoulement de l'air comprimé pour l'opération de combustion.
- ◆ Assure Un apport d'énergie cinétique au niveau du rotor par accélération de la masse d'air qui traverse le compresseur grâce au mouvement de rotation.
- ◆ Assure la transformation de l'énergie cinétique en énergie de pression dans le stator par amortissement de la vitesse de rotation communiquée à l'air par le rotor.



Figure II.5 : Compresseur axial

3.1.1 Le rotor du compresseur

Le rotor est un assemblage composé des aubes, des tirants, d'un demi arbre et de 16 roues ayant des rainures brochées dans laquelle s'insèrent axialement les aubes et se fixent par des entretoises.



stator du compresseur axial



Rotor du compresseur axial

Figure II.6 : Section compresseur

3.1.2 Le stator (corps du compresseur)

Le stator est composé de quatre éléments principaux :

Corps coté aspiration

Le corps coté aspiration se trouve en amont, il est conçu pour diriger l'air de façon uniforme vers le compresseur et il porte le premier palier du stator. Les aubes à orientation variable à l'aspiration sont logées dans la partie arrière du corps coté aspiration.

La position de ces aubes agit sur la qualité de la veine d'air amenée au compresseur.

Corps partie avant du compresseur

Contient les quatre premiers étages du stator, il transmet également les charges structurées qui viennent du corps adjacent vers le support avant qui est boulonné et goujonné sur la bride avant de corps du compresseur.

Corps partie arrière du compresseur

Contient les derniers étages du stator. Les orifices d'extraction prévus dans ce corps permettent de prélever l'air au niveau du dixième étage du compresseur qui est employé ensuite pour le Refroidissement.

Corps du compresseur coté refoulement

C'est l'élément final et la pièce coulée la plus longue, elle a pour fonctions de contenir les sept derniers étages de compresseur et de former avec la paroi intérieure et extérieure le diffuseur du compresseur et de turbine. Il est constitué par deux cylindres, l'un étant une continuation du corps du compresseur et l'autre étant un cylindre intérieur qui entoure le rotor du compresseur.

3.2 Section combustion

La section combustion de la turbine à gaz MS5002B se compose de l'enveloppe des chambres de combustion, douze cartes de combustion, douze ensembles chapeaux et chemise de combustion, douze ensembles de pièces de transmission, douze injecteurs de combustible, deux bougies d'allumage, quatre détecteurs de flamme, douze tubes d'interconnexion et divers joints et pièces de visserie.

L'enveloppe de combustion comprend les douze chambres de combustion qui renferment les douze pièces de transition. C'est une enceinte soudée reçoit l'air de refoulement du compresseur à flux axial, l'enveloppe est montée dans la partie arrière du refoulement du compresseur. Le combustible est introduit dans chaque chemise des chambres de combustion par un injecteur de combustible monté dans le

couvercle de cette dernière et pénétrant dans la chemise. Lorsque l'allumage se produit dans les tubes foyers, ils vont allumer le mélange air combustible des autres chambres [13]

La section combustion comporte :

3.2.1 Chambre de combustion

Le système de combustion pour MS5002B se compose de douze chambres de combustion qui constituent l'intérieur de l'enveloppe de combustion. Dans chaque chambre, on trouve un tube à flamme. A l'intérieur, une chambre de combustion comprend un ensemble tête et chemise. Il est monté sur le couvercle à la fois l'injecteur de fuel qui se prolonge à travers le couvercle et jusqu'à la tête de la chemise, et un trou de regard, pour observer la flamme dans le chambre.

Le rôle de la chambre de combustion est de fournir la quantité de chaleur nécessaire pour le cycle de la turbine à gaz. Les formes des chambres de combustion sont étudiées pour remplir les conditions suivantes :

- ◆ Avoir une durée de vie la plus longue possible, malgré les températures élevées auxquelles elles sont soumises.
- ◆ Avoir un encombrement minimal.
- ◆ Garantir un bon allumage et une stabilité de la flamme.
- ◆ Assurer une combustion la plus complète possible et opposer l'écoulement des gaz pour diminuer la perte de charge.
- ◆ La combustion ne doit pas être accompagnée d'une de formation notable (le dépôt de carbone, oxyde de carbone et oxyde d'azote) sur les brûleurs et les parois. Ce qui pourrait provoquer l'érosion des aubages, ou la pollution de l'atmosphère.
- ◆ Réduire les pertes des charges.
- ◆ Stabilité de fonctionnement.
- ◆ Assurer la répartition uniforme des zones chaudes à la fin de la combustion.

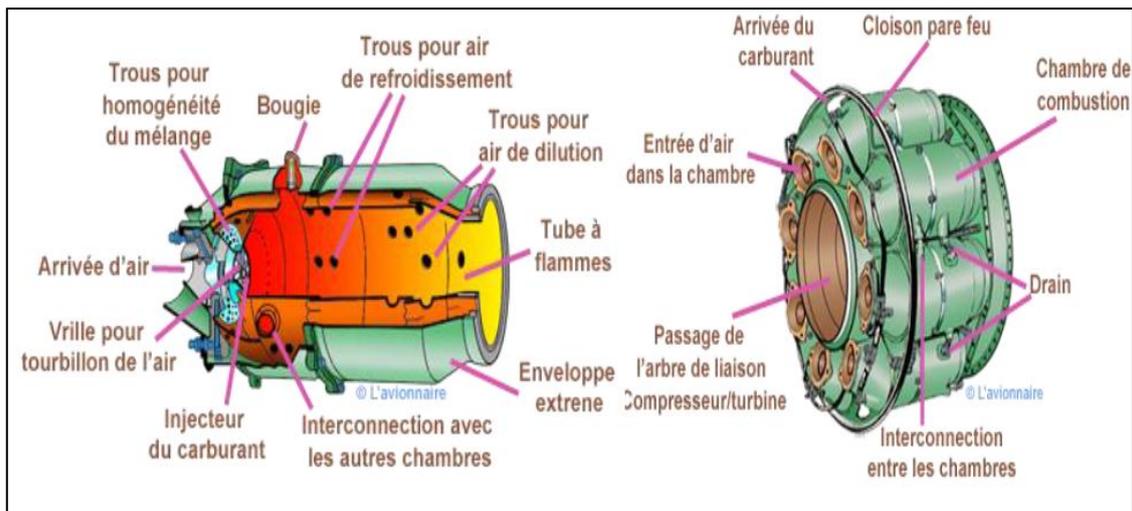


Figure II.7 : Composantes principaux d'une chambre de combustion

3.2.2 Bougie d'allumage

La combustion du mélange air fuel est provoquée par les bougies d'allumage aux électrodes rétractant. Deux bougies sont installées dans chacune des deux chambres de combustion, (N9 et N10). Ayant un courant reçu des transformateurs d'allumage. Les autres chambres sans bougies sont allumées à travers les tubes d'interconnexion.



Figure II.8 : Bougie d'allumage

3.2.3 Détecteur de flamme à ultraviolet

Lors de la séquence de démarrage, on envoie une indication de présence ou d'absence de flamme au système de commande, gérée par le système de contrôle de flamme.

Le capteur de flamme à ultraviolet contient un détecteur rempli de gaz. Le gaz à l'intérieur de ce détecteur est sensible à la présence de radiations ultraviolettes émises par une flamme d'hydrocarbure.



Figure II.9 : Détecteurs de flamme ultraviolets

3.2.4 Injecteur de combustible

Généralement, chaque chambre de combustion est pourvue d'un injecteur de combustible qui permet d'injecter une quantité de gaz déterminée dans l'endroit de réaction du tube de flamme, de progresser la combustion et de diminuer l'émission de fumée pendant l'emploi de la machine.



Figure II.10 : Injecteur de combustible

3.3 Section turbine

Le but principal d'une turbine est d'extraire l'énergie du gaz à haute pression et à grande vitesse s'écoulant de la chambre de combustion, ce qui fera tourner la pale de la turbine et faire fonctionner le compresseur, si la turbine est assemblée dans un arbre signale avec le compresseur. La section turbine contient aussi les suivantes composants : le corps rotor de la turbine (enveloppe de la turbine), l'aubage directrice du premier étage, la roue de la turbine premier étage (HP), la roue de la turbine du second étage (BH), l'ensemble diaphragme, ensemble d'étanchéité et enfin la conduite du gaz inter-étages. Le stator de cette section est en deux parties, séparées par un plan de joint médian horizontal afin de faciliter l'entretien.

3.3.1 Directrice de premier étage

Elles sont supportées dans la veine de gaz par un dispositif de fixation prévu dans le corps de la turbine. L'air refoulé par le compresseur à partir des enveloppes de combustion vient dans l'anneau support de retenu des aubes creuses de la directrice, pour s'échapper par les trous d'extraction dans la veine de gaz vers l'échappement. Ce flux d'air permet le refroidissement des aubes de la directrice [12].



Figure II.11 : Directrice fixe de premier étage

3.3.2 Directrice de deuxième étage

Elles sont composées d'aubes orientables, qui forment un angle variable avec la directrice d'écoulement des gaz dans la section annulaire juste avant le deuxième étage de la turbine (BP). On peut donner une rotation grâce à des axes qui dépassent des manchons prévus dans le corps de la turbine. Les leviers clavetés à l'extrémité de

ces axes et sont reliés par des biellettes à des points de la couronne de contrôle qui sont actionnés par un piston hydraulique.

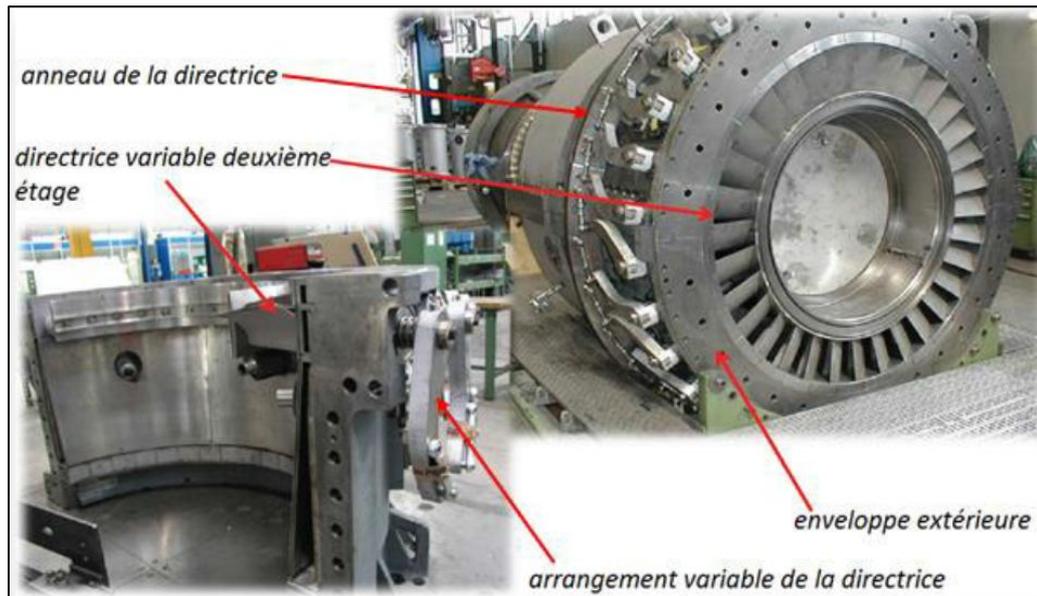


Figure II.12 : Directrice de deuxième étage

3.3.3 Corps de la turbine

Le caisson de la turbine à gaz est l'un de ses principaux éléments structurels et il est boulonné extérieurement à son extrémité avant, sur les entretoises du corps de refoulement du compresseur et à l'extérieur arrière au cadre de l'échappement. Le corps de la turbine comprend les ensembles suivants qui établissent un chemin au flux de gaz à partir des chambres de combustion à travers des roues de la turbine vers le cadre d'échappement : les segments de protection du premier étage de la roue de la turbine, la directrice premier étage, le diaphragme et l'étanchéité air du deuxième étage et enfin les segments de directrice et de protection de deuxième étage.

3.3.4 Rotor de la turbine

La turbine à gaz MS5002B comporte deux rotors en série liés mécaniquement, le premier est le rotor à haute pression qui entraîne le compresseur à flux axial et les accessoires entraînés par l'arbre et le second est le rotor basse pression qui commande la charge.

La roue de premier étage de la turbine HP est boulonnée directement sur l'arrière du rotor du compresseur à former un rotor haut pression. La roue du second étage est boulonnée à un arbre de roue est supportée par deux paliers, un palier

porteur après la roue et le deuxième palier de butée avant l'accouplement. L'arbre de la turbine de puissance dépose d'une masse de survitesse qui déclenche mécaniquement le système de commande de la turbine à gaz. Le rotor est équilibré avec le dispositif de survitesse installé dans l'arbre.



Figure II.13: Rotor HP; Rotor BP

3.3.5 Ensemble diaphragme

Le diaphragme est soutenu entre les roues de la turbine du premier étage et celle de la turbine du second étage par des chevilles traversant le corps de la turbine. L'ensemble diaphragme est un élément cylindrique séparé en deux moitiés en plan horizontal. Un joint d'air est assemblée dans une rainure dans l'ensemble diaphragme pour séparer les deux étages de turbine et former ainsi un espace roue arrière premier étage et un espace à l'avant de la roue de deuxième étage. Les roues de la turbine sont refroidies par l'air extrait du deuxième étage du compresseur.



Figure II.14 : Ensembles diaphragme

3.3.6 Les paliers

La turbine à gaz est conçue avec quatre paliers :

- Les paliers 1 et 2 supportent le rotor HP (haut pression).
- Les paliers 3 et 4 supportent le rotor BP (base pression).

Le palier 1 se trouve dans le corps d'admission du compresseur, le palier 2 dans le corps de refoulement du compresseur, et les paliers 3 et 4 se trouvent dans des logements séparés à la partie arrière du réflecteur.

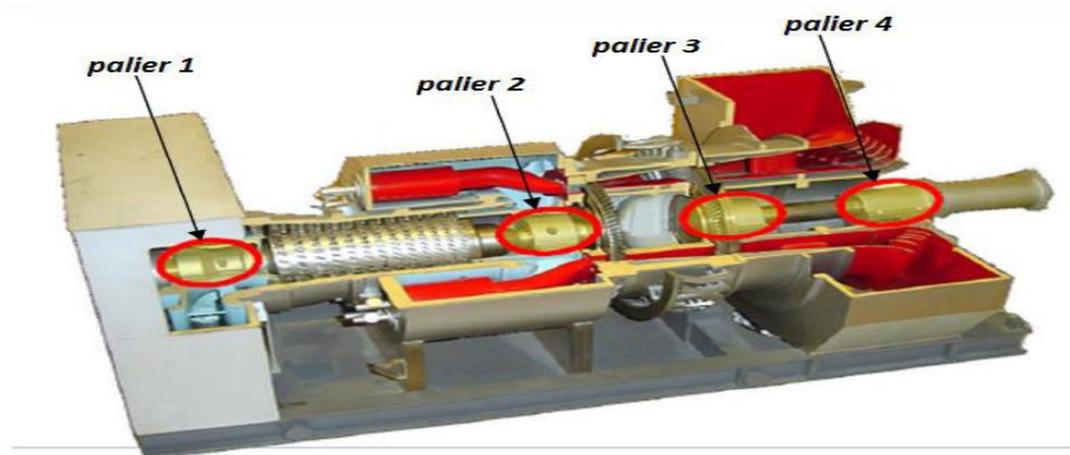


Figure II.15 : Les paliers d'une turbine à gaz

4. Les systèmes d'installation de la turbine à gaz MS 5002B

Pour un fonctionnement sûr et sécurisé, les turbines à gaz nécessitent certains équipements et systèmes auxiliaires comme suit :

4.1 Système d'admission

Le rôle de système d'admission d'une turbine à gaz est d'orienter l'air vers la section d'admission du compresseur axial, il doit assurer également une bonne filtration de l'air qui assure le bon fonctionnement de la turbine.

Le système d'admission contient les éléments principaux suivants, filtre d'admission, conduite, silencieux, coude, caisson d'admission et accessoires. L'air entre dans le filtre, traverse la conduite, le silencieux, le coude et le caisson d'admission et enfin le compresseur.

La configuration interne du filtre choisi, le degré d'insonorisation obtenue dans le silencieux et la géométrie du coude est toutes des facteurs qui influencent sur la résistance rencontrée par l'air qui traverse tous ces éléments.

La chute de pression provoque une réduction du débit massique de l'air, qui a comme conséquence la baisse de la puissance et l'accroissement de la consommation spécifique.

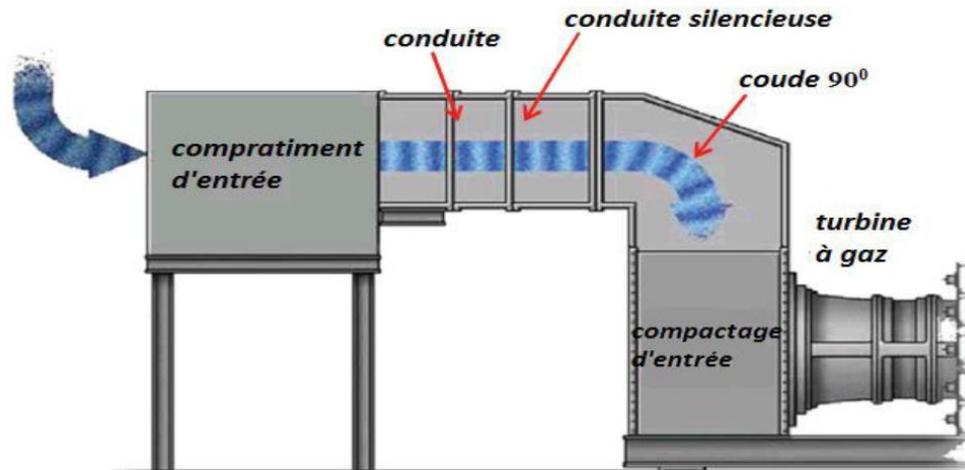


Figure II.16 : Système d'admission, filtre à air

4.2 Système de démarrage

Le but principal du système de démarrage est d'accélérer la turbine jusqu'à la vitesse minimale d'autonomie. Le lancement de la turbine est assuré par le moteur asynchrone qui fonctionne au travers d'un convertisseur de couple pour assurer le couple de démarrage nécessaire pour la turbine.

Pendant la séquence de démarrage, la turbine à gaz est entraînée par une turbine à détente fait accélérer le rotor haute pression de la turbine depuis l'arrêt jusqu'à 22% de la vitesse nominale pendant trois minutes, à ce moment en assurent le cycle de purge de compresseur axiale. A 32% de la vitesse nominale on assure l'allumage, puis on contribue à l'accélération jusqu'à au désaccouplement à 62% de sa vitesse nominale et elle devient autonome [11].

4.3 Système d'échappement

La section d'échappement se compose essentiellement du cadre d'échappement et de la chambre d'échappement. Le cadre d'échappement est une structure principale faisant partie de la turbine à gaz, il sert de support aux ensembles suivants :

- ◆ Les paliers.
- ◆ L'ensemble tuyauterie d'huile de graissage et de vidange.

- ◆ Les tuyauteries pour le refroidissement de la turbine.
- ◆ Les tuyauteries pour l'air d'étanchéité labyrinthes de paliers.
- ◆ Les segments de protection de la roue du deuxième étage de la turbine.
- ◆ Le diffuseur intérieur.

Pendant la marche, le gaz d'échappement qui vient des turbines est déchargé dans le diffuseur et à travers les sections des aubes orientables du cadre d'échappement. Les parois du conduit de gaz et les portions de cadre du tambour extérieur sont isolées pour réduire au minimum les effets thermiques sur les paliers et sur les tuyauteries d'huile et d'air. Le cadre d'échappement est refroidi par l'air ambiant qui entre à travers une série de trous dans la bride verticale du cadre d'échappement. Les trous d'air de refroidissement sont dans la bride arrière du corps de la turbine. Le flux d'air ambiant est prélevé par des tubes de dérivation au niveau du dixième étage du compresseur d'air. L'air de refroidissement du cadre d'échappement pénètre dans l'espace qui est entre le conduit extérieur du diffuseur et la partie extérieure du tambour du cadre échappement. A partir de là, l'air de refroidissement passe à travers les sections d'ailettes qui entourent les entretoises support des tambours et va vers l'espace qui est entre le diffuseur intérieur et le tambour intérieur. L'air de refroidissement est ensuite dirigé vers l'atmosphère à travers deux conduites qui se trouvent dans la moitié supérieure du diffuseur intérieur [14].

La chambre d'échappement est une structure rectiligne en forme de boîte dont laquelle les gaz d'échappement sont rechargés et diffusés, A partir de cette chambre les gaz sont conduits vers l'atmosphère. La chambre d'échappement est située à l'extrémité arrière du socle de la turbine.

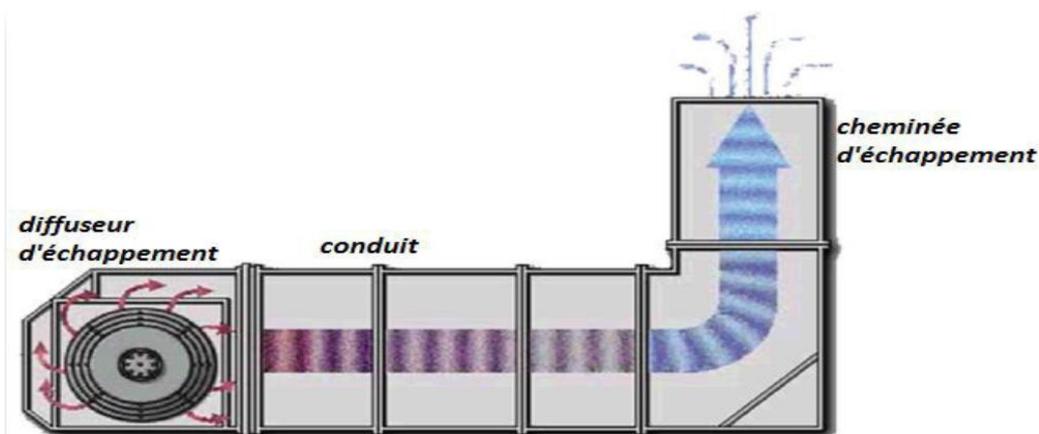


Figure II.17 : Système d'échappement

4.4 Système d'huile de graissage

Le système de graissage est réalisé pour fournir une large quantité de lubrifiant filtrée à la température et à la pression appropriée pour le bon fonctionnement de la turbine et ses équipements. La turbine à gaz est graissée en circuit fermé, par un système d'alimentation d'huile à circulation forcée, qui comprend un réservoir d'huile, des pompes, des régénérateurs (réfrigérateurs d'huile), filtres, vannes et des dispositifs divers qui contrôlent et protègent le système. L'huile de lubrification du système est envoyée aux quatre paliers principaux de la turbine, les accessoires de la turbine et l'équipement de charge entraîné. Le système d'huile de graissage comporte trois pompes : pompe principale, pompe auxiliaire et pompes de secours.

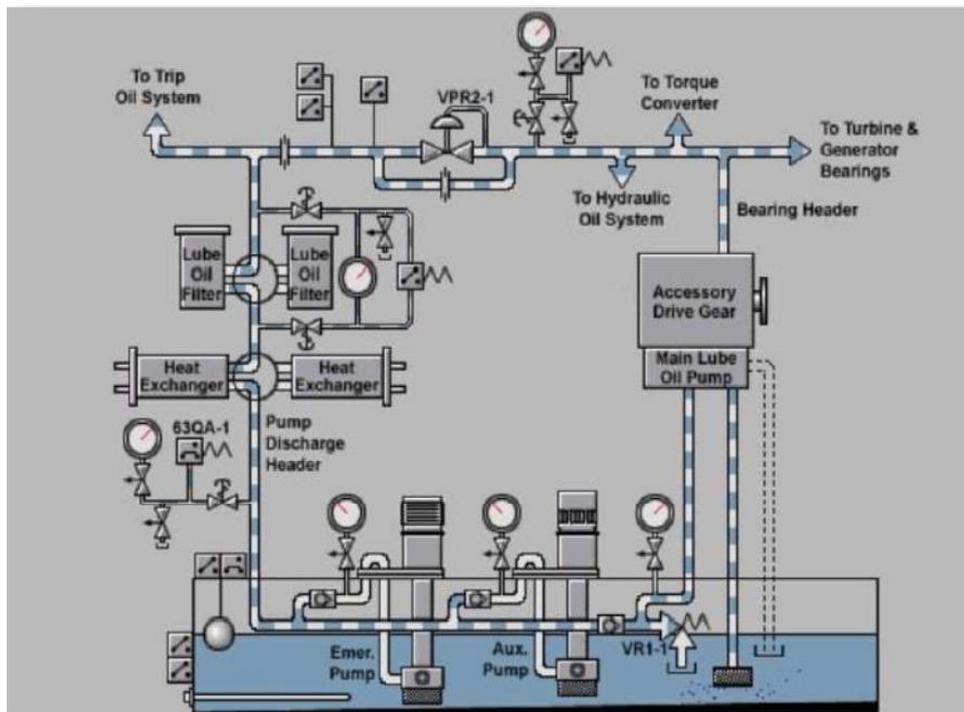


Figure II.18 : Système d'huile de graissage

4.5 Système de commande de combustible

Le but d'utiliser le système de combustible gazeux dans la turbine est pour fournir le gaz combustible aux chambres de combustion à la pression et le débit appropriés pour répondre à tout instant à des nécessités du régime de fonctionnement de démarrage, d'accélération et de prise en charge. L'élément principal dans ce système est l'ensemble vanne de commande et arrêt/détente gaz

situé dans la zone accessoires. Il y a aussi les servo- vannes de commande, les manomètres et la tuyauterie de distribution aux injecteurs de combustible.

4.6 Système d'air de refroidissement et d'étanchéité

Dans une turbine à gaz, certaines parties sont soumises à des contraintes thermiques très élevées. Leur refroidissement est nécessaire pour éviter la détérioration. Pour cette raison, l'air ambiant et l'air d'extraction en provenance du compresseur à flux axial de la turbine servent à refroidissement des différentes parties de la section de la turbine et étanchéité au niveau des paliers (c'est-à-dire empêché l'huile de sortir des paliers). Les parties principales de la section de la turbine refroidies par l'air sont :

- ◆ Roue de la turbine du premier et deuxième étage.
- ◆ La directrice du premier étage.
- ◆ Le carter du rotor de la turbine.
- ◆ Les entretoises de support du cadre d'échappement et déflecteur d'addition.
- ◆ Les chemises de la chambre de combustion, les coudes et les pièces de transition sont pour utiliser l'air de combustion (air comprimé), pour un refroidissement efficace de ces parties.

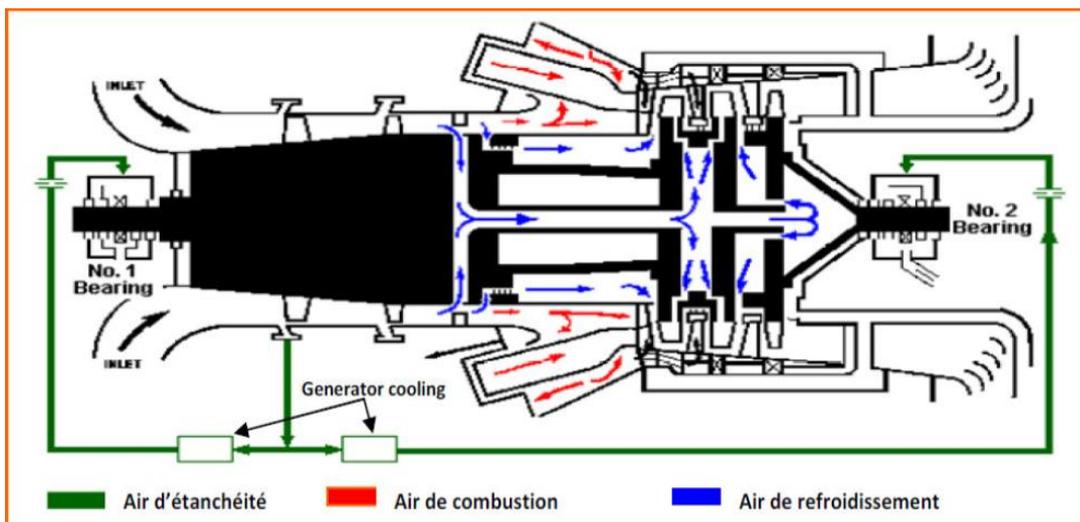


Figure II.19 : Système de refroidissement et d'étanchéité

4.7 Système hydraulique

Le fluide nécessaire, pour le fonctionnement des composants de commande du système de combustible de la turbine à gaz, est fourni par le système d'alimentation hydraulique. Les principaux composants du système comprennent la pompe d'alimentation hydraulique principale, la pompe d'alimentation auxiliaire, l'accumulateur et le collecteur d'alimentation hydraulique. Les fonctions principales de ce système est l'alimentation de fluide hydraulique pour la commande de position de la vanne de commande de combustible, de la vanne d'arrêt-rapport de vitesse, de la directrice du deuxième étage (nozzle), qui est prélevée du système de graissage (basse pression) et augmentée par la pompe hydraulique principale (mécanique) et la pompe hydraulique auxiliaire entraînée par un moteur à courant alternatif en cas de nécessité (démarrage à une basse pression). Cette huile est filtrée une seconde fois et régulée par des soupapes. En cas d'appel d'huile brusque, des accumulateurs remplis d'azote sous pression sont prévus pour compenser cette perte de charge [15].

4.8 Système de protection de la turbine à gaz

Le système de protection exécute des tâches pour assurer le meilleur fonctionnement de la turbine à gaz. Il est constitué d'un certain nombre de systèmes secondaires et primaires sont les suivantes : survitesse, vibration, température, présence de flamme. Certains travaillent à chaque démarrage ou à chaque arrêt, d'autres systèmes sont réservés pour des conditions de marche anormales ou des cas d'urgence demandant l'arrêt de la turbine à gaz.

4.8.1 Système de protection de survitesse

Le système de protection de survitesse consiste en un système primaire qui est le système de protection électronique conçu pour protéger la turbine à gaz des dommages qui peuvent être provenir d'une vitesse excessive de la turbine, et un système de protection secondaire qui est le système mécanique pour mettre la turbine à l'arrêt automatiquement quand la vitesse de l'arbre atteint une vitesse de déclenchement spécifiée, il comprend des masses de survitesse HP et BP.

Lors d'un problème de survitesse un signal est émis par le contrôleur électrique pour arrêter le carburant. Au-delà d'une valeur limite, une sorte de freinage mécanique (arrêt de la machine) est déclenché automatiquement.

La masse de survitesse HP est assemblée dans l'arbre du réducteur des auxiliaires. La masse de survitesse BP est placée dans l'arbre de la turbine seconde étage [15].

4.8.2 Système de protection de dépassement de température

Le système de protection de dépassement de température est l'un des systèmes de protection primaires de la turbine à gaz, il est nécessaire pour contrôler la vitesse ou la charge dans le cas où la température d'admission ou d'échappement dépasse les limites prescrites, le système déclenche une alarme dès que la température dépasse la limite fixée. Quand le système d'excès de température détecte une condition de déclenchement, les circuits coupent l'alimentation de la vanne hydraulique de décharge, provoquant ainsi la fermeture de la vanne d'arrêt de combustible et mettant la turbine à l'arrêt de ce fait [11].

4.8.3 Système de protection contre les vibrations

Le système de protection contre les vibrations de la turbine à gaz est constitué de quatre voies de vibrations indépendantes : deux pour la turbine et deux pour l'alternateur et chaque voie détecte des vibrations anormales [17].

4.8.4 Système de protection et de détection de flamme

Le système sert pour les trois fonctions principales suivantes :

- ◆ Lorsque la vanne de régulation qui contrôle l'arrivée du combustible pour l'allumage est en fonctionnement et que les circuits d'allumage sont sous tension dans la séquence de démarrage, la vanne d'arrêt de combustible se déclenche si la flamme n'est pas détectée dans le temps réglé du temporisateur d'allumage (généralement 60 secondes), et les circuits d'allumage ne sont plus sous tension. Cela permet d'éviter un excès de concentration de combustible dans la turbine et dans le système d'échappement pour éviter tout risque d'explosion dans les conduites.
- ◆ Lorsque la flamme est établie et détectée au moment de l'allumage dans la séquence de démarrage, la détection de la flamme est utilisée pour commander d'autres phases de la séquence de démarrage pour la montée en régime de la turbine.

- ◆ S'il y a une disparition de flamme après que l'allumage ait été établi, la totalité du débit de combustible alimentant la chambre est immédiatement arrêtée pour empêcher le combustible non brûlé de pénétrer dans l'échappement [16].

4.8.5 Système d'anti pompage

Le phénomène de pompage est un phénomène compliqué rencontré dans les compresseurs axiaux, il se caractérise par des oscillations importantes du débit (inversion soudaine de débit), qui se traduit par des forces alternées importantes sur les oranges mécaniques, rotor, paliers, butées...etc. La protection contre le pompage est donc une nécessité. On distingue deux modes de protection sont appliquées :

- ◆ Débit entrant réglable (variable) : En amont du compresseur axial est placé un étage d'aubes mobiles en rotation (variables) dites IGV, la fermeture de ces aubes permet de limiter le débit d'air admis et cela lors du démarrage, où la vitesse du rotor est encore faible. L'ouverture de ces aubes croît progressivement avec l'accélération de la turbine, jusqu'à atteindre une ouverture complète correspondante au maximum de débit et vitesse de rotation.
- ◆ Vanne anti-pompage (VAP) : Un piquage au niveau du 10 étage du compresseur vers l'atmosphère, sert à évacuer une partie de l'air admis à l'atmosphère afin d'éviter la pulsation du débit (retour de l'écoulement) [18].

6. Conclusion :

D'après ce chapitre on a constaté que la turbine à gaz type MS 5002B se compose de différentes sections mécaniques qui sont indispensables dans le processus de conversion d'énergie.

Le compresseur axial, la chambre de combustion, le système détente et d'échappement, ainsi que les différents systèmes auxiliaires nécessaires au fonctionnement et la protection de la turbine.

Chapitre III

Calcul thermodynamique de
la turbine à gaz MS 5002B

Chapitre III: Calcul thermodynamique de la turbine à gaz MS 5002b

Introduction

L'utilisation des turbines à gaz dans l'industrie des hydrocarbures et de la production d'énergie électrique est très répandue. Elles sont fabriquées par les constructeurs pour travailler dans des conditions standards, mais en réalité celles-ci, travaillant dans des conditions différentes (régions aux conditions climatiques différentes)

Le but de cette étude thermodynamique est de présenter les cycles d'une turbine à gaz et d'analyser l'influence de certains paramètres sur les performances d'une installation simple de la turbine à gaz MS 5002B.

III.1 Cycles thermodynamiques d'une turbine à gaz à deux arbres

a) Cycle idéal de Baryton :

Le cycle de Baryton théorique est considéré comme le cycle idéal qui décrit la turbine à gaz élémentaire. Il est principalement utilisé pour la production d'électricité.

Il existe deux types de cycle de Baryton selon qu'il soit ouvert ou refermé sur l'atmosphère.

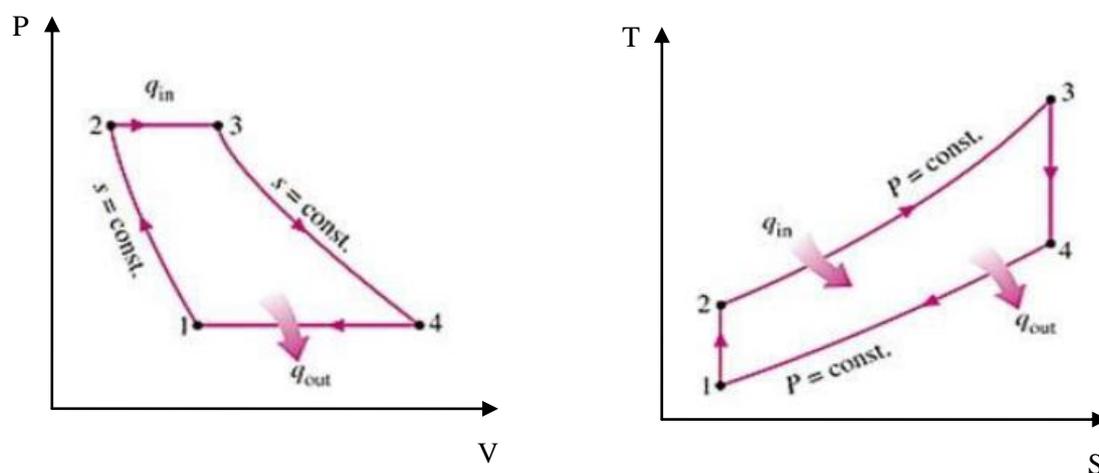


Figure III.1 : Cycle thermodynamique théorique d'une turbine à gaz.

- 1 à 2 : compression isentropique de l'air (compresseur).
- 2 à 3: combustion isobare (échangeur de chaleur).
- 3 à 4 : détente isentropique (turbine).
- 4 à 1 : refroidissement isobarique (échangeur de chaleur).

b) Cycle réel de Baryton :

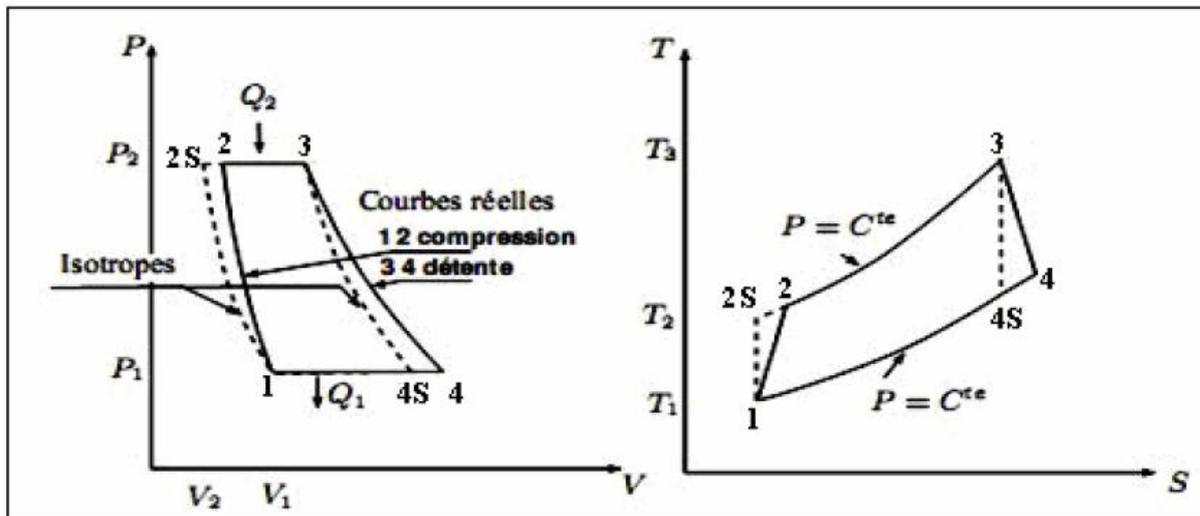


Figure III.2 : Cycle réel d'une turbine à gaz.

Le cycle réel se différencie du cycle idéal de la manière suivante :

- La compression est adiabatique, de rendement isentropique η_c : en raison des travaux de frottement, la température réelle est plus élevée que la température théorique, et la transformation de compression n'est plus isentropique (1-2s), tel que $T_2 > T_{2s}$
- La détente dans la turbine est adiabatique, de rendement isentropique η_t : en raison des travaux de frottement, la transformation de la détente ne s'effectue pas suivant un arc d'isotrope, mais suivant un arc tel que $T_4 > T_{4s}$ [19]

III.2 Etude de l'effet de la température :

En 1^{er} lieu, nous avons abordé un calcul thermodynamique pour chaque élément de transformation de la turbine à gaz qui nous a permis d'évaluer les performances de la turbine à travers la pression, la température, la masse volumique et le rendement thermique.

Les propriétés de la turbine à gaz MS 5002B sont données dans le tableau ci-dessous :

Paramètres de fonctionnement dans les conditions ISO	Valeurs
Température de l'air ambiante T_1	289,15 K
Pression de l'air ambiant P_1	1,013 bar
T_4 max (°C)	950
Puissance (kW) P	26337
Le taux de compression τ_c	7,5
Pouvoir calorifique inférieur du combustible (gaz naturel) PCI (kcal/kg)	10345,9
Rendement de la chambre combustion (%) η_{cc}	97
Rendement isentropique du compresseur axial (%) η_c	87
Rendement total de la turbine (%) η_g	28
Rendement de détente (%) η_T	90

Tableau III. 1 : Les paramètres de fonctionnement de la turbine MS 5002B

Rendement mécanique de transmission compresseur - turbine THP η_{mTHP} (%)	98
Rendement isentropique de la turbine HP η_{isTHP} (%)	88
vitesse de rotation de la turbine HP V_{THP}	5100 tr/min

Tableau III.2 : Caractéristiques du fonctionnement (compresseur + THP)

Rendement isentropique de la turbine BP η_{isTBP} (%)	88
Vitesse de rotation de la turbine TBP V_{TBP}	4670 tr/min
Rendement mécanique de la transmission de turbine - chargen η_{mTBP} (%)	98

Tableau III.3 : Caractéristiques de fonctionnement de la turbine TBP

Les points particuliers du cycle de l'installation sont :

1 : entrée dans le filtre

1a :1b : entrée et sortie du diffuseur à l'entrée du compresseur

2a :2b : entrée et sortie du diffuseur à la sortie du compresseur

3 : entrée de la chambre de combustion

4 : sortie de la chambre de combustion

4a :4b : entrée et sortie du diffuseur à l'entrée de la THP

5a :5b : entrée et sortie du diffuseur à la sortie de la THP

5c :5d : entrée et sortie du diffuseur à l'entrée de la TBP

6a :6b : entrée et sortie du diffuseur à la sortie de la TBP

- 1b : section avant le premier étage du compresseur
- 2a : section après le dernier étage du compresseur
- 4b : section avant étage de la THP
- 5a : section après le dernier étage de la THP
- 5d : section avant le premier étage de la TBP
- 6a : section après le dernier étage de la TBP

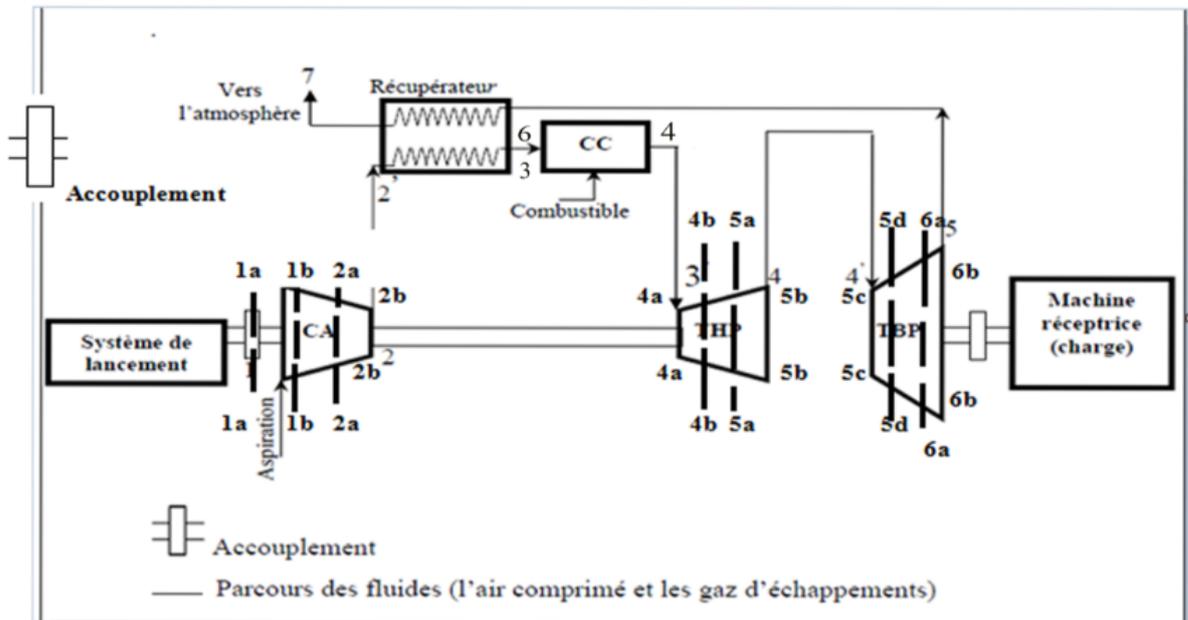


Figure III.3 : Schéma technologique de la turbine à gaz MS 5002B

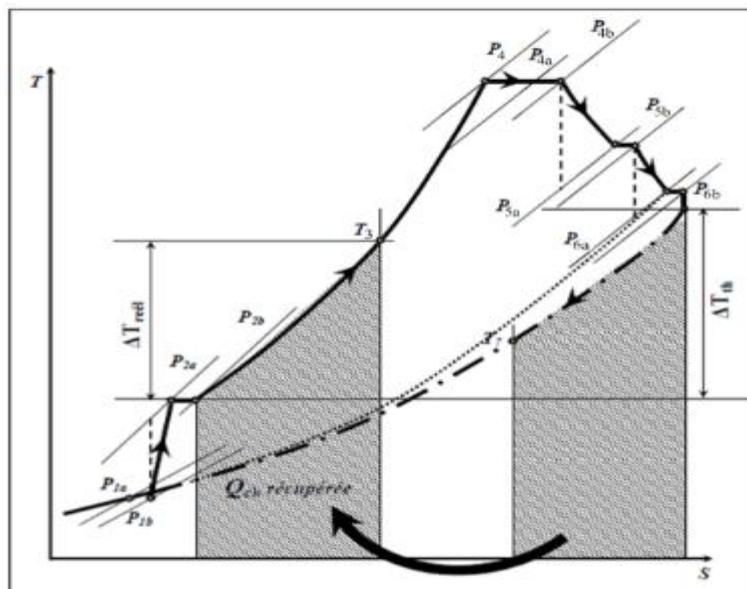


Figure III.4 : Diagramme T.S

III.2.1 Calculs thermodynamique de la turbine à gaz en tenant compte des pertes dans les différents éléments de l'installation :

Pour les calculs thermodynamiques, on travaille avec les paramètres suivants :

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} = \frac{C_p}{C_p - r} \quad (\text{III -1})$$

$$m = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \quad (\text{III -2})$$

$$R = C_p - C_v = C_p - \frac{C_p}{\gamma} = C_p \frac{\gamma - 1}{\gamma} = m \cdot C_p \quad (\text{III -3})$$

Avec :

r : Constante caractéristique de l'air $r = 0,287 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$

C_p : Chaleur spécifique massique a pression constante.

C_v : Chaleur spécifique massique à volume constant.

2 - Paramètres de l'air juste à l'entrée de système d'admission de compresseur :

2 - 1 - La pression :

$P_{1a} = 1 \text{ atm} = 1,013 \text{ bars}$:

2 - 2 - La température :

$T_{1a} = T_1 = 16^\circ\text{C} = 289,15 \text{ K}$:

2 - 3 - La masse volumique :

$$\rho = \frac{P_{1a}}{r \cdot T_{1a}} = 1,22 \text{ Kg. m}^{-3}$$

Donc : $P_{1a} = 1,013 \text{ bars}$; $T_{1a} = T_1 = 289,15 \text{ K}$; $\rho_{1a} = 1,22 \text{ Kg. m}^{-3}$

3 - Paramètres de l'air avant le premier étage de compresseur :

3 - 1 - La pression :

D'après l'estimation des pertes de pression de l'air dans la section d'admission nous avons :

$$P_{1b} = P_1 - \Delta P$$

$$\text{Où: } \Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3$$

Avec :

ΔP_1 : Pertes de pression dans le filtre d'air.

ΔP_2 : Pertes de Pression dans la conduite.

ΔP_3 : Pertes de Pression dans la tuyère à l'entrée du compresseur.

La résistance aérodynamique du filtre de l'air d'une installation d'une turbine à gaz moderne est très faible, la perte de charge est estimée égale à $\Delta P_1 = 0,01 \cdot 10^5 \text{ Pa}$.

Les pertes de pression dans la conduite de l'air dépendent de la vitesse de l'air C_{1a} qui est de 30 à 50 m .sec⁻¹ elle est estimée égale à $\Delta P_2 = 0,005 \cdot 10^5 \text{Pa}$.

-La perte de pression dans la tuyère d'entrée du compresseur est déterminée par la formule suivante:

$$\Delta P_3 = \frac{1 - \eta_{tu}}{\eta_{tu}} \rho_{1a} \frac{C_{1b}^2 - C_{1a}^2}{2}$$

Où η_{tu} : rendement de la tuyère d'entrée du compresseur qui varie entre 0.85 et 0.95.

C_{1a} et C_{1b} : respectivement les vitesses de l'air à l'entrée et à la sortie de la tuyère.

Pour cette tuyère :

La vitesse C_{1b} est estimée égale à 100 m .sec⁻¹.

La vitesse C_{1a} est estimée égale à = 40 m .sec⁻¹

Prenons : $\eta_{tu} = 0,9$

$$\Delta P_3 = \frac{1 - 0,9}{0,9} 1,22 \frac{100^2 - 40^2}{2} = 570 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 = (0,010 + 0,005 + 0,00570) \cdot 10^5$$

$$\Delta P = 0,0207 \text{ bars.}$$

La pression de l'air au point b est alors:

$$P_{1b} = P_1 - \Delta P = (1,013 - 0,0207) \cdot 10^5$$

$$P_{1b} = 0,992 \text{ bars}$$

3 - 2 - La température :

$$T_{1b} = T_1 = 289,15 \text{ K;}$$

3 - 3 - La masse volumique :

$$\rho_{1b} = \frac{P_{1b}}{r \cdot T_{1b}} = 1,1953 \text{ Kg. m}^{-3}$$

Donc :

$$P_{1b} = 0,992 \text{ bars ; } T_{1b} = T_1 = 289,15 \text{ K ; } \rho_{1b} = 1,1953 \text{ Kg. m}^{-3}$$

4 - Paramètres de l'air après le dernier étage du compresseur (point 2a):

4 - 1 - La pression:

$$P_{2a} = 7,46 \text{ bars :}$$

4 - 2 - La température :

$$T_{2a} = 294^\circ\text{C} = 567,15 \text{ K} ;$$

4 - 3 - La masse volumique :

$$\rho_{2a} = \frac{P_{2a}}{r \cdot T_{2a}} = 4,58 \text{ Kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Ainsi Pour une transformation isentropique nous avons :

$$\frac{T_{2ais}}{T_{1b}} = \left(\frac{P_{2a}}{P_{1b}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{P_{2a}}{P_{1b}}\right)^m \text{(III -4)}$$

D'après les propriétés de l'air nous avons :

$$T_{1b} = 289,15 \text{ K}$$

$$\text{Pour } \Rightarrow T_m = 428,15 \text{ K } C_{p_m(T_2, T_1)} = 1,016 \text{ }^{-1} \cdot \text{KJ} \cdot \text{Kg}$$

$$T_{2a} = 567,15 \text{ K}$$

$$\Rightarrow \gamma = 1,376$$

$$\Rightarrow m = 0,273$$

D'où :

$$T_{2ais} = T_{1b} \cdot \left(\frac{P_{2a}}{P_{1b}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$T_{2ais} = 289,15 \cdot \left(\frac{7,46}{0,992}\right)^{0,273} = 501,57 \text{ K};$$

Et pour le travail réel de compresseur nous avons :

$$W_C = h_2 - h_1 = C_{p_m(T_{2a}-T_{1b})} \cdot (T_{2a} - T_{1b}) \quad \text{(III - 5)}$$

$$W_C = 1,016 \cdot (567,15 - 289,15) = 282,448 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Donc :

$$P_{2a} = 7,46 \text{ bars} ; T_{2a} = 567,15 \text{ K} ; T_{2ais} = 501,57 \text{ K} ; \rho_{2a} = 4,58 \text{ Kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

5 - Paramètres de l'air avant échangeur de chaleur Plan 2 :**5 - 1 - La pression :**

Estimation des pertes de pression avant la chambre de combustion :

La vitesse de l'air après le dernier étage du compresseur, d'habitude varie de 100 à 150 m .sec⁻¹.

Prenons cette vitesse $C_{2a} = 120 \text{ m} \cdot \text{sec}^{-1}$,

$$P_2 = P_{2a} - \Delta P$$

Où :

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2$$

Tel que : ΔP_1 : pertes de pression dans le diffuseur de sortie du compresseur :

$$\Delta P_1 = (1 - \eta_{ds}) \rho_{2a} \frac{C_{2a}^2 - C_{2b}^2}{2}$$

Avec :

$\eta_{ds} = 0,5$ à $0,7$ est le rendement du diffuseur à la sortie du compresseur.

Prenons : $\eta_{ds} = 0,6$;

$C_{2b} = 40 \text{ m} \cdot \text{sec}^{-1}$: vitesse de l'air comprimé à la sortie du diffuseur de sortie du compresseur ;

$$\rho_{2a} = 4,58 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} ;$$

$$\Delta P_1 = (1 - 0,6) 4,58 \frac{120^2 - 40^2}{2} = 11724,8 \text{ Pa}$$

ΔP_2 : pertes de pression dans la conduite entre le compresseur et la chambre de combustion avec :

$$\Delta P_2 = 0,01 \cdot P_{2a} = 0,01 \cdot 7,46 = 0,0746 \text{ bars}$$

$$\text{D'où : } \Delta P = 11724,8 + 7460 = 19184,8 \text{ Pa}$$

$$P_2 = P_{2a} - \Delta P = 7,46 - 0,19184 = 7,268 \text{ bars}$$

5 - 2 - La température :

$$T_2 = T_{2a} = 567,15 \text{ K} ;$$

5 - 3 - La masse volumique :

$$\rho_2 = \frac{P_2}{r \cdot T_2} = 4,46 \text{ Kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Donc :

$$P_2 = 7,268 \text{ bars} ; T_2 = 567,15 \text{ K} ; \rho_2 = 4,46 \text{ Kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

6- Paramètres de l'air après échangeur de chaleur :

Nous avons d'après l'équation fondamentale de la variation de chaleur (Q) à pression constante :

$$dQ = m \cdot C_p \cdot dT \text{ (III-6)}$$

Et d'après la définition de flux de chaleur (φ) nous avons :

$$d\varphi = dQ \Rightarrow d\varphi = G \cdot C_p \cdot Dt$$

Avec : G : le débit massique

C_p : chaleur massique à pression constante

Pour un échange thermique sans pertes de chaleur entre deux fluides chaud et froid nous d'après le bilan énergétique :

$$d\phi = G_F \cdot C_{PF} \cdot dT_F = G_C \cdot C_{PC} \cdot dT_C$$

6-1-calcul le flux maximal et de flux échangé entre les deux fluides :

D'après :

$$C_{MAX} = G_a \cdot C_{Pa} = 149 \text{KW} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$C_{MIN} = G_g \cdot C_{Pg} = 148 \text{KW} \cdot \text{K}^{-1}$$

G_a : débit de l'air comprimé dans les tubes du récupérateur $G_a = 142,60 \text{Kg} \cdot \text{sec}^{-1}$

G_g : débit des gaz dans la calandre du récupérateur $G_g = 131,62 \text{Kg} \cdot \text{sec}^{-1}$

C_{Pa} : chaleur massique a pression constante de l'air comprimé $C_{Pa} = 1,045 \text{KJ} \cdot \text{Kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

C_{Pg} : chaleur massique a pression constante des gaz $C_{Pg} = 1,125 \text{KJ} \cdot \text{Kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

C_{MIN} est le débit de capacité thermique minimale

D'où :

$$\phi_{max} = C_{MIN} \cdot (T_{ce} - T_{fe}) = 148 \cdot (766,15 - 567,15) = 29452 \text{KW}$$

Avec :

$T_{ce} = T_6 = 766,15 \text{K}$ (température de fluide chaud a l'entrée d'échangeur)

$T_{fe} = T_2 = 567,15 \text{K}$ (température de fluide froid a l'entrée d'échangeur)

Ainsi d'après la relation l'efficacité d'un échangeur de chaleur: $E = \phi / \phi_{max}$

$$\Rightarrow \phi = E \cdot \phi_{max} = 0,7 \cdot 29452 = 20616,4 \text{KW}$$

6-2-La température froid de sortie de l'échangeur :

$$\phi = G_a \cdot C_{Pa} \cdot (T_{fs} - T_{fe}) = 20616,4 \text{KW} \Rightarrow T_{fs} = T_3 = 705,58 \text{K}$$

6-3- La pression :

$$P_3 = P_2 = 7,268 \text{bars}$$

6-4- La masse volumique :

$$\rho_3 = \frac{P_3}{r \cdot T_3} = 3,58 \text{Kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Donc:

$$P_3 = 7,268 \text{bars} ; T_3 = 705,58 \text{K} ; \rho_3 = 3,58 \text{Kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

7- Les paramètres des gaz après la chambre de combustion:

7-1 - Calcul du coefficient d'excès de l'air α :

Après la combustion, un large excès d'air pour assurer la combustion totale et le

refroidissement est caractérisé par un coefficient α , ce coefficient va nous aider à trouver les différentes chaleurs massiques pour les différentes températures. D'après le bilan énergétique de combustion, on a :

$$PCI \cdot \eta_{CC} = \alpha \cdot G_0 \cdot C_{Pa} \cdot (T_4 - T_3)$$

(III -8)

G_0 : est le Débit massique théorique de l'air:

$$G_0 = \lambda_K \cdot PCI = 1,43 \cdot 10^{-3} \cdot 10345,9 = 14,79 \text{ Kg}_{\text{air}} \cdot \text{kg}_C^{-1}$$

$$\text{Avec: } \lambda_K = 1,43 \cdot 10^{-3} \text{ Kg}_{\text{air}} \cdot \text{Kcal}^{-1}$$

Nous avons pour : $T_3 = 705,58 \text{ K}$

$$\Rightarrow T_{\text{moy}} = 895,15 \text{ K} \Rightarrow C_{pa} = 1,11 \text{ KJ} \cdot \text{Kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$T_4 = 1223,15 \text{ K}$$

Avec C_{pa} : est la chaleur massique à pression constante de l'air.

$$\alpha = \frac{PCI \cdot \eta_{CC}}{G_0 \cdot C_{Pa} \cdot (T_4 - T_3)}$$

$$\Rightarrow \alpha = 4,9$$

7 - 2 - La pression :

Considérons que l'apport de chaleur est d'une façon isobare : $P_4 = P_3 = 7,268 \text{ bars}$

7 - - La température :

D'après le constructeur nous avons $T_4 = 950^\circ\text{C} = 1223,15 \text{ K}$.

7 - 3 - La masse volumique :

$$\rho_4 = \frac{P_4}{r \cdot T_4} = 2,07 \text{ Kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Donc :

$$P_4 = 7,268 \text{ bars} ; T_4 = 1223,15 \text{ K} ; \rho_4 = 2,07 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

8 - Les paramètres des gaz avant le premier étage de la turbine (THP) :

8 - 1 - La pression:

$$P_{4b} = P_4 - \Delta P ; \text{ où } \Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2$$

ΔP_1 : Pertes de pression dans la conduite des gaz qui est de même égale a:

$$\Delta P_1 = 0,005 \text{ bars}$$

ΔP_2 : pertes de pression dans la tuyère d'entrée de la roue turbine haute pression :

$$\Delta P_2 = \frac{1 - \eta_{tu}}{\eta_{tu}} \rho_{4a} \frac{C_{4b}^2 - C_{4a}^2}{2} = \frac{1 - 0,9}{0,9} 2,07 \frac{110^2 - 40^2}{2} = 1207,5 \text{ Pa}$$

Avec :

C_{4b} est la vitesse des gaz a la sortie de la tuyère d'entrée de la roue turbine

$$HP = 110 \text{ m} \cdot \text{sec}^{-1};$$

C_{4a} est la vitesse des gaz a l'entrée de la tuyère d'entrée de la roue turbine

$$HP = 40 \text{ m} \cdot \text{sec}^{-1};$$

η_{tu} : Rendement de la tuyère d'entrée de la roue turbine $HP = 0,9$;

D'ou:

$$\Delta P = 0,005 + 0,01207 = 0,017 \text{ bars}$$

$$P_{4b} = 7,268 - 0,017 = 7,25 \text{ bars}$$

8 - 2 - La température :

$$T_{4b} = T_4 = 1223,15 \text{ K} ;$$

8 - 3 - La masse volumique :

$$\rho_{4b} = \frac{P_{4b}}{r \cdot T_{4b}} = 2,065 \text{ Kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Donc:

$$P_{4b} = 7,25 \text{ bars}; T_{4b} = 1223,15 \text{ K}; \rho_{4b} = 2,065 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

9 - Les paramètres des gaz après le dernier étage de la turbine (THP):

9 - 1 - La pression :

Nous avons le Rendement mécanique de la transmission: compresseur-turbine :

$$\eta_{mc} = \frac{W_C}{W_{THPr}} = 0,98 \quad \Rightarrow \quad W_{THPr} = \frac{W_C}{\eta_{mc}} = \frac{282,44}{0,98} = 288,20 \text{ KJ} \cdot \text{Kg}^{-1}$$

Avec:

W_{Cr} et W_{THPr} : sont respectivement travaux massiques réels du compresseur et de la turbine HP ;

Avec

$$W_C = h_2 - h_1 = C_{p_m}(T_{2a}, T_{1b}) \cdot (T_{2a} - T_{1b}) = W_{THPr} \cdot \eta_{mc} \quad (\text{III-9})$$

Et nous avons d'après le rendement isentropique :

$$\eta_{iTHP} = \frac{W_{THPr}}{W_{THPis}} = \frac{C_{p_m}(T_{4b}, T_{5a}) \cdot (T_{4b} - T_{5a})}{C_{p_m}(T_{4b}, T_{4ais}) \cdot (T_{4b} - T_{4ais})}$$

Avec :

W_{THPr} et W_{THPiS} : sont respectivement travaux massiques réels et isentropiques et de la turbine

HP

$$W_{THPr} = \eta_{iTHP} \cdot C_{p_m(T_{4b}, T_{4ais})} \cdot T_{4b} \cdot \left(1 - \frac{T_{4ais}}{T_{4b}}\right) \quad (\text{III -10})$$

Et aussi pour une détente isentropique :

$$\frac{T_{4b}}{T_{4ais}} = \left(\frac{P_{4b}}{P_{5a}}\right)^m \Rightarrow \frac{T_{4ais}}{T_{4b}} = \left(\frac{P_{4b}}{P_{5a}}\right)^{-m} = \varepsilon_{THP}^{-m} \quad (\text{III -11})$$

$$\text{Avec } \varepsilon_{THP} = \frac{P_{4b}}{P_{5a}};$$

D'où d'après (III-7) et (III-10) nous aurons :

$$W_{THPr} = \eta_{iTHP} \cdot C_{p_m(T_{4b}, T_{4ais})} \cdot T_{4b} \cdot (1 - \varepsilon_{THP}^{-m}) \quad (\text{III -12})$$

Et d'après (III-9) et (III-12) nous avons :

$$C_{p_m(T_{2a}, T_{1b})} \cdot (T_{2a} - T_{1b}) = \eta_{mc} \cdot \eta_{iTHP} \cdot C_{p_m(T_{4b}, T_{4ais})} \cdot T_{4b} \cdot (1 - \varepsilon_{THP}^{-m}) \quad (\text{III -13})$$

$$\text{Posons } C_{p_m(T_{4b}, T_{4ais})} = C_{p_g}$$

Prenons comme approximation $\gamma = 1,4$ donc $C_{p_g} = 1004,5 \text{ KJ} \cdot \text{Kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

$$\text{Doncm} = \frac{1,4-1}{1,4} = 0,285$$

AN:

$$1016 \cdot (567,15 - 289,15) = 0,98 \cdot 0,88 \cdot 1004,5 \cdot 1223,15 \cdot (1 - \varepsilon_{THP}^{-0,285})$$

$$\Rightarrow 0,26 = 1 - \varepsilon_{THP}^{-0,285}$$

$$\Rightarrow 0,74 = \varepsilon_{THP}^{-0,285}$$

$$\Rightarrow \varepsilon_{THP} = 2,87$$

D'où:

$$\varepsilon_{THP} = \frac{P_{4b}}{P_{5a}} = 2,87 \Rightarrow P_{5a} = \frac{7,25}{2,87} = 2,52 \text{ bars}$$

9 - 2 - La température :

$$\frac{T_{4b}}{T_{4ais}} = \left(\frac{P_{4b}}{P_{4a}}\right)^m \Rightarrow \frac{T_{4b}}{T_{4ais}} = 2,87^{0,285} = 1,35$$

$$T_{4ais} = \frac{1223,15}{1,35} = 906\text{K}$$

Admettons que $C_{p_m(T_{4b}, T_{5a})} = C_{p_m(T_{4b}, T_{4ais})}$

Donc d'après la relation (III-10) nous avons:

$$\eta_{iTHP} = \frac{T_{4b} - T_{5a}}{T_{4b} - T_{4ais}} = 0,88 \Rightarrow T_{5a} = T_{4b} - 0,88 \cdot (T_{4b} - T_{4ais})$$

$$T_{5a} = 1223,15 - 0,88 \cdot (1223,15 - 906)$$

$$T_{5a} = 944K$$

9 - 3 - La masse volumique :

$$\rho_{5a} = \frac{P_{4a}}{r \cdot T_4} \Rightarrow \rho_{5a} = \frac{5,52 \cdot 10^5}{287 \cdot 944} = 0,93 \text{ Kg. m}^{-3}$$

Donc :

$$P_{5a} = 5,52 \text{ bars} ; T_{5a} = 944K ; T_{4ais} = 906K ; \rho_{5a} = 0,93 \text{ Kg. m}^{-3}$$

10 - Les paramètres des gaz avant le premier étage de la turbine BP:

10 - 1 - La pression :

$$P_{5d} = P_{5a} - \Delta P$$

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3$$

ΔP_1 : les pertes de pression dans le diffuseur de sortie de la turbine HP :

$$\Delta P_1 = (1 - \eta_{ds}) \rho_{5a} \frac{C_{5a}^2 - C_{5b}^2}{2} = (1 - 0,6) 0,91 \frac{90^2 - 40^2}{2} = 1183 \text{ Pa}$$

Avec :

C_{5a} est la vitesse des gaz à l'entrée du diffuseur de sortie de la turbine HP = 90 m .sec⁻¹ ;

C_{5b} est la vitesse des gaz à la sortie du diffuseur de sortie de la turbine HP 40 m .sec⁻¹ ;

η_{ds} : rendement du diffuseur de sortie de la turbine HP = 0.6

ΔP_2 : les pertes de pression dans la tuyère à l'entrée de la TBP :

$$\Delta P_2 = \frac{1 - \eta_{tu}}{\eta_{tu}} \rho_{5a} \frac{C_{5d}^2 - C_{5c}^2}{2} = \frac{1 - 0,9}{0,9} 0,91 \frac{120^2 - 40^2}{2} = 674 \text{ Pa}$$

Avec :

C_{5d} : est la vitesse des gaz a l'entrée de la tuyère d'entrée de la turbine BP = 120 m .sec⁻¹ ;

C_{5c} : est la vitesse des gaz a la sortie de la tuyère d'entrée de la turbine BP = 40 m .sec⁻¹ ;

η_{tu} : rendement de la tuyère d'entrée de la roue turbine BP = 0,9 ;

ΔP_3 : les pertes de pression dans la conduite (5b:5c) estimées égale a 0,005×10⁵ Pa ;

D'où :

$$\Delta P = 1183 + 647 + 500 = 2330 \text{ Pa}$$

$$P_{5d} = 2,52 - 0,0233 = 2,5 \text{ bars}$$

10 - 2 - La température :

Prenons : $T_{5d} = T_{5a} = 944\text{K}$

10 - 3 - La masse volumique :

$$\rho_{5d} = \frac{P_{5d}}{r \cdot T_5} = 0,92 \text{ Kg. m}^{-3}$$

Donc :

$$P_{5d} = 2,5 \text{ bars} ; T_{5d} = 944 \text{ K} ; \rho_{5d} = 0,92 \text{ Kg. m}^{-3}$$

11 - Les paramètres des gaz après le dernier étage de la turbine BP:

11 - 1 - La pression :

La pression statique à la sortie du silencieux P_6 est égale à la pression atmosphérique P_1 .

D'après le constructeur les pertes de pression dans les parties 6a:6b et 6b:6 (au niveau du diffuseur) environ égale à 1,5% d'où nous avons :

$$P_{6a} - 0,015 P_{6a} = P_6 = 1,013 \Rightarrow P_{6a} = \frac{P_6}{1-0,015} = \frac{1,013}{0,985}$$

$$\Rightarrow P_{6a} = 1,028 \text{ bars}$$

11 - 2 - La température :

$$T_6 = T_{6a} = 493^\circ\text{C} = 766,5\text{K}$$

Pour le calcul de la température isentropique ($T_{5\text{ais}}$) :

$$\varepsilon_{\text{TBP}} = \frac{P_{5d}}{P_{6a}} \Rightarrow \frac{2,5}{1,028} = 2,43$$

$$\Rightarrow \varepsilon_{\text{TBP}} = 2,43$$

Et nous avons d'après :

$$T_{6a} = T_6 = 766,15 \text{ K}$$

$$\Rightarrow T_{\text{moy}} = 855 \text{ K} \Rightarrow C_{p_m}(T_{5d}, T_{6a}) = 1,148 \text{ KJ} \cdot \text{Kg}^{-1}$$

$$T_{5d} = 944 \text{ K}$$

$$\text{Et } \gamma = 1,33 \Rightarrow m = 0,25$$

Pour une détente isentropique nous avons :

$$\frac{T_{5d}}{T_{5\text{ais}}} = \left(\frac{P_{5d}}{P_{6a}}\right)^m \Rightarrow \frac{T_{5d}}{T_{5\text{ais}}} = 2,43^{0,25} = 1,25 \text{ (III -14)}$$

$$T_{5\text{ais}} = \frac{T_{5d}}{1,25} = \frac{944}{1,25} = 755,2 \text{ K}$$

11 - 3 - La masse volumique :

$$\rho_{6a} = \frac{P_{6a}}{r \cdot T_{6a}} = 0,46 \text{ Kg. m}^{-3}$$

Donc :

$$P_{6a} = 1,028 \text{ bars} ; T_{6a} = 766,15\text{K} ; T_{6ais} = 755,2\text{K} ; \rho_{6a} = 0,46 \text{ Kg. m}^{-3}$$

12- Paramètres de gaz après installation de l'échangeur de chaleur :

12 -1 - La température chaude de sortie de l'échangeur :

Le flux d'échange de chaleur réel s'exprime comme suit :

$$\varphi = G_g \cdot C_{pg} \cdot (T_{ce} - T_{cs}) = 20616,4\text{KW} \Rightarrow T_{cs} = T_7 = 626,85\text{K}$$

12-2- Calcul de différence de température logarithmique moyenne (ΔTLM):

Pour un échangeur à contre-courant, On a :

$$\Delta\text{TLM} = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln \frac{(T_{ce} - T_{fs})}{(T_{cs} - T_{fe})}} =$$

12-3 Calcul du débit :

1 - Travail réel de la roue turbine basse pression (W_{TBPr}):

Au niveau de la turbine à basse pression, le travail réel de la roue se calcule comme suit :

$$W_{\text{TBPr}} = h_{5d} - h_{6a} = C_{pm}(T_{5d}, T_{6a}) \cdot (T_{5d} - T_{6a}) \quad (\text{III-15})$$

Alors :

$$W_{\text{TBPr}} = 1,148 \cdot (944 - 766,15)$$

$$W_{\text{TBPr}} = 204,17 \text{ KJ. Kg}^{-1}$$

Sur l'arbre de la machine réceptrice, la puissance utile ($\mathfrak{S}_{\text{eff}}$) est égale à 26.337 MW

Avec :

$$\mathfrak{S}_{\text{eff}} = \eta_m \cdot G_g \cdot W_{\text{TBPr}} \quad (\text{III -16})$$

Avec G_g : le débit massique des gaz brulés ;

Ainsi :

$$G_g = \frac{\mathfrak{S}_{\text{eff}}}{\eta_m \cdot W_{\text{TBPr}}} = \frac{26337000}{0,98 \cdot 204170}$$

$$\Rightarrow G_g = 131,62 \text{ Kg. sec}^{-1}$$

Faisons le bilan thermique de la chambre de combustion:

Dans le cas général, le bilan pour cette chambre s'écrit:

$$\eta_{CC} \cdot PCI \cdot G_C = C_P \cdot (T_4 - T_3) \quad (\text{III-17})$$

Mais dans cette chambre comme c'est déjà énoncé dans les chapitres précédents, le débit total d'air qui rentre ne sert pas seulement à la combustion mais il a aussi pour rôle le refroidissement ainsi qu'un certain débit de fuite.

Donc l'équation de bilan thermique sera :

$$PCI \cdot G_C \cdot \eta_{CC} = G_{ac} \cdot C_{Pa} \cdot (T_4 - T_3) + G_C \cdot C_{Pc} \cdot (T_4 - T_C) \quad (\text{III-18})$$

Tel que :

$$G_{ac} = G_a - G_r - G_f \quad (\text{III-19})$$

Avec :

η_{CC} : rendement de la chambre de combustion qui tient compte de la combustion incomplète et des pertes de chaleur au milieu extérieur.

PCI : le pouvoir calorifique inférieur du combustible

G_C : le débit massique du combustible

G_a : le débit massique total de l'air qui entre dans la chambre.

G_{ac} : le débit massique de l'air qui sert juste à la combustion.

G_r : le débit massique de l'air qui sert au refroidissement.

G_f : le débit massique de l'air de fuite.

T_C : la température du combustible.

En valeurs relatives l'équation (III-18) peut s'écrire sous la forme suivante:

$$\eta_{CC} \cdot PCI \cdot q_c = (1 - q_r - q_f) \cdot C_{Pa} \cdot (T_4 - T_3) + q_c \cdot C_{Pc} \cdot (T_4 - T_C) \quad (\text{III-20})$$

Avec :

q_c : débit massique relatif du combustible : $q_c = \frac{G_c}{G_a}$

q_r : débit massique relatif de l'air de refroidissement : $q_r = \frac{G_r}{G_a}$

Pour cette turbine $q_r = 0,05$

q_g : débit massique relatif des gaz brûlés : $q_g = \frac{G_g}{G_a} = 1 - q_r -$

$q_f - q_c$

q_f : débit massique relatif des fuites : $q_f = \frac{G_f}{G_a}$

Pour cette turbine la valeur de q_f est estimée égale à $q_f = 0,01$

Donc d'après la relation (III-19), nous avons:

$$q_c = \frac{(1 - q_r - q_f) \cdot C_{p_a} \cdot (T_4 - T_3)}{\eta_{CC} \cdot PCI - C_{p_c} \cdot (T_4 - T_c)}$$

Où T_c : température de combustible (70 à 80) °C

Pour une température $T_c = 75 \text{ °C} = 348,15 \text{ K}$; $C_{p_c} = 1800$

$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$

$$q_c = \frac{(1 - 0,05 - 0,01) \cdot 1110 \cdot (1223,15 - 567,15)}{(0,97 \cdot 43245,61 \cdot 10^3) - 1800 \cdot (1223,15 - 348,15)}$$

$$\Rightarrow q_c = 0,016$$

On obtient donc :

$$q_g = 1 - q_r - q_f - q_c \Rightarrow q_g = 1 - 0,016 - 0,01 - 0,05 = 0,923$$

$$\Rightarrow q_g = 0,923$$

D'où nous avons :

$$q_g = \frac{G_g}{G_a} \Rightarrow G_a = \frac{G_g}{q_g} \Rightarrow G_a = \frac{131,62}{0,923}$$

$$\Rightarrow G_a = 142,60 \text{ Kg. sec}^{-1}$$

Le débit massique du combustible sera donc:

$$q_c = \frac{G_c}{G_a} \Rightarrow G_c = q_c \cdot G_a \Rightarrow G_c = 0,016 \cdot 142,60$$

$$\Rightarrow G_c = 2,28 \text{ Kg. sec}^{-1}$$

12-4 Calcul du rendement

Le rendement thermique global de l'installation (η_{th}) s'écrit :

$$\eta_{th} = \frac{P_{eff}}{Q_{cc}} = \frac{W_{TBPr} \cdot G_g}{PCI \cdot G_c} \quad \text{(III -21)}$$

Avec :

$$G_g = \frac{P}{\eta_{mTBP} \cdot W_{TBP}}$$

$$\eta_{th} = \frac{204170 \cdot 131,62}{43245,61 \cdot 1000 \cdot 2,28}$$

$$\Rightarrow \eta_{th} = 27,25\%$$

On a regroupé nos résultats sur un petit tableau, sur lequel on a comparé les valeurs clés du fonctionnement de la turbine à gaz ici étudiée dans les deux cas, avec et sans

récupération de la chaleur.

	P_3 (bars)	T_3 (K)	T_4 (K)	η_{th} (%)
Valeurs Calculées avec récupération	7,268	705,58	1223,15	27,25
Valeurs Calculées sans récupération	6,654	560,487	1200,15	21
Gain	0,614	145,093	23	6,25

Tableau (III-4) : Tableau comparatif des résultats

Conclusion :

L'étude d'amélioration de la performance d'une turbine à gaz est très importante. Il nous ramène à faire choix économique et fiable pour l'assurance de disponibilité de l'énergie. Un des moyens utilisés ces dernières années est la récupération de chaleur produite par les gaz brûlés sortant avec une grande vitesse de la turbine à basse pression. Après les calculs réalisés dans cette présente étude, on peut assurer qu'une telle technique est très importante pour augmenter le rendement global de l'installation.

Chapitre IV

Description de THERMOPTIM

Chapitre IV : Description de THERMOPTIM

IV.1. Définition de THERMOPTIM

THERMOPTIM est un progiciel qui permet de calculer facilement des cycles thermodynamiques relativement complexes sans recourir à des simplifications outrancières, ni de se livrer à des calculs fastidieux. Il est composé de quatre environnements de travail complémentaires interconnectés : un éditeur de schémas (ou modeleur graphique), un simulateur, des diagrammes thermodynamiques interactifs, et un environnement d'optimisation [20].

A l'origine, THERMOPTIM a été développé pour contribuer à résoudre certaines difficultés rencontrées dans l'apprentissage et l'approfondissement de la thermodynamique appliquée. Ses fonctionnalités actuelles lui permettent d'aller bien au-delà de cet objectif initial et d'être utilisé dans l'industrie, par exemple pour optimiser l'intégration de centrales électriques de future génération mettant en jeu plusieurs centaines d'éléments [19].

Etant donné que les technologies de conversion de l'énergie se présentent comme un assemblage de composants reliés entre eux (compresseurs, turbines, chambres de combustion, échangeurs...), THERMOPTIM cherche à tirer le meilleur parti des synergies qui existent entre une démarche systémique relativement novatrice et une démarche analytique et/ou empirique plus classique [19]:

- Chaque élément fonctionnel est représenté par un type primitif de THERMOPTIM approprié (corps, point, transformation, nœud, échangeur) possédant des caractéristiques propres modifiables et des variables de couplage
- Le système complet est modélisé par assemblage de ces types grâce à une interface interactive (l'éditeur graphique de schémas dans la version Java)
- La simulation du système complet est ensuite gérée par un moteur de calcul automatique qui exploite les propriétés systémiques implicitement décrites lors de la modélisation (dans la version Java).

IV.2. Les quatre environnements de travail de THERMOPTIM

L'**éditeur de schémas** permet de décrire qualitativement le système étudié. Il comporte une palette présentant les différents composants représentables (échanges de chaleur, compresseurs, organes de détente, chambres de combustion, mélangeurs, diviseurs...), et un panneau de travail où ces composants sont placés et interconnectés par des liens vectoriels. Cet environnement graphique offre une convivialité particulièrement intéressante pour visualiser et contrôler les connexions des grands projets. Il permet de surcroît de simplifier l'entrée des données lors de la création d'un nouveau projet [19].

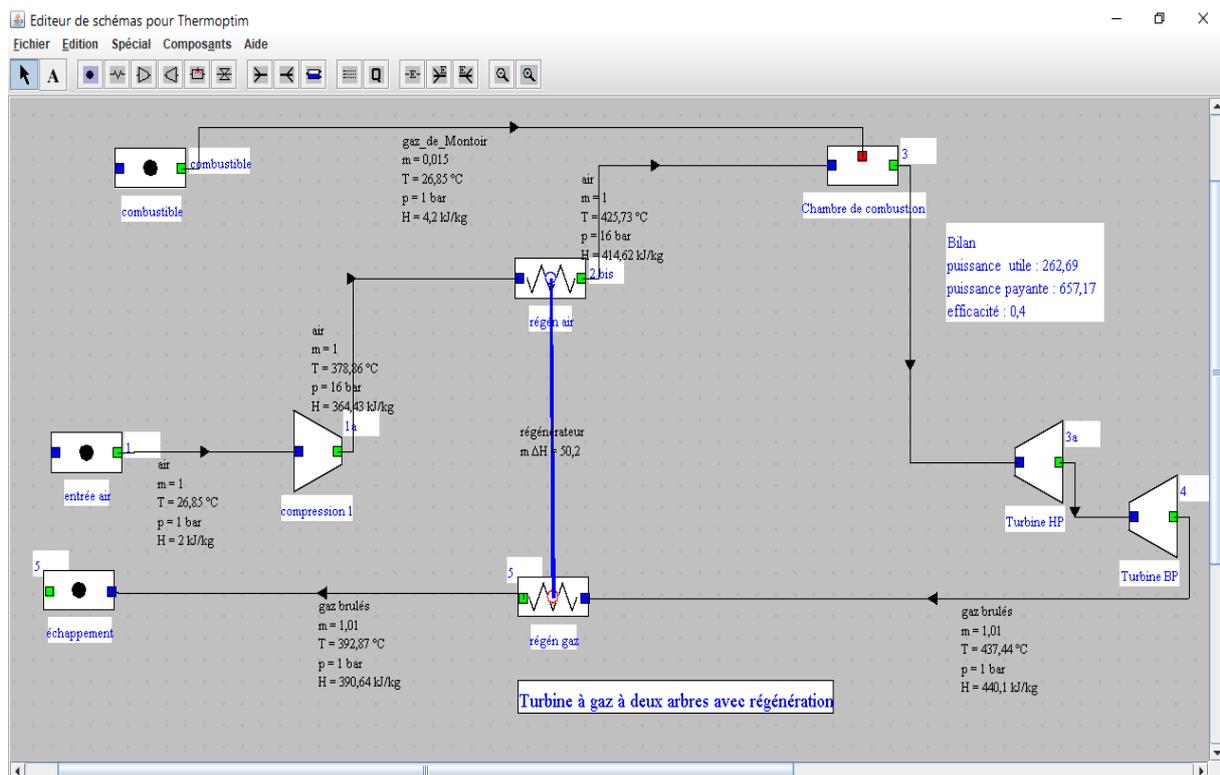


Figure IV.1 : Editeur de schémas

Le **simulateur** permet de quantifier puis de résoudre le modèle décrit qualitativement dans l'éditeur de schémas. Son écran principal donne accès aux écrans de paramétrage des propriétés (logiques et thermodynamiques) des différents éléments (les types primitifs de THERMOPTIM) mis en jeu dans les modèles générés [19].

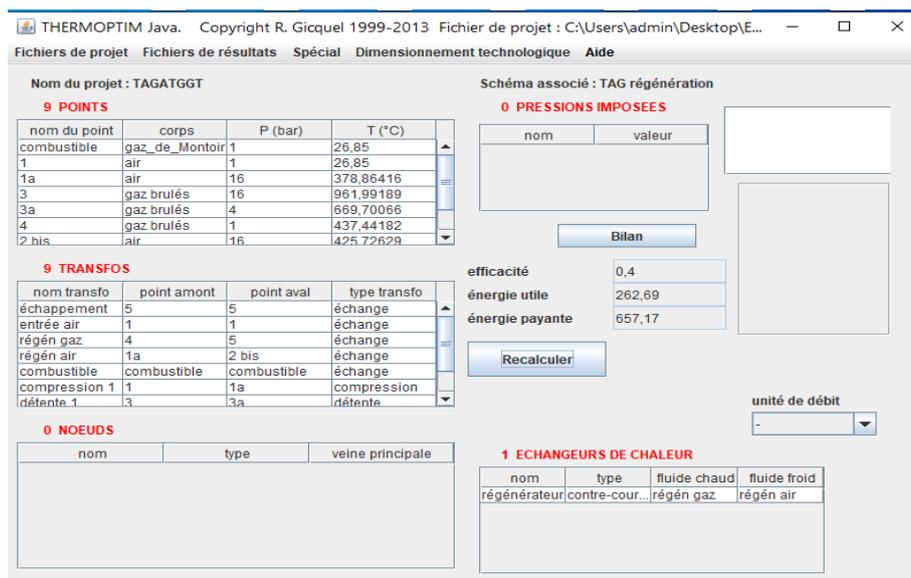


Figure IV.2 : Le simulateur

Le simulateur de THERMOPTIM calcule pas à pas les différents éléments d'un projet. Il s'agit d'un mode de calcul séquentiel, qui le distingue d'autres environnements de modélisation (matriciels) dans lesquels l'ensemble des équations du problème est résolu simultanément. Cette manière de faire, présente l'avantage qu'il est beaucoup plus facile de calculer successivement les éléments un par un que de résoudre le système complet d'un seul coup.

En revanche, elle présente deux difficultés : d'une part il peut être nécessaire d'itérer les calculs un certain nombre de fois pour trouver la bonne solution, notamment si le système est couplé, et d'autre part, pour un projet un peu complexe, la question se pose de savoir dans quel ordre les calculs doivent être effectués.

Pour résoudre cette dernière difficulté, un ensemble d'algorithmes a été mis au point. Appelé le moteur de recalcul automatique de THERMOPTIM, il constitue un élément clé de la version Java du progiciel. Un écran particulier permet de suivre les étapes des recalculs, et de ce fait de s'assurer de la pertinence de la modélisation. Par ailleurs, pour un projet un peu complexe, il peut mettre en jeu un grand nombre d'éléments comme des points, des transfos ou des nœuds. L'utilisation de l'éditeur de schémas offre généralement une bonne garantie en ce qui concerne la cohérence des connexions entre ces éléments, mais elle ne permet pas d'assurer que ceux-ci ont été

bien paramétrés. Des outils de diagnostic ont donc été développés pour cela. Ils permettent de rechercher et d'afficher les points ou les transfos qui partagent certaines caractéristiques, comme par exemple d'être calculées en système ouvert ou en système fermé, d'avoir un débit imposé...etc. Il est ainsi possible d'afficher de manière sélective les différents éléments du modèle, ce qui en facilite la vérification.

Enfin, le simulateur permet d'effectuer des analyses de sensibilité relativement simples, en faisant varier certains débits, pressions ou températures.

Les diagrammes thermodynamiques interactifs permettent, sur simple clic souris, d'afficher l'état thermodynamique complet d'un fluide, et de faciliter ainsi l'obtention des valeurs désirées. Ils peuvent aussi être utilisés pour visualiser les cycles thermodynamiques calculés par le simulateur. Cette interface contient les diagrammes suivants:

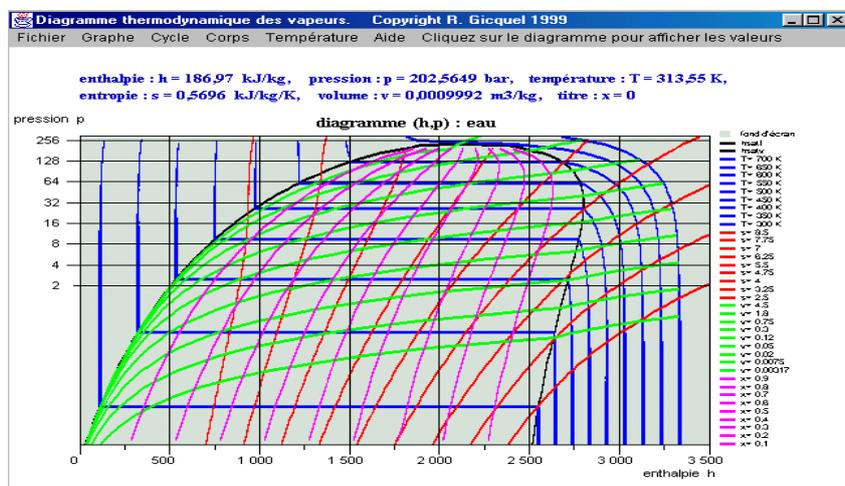


Figure IV.3 : Le diagramme (h-P) de l'eau

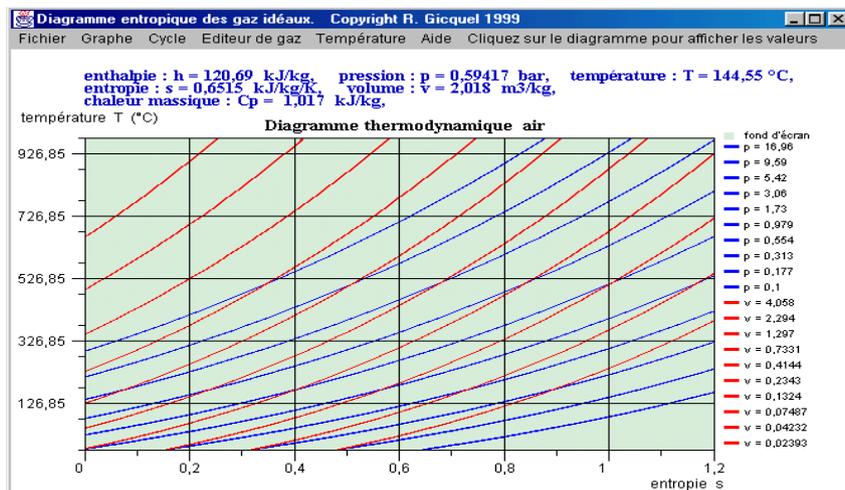


Figure IV.4 : Le diagramme thermodynamique de l'air (T-S)

Les **diagrammes de vapeurs**, qui présentent les zones liquides, équilibre liquide-vapeur et vapeur d'une quinzaine de corps purs, dont l'eau. Pour les vapeurs, les diagrammes suivants sont disponibles (en fonction du corps):

- Le diagramme (h- P) dit des frigoristes, généralement en échelle semi-logarithmique, avec l'enthalpie en abscisse et la pression en ordonnée.
- Le diagramme entropique (T- S), avec l'entropie en abscisse et la température en ordonnée.
- Le diagramme de Clapeyron (P-V), pour l'eau uniquement, avec le volume en abscisse et la pression en ordonnée.
- Le diagramme de Mollie (T- S), avec l'enthalpie en abscisse et l'entropie en ordonnée.

Des diagrammes température /entropie (T-S) des gaz idéaux, permettant de faire varier la nature du gaz (pur ou composé). Pour les gaz idéaux, les diagrammes suivants sont disponibles :

- Le diagramme entropique (T-S), avec l'entropie en abscisse et la température en ordonnée (ouvert par défaut lors du lancement de l'application).
- Le diagramme de Clapeyron (P-V), avec le volume en abscisse et la pression en ordonnée.

Des diagrammes psychrométriques permettant de faire varier d'une part la nature du gaz sec (air, mais aussi gaz purs ou composés, notamment gaz de combustion), et d'autre part la pression.

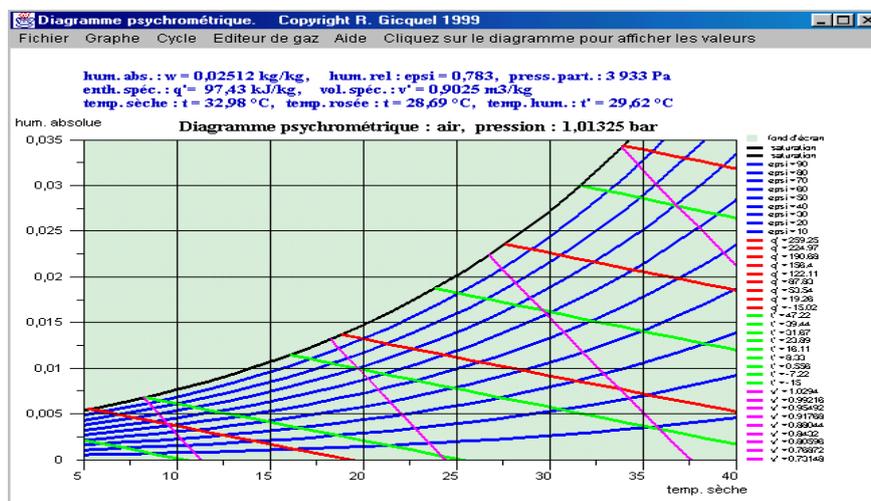


Figure IV.5 : Le diagramme psychrométrique

Pour les gaz humides (mélanges d'eau et d'un gaz idéal), les diagrammes suivants sont disponibles sur THERMOPTIM:

- Le diagramme psychrométrique ou de Carrier (W-T), avec la température de bulbe sec en abscisse et l'humidité spécifique en ordonnée.
- Le diagramme de Molliere humide (w - q') ou (w - h), avec l'humidité spécifique en abscisse et l'enthalpie spécifique en ordonnée.

Les **diagrammes des mélanges externes** qui permettent de représenter de manière simplifiée des mélanges de vapeurs calculés par un serveur de propriétés thermodynamiques autre que THERMOPTIM [21]. Les nouveaux diagrammes sont simplifiés par rapport aux autres en ce sens qu'ils ne présentent que les courbes de bulle et de rosée, ainsi qu'un seul jeu d'iso-valeurs, les isobares pour le diagramme entropique, et les isothermes pour le diagramme des frigoristes.

Ces diagrammes étant une variante des diagrammes des vapeurs, leur utilisation est expliquée dans la documentation de ces derniers.

Le quatrième environnement de travail de THERMOPTIM est sa méthode d'optimisation par intégration systémique, qui est une extension au cas des systèmes énergétiques (centrales de production d'électricité, de cogénération...etc.) de la méthode du Pincement développée dans le cadre du génie chimique pour optimiser la configuration de très gros réseaux d'échangeurs.

Cette méthode, qui distingue les irréversibilités propres aux composants de celles qui proviennent de leur arrangement au sein du système proprement dit, permet de visualiser de manière physiquement très parlante les zones critiques du système, et de mettre en évidence les irréversibilités systémiques irrémédiables. En mettant en évidence les pincements, elle identifie les endroits du système dont la conception doit faire l'objet d'un soin particulier, et constitue pour cela un guide précieux là où auparavant étaient employées des méthodes heuristiques nécessitant parfois de nombreuses itérations.

Dans THERMOPTIM, les couplages entre ces quatre environnements sont réalisés par des interfaces particulières, l'intégration la plus poussée étant réalisée

entre le simulateur et l'éditeur de schémas d'une part, et entre le simulateur et la méthode d'optimisation d'autre part.

IV.3 .Etat d'une masse fluide (les points)

Une fois que l'on dispose d'une représentation des propriétés des corps, il devient possible de calculer l'état d'une masse fluide en fonction des grandeurs représentatives intéressantes, comme la pression, la température, l'enthalpie...etc.

Dans THERMOPTIM, on définit pour cela des points où chaque point désigne une particule d'un corps et permet de déterminer ses variables d'état intensives : pression, température, capacités thermique et massique, enthalpie, entropie et l'énergie interne et exergue. Un point est identifié par son nom et celui du corps qui lui est associé. Pour le calculer, il faut :

- Soit, on spécifie au moins deux de ses variables d'état, généralement la pression et la température pour les systèmes ouverts, et le volume et la température pour les systèmes fermés.
- Soit les déterminer automatiquement en utilisant par exemple l'une des transformations définies ci-dessous.

IV.4.Transformations

Les transformations (appelées transfos dans THERMOPTIM) correspondent à des évolutions thermodynamiques subies par un corps entre deux états. Un transfo associe donc deux points tels que définis précédemment, un point amont et un point aval. De plus, elle spécifie le débit massique mis en jeu, et permet donc de calculer les variables d'état extensives, et notamment de déterminer la variation d'énergie mise en jeu.

Les transformations les plus courantes ont été modélisées et sont directement accessibles. Connaissant l'état du fluide avant la transformation, THERMOPTIM peut alors résoudre soit le problème direct, soit le problème inverse. Dans le premier cas, connaissant les caractéristiques du transfo, il calcule l'état à la fin de l'évolution et les énergies mises en jeu, et met à jour le point aval. Dans le second cas, il identifie les valeurs des paramètres du transfo pour que l'évolution choisie conduise bien à l'état du point aval tel qu'il est défini.

Chapitre V

Résultats et discussions

Les transformations peuvent être de plusieurs types : compressions, détentes, combustions, laminages, échanges de chaleur et transformations humides.

Un point ne permettant pas de préciser le débit mis en jeu, il peut être nécessaire de créer des transfos particulières, appelées transfos-points. Une transfo-point relie un point avec lui-même, et spécifie le débit massique à prendre en compte. Son type sera préférentiellement "échange".

Un cycle peut être décrit comme un ensemble de points reliés par des transformations. Dans la mesure où le débit massique de fluide est le même dans toutes les transfos, des transfos et des points suffisent pour cela, le réseau de fluide étant implicitement défini par les connexions internes. Si ce n'est pas le cas, il peut être nécessaire de compléter la description du réseau en utilisant les nœuds définis ci-dessous.

IV.5.Nœuds

Les nœuds permettent de décrire les éléments du réseau où prennent place les mélanges et les divisions de fluides. Dans un nœud, plusieurs embranchements de fluide sont reliés entre eux pour former une veine unique.

S'il s'agit d'un mélangeur, les diverses branches se rejoignent pour former une seule veine. Le débit massique de la veine principale est égal à la somme de ceux des branches, et le bilan d'enthalpie permet de calculer l'enthalpie massique et la température du mélange.

Dans THERMOPTIM, on peut mélanger entre eux plusieurs fluides différents, pourvu que le mélange soit un gaz. Cela signifie que s'il y a des vapeurs condensables parmi les fluides des branches d'un mélangeur associant plusieurs fluides distincts, on fait l'hypothèse qu'elles se retrouvent ensuite à l'état gazeux, et suivent un comportement du gaz idéal. Les mélanges de vapeurs ne sont, rappelons-le, pas encore modélisés dans le progiciel. Les propriétés du mélange sont calculées par application de la Loi de Dalton. L'utilisateur se doit de vérifier que cette hypothèse est valable. Si ce n'est pas le cas, les résultats trouvés par le progiciel peuvent être absurdes.

IV.6. Echangeurs

Les échangeurs thermiques sont des composants qui associent deux fluides, l'un qui se réchauffe, l'autre qui se refroidit, dont les évolutions sont couplées et ne peuvent être aculées indépendamment. La définition la plus simple d'un échangeur demande donc, que l'on indique quelles sont les deux transfos qu'il apparie.

THERMOPTIM peut dimensionner un échangeur, c'est-à-dire calculer la valeur que doit prendre le produit UA de sa surface d'échange par son coefficient d'échange thermique, si l'on indique quelles sont les contraintes sur les débits et les températures que l'on impose (par exemple pincement minimal, efficacité imposée...).

IV.7. Conclusion

D'après de tout ce qui précède, on a opté par l'utilisation de ce logiciel de THERMOPTIM, à cause de sa facilité de modélisation des phénomènes de conversion de l'énergie dans divers domaines industriels, et qui permet le calcul automatique de l'état complet (température, pression, volume massique, enthalpie, énergie interne, entropie, exergue) de différents fluides, qui peuvent être des gaz idéaux ou des vapeurs condensables.

Chapitre V : Résultats et discussions

V.1 Introduction

Comme l'air ambiant est nécessaire pour le fonctionnement d'une turbine à gaz, donc ses performances sont extrêmement influencées par les facteurs ambiants. A ce propose, on a commencé ce travail par l'étude de l'influence de la température, de la pression et l'efficacité de l'échangeur sur les performances de la turbine à gaz d'un cycle simple sans récupération de chaleur, par la suite l'étude sera suivie des effets récupération de chaleur sur les caractéristiques principales de la MS 5002B dans logiciel de THERMOPTIM.

Pour que la régénération puisse être utilisée, il faut que la température de sortie turbine soit supérieure à ma température de sortie compresseur, ce critère dépend principalement de deux facteurs : le taux de compression, et la température d'entrée turbine.

V.2. Influence du rapport de pression

Le taux de compression du compresseur de la TAG est considéré parmi les paramètres les plus importants qui influencent considérablement sur les performances des turbines à gaz.

V.2.1. Sur la puissance du compresseur

Pour bien analyser l'effet de ce paramètre, on lance des calculs pour plusieurs valeurs de τ_c . Sur la figure suivante (V.1), on a représenté la variation de la puissance absorbée par le compresseur en fonction du rapport de compression pour différentes valeurs de température ambiante. On constate que le rapport de pression favorise bien la puissance absorbée par le compresseur, cela s'explique par l'augmentation de l'enthalpie qui croit en augmentant la variation de température aux bornes du compresseur ($T_2 - T_1$). On peut également constater que la puissance absorbée par le compresseur augmente avec la température ambiante puisque T_2 croit considérablement lorsqu'on augmente légèrement T_1 .

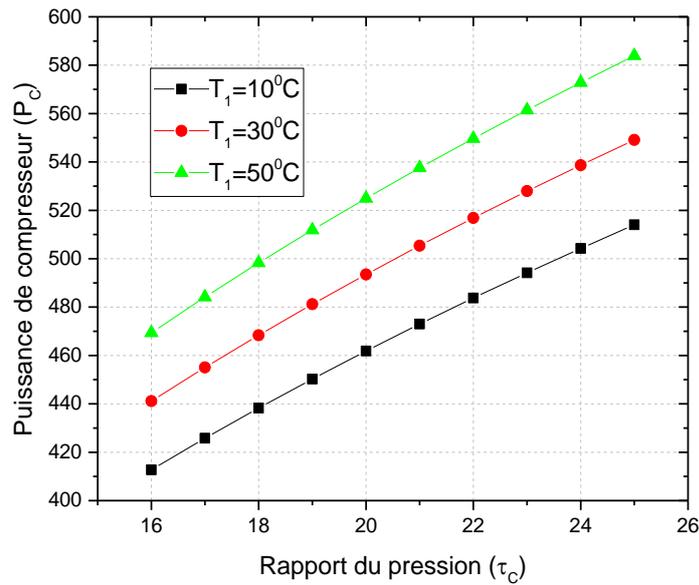


Figure (V-1) : l'influence de rapport de pression sur la puissance de compression

V. 2. 2. Sur la puissance utile et le rendement thermique

Les figures (V-2 et V-3) visualisent la variation de la puissance utile P_c et rendement thermique η_{th} en fonction de taux de compression τ_c pour différentes valeurs de température d'admission T_1 , on remarque que la puissance utile et le rendement thermique global ont les mêmes allures. Ces mêmes figures montrent clairement que le rendement thermique global est sensiblement affecté par la variation de la température d'entrée au compresseur, donc η_{th} diminue avec l'augmentation de T_1 , cela est interprété au fait que la puissance du compresseur P_c augmente lorsque T_1 augmente qui cause une diminution de la puissance utiles, donc diminution du rendement global thermique.

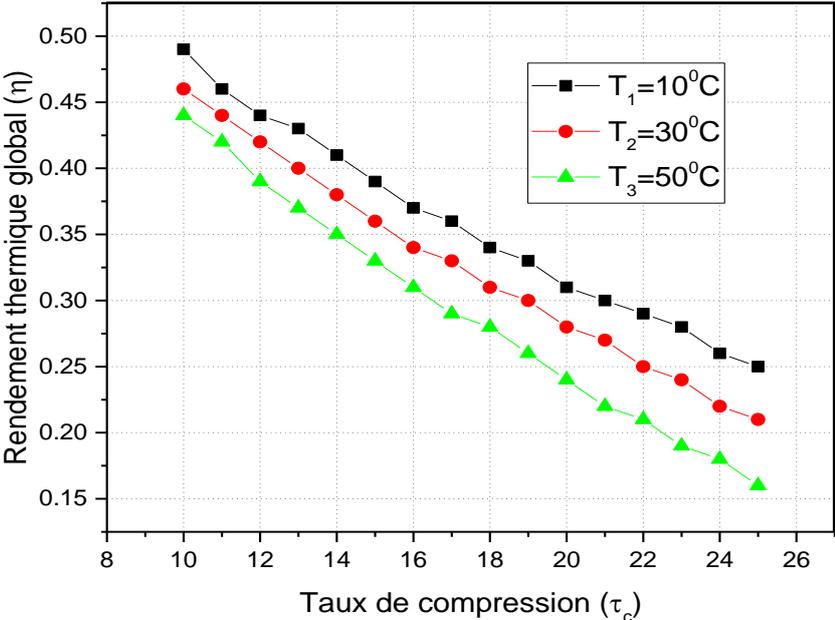


Figure (V-2) : l'influence de rapport de pression sur le rendement thermique global

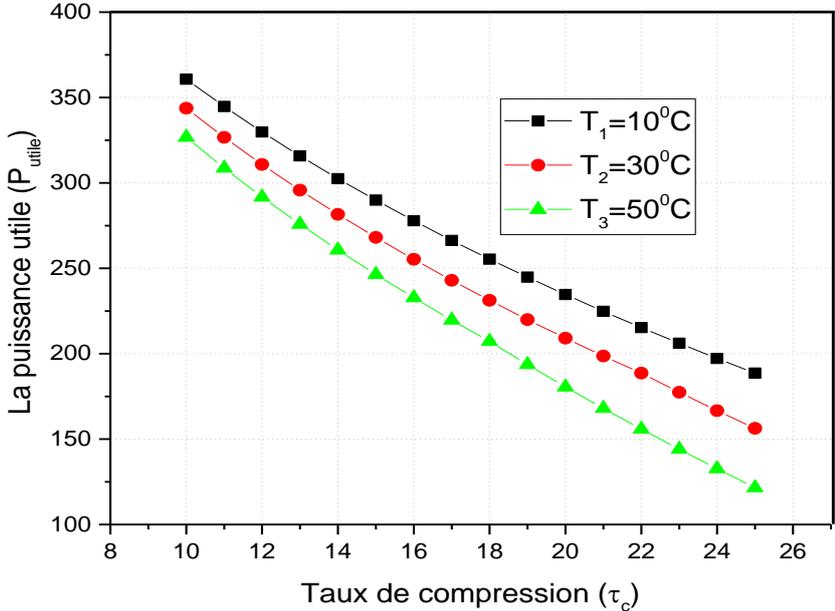


Figure (V-3) : L'influence du rapport de pression sur la puissance utile

V.3. Influence la température ambiante

V.3.1. Sur la puissance utile et le rendement thermique

Les figures (V.4 et V.5) montrent une comparaison entre les résultats de calcul obtenus pour un cycle simple et d'autres obtenus pour un cycle de récupération de la chaleur au cours du fonctionnement de la machine. Les résultats révèlent que le rendement thermique global et la puissance utile sont inversement proportionnels à la température ambiante (variation quasiment linéaire), ceci pour les deux cas (avec récupération et sans récupération). Cette diminution est due à l'augmentation de la puissance absorbée par le compresseur lorsque la température de l'air ambiante augmente. On note que le rendement est fortement influencé par la température ambiante dans le cycle avec récupération, car sa pente de variation est plus élevée par rapport au cycle sans récupération

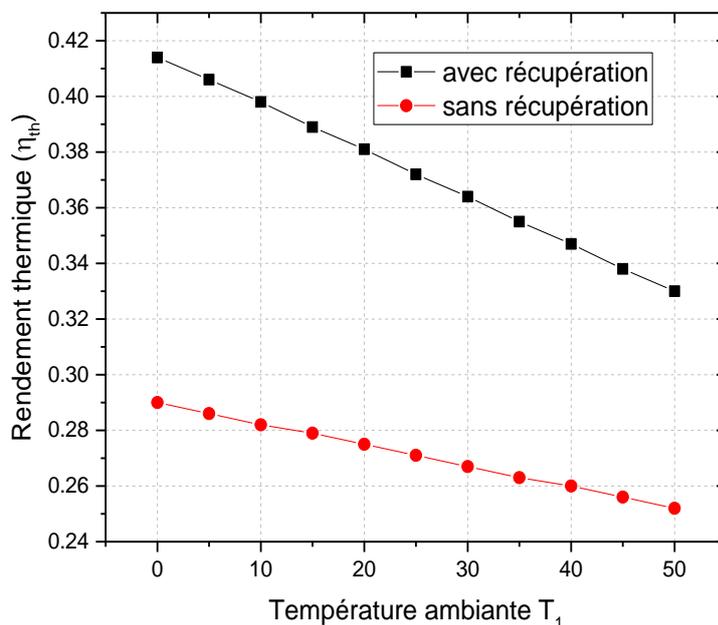


Figure (V.4) : L'influence de la température T_1 sur le rendement sans et avec récupération

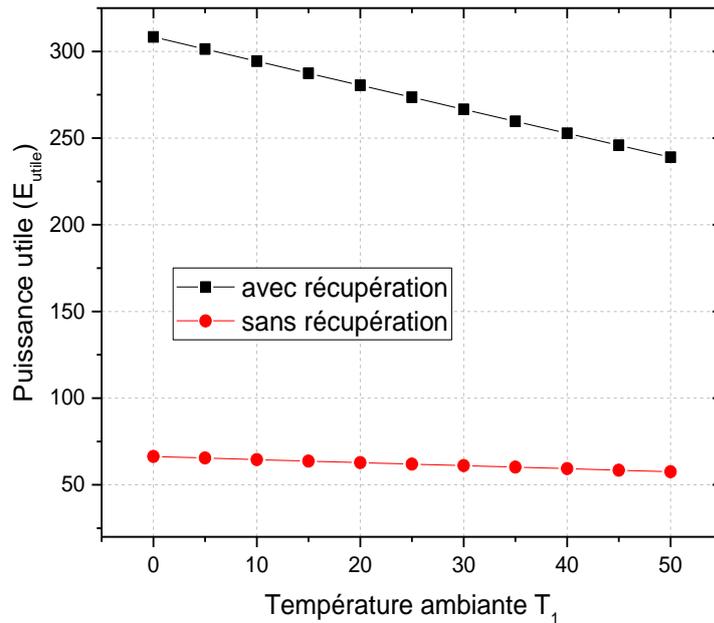


Figure (V.5) : L'influence de la température T_1 sur la puissance utile sans et avec récupération

V.3.2. Sur les températures de sorties de différentes sections

La figure(V.6) représente l'effet de la température ambiante sur les profils des températures se sortie du régénérateur ainsi que sur les deux turbine (HP, BP), on constate bien que plus la température d'aspiration T_1 augmente plus que les autres températures de sortie au niveau de chaque composant augmentent également.

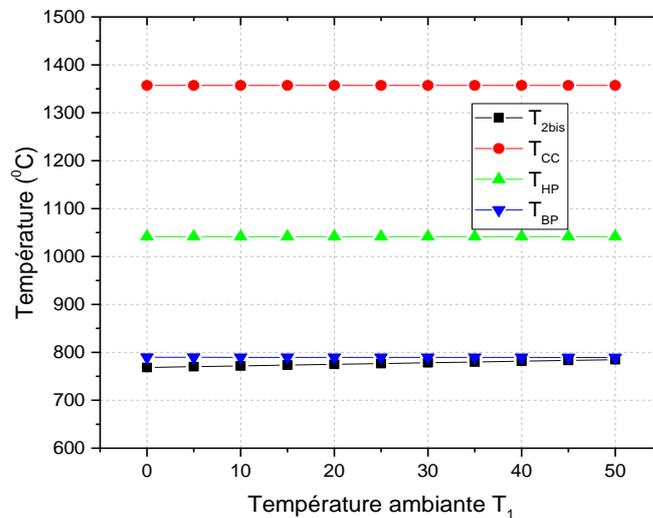


Figure (V.6) : l'influence de la température ambiante sur les températures de sortie de différentes sections

V.4. L'influence du rapport de détente

V.4.1. Sur le rendement thermique global

Sur les figures (V.7 et V.8), on a étudié la variation du rendement thermique global en fonction du rapport de détente de la turbine à basse pression (TBP) pour différentes valeurs du rendement polytropique du compresseur, ceci pour les deux cas de cycle étudiés (avec et sans récupération de la chaleur).

La figure(V.7) nous montre bien que le rendement thermique augmente avec l'augmentation de τ_{TBP} . On peut constater sur cette courbe que le rendement polytropique du compresseur est un facteur favorisant, car lorsqu'on augmente ce dernier le rendement thermique global augmente également

A travers la figure (V.8), on peut remarquer que le rendement η_{th} est considérablement influencé par le rapport de détente (τ_{TBP}). Pour un rendement polytropique du compresseur donnée, on voit bien que le rendement thermique décroît avec l'augmentation de τ_{TBP} . On constate également sur cette figure que le rendement thermique η_{th} dans le cas du cycle avec récupération est décroît graduellement avec la croissance du rendement polytropique.

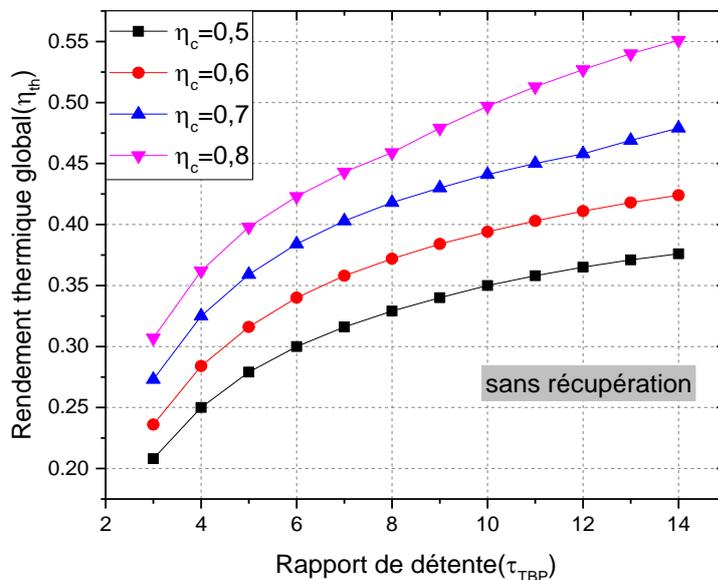


Figure (V.7) : variation du rendement en fonction de rapport de détente sans récupération

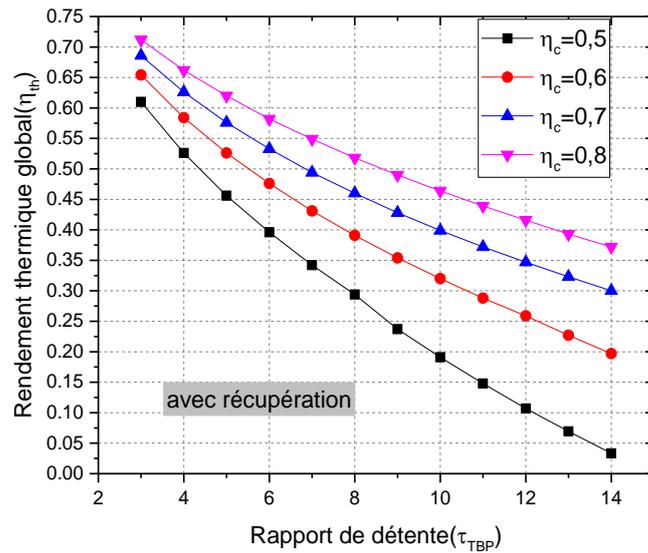


Figure (V.8) : variation du rendement en fonction de rapport de détente avec récupération

V.5. L'influence l'efficacité de l'échangeur

V.5.1. Sur le rendement thermique global et la puissance utile

Pour comprendre l'effet de la récupération de chaleur à travers l'échangeur de chaleur placé entre le compresseur et la chambre de combustion, on a étudié la variation du rendement thermique globale et la puissance utile en fonction de l'efficacité de cet échangeur, on fait varier la température d'entrée T_1 (figures (V.9 et V.10)). Les résultats montrent que quand l'efficacité ϵ croit la puissance utile croit, donc le rendement automatiquement augmente.

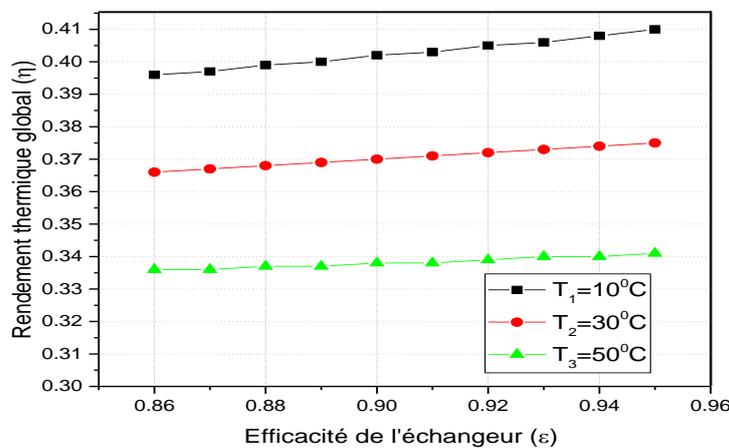


Figure (V.9) : La variation du rendement en fonction de l'efficacité de l'échangeur

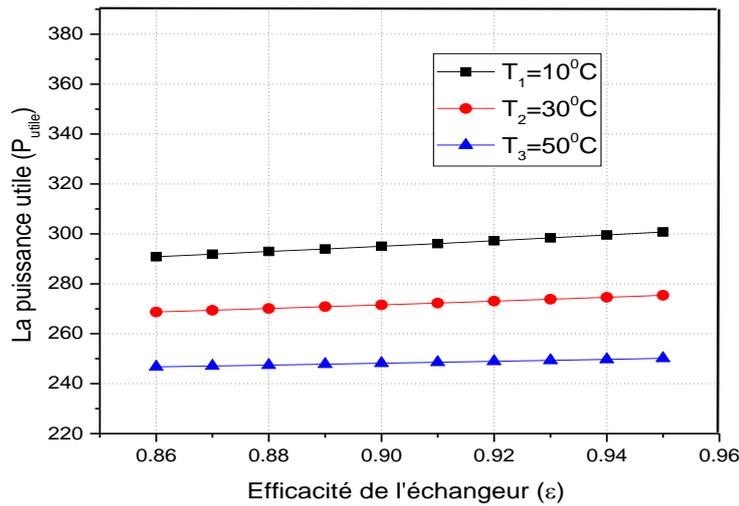


Figure (V.10) : La variation de la puissance utile en fonction de l'efficacité de l'échangeur

Conclusion

Dans ce chapitre, On a effectué une simulation numérique en utilisant logiciel de thermoptim, afin d'analyser l'amélioration des performances de la turbine à gaz. Notre objectif principal est d'étudier l'influence de certains paramètres comme la température de l'air ambiant, le taux de compression, le taux de détente et l'efficacité de l'échangeur de chaleur.

Nous avons constaté que la réchauffe de l'air à l'entrée de la chambre de combustion augmente le rendement thermique globale. On a également constaté que le rendement thermique est sensiblement affecté par la température de l'air ambiant et le taux de compression de compresseur.

Conclusion générale

Conclusion générale

Conclusion générale

Les turbines à gaz sont utilisées dans le monde entier pour la génération de l'électricité dans les centrales thermique et dans l'industrie des hydrocarbures .Elles sont implantées dans différents endroits géographiques avec des conditions climatiques variables en température, pression et humidité relative.

Le cycle de turbine à gaz est un cycle très souple (Brayton) de telle sorte que ses performances, peuvent être améliorées en ajoutant des composants supplémentaires à l'installation. L'augmentation de la température ambiante influe directement sur l'amélioration des performances (puissance utile produite, produite, rendement thermique) de l'installation de turbine à gaz étudiée.

Une étude thermodynamique de la turbine à gaz MS5002C a été réalisée et a montré que ses performances dépendent sensiblement des conditions d'exploitations, à savoir la température ambiante, cette dernière est considérée comme le facteur le plus influençant sur le rendement thermique de ce type des machines thermiques.

Afin d'améliorer les performances de la turbine à gaz, une solution a été adoptée en réchauffant l'air à l'entrée de la chambre de combustion et ce en utilisant un échangeur de chaleur qui récupère une partie de chaleur contenue dans les gaz d'échappement.

Nous avons constaté que le fait de ramener la température de l'air juste à l'entrée de la chambre plus élevée par rapport à celle sortant du compresseur, cela permet un gain sur le rendement de 6,25%, en atteignant un rendement thermique de l'ordre de 27,25 % contre 21% pour le sans amélioration.

L'utilisation de THERMOPTIM nous a donné une approche importante pour comprendre le principe de fonctionnement de la turbine à gaz ainsi que l'influence de certains paramètres sur sa performance.

Enfin, cette étude nous a permis d'approfondir nos connaissances théoriques sur les turbines à gaz et leur position importante dans le domaine industrielle et particulièrement sur la production de l'énergie électrique.

Le présent travail établit des perspectives de développement en essayant de combiner d'autre forme de solutions à celles présentées, notamment l'injection de vapeur dans la chambre de combustion.

Références bibliographiques

Références

- [1] C.R. Cortès et al, "Gas Turbines Inlet Air Cooling Techniques: An OverView of Current Technologies", Power-Gen International (2003).
- [2] Yap, M.R et al, "Simulation of Producer Gas Fired Power Plants with Inlet Fog Cooling and Steam Injection", Power for Land (2006) PP 8-11.
- [3] C.D. McCracken, "Off-peak Air-conditioning: a major Energy Saver", ASHRAE J (1991) PP 12-13.
- [4] Deboln, B et al, "Retrofitting, Life Extension and Réhabilitation of Heavy Duty Gas Turbines", conférence proceedings (1998)
- [5] W. Wagner et al, " The IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use", J. Phys.fe V Chem.Ref. Data 31 (2002).
- [6] https://encyclopedie_universelle.academic.ru/21317/TURBINES_%C3%80_GAZ
- [7] M. BENICHLER & A. MOHAMMEDI, Etude et Rénovation de la turbine à gaz MS 5002C de Hassi R'mel, thèse master, Université Abou Bakr Belkaid Tlemcen, 2014.
- [8] S. M. Yahia, 1984, « Turbines compressors and fan », published by tata Mc Graw-Hill publishing. Company Limited National Aeronautical Laboratory Bangalor-India, janvier 1984.
- [9] Techniques de l'ingénieur (B4410), « Turbine à gaz aéronautiques et terrestre ».Version PDF en français.
- [10] Document de l'entreprise, « Manuel d'utilisation de la turbine à gaz MS 5002b », Nouvo bignone, 1997.
- [11] GE power system, « Manuel d'utilisation de la turbine à gaz MS 5002b », Report for training centre of HassiR'mel, Nouvo bignone, 1997.
- [12] General Electric Service, « Installation et Service Engineering International Département », Documentation interne SONATRACH.
- [13] NEGJMI SOFIANE, « étude et analyse technologiques, calcule thermodynamique de la puissance de sortie d'une turbine à gaz MS 5002b », mémoire de fin cycle pour l'obtention du l'ingénieur d'état, université de Biskra, 2011.
- [14] Libdri Mohammed El-amine, Benbouzaine Fatima : «Amélioration des Performances thermodynamiquesde la Turbine à Gaz MS5002C Par Refroidissement d'air à l'entrée du compresseur axial et récupération de chaleur» ; mémoire de master, Université Abou Bekr Belkaid de Tlemcen, 2011.
- [15] NEGJMI SOFIANE, « étude et analyse technologiques, calcule thermodynamique de la puissance de sortie d'une turbine à gaz MS 5002b », mémoire de fin cycle pour l'obtention du l'ingénieur d'état, université de Biskra, 2011.
- [16] S.BRAHIMI, H.MOSLI, D.BENSEDDIK ; « Etude d'une turbine à gaz MS 5002B» Mémoire master, encadré par : Mr. A.ZEROUATI, Université Kasdi Merbah-Ouargla, 2013
- [17] ABDELKADIR BELHADJ, FAROUK KHODJA, Machines thermiques pour l'industrie du gaz, Université Abou Bakr Blkaid, TlemOualidcen, 2013.

Références bibliographiques

- [18] *GUEMOURI Aghiles & MERDAS* ; « Contribution à la surveillance de la turbine à gaz MS 5002b par réseaux de neurones artificiels » mémoire de master, encadré par : *Mr. RAHMOUNE*, UNIVERSITÉ HAMED BOUGARA-BOUMERDES, 2016.
- [19] BEN AMOR, Y. REZIG, T., "Calcul énergétique d'une turbine à gaz, mémoire d'ingénieur (Université Mohamed Khider - Biskra, 2010.
- [20] R.GICOQUEL « Utilisation et conception de classes externe corps, transfos et nœuds externe, THERMOPTIM manuel références tome III », (R.GICOQUEL ; Octobre 2018).
- [21] R.GICOQUEL « Simulation méthodologie de construction et de vérification des modèles .THERMOPTIM manuel références tome II », (R.GICOQUEL, Mai 2017).