



République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Amar Thelidji- Laghouat

FACULTE : TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT : GÉNIE DES PROCÉDÉS

MEMOIRE DE MASTER

Présenté par : AZIZI Toufik

GOURINE Med Yacine

DOMAINE : Sciences et Technologies

FILIERE : Hydrocarbures

OPTION : Génie Gazier

Thème

**Etude thermodynamique et environnementale de la
performance d'une turbine à gaz
MS3002**

Jury de soutenance :

Nom et Prénom	Grade	qualité
Mechraoui Omar	MCA	Président
Merigui Khaled	MCA	Examineur
Abdelmouiz Ahmed	MCB	Rapporteur

Promotion : JUIN 2024

Dédicace

Ce modeste travail est dédié :

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

A mon encadreur **Dr : Abdelmouiz Ahmed** pour ses efforts et Ses conseils.

A mon cher fils, mes chères filles, ainsi que mes amis **B. Azzo, B. L'haj Ahmed, S. Lakhdar** qui m'ont toujours aidé et encouragé, qui étaient toujours à mes côtés, et qui m'ont accompagné durant mon chemin d'études supérieures.

Azizi Toufik

Dédicace

Je dédier ce modeste travail de thème :

A toute la Famille plus spécialement a mes parents

Ils m'ont toujours encouragé et aidé à mes études ;

Son amour et son compréhension ont été pour moi une source

De force Ainsi qu'à moi-même et à mon promoteur, Dr **Abdelmouiz
Ahmed**

C'est un travail digne d'un bon nombre d'années

D'études

Gourine Yacine

Remerciements

*Nous devons tout d'abord remercier ALLAH, pour nous avoir donné la santé et la force pour accomplir ce travail. Le grand merci à notre encadreur **Dr. Abdelmouiz Ahmed**, pour nous confier ce thème de recherche, pour ses précieux conseils tout au long de la réalisation de ce travail. Nous tenons également à remercier les membres du jury **Dr. Mechraoui Omar** et **Dr. Merigui Khaled** Pour l'honneur. Qu'ils nous ont accordé d'accepter de jugement sur notre travail. Nous tenons également à remercier tous les enseignants du Département de génie Procédés, qui ont contribué à notre formation.*

Liste des figures

Figure I.1 : Classification générale des turbines.....	2
Figure I.2 : Turbine mono-Arbre	3
Figure I.3 : Turbine bi-Arbre	4
Figure I.4 : Turbine a action et a réaction	6
Figure I.5 : Cycle ouvert de la turbine a gaz	6
Figure I.6 : Turbine à gaz avec régénération	7
Figure I.7 : Turbine à gaz MS3002	8
Figure I.8 : Partie section d'admission d'air	10
Figure I.9 : système de lancement	11
Figure I.10: Carter d'admission	12
Figure I.11: Compresseur axial	13
Figure I.12 : Chambres de combustion	14
Figure I.13: Arrangement d'une chambre de combustion	14
Figure I.14 : Tubes a Flamme	15
Figure I.15 : Injecteurs	15
Figure I.16 : Pièces de transition	16
Figure I.17 : Une chambre de combustion	16
Figure I.18 : Directrice Fixe	16
Figure I.19 : Directrice Variable	17
Figure I.20 : Carter de la Turbine	18
Figure I.21 : Section d'échappement	18
Figure I.22 : Rotor de la Turbine HP	19
Figure I.23 : Rotor de la Turbine BP	20
Figure I.24 : Différents types des Paliers	21
Figure I.25 : Boitier d'engrenage	22
Figure II.1 : Cycle thermodynamique de Brayton	25
Figure II.2 : Cycle idéal (réversible) de Brayton	25
Figure II.3 : Diaphragme T-S du cycle réel de Brayton	26
Figure II.4 : Présentation de la compression	29
Figure II.5 : Présentation de la combustion	31
Figure II.6 : Présentation de la Détente	33
Figure II.7 (A) : Type de Diffusion	37
Figure II.7 (B) : Type de pré-mélange	37
Figure II.8 : DLN 1 Combustion	39
Figure II.9 (A) : Mode Primaire-allumage à 20%	40
Figure II.9 (B) : Mode Pauvre-Pauvre (20% a 50%)	41
Figure II.9 (C) : Zone Primaire éteinte	41
Figure II.9 (D) : Opération Pré mix (50% à 100%)	41
Figure II.10 : Répartition des gaz combustible	42
Figure II.11 : Système de gaz combustible	43

Liste des figures

Figure III.1: Brayton cycle with intercooling diagramme	45
Figure III.2 : Schéma d'un cycle de Brayton avec refroidissement	45
Figure III.3: Brayton cycle with reheat diagramme	48
Figure III.4 : Schéma d'un cycle de brayton avec réchauffement	48
Figure III.5: Brayton cycle with regeneration	51
Figure III.6 : Schéma d'un cycle de Brayton avec récupération de chaleur	52
Figure III.7 : graphe sur le travail d'un compresseur en fonction de rendement.....	55
Figure III.8 : graphe sur le travail d'une Turbine en fonction de rendement	56
Figure III.9 : graphe sur la quantité de chaleur en fonction de rendement	57

Liste des tableaux

Tableau I.1 : différence entre les Turbines mono-arbre & bi-arbre	5
Tableau I.2 : conditions ISO de la Turbine MS 3002avec gaz naturel.....	9
Tableau II.1 : données de la TAG GE(MS3002)	27
Tableau II.2 : données supplémentaires de la TAG	27
Tableau II.3 : Résultat du compresseur	31
Tableau II.4 : L'analyse chromatographique du GN	32
Tableau II.5 : résultats de la chambre de combustion	33
Tableau II.6 : résultats de la Détente (turbine)	35
Tableau III.1 : résultats de la turbine avec système de refroidissement intermédiaire.....	47
Tableau III.2 : résultats de la turbine avec système de réchauffement	51
Tableau III.3 : résultats de la turbine avec système de régénération	54
Tableau III.4 : Comparaison des résultats obtenus	54

Liste des symboles

Symbols	Unites	Significations
T	(K)	La Température
P	(bar)	La Pression
$\dot{m}_{air}$	(Kg/s)	Débit massique d'air
$\dot{m}_{gaz}$	(Kg/s)	Débit massique de gaz
$\dot{m}_c$	(Kg/s)	Début massique de carburant
$\dot{m}_{comb}$	(kg/s)	Début massique de combustible
$\dot{P}_{net}$	(kw)	La Puissance utile
η_{glo}	(%)	Le rendement global de la turbine
η_c	(%)	Le rendement de Compresseur
η_t	(%)	Le rendement de la Turbine
η_{cc}	(%)	Le rendement de la Chambre de combustion
ΔP	-	Chute de pression
r	-	Taux de compression
λ_{air}	-	Le coefficient polytropique d'air
λ_{gaz}	-	Le coefficient polytropique de gaz
C_{pair}	(kj/kgK)	Chaleur spécifique de l'air
C_{pgaz}	(kj/kgK)	Chaleur spécifique de gaz
PCI	Kcal/Kg	Pouvoir calorifique inférieur du combustible
q_{cc}	(kj/kg)	Quantité de chaleur de la chambre de combustion
W_{is}	(kj/kg)	Le travail isentropique
h_{is}	Kcal/kg	Enthalpie isentropique spécifique carburant
h	Kcal/kg	Enthalpie spécifique carburant
η_{is}	(%)	Le rendement isentropique
T_{is}	(k)	La Température isentropique
T_r	(k)	La Température réel
w_r	(kj/kg)	Le travail réel
$\dot{P}_c$	(kw)	La Puissance de compresseur
$\dot{P}_T$	(kw)	La Puissance de la turbine
W_{net}	(kj/kg)	Le travail utile
P_{atm}	(bar)	La pression atmosphérique
P_r	(bar)	La pression réelle

Liste des Abréviations

DLN : Dry low Nox

DLE : Dry low Emission

TAG : Turbine a gaz

BWR : Back work ratio

BP : Basse pression

HP : Haute pression

CC : Chambre de combustion.

IGV : inlet guide valve

ISO : International standard organisation

EGV : exit guide valve

Sommaire

Sommaire

Dédicaces.....	i
Remerciements	iii
Liste des figures	iv
Liste des Tableaux	v
Liste des symboles.....	vi
Les abréviations	vii

Introduction générale

Introduction générale	1
-----------------------------	---

Chapitre I : Description générale de la Turbine à gaz MS3002

I.1 Introduction	2
I.2 Définition de la turbine	2
I.2.1 Domaine d'utilisation	2
I.3 classification générale des Turbines	3
I.3.1 Selon le mode de construction	3
A-Turbine mono-arbre	3
B- Turbine Bi-arbre	4
C- différence entre les Turbines mono-arbre & bi-arbre	5
I.3.2 Selon le mode travail	5
A- Turbine à action	5
B- Turbine à réaction	5
I.3.3 Selon le cycle	6
A- Turbine à cycle fermé	6
B.1 Turbine à cycle simple (sans récupération)	7
B.2 Turbine à cycle régénératif (avec récupération)	7
I.4 Généralité sur la turbine	7
I.6 principe de fonctionnement de la Turbine à gaz.....	8
I.5 Caractéristique et avantage de la turbine à gaz MS3002	9
I.7 Les principaux composants de la turbine à gaz MS3002.....	10
I.7.1 Section d'admission d'air	10
I.7.2 Section aéro-réfrigérant	10
I.7.3 Section Lancement	11
I.7.4 Section compresseur axiale	12
A- Section d'admission	12
B- Section compression	13
I.7.5 Section de Combustion	14
I.7.6 section Turbine	16
A- Directrice du 1er étage	16
B- Directrice du 2ème étage	17
C- Diaphragme	17

Sommaire

I.7.7 Section d'échappement de la turbine.....	18
I.7.8 Rotors	18
I.7.8.1 Rotor du 1er étage (Turbine HP)	19
I.7.8.2 Rotor du 2ème étage (turbine BP).....	19
I.7.9 Les Paliers	20
I.7.10 Accouplement	20
I.7.11 Système d'engrenage	21
I.7.12 génératrice auxiliaire	21
I.7.13 air de refroidissement et d'étanchéité	22
I.7.14 Caractéristique de la Turbine à gaz GE/MS3002	23
I.8 Conclusion	24

Chapitre II : Aspect thermodynamique et environnementale / système DLN de la Turbine à gaz Ms3002

II.1 Introduction	24
II.2 Etude thermodynamique des Turbines à gaz	24
II.2.1 cycle de Brayton	24
II.2.1.1 Cycle de Brayton idéal (réversible).....	25
II.2.1.2 Cycle de Brayton réel (irréversible)	25
II.2.1.3 Les données Disponible auprès du fabricant	26
II.3 étude énergétique de la turbine MS3002	28
II.3.1 Pour un cycle simple	28
II.3.1.1 Section de compression.....	28
II.3.1.2 Section de combustion	31
II.3.1.3 Section de détente	33
II.3.1.4 Section d'échappement	35
II.3.1.5 Bilan global de la turbine	36
II.4 Système DLN.....	36
II.4.1 Introduction	36
II.4.2 Méthode de Contrôle des émissions	37
II.4.3 Système de combustion de la turbine à gaz	37
II.4.4 Système de combustion DLN1.....	38
1. Mode Primaire	39
2. Mode Pauvre-Pauvre	40
3. Mode Secondaire	40
4. Mode pré mélange	41
II.4.5 étendue de la fourniture	43
II.4.6 Conclusion.....	44

Sommaire

Chapitre III : Résultats & discussion

III.1 Introduction	45
III.2 Etude Thermodynamique de cycle de Brayton avec refroidissement	45
III.2.1 L'amélioration du rendement thermique	46
A- Premier Compresseur	46
B- Deuxième Compresseur	46
C- Chambre de combustion	47
III.3 Etude Thermodynamique de cycle de Brayton avec Réchauffement inter-turbine.....	48
A- Turbine HP	49
B- Turbine BP	49
C- La Chambre de Combustion	50
III.4 Etude Thermodynamique de cycle de Brayton avec régénération	51
A- Chambre de combustion	52
B- Echappement	52
C- Heat Saved	52
D- Max amount of heat saved	52
E- % decrease in heat addition	53
F- Effectiveness of generator.....	53
III.5 Résultats & interprétation	55
III.5.1 Etude comparatif.....	56
III.5.1.1 Travail du compresseur en fonction du rendement thermique	57
III.5.1.2 Travail du Turbine en fonction du rendement thermique	58
III.5.1.3 Quantité de chaleur en fonction du rendement thermique	59
III.6 Conclusion	60

Conclusions Générale

Conclusion Générale.....	61
--------------------------	----

Référence bibliographique

Référence bibliographique.....	62
--------------------------------	----

INTRODUCTION GENERALE

INTRODUCTION GENERALE :

Le monde de l'industrie est devenu très complexe, l'enjeu aujourd'hui est autour de la rentabilité en contribuant au développement de la société et en assurant des progrès technologiques satisfaisants, tout en mettant toutes les capacités humaines et matérielles pour arriver à un développement meilleur et une recherche scientifique assez poussée. La politique énergétique impose de nos jours, une utilisation optimale des installations qui se traduit par une économie d'énergie.

L'Algérie possède un parc de turbines très important, l'un des plus grands au monde. La grande puissance, le bon fonctionnement ainsi que les hautes performances des turbines à gaz font d'elle un des moyens les plus sollicités pour l'entraînement des charges mécaniques. [1]

L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice qui est dans notre cas un compresseur centrifuge.

Sur la base d'une turbine à gaz industrielle MS 3002, d'une puissance de 10 MW, fabriquée par "GENERALELECTRIC",

La performance de ce type de turbine est affectée par plusieurs contraintes soit par la température ambiante (l'été) soit par le travail utile de la Turbine ou par la grande consommation du gaz combustible, donc notre étude proposée par le cycle simple de Brayton est :

1-mettre deux compresseurs axiaux avec inter-refroidisseur

2-un réchauffeur entre deux turbines

3-un échangeur (récupération des gaz brûlés de l'échappement de la turbine pour réchauffer l'air comprimé avant l'entrée de la chambre de combustion).

L'objectif est de choisir la méthode efficace pour avoir une bonne optimisation de la turbine, (améliorer le rendement est la puissance utile de la sortie de la turbine) est une réduction des NO_x, avec le système DLN Pour protéger l'environnement.

Notre étude est subdivisée en trois chapitres :

-Chapitre 1 représente une description générale de turbine MS3002

-Chapitre 2 l'aspect thermodynamique et environnementale (système DLN) de la turbine à gaz

-Chapitre 3 : Résultats & discussion

Chapitre I : Description générale de la turbine a gaz MS3002

I.1 Introduction :

Ce chapitre fournit un aperçu détaillé de cette technologie remarquable. La Turbine MS 3002 est un produit unique qui incarne les avancées modernes en matière de puissance et d'ingénierie. Il se caractérise par des performances, une efficacité énergétique et une polyvalence supérieure. Ce chapitre passe en revue les principales caractéristiques de la turbine MS 3002, ses applications et ses avantages. En divisant cette turbine en des sections, nous examinons de plus près son fonctionnement interne, en examinant les différentes parties qui le composent et comment elles fonctionnent ensemble pour entraîner un compresseur centrifuge. En outre, des spécifications techniques clés telles que les performances, l'efficacité et la durabilité des turbines sont discutée

I.2 Définition de la turbine à gaz :

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

I.2.1 Domaine d'utilisation :

- Les turboalternateurs, pour la production d'électricité.
- les turbopompes, utilisées dans les stations de pompage.
- Les turbocompresseurs, utilisés dans les stations de compression de gaz.
- la traction terrestre, qu'elle soit ferroviaire avec les turbotrans.
- la propulsion navale, utilisées dans les navires pour la propulsion de l'hélice

I.3 Classification générales des turbines :

I.3.1 Selon le Mode de construction :

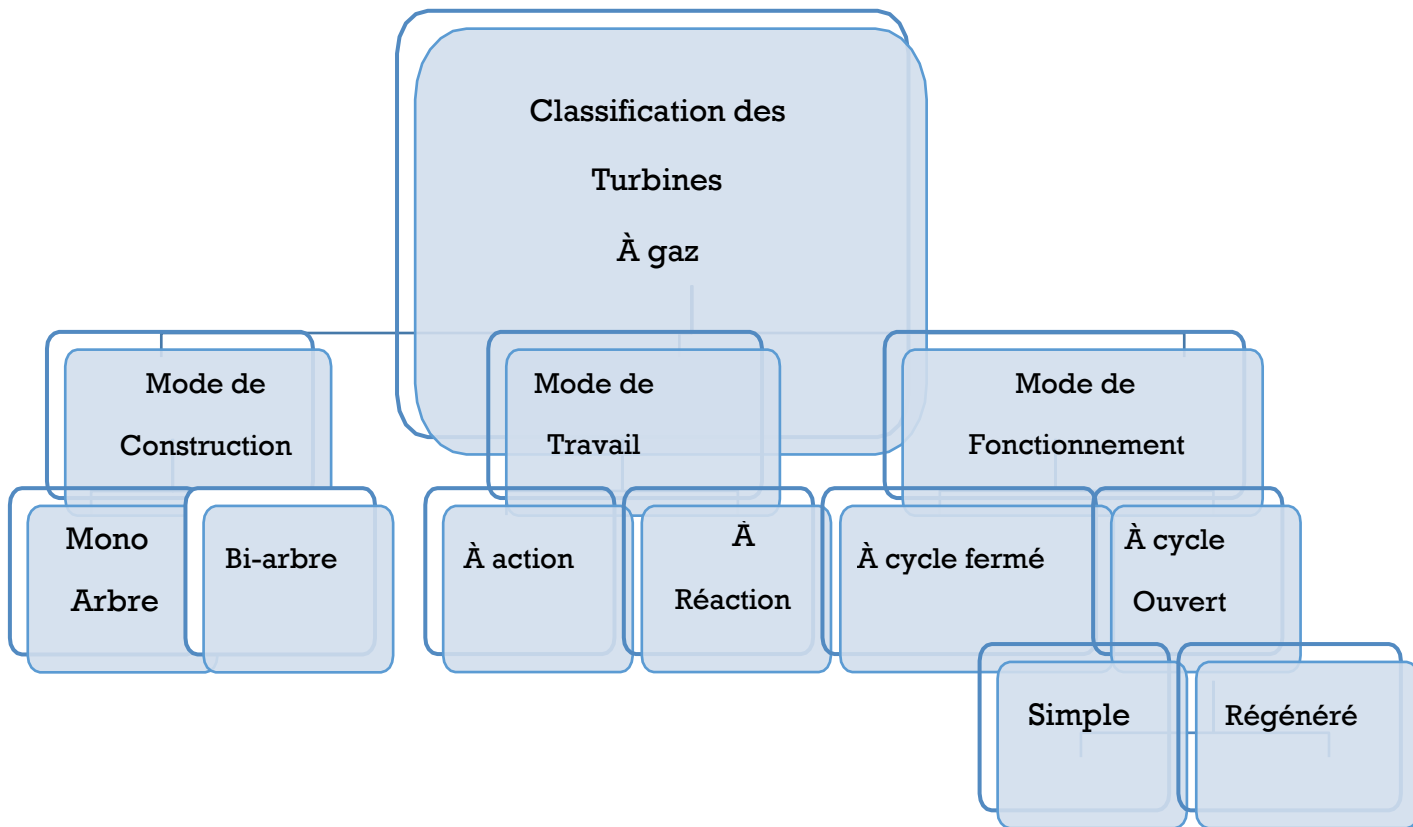


Figure I.1: Classification générale des turbines

A-Turbine mono-arbre :

C'est une turbine à gaz dans laquelle les composants rotatifs sont couplés mécaniquement sur un arbre commun (Voir le **Figure I.2**)

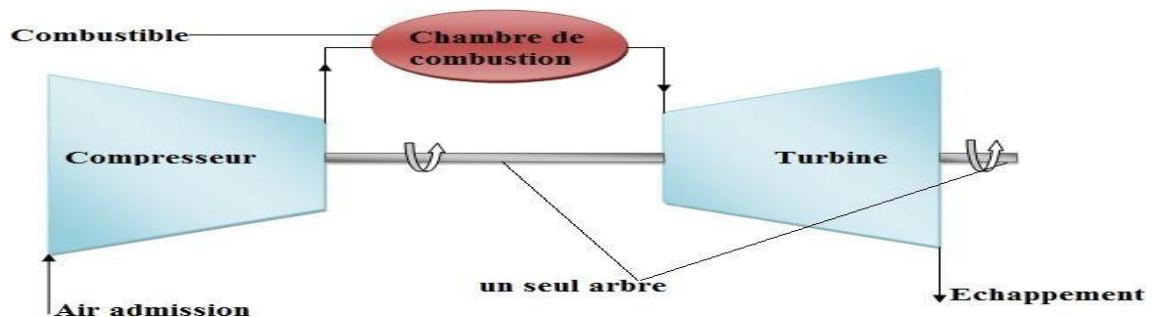


Figure I.2: Turbine mono arbre

Les turbines à un seul arbre sont aptes à l'entraînement des machines qui fonctionnent à vitesse constante, telle que les alternateurs et, pour cette raison, sont employées dans la génération d'énergie électrique. [1]

B-Turbine bi-arbres:

On utilise les turbines à gaz à deux arbres dans les applications où la puissance est réglée en variant la vitesse de la machine conduite. (Figure I.3).

La turbine est divisée en deux sections séparées mécaniquement :

- Une section à haute pression, qui fonctionne à vitesse constante dans une plage de puissances, et entraîne exclusivement un compresseur axial.
- Une section à basse pression liée à la machine conduite par l'intermédiaire d'un accouplement, cette section peut changer sa vitesse de rotation indépendamment de la section turbine à haute pression [2].

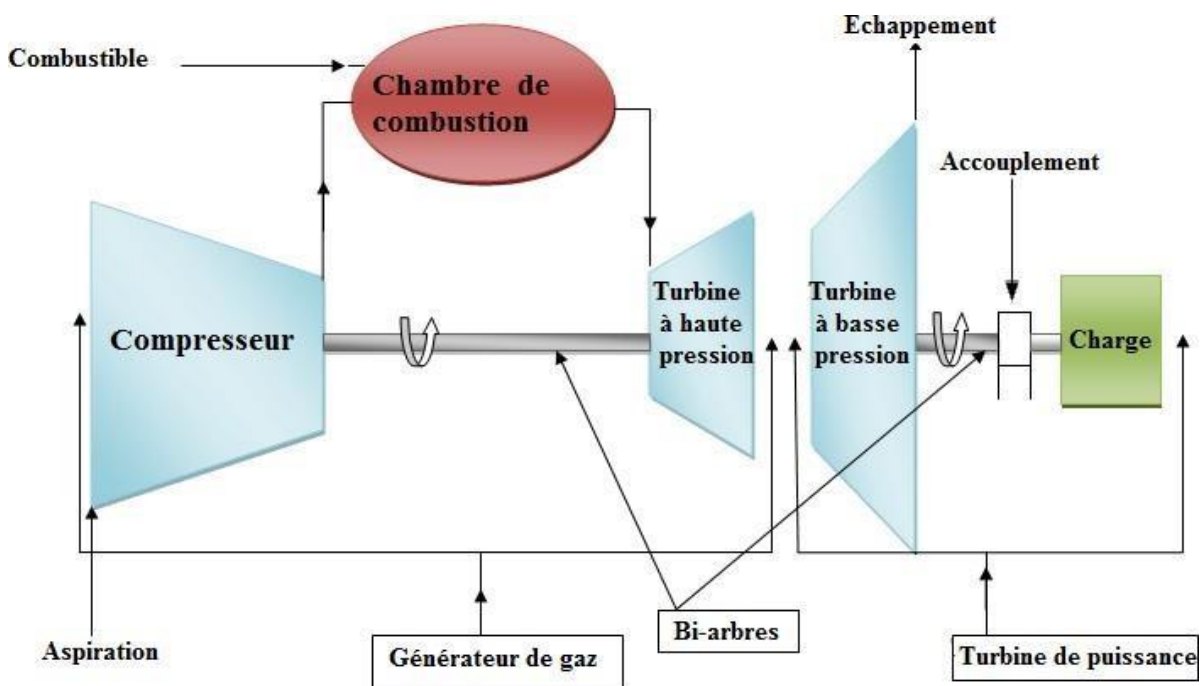


Figure I.3: Turbine à gaz bi-arbre

C. Différence entre les turbines mono-arbre et Bi-Arbre:

Tableau I.1: Différence entre les turbines mono arbre et bi arbre

	Mono-Arbre	Bi-Arbre
La vitesse de rotation	Constante	Variable
Les éléments entraînés	Générateur synchrone, alternateur	Compresseur centrifuge, pompe centrifuge
La fréquence	Une fréquence de 50Hz	Selon la charge
Nombre de turbine	Une seule turbine	Deux Turbine (HP+BP).

I.3.2 Selon Le mode de travail :

A-Turbine à action :

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

B-Turbine à réaction:

Dans les turbines à réaction, la pression à l'entrée du rotor est plus élevée qu'à sa sortie. La transformation de l'énergie de pression a lieu à la fois dans le distributeur et dans le rotor. L'énergie cinétique est ensuite convertie en travail mécanique dans le rotor. Le rotor est intégralement alimenté par l'écoulement (**Figure I .4**). « Intégralement alimenté » signifie que le périmètre complet des rotors est traversé par le milieu de travail [2].

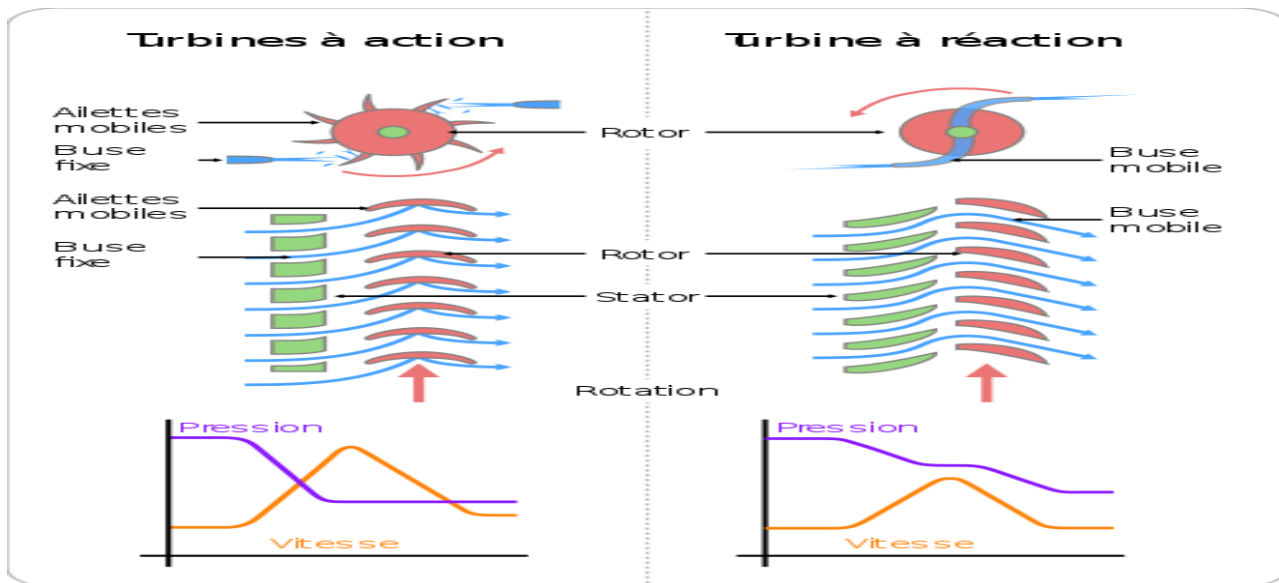


Figure I.4 : Turbine à action et à réaction

I.3.3 Selon le cycle:

A-Turbine à cycle fermé

Dans la quelle le même fluide est repris après chaque cycle

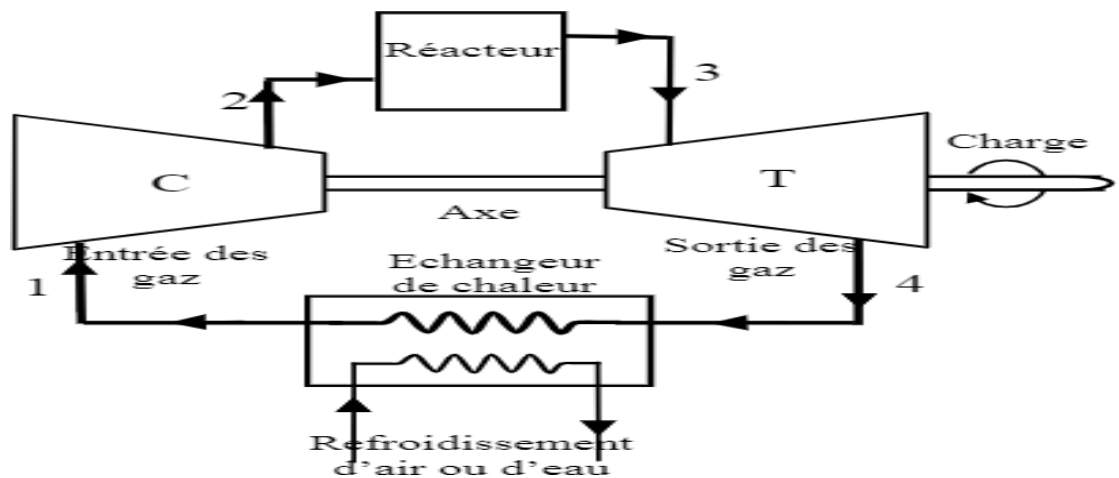


Figure I .5 : Cycle ouvert de turbine à gaz

B.1-Turbine à cycle simple (sans récupération):

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

B.2-Turbine à cycle régénératif (avec récupération):

Ce type des cycles repose sur la récupération de la chaleur évacuée par les fumées (les gaz d'échappement) par un échangeur de chaleur. On peut utiliser cette quantité de chaleur pour surchauffer l'air avant son entrée à la chambre de combustion comme présenté dans la (Figure I.6). [1]

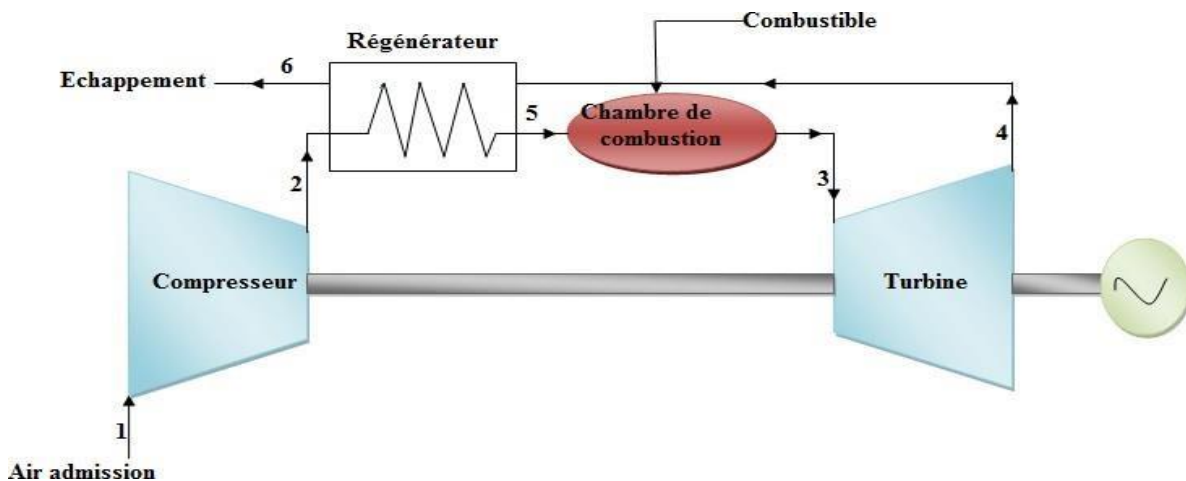


Figure I.6: Schéma d'une turbine à gaz avec régénération

I.4 Généralité sur la turbine:

La turbine Modèle MS 3002 est unité à entraînement mécanique, à arbre double, cycle simple.

Le combustible utilisé pour le démarrage et le fonctionnement de la turbine à gaz est le CH₄ méthane
l'ensemble de la turbine à gaz consiste en trois éléments principaux :

Le compresseur axial, La chambre de combustion et la Turbine.

L'air atmosphérique est aspiré dans le compresseur axial, ou il passe à travers un certain nombre d'étage de compression, puis s'écoule dans les chambres de combustion. Là il est chauffé à la température requise l'entrée de la turbine par la combustion du fuel dans les chambres.

Le gaz à haute température ainsi obtenu est ensuite détendu dans la turbine du premier étage (HP) qui entraine le compresseur axial et détendu de nouveau dans la turbine du deuxième étage (BP) qui entraine l'appareillage de charge. Les résidus de combustion s'échappent ensuite dans l'atmosphère.

Les accessoires de l'appareillage de lancement sont montés sur le même socle.

La turbine à gaz comprend quatre paliers principaux qui supportent le compresseur et les rotors de la turbine :

Le palier N° 1 est situé dans le corps d'admission du compresseur ;

Le palier N°2 dans corps de refoulement du compresseur ;

Le palier N°3 dans le diffuseur d'échappement ;

Le palier N°4 dans un carter boulonné à l'extrémité arrière du déflecteur interne du diffuseur d'échappement ;

Les paliers N° 1 & 2 supportent le compresseur et le rotor de turbine HP ;

Les paliers N°3 & 4 supportent la turbine BP ;

Les caractéristiques les plus intéressantes de la conception à arbre double avec une directrice variable au deuxième étage sont les suivantes :

-Le rendement thermique peut être réduit être réduit considérablement à charge légère

-on peut obtenir des niveaux de fonctionnement ambiants plus élevés

-des couples réduits sont suffisants pour le lancement, d'où une réduction correspondante des besoins en puissance en lancement.

-la turbine peut fonctionner sous charge nulle sans excéder ni la vitesse nominale sur le rotor de charge (deuxième étage) ni la température d'échappement [3].

I.5 Principe de fonctionnement de la Turbine MS3002:

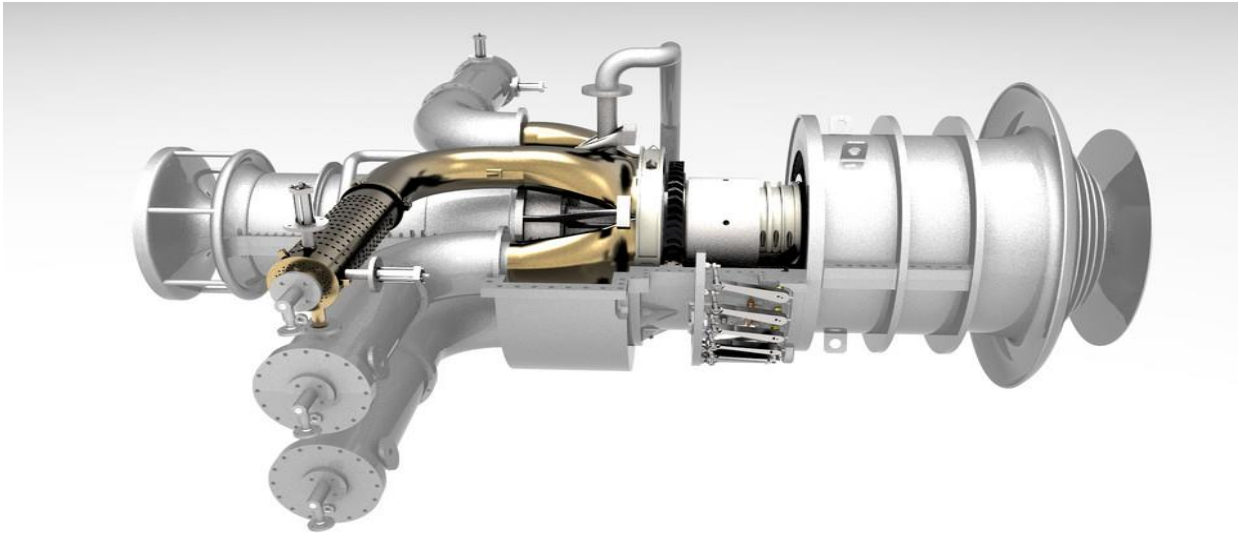


Figure I.7 : Turbine a gaz MS 3002

D'abord, le rotor de la turbine HP atteint 20% de la vitesse de rotation nominale grâce à un dispositif de lancement (turbine à détente). L'air aspiré de l'atmosphère dans le compresseur est envoyé à l'aide des tuyaux à la chambre de combustion où le combustible est débité sous pression, une étincelle de haute tension allume le mélange air combustible. Après l'allumage, le combustible continuera d'être injecté dans les chambres et crée une flamme (combustion continue). Les gaz chauds font monter la vitesse du rotor turbine HP/compresseur qui à son tour fait augmenter la pression de refoulement du compresseur.

Quand la pression commence à monter, le rotor de la turbine BP commence à tourner et les deux arbres de la turbine accélèrent jusqu'à atteindre la vitesse de service. Les produits de la combustion se détendant d'abord à travers la roue haute pression ensuite à travers la roue basse pression, la rotation de l'arbre du compresseur entraînent les auxiliaires. A la détente BP, les gaz chauds font tourner l'arbre de puissance (ainsi que la charge) avant d'être évacué à l'atmosphère. Quand on regarde du côté admission on voit que le rotor tourne en sens inverse des aiguilles d'une montre [3]

Conditions d'utilisation ISO avec du gaz naturel :

Puissance de sortie	10.9 MW
Rendement	26.7 %
Chaleur spécifique	13 480 KJ / KWh
Température T₃	943 °C
Vitesse de rotation HP	7 100 rpm
Vitesse de rotation BP	6 500 rpm
Flux d'échappement	52.3 Kg / s
Température d'échappement	526 ° C

Tableau I.2 : Conditions ISO de la turbine MS 3002 avec du gaz naturel

I.6 Caractéristiques et avantages de la turbine à gaz MS3002 :

- Turbine à gaz à deux arbres spécialement conçus pour les applications d'entraînement Mécanique.
- Grande flexibilité, fiabilité et disponibilité opérationnelles éprouvées depuis plus de 30 ans
- Flexibilité du combustible dans une large gamme de gaz et de liquide.
- Large gamme de configurations utilisant la fonctionnalité standard pour répondre aux exigences de réduction des coûts.
- Conçu et fabriqué pour une longue durée de vie avec une maintenance facile [2]

I.7 Principaux composants de la Turbine a gaz MS3002 :

I.7.1 Section d'admission d'air :

Le système d'admission d'air reçoit de l'air atmosphérique entrant dans la turbine après filtration.

Fonctionnalités :

- La gaine d'entrée surélevée limite l'aspiration de la poussière près du sol.
- Les modules de filtrage sont installés pour minimiser le taux d'impuretés.
- Unité de silencieux réduit le bruit produit par le flux d'air.

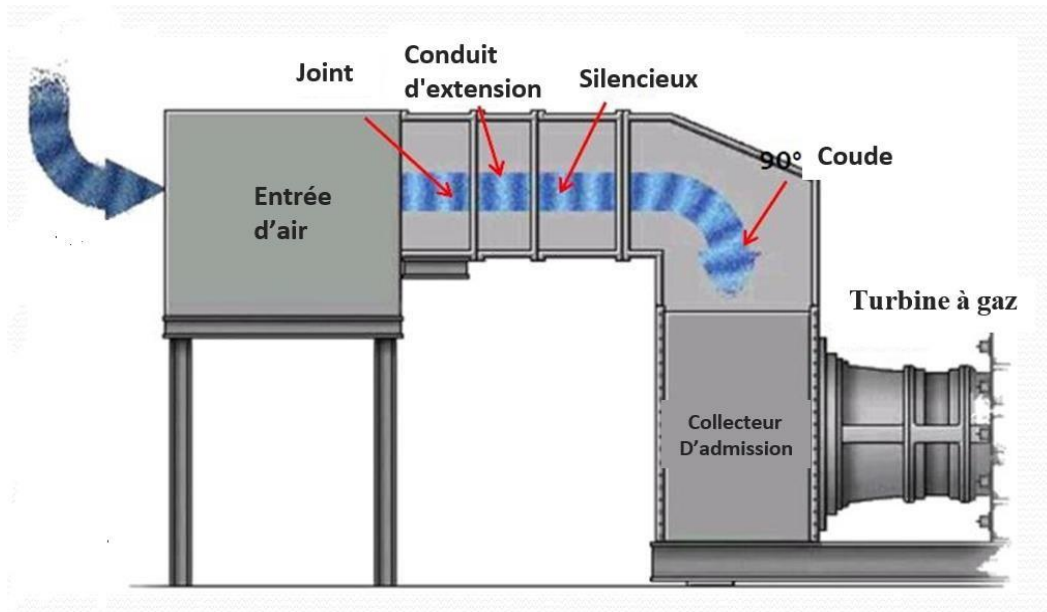


Figure I.8: Schéma générale de la partie section d'admission d'air

Ce système se compose de trois parties :

- 1^{ère} partie : contient des filtres polynôme avec des moteurs dessaleurs
- 2^{ème} partie : rideau bain d'huile
- 3^{ème} partie : filtres à air.

I.7.2 Section aéro réfrigérant :

Ce système sert à refroidir l'huile de graissage, par le refroidissement de l'eau qui refroidit l'huile dans l'échangeur d'huile.

Des échangeurs d'huile sont installés pour refroidir l'huile de graissage, afin de limiter sa température et d'obtenir une lubrification correcte et un refroidissement adéquat des paliers.

Le processus de refroidissement de l'huile peut se dérouler de différentes manières :

L'eau provient d'une source naturelle disponible (mer, rivière, lac), circule dans des échangeurs de chaleur eau / huile pour absorber la chaleur de l'huile et, finalement, de l'eau chaude est rejetée à leur source.

L'eau est d'abord distribuée dans des échangeurs de chaleur pour absorber la chaleur de l'huile, puis acheminée dans un ou plusieurs échangeurs de chaleur air/eau.

Dans ces systèmes, l'huile est acheminée via des échangeurs de chaleur où elle est refroidie au moyen d'un ou plusieurs ventilateurs.

Ce système se compose de deux moteur/pompe des chicanes formant un échangeur d'eau refroidi par deux ventilateurs.

I.7.3 Section lancement :

Comme toute machine à combustion interne, une turbine à gaz ne peut pas produire de couple à vitesse nulle. Un dispositif de lancement doit être employé pour lancer la turbine pour sa mise en route. A vitesse nulle, le couple nécessaire au décollage est très élevé à cause du frottement statique dans le système. Ce couple décroît rapidement lorsqu'un film de lubrification s'établit pour des vitesses de quelques tours/minutes, puis le couple augmente à nouveau avec une vitesse croissante en raison de la puissance nécessaire pour entrainer le compresseur axial. Pour environ 20 à 25% de la vitesse nominale, le débit d'air est suffisant pour avoir l'allumage par suite Il faut encore fournir un certain couple après l'allumage c'est l'accélération de la turbine, pour atteindre une vitesse d'autonomie allant de 45 à 80% de la vitesse nominale selon l'application.

-Un dispositif de lancement doit remplir trois fonctions :

- Fournir un couple élevé à une vitesse nulle pour effectuer le décollage de la turbine.
- Entrainer la turbine jusqu'à une vitesse acceptable pour effectuer l'allumage.
- Aider la turbine après l'allumage à atteindre la vitesse d'autonomie, après le dispositif de lancement il peut être débrayé de la turbine.

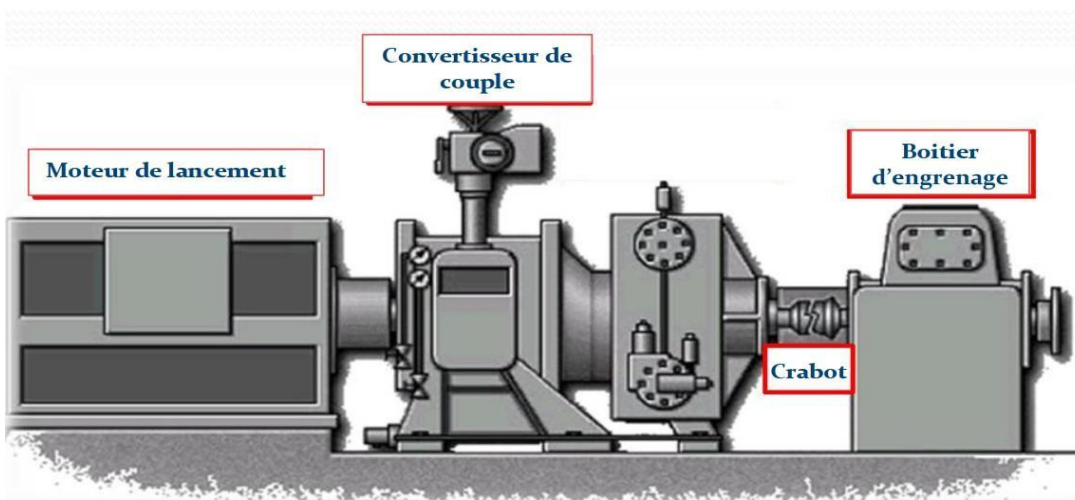


Figure I.9 : Système de lancement

- Un système de démarrage est nécessaire car la turbine à gaz ne peut ni démarrer ni accélérer seule
- Le système de démarrage doit fournir un couple suffisant à la demande du rotor de la turbine à gaz [2].

I.7.4 Section compresseur axial :

Cette section se compose de :

A. Section d'admission :

La section d'admission dirige le flux d'air provenant du système d'aspiration dans la section du compresseur

Le carter d'admission d'air contient également :

- Les aubes directrices (fixes)
- Le boîtier de palier • Les aubes de stator des 6 premières étages du compresseur axiales.



Figure I.10 : Carter D'admission [5]

B. Section compresseur axial :

Le compresseur axial de la MS 3002 Comprends un nombre total d'étage de 15, une directrice fixe (IGV) à l'entrée et deux à la sortie (EGV).

- 30% de l'air comprimé est utilisé comme air de combustion
- Plus de 5% de l'air est utilisé par les systèmes auxiliaires de la turbine à gaz (purge, refroidissement et étanchéité)
- L'air restant est utilisé comme air secondaire pour :
 - Le refroidissement de la chambre de combustion
 - Protéger et refroidir les buses, les carters et les paliers de la turbine [3].



Figure I.11 : Compresseur axial [5]

I.7.5 Section de combustion :

La turbine MS 3002 comprend 6 chambres de combustion à écoulement inverse, en contenant des injecteurs en simple ou double carburant.

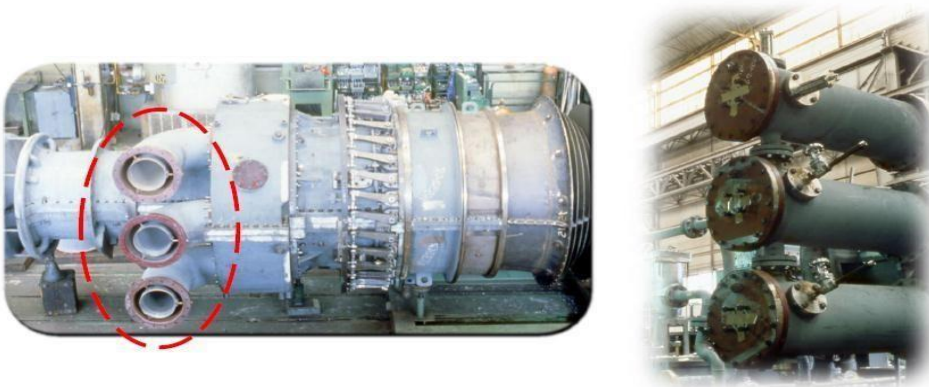


Figure I.12 : Chambres de combustion [5]

Les chambres de combustion sont supportées par l'enveloppe, montées tout autour du carter de refoulement du compresseur.

Habillage de la section combustion et chambres de combustion :

L'ensemble de combustion a pour fonction de fournir de l'énergie thermique au cycle de la turbine.

Chapitre I : Description générale de la turbine a gaz MS3002

1. Allumeur : allumer le mélange (combustible- air) lors du démarrage de la turbine à gaz.

2. Tubes d'interconnexion : ils propagent la flamme aux autres chambres.

3. Injecteurs a gaz : fournir du combustible.

4. Tube à flamme : il forme le dispositif dans lesquelles combustible fourni par l'injecteur est mélangé à l'air provenant du compresseur de la turbine et brûlé avant d'être envoyé sur la turbine.

6. Pièces de transition : elles guident l'écoulement des gaz chauds du tube de flamme aux directrices de la turbine [4].

Figure I.13 : Arrangement des chambres de combustion

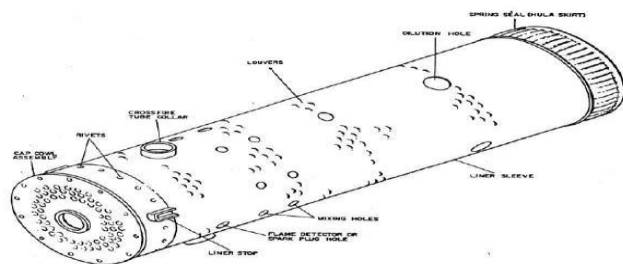
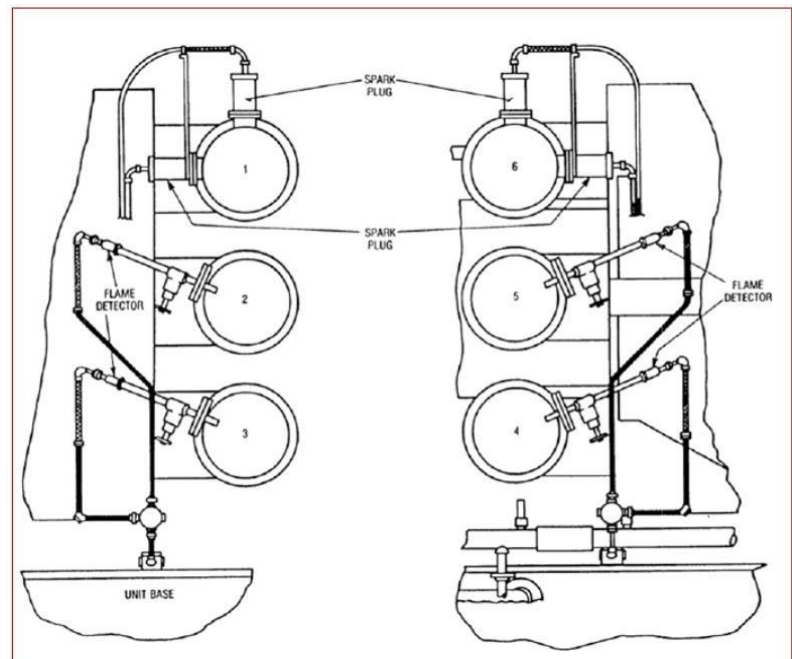


Figure I.14 : Tubes à flamme

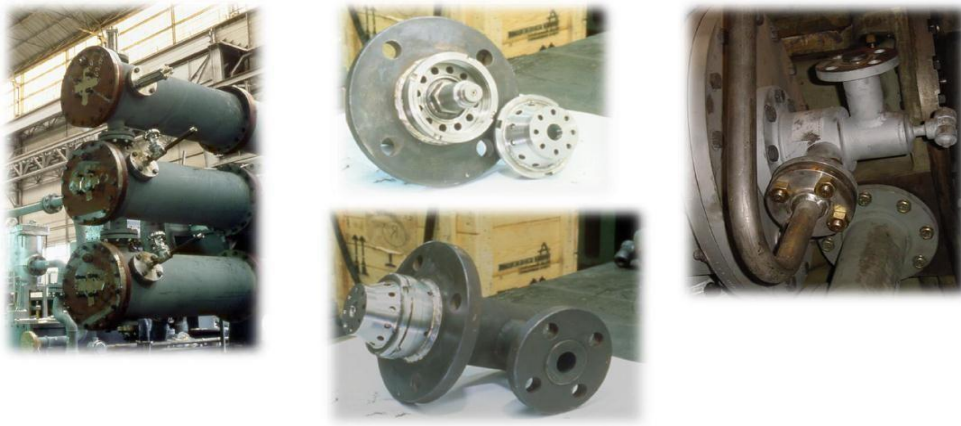


Figure I.15 : Injecteurs [5]

L'habillage est doté de six pièces de transition, six coudes de combustion, six chambres de combustion avec tubes à flamme et injecteurs de combustible, quatre bougies d'allumage quatre transformateurs d'allumage, quatre détecteurs de flamme, quatre tubes d'interconnexion, ainsi que les joints, garnitures et accessoires divers requis.

Seule une partie de l'air de refoulement compresseur est mélangée au combustible et brûlée.

Le reste de l'air est utilisé pour refroidir et protéger les tubes à flamme et réduire la température de combustion avant d'entrée à la turbine [4]

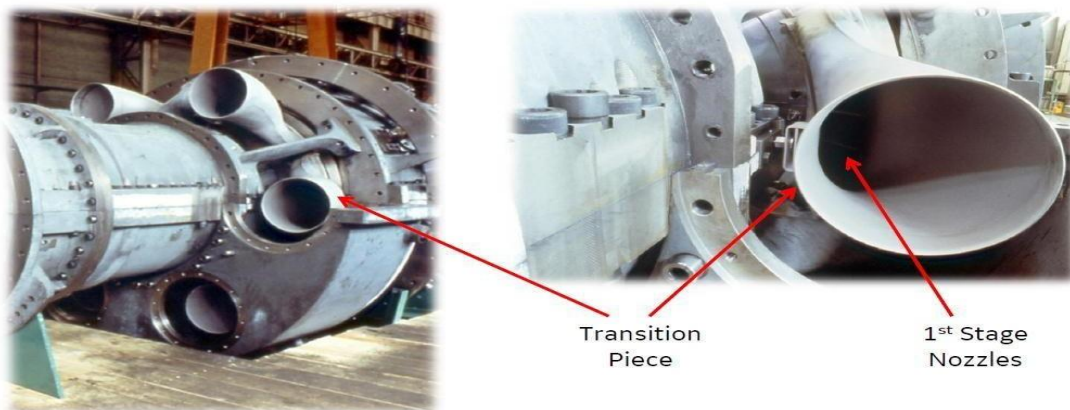


Figure I.16: Pièces de transition [5]

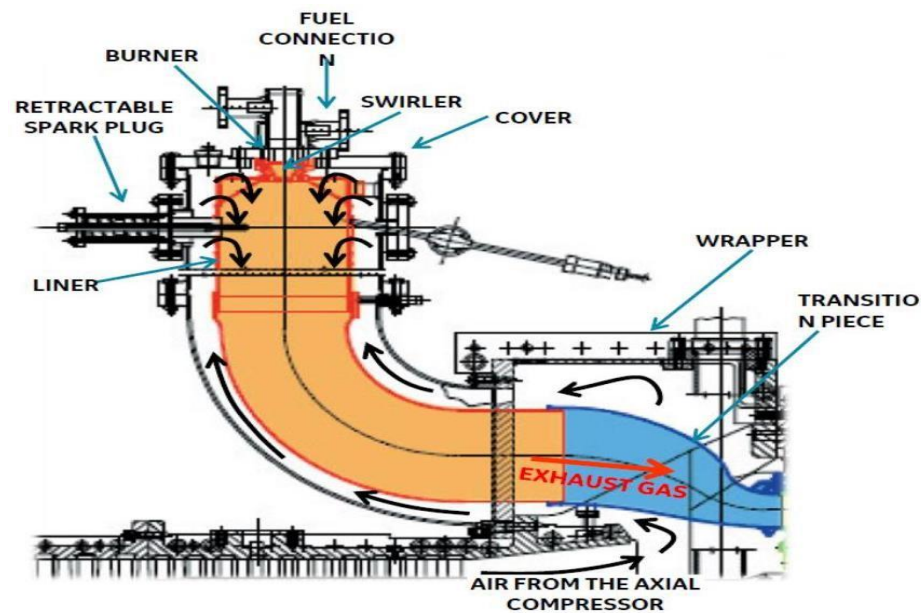


Figure I.17 : Chambre de combustion

I.7.6 Section de Turbine:

Elle contient les ensembles suivants :

A. Directrices du 1^{er} étage:

Cet ensemble se compose de segments directeurs montés dans une bague de retenue. La bague de retenue est divisée en deux parties, les aubes directrices ont un profil aérodynamique, elles sont creuses et sont dotées de trous de purge d'air de refroidissement percés à proximité du bord de fuite [3].

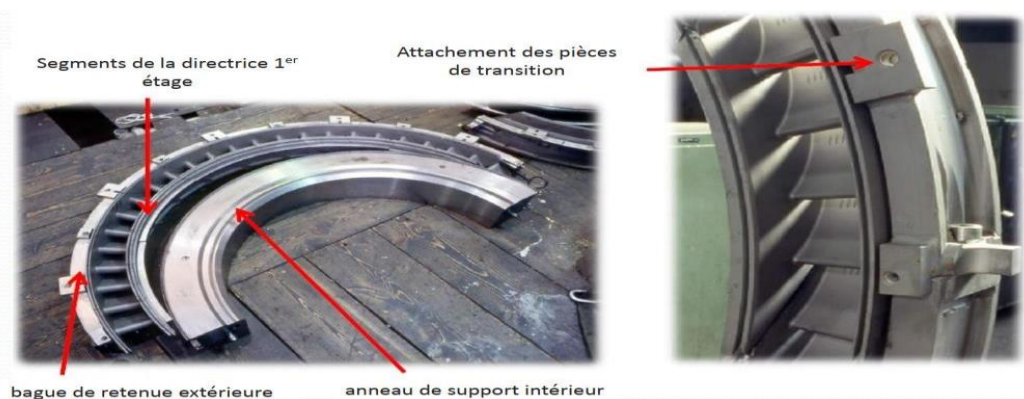


Figure I.18 : Directrice fixe

B. Directrices du 2^{ème} étage :

Cet ensemble se compose d'aubes rotatives placées en avant de la turbine du second étage. Ces aubes tournent ensemble au moyen des manchons montés dans l'enveloppe de la turbine.

-Les directrices du 1^{er} et 2^{ème} étage ont pour rôle de convertir l'énergie de chaleur et de pression en énergie cinétique à grande vitesse, puis de diriger cette énergie vers les aubes turbine, les aubes emploient cette énergie pour mettre l'arbre en rotation, ce qui donne une puissance de sortie pour entraîner les machines de charge [3].

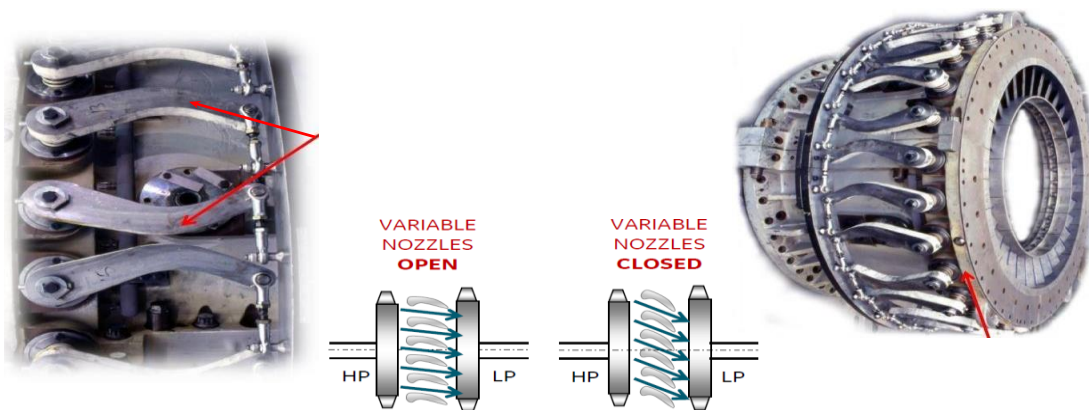


Figure I.19 : Directrice variable

C. Diaphragme :

Il est supporté entre les roues de la turbine de 1^{er} et 2^{ème} étage par six axes de support montés radialement à travers l'enveloppe de la turbine et passant dans des trous percés dans sa paroi .

La fonction principale du diaphragme est d'empêcher toute fuite de gaz autour des directrices du second étage, l'air de refroidissement est amené vers le diaphragme à travers les axes de support creux et à travers un trou au milieu de la paroi du diaphragme.

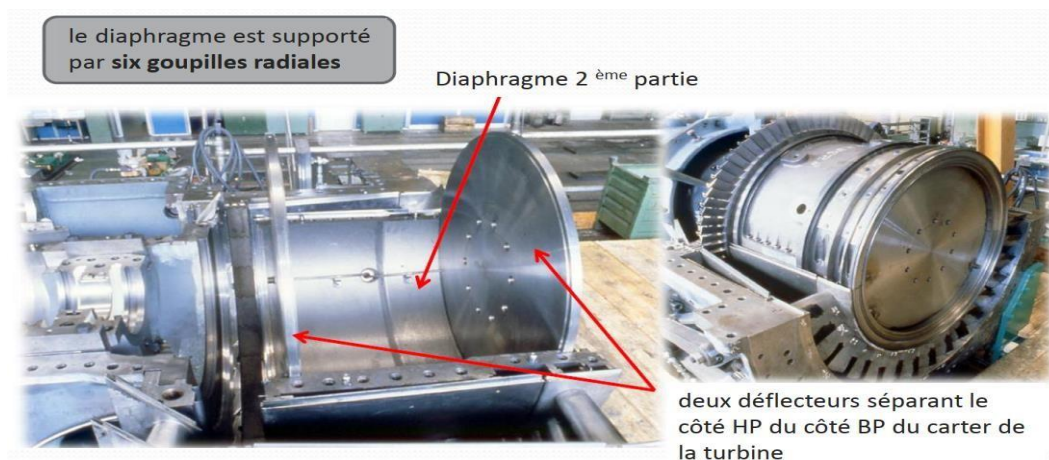


Figure I.20: Carter de la turbine [5].

I.7.7 Section d'échappement de la turbine:

Elle se compose de diffuseur d'échappement et de caisson d'échappement, le diffuseur est boulonné à la section du carter du rotor de la turbine qui comporte un déflecteur intérieur et un déflecteur extérieur maintenus ensemble par six entretoises radiales, les déflecteurs sont assemblés par des goupilles de guidage.

Des plaques d'accès sont montées dans le déflecteur intérieur afin de permettre d'atteindre les boulons de jonction horizontaux départ et d'autre du déflecteur intérieur, Un moulage conique monté dans le déflecteur intérieur supporte la partie du palier n°3 et n°4. Le déflecteur intérieur contient également les conduites d'arrivée et de départ de lubrifiant ainsi que les conduites d'air de refroidissement de turbine et d'étanchéité des paliers.

Le diffuseur intérieur, qui se compose de quatre aubes rotatives guidant les gaz d'échappement dans le caisson d'échappement.

L'air de refroidissement s'échappe dans l'atmosphère à travers deux tuyaux, La température est mesurée par 12 thermocouples repartis sur toute la circonférence du diffuseur d'échappement [4].

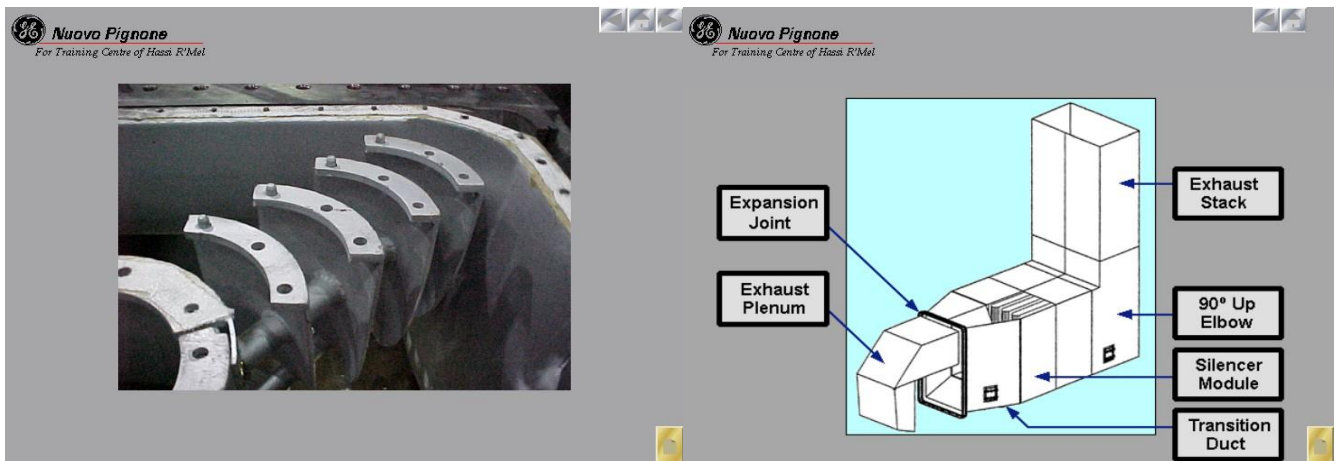


Figure I.21 : Section d'échappement [5].

I.7.8 Rotors :

La turbine à gaz comprend deux rotors :

- 1^{er} étage (rotor de turbine haute pression) qui entraîne le compresseur axial et les accessoires entraînés par arbre.
- 2^{ème} étage (rotor de turbine basse pression) qui entraîne la charge.
- Les deux rotors de turbine sont montés en ligne, mais indépendants l'un de l'autre, ce qui leur permet de fonctionner à des vitesses différentes.

I.7.8.1 Rotor du 1^{er} étage (la turbine HP) :

-Ce rotor est boulonné directement sur le rotor du compresseur. le compresseur est une machine axiale à 15 étages, chaque étage comporte un ensemble disque/aubes rotatives ainsi qu'une rangée d'ailettes de guidage fixes dans le carter du compresseur. La partie avant de l'arbre creux est usinée de manière à recevoir l'accouplement de commande des accessoires, les soixante dents de l'accouplement à cannelures sont également utilisées pour la mesure de la vitesse de rotation. Les disques de roues sont maintenus ensembles par 12 boulons d'assemblages autour du l'axe du rotor



Figure I.22 : Rotor de la turbine HP [5].

I.7.8.2 Rotor du 2^{ème} étage (la turbine BP):

Ce rotor est constitué d'un arbre boulonné par un disque rotorique. Des encoches axiales sont usinées sur la circonférence du disque destinées à recevoir les aubages de la turbine.

L'arbre est supporté par les paliers n°3 et n°4.

Le rotor contient un dispositif de survitesse qui agit mécaniquement sur le système de déclenchement de la turbine à gaz si la vitesse du rotor dépasse la limite.

Chaque aube consiste de :

Une protection.

-Aube proprement dite.

-Plat., Pied

-Emmanchement «sapin»

-Le matériau de ces aubes demeure capable de supporter la température moyenne (550C°environ) sans refroidissement.

La longueur radiale de l'aube entre le plat et la protection est de 180 mm environ, deux rainures d'étanchéité sont moulées dans la surface extérieure des protections afin d'empêcher toute fuite de gaz, les surfaces de protection sont en forme de Z afin d'assurer un ajustement entre aubes et d'éliminer la vibration due à la friction [3] [4].



Figure I.23 : Rotor de la turbine BP [5].

I.7.9 Paliers :

Les paliers représentent les surfaces de liaison entre les parties tournantes d'une turbine à gaz et les parties fixes.

-Les paliers lisses sont employés pour supporter les charges radiales (le poids du rotor, les forces de déséquilibre du rotor).

-Les paliers à butée sont employés pour supporter les charges axiales (les forces de poussée aérodynamiques, les forces de réaction des aubes et les forces de pression contre la surface des roues et de l'arbre).

Les rotors de turbines sont supportés par quatre paliers :

1. Palier n°1 : ensemble combiné palier lisse et butée, monté dans le carter d'admission.

2. Palier n°2 : palier lisse monté dans le carter de refoulement du compresseur.

3. Palier n°3 : palier lisse monté dans le diffuseur d'échappement de la turbine.

4. Palier n°4 : ensemble combiné palier lisse et butée dans le caisson d'échappement [6].



Palier lisse



Palier de butée côté actif



Palier de butée côté inactif

Figure I.24 : Différents types des paliers [5].

I.7.10 Accouplements :

Les fonctions principales de l'accouplement sont :

- Transmission du couple avec bon rendement d'un arbre à l'autre.
- Compensation du manque d'alignement.
- Compensation du déplacement axial des arbres accouplés.

1. Accouplement entre l'entraînement accessoire et l'arbre de turbine à gaz :

Il connecte l'arbre n°1 des engrenages accessoires à l'arbre de la turbine à gaz, cet accouplement se compose de deux brides et d'une section d'accouplement mobile situé entre les deux.

Cet accouplement possède une denture hypoïde permet de supporter de légers défauts d'alignement d'arbre [6].

2. Accouplement de charge entre l'arbre de turbine BP et le compresseur :

Il se peut délayer dans le sens axial de manière à compenser les mouvements relatifs entre l'arbre du compresseur et l'arbre de la turbine BP.

I.7.11 Système d'engrenage :

C'est un système nécessaire à l'entraînement des dispositifs auxiliaires aux vitesses requises, ces dispositifs sont :

- La pompe à lubrifiant principale.
- La pompe hydraulique.
- La génératrice auxiliaire.

Ce système a pour rôle de transmettre le couple provenant de la turbine de démarrage à la turbine à gaz, il contient 4 arbres :

- Arbre n°1 : entre la turbine de lancement et la turbine à gaz.
- Arbre n°2 : Fermé par obturateur.
- Arbre n°3 : lié à la génératrice auxiliaire.
- Arbre n°4 : il tourne la pompe hydraulique et la pompe lubrifiant principale [6].



La Figure I.25: Boitier d'engrenage

I.7.12 Génératrice auxiliaire :

Elle fournit l'énergie nécessaire à la turbine à gaz en cas de panne de toutes les autres sources d'alimentation.

Caractéristiques : $P = 200\text{KW}$. $F = 50\text{ HZ}$. $U = 380/220\text{V}$.

I.7.13 Air de refroidissement et d'étanchéité :

Il sert au refroidissement et la pressurisation des joints d'huile des paliers.

Les éléments qui sont refroidis par air sont les suivants :

- Espace avant et arrière des roues de turbine de 1^{er} et 2^{ème} étages.
- Ensemble directrices/couronne de retenue du 1^{er} étage
- Enveloppe de la turbine.

Les entretoises de renforcement du déflecteur interne et diffuseur d'échappement.

-L'air obtenu à partir du compresseur axial se subdivise en :

- Air d'extraction du 10^{ème} étage sert à l'étanchéité des paliers de turbine n°1, n°3 et n°4 ainsi que pour refroidir l'espace de roue du 2^{ème} étage.
- Air de purge du 15^{ème} étage sert au refroidissement interne de la fusée arrière creuse du rotor du compresseur et la roue du 1^{er} étage.
- Air de refoulement du compresseur monté dans le tube à flamme sert à refroidir les pièces de transition, des chambres de combustion, la couronne de retenu des directrices du 1^{er} étage [6].

I.7.14 Caractéristiques de la turbine à gaz GE/MS 3002:

Type de turbines à gaz	Caractéristiques
1. Turbine de production (Heavy –Duty)	Caractéristiques de construction : Série de turbine à gaz: MS-3002 Type de turbine à gaz: entraînement mécanique. Cycle: simple. Nombre d'arbres : 02 Sens de rotation en regardant en aval du corps d'admission: sens trigonométrique. Données nominales sur les plaques des turbines: Altitude: 526 m. Puissance nominale: 11.700CV. Température d'admission: 35°C. Température d'échappement: 541°C. Pression d'admission: 0, 9645 Kg/cm². Pression d'échappement: 0,9786Kg/cm². Caractéristiques maximales des turbines à gaz: Puissance maximale: 15.200 CV. Altitude: 526 m. Température d'admission: -10°C. Pression d'admission: 0, 9645 Kg/cm². Pression d'échappement: 0,9786Kg/cm². Turbine : Nombre d'étage: 02(séparés mécaniquement). Joint de corps: horizontal. Vitesse de la turbine sous charge: 6500tr/min. Vitesse du déclencheur électrique pour le rotor du deuxième étage: 7150tr/min. Poids approximatifs: Turbine à gaz: 21650Kgs. Socle de turbine et tuyauterie: 22250Kgs. Appareillage de démarrage et accessoires: 7580Kgs.

Tableau I.1 : Caractéristiques de la turbine à gaz GE/MS 3002 [3]

I.8 Conclusion :

-Une description détaillée de la turbine à gaz MS3002 a été présentée le long de ce chapitre, toutes les parties constitutantes de cette turbine et leur système et les accouplements.

Ce chapitre ‘‘les généralités de la turbine MS 3002’’ nous a permis de comprendre son fonctionnement, ses composants clés et ses applications, soulignant ainsi son importance dans le domaine de l'ingénierie et de l'industrie.

**Chapitre II : Aspect thermodynamique et
environnemental de la Turbine a gaz
MS3002**

II.1 Introduction :

Les centrales thermiques à TAG sont constituées d'un compresseur, une chambre de combustion, et une turbine, dans ce chapitre nous allons faire une analyse thermodynamique de TAG GE (MS3002) fonctionne selon le cycle de Brayton simple.

II.2 Cycle thermodynamique des turbines à gaz :

II.2.1 Cycle de Brayton: Le cycle thermodynamique de base dans lequel toutes les turbines à gaz fonctionnent s'appelle le cycle de Brayton. La figure ci-dessous (Figure) montre le diagramme classique(T-S) dans le cas idéal et réel [8].

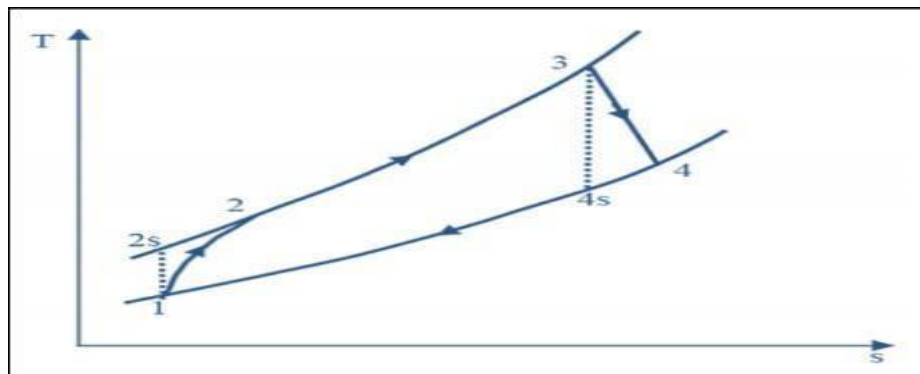


Figure II.1: Cycle thermodynamique de Brayton.

II.2.1.1 Cycle de Brayton idéal (réversible): La figure (Figure) représente le cycle théorique de la turbine à gaz que sont illustré dans des diagrammes T-S et (P-V) qui montrent les quatre transformations de cycle[11]

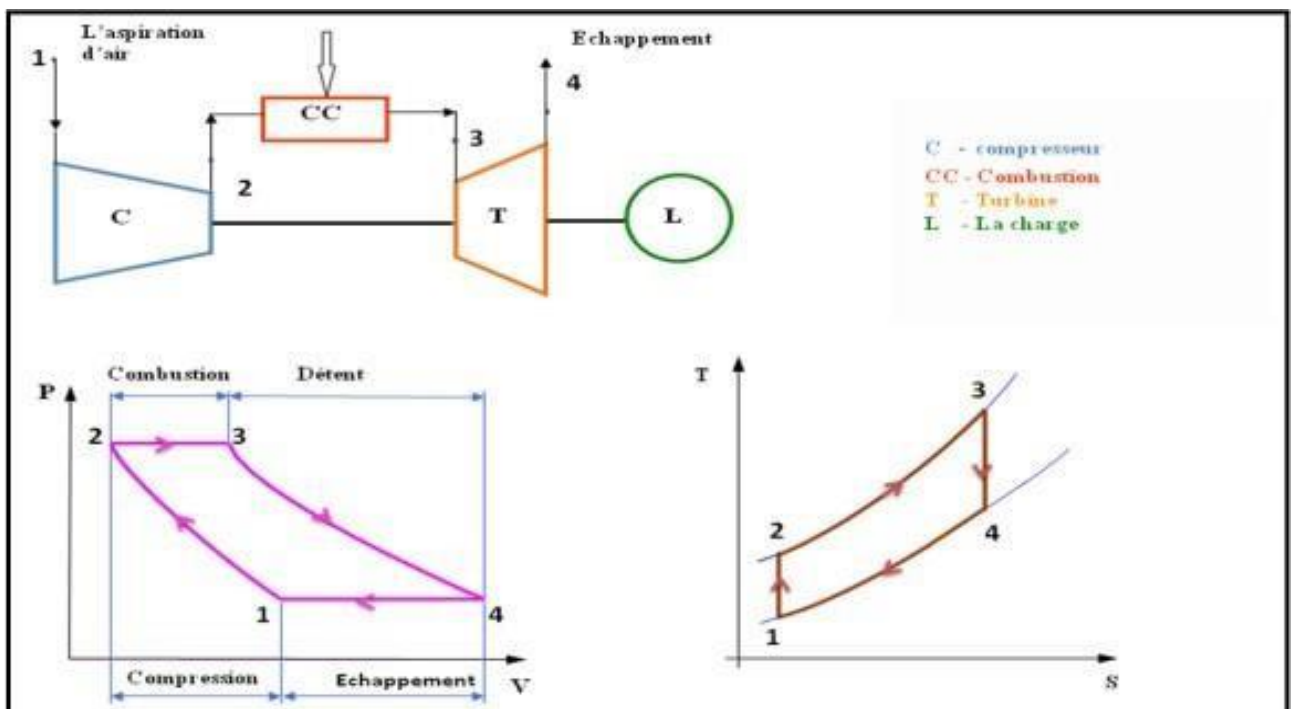


Figure II.2 : Cycle idéal (réversible) de Brayton.

Les transformations thermodynamiques de ce cycle sont :

- 1à2 : Compression isentropique (Compresseur).
- 2à3 : Combustion isobare (Chambre de combustion).
- 3à4 : Détente isentropique (Turbine).
- 4à1 : Échappement isobare [4]

II.2.1.2 Cycle de Brayton réel (irréversible) :

Le cycle réel de Brayton diffère du cycle théorique dû à l'irréversibilité des transformations réelles. Suite d'existence des forces de frottement interne dans le compresseur et la turbine, qui se manifeste par un accroissement d'entropie, la compression et la détente ne sont pas isentropiques. D'autre part, la combustion et l'échappement des gaz brûlés eux-mêmes sont accompagnés d'une légère chute de pression. **Figure**, montre le diagramme (T-S) du cycle de Brayton [8]

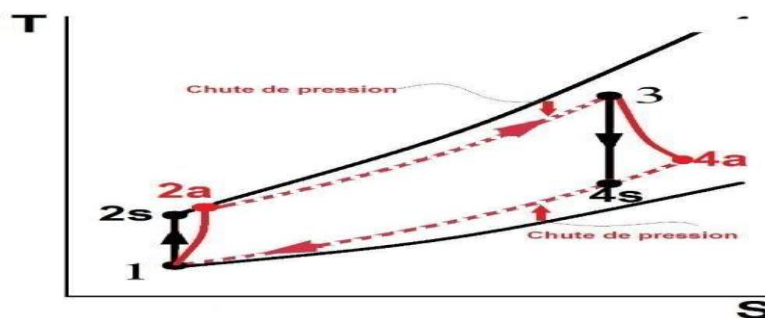


Figure II.3 : diagramme T-S du cycle réel de Brayton

II.2.1.3 Les Données disponibles auprès du fabricant:

Les données de constructeur sont résumées dans le Tableau II.1, et ont été définies sous les conditions de conception standard qui sont classifiées comme les conditions ISO ; avec les valeurs de référence qui on a déjà vu au premier chapitre.

Tableau II.1 : Données de la TAG GE (MS 3002)

$T_1(\text{K})$	313.15
$P_1(\text{bar})$	0.98
$P_2(\text{bar})$	5.28
$T_2(\text{K})$	510
$T_3(\text{K})$	1213
$\dot{m}_{air}(\text{Kg/s})$	40.86
$\dot{m}_{gaz}(\text{Kg/s})$	0.75
$\dot{m}_c(\text{Kg/s})$	41.61
$\dot{m}_{comb}(\text{kg/s})$	37,52
$P_3(\text{bar})$	5.10
$P_4(\text{bar})$	1.9
$\dot{P}_{net}(\text{kW})$	7413.15
$\eta_{glo}(\%)$	23.1

Tableaux II.2 : Données supplémentaires de la TAG.

$\eta_c(\%)$	87
$\eta_t(\%)$	90
$\eta_{cc}(\%)$	96,5
ΔP	3.5
r	5.6
$T_{2th}(\text{K})$	507.99
λ_{air}	1.4
λ_{gaz}	1.36
$C_{pair}(\text{kJ/kg})$	1.0055
$C_{pgaz}(\text{kJ/kg})$	1.1535
PCI	44600
$P_{atm}(\text{bar})$	0.97
q_{cc}	32317,19

II.3 Etude énergétique de la turbine MS3002 :

-II.3.1 Pour un cycle simple:

-II.3.1.1. Section de la compression : (1-2 compressions isentropique)

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

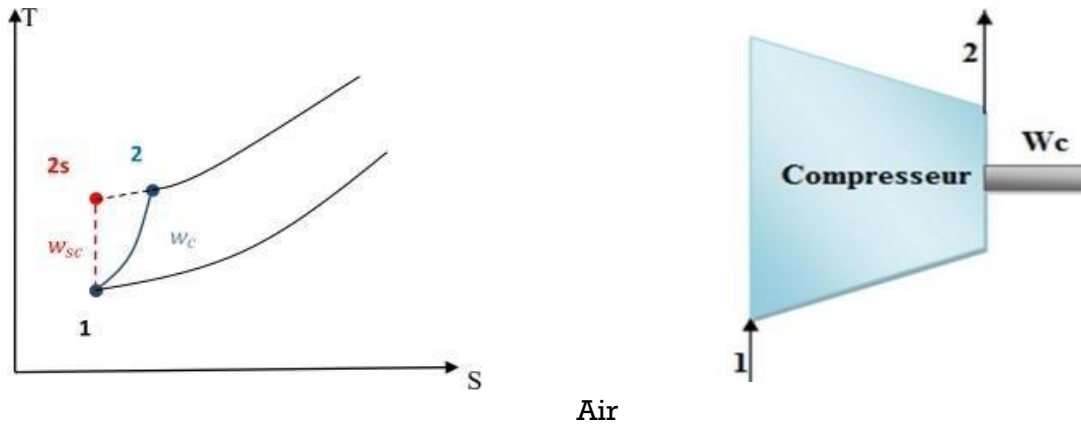


Figure II.4: Présentation de la compression de compresseur

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

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

$$\tau = \frac{P_2}{P_1} ; P_2 = \tau * P_1 \quad (II.1)$$

τ : Le taux de compression

Et $P_1 = 0.983 \text{ bar}$

La pression P_2 et la température T_2 de fin de compression isentropique La pression à la sortie du compresseur est le produit de la pression d'admission du compresseur et le taux de compression :

$$P_2 = P_1 * \tau$$

La pression P_{2r} et la température T_{2r} de la fin de la compression polytropique au cour du cycle réel de Brayton.

$$P_{2r} = P_{2s} = 5.28 \text{ bar}$$

Pour la transformation isentropique :

$$PT^{\frac{\lambda_{air}}{\lambda_{air}-1}} = \text{Cste} \quad (\text{II.2})$$

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \frac{P_2}{P_1}^{\left(\frac{\lambda_{air}-1}{\lambda_{air}}\right)} \quad (\text{II.3})$$

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = (r)^{\frac{\lambda_{air}-1}{\lambda_{air}}} \quad (\text{II.4})$$

On calcul la Température isentropique T_{2s} :

$$T_{2s} = (r)^{\frac{\lambda_{air}-1}{\lambda_{air}}} \quad (\text{II.5})$$

Avec λ : est le coefficient poly tropique de l'air :

$$\lambda = \frac{C_{Pair}}{C_{Vair}} = \frac{C_{Pair}}{C_{Pair} - R} \quad (\text{II.6})$$

Sachant que :

$$R = C_p - C_v \quad C_v = C_p - R \quad (C_{Pair} = 1.005 \text{ kJ/kg.k})$$

$$R_{air} = \frac{R_u}{M_{wair}} \quad (\text{II.7})$$

R_u : universal gas constant (8.314 kJ/mol.k)

M_{wair} : air molecular weight (kg/mol)

$$R_{air} = 0.287 \text{ kJ/kg.k}$$

Donc :

$$\lambda_{air} = \frac{C_{Pair}(T_1, T_{2s})}{(C_{Pair}(T_1, T_{2s}) - R)} \quad (\text{II.8})$$

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

$$W_{cis} = h_{2th} - h_1 \quad (\text{II.9})$$

$$W_{cis} = C_{p\text{air}} * (T_{2s} - T_1) \quad (\text{II.10})$$

La température T_{2r} est déterminée en utilisant le rendement de la compression isentropique et en considérant toujours un C_p constant :

$$\eta_{sc} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_{2r} - T_1} \quad (\text{II.11})$$

Nous a conduit :

$$T_{2r} = T_1 + \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_{cs}} \quad (\text{II.12})$$

Donc, le travail massique réel fourni pour entraîner le compresseur W_{cr} peut être calculé par la formule suivante :

$$W_{cr} = h_{2r} - h_1 = C_{p\text{air}} * (T_{2r} - T_1) \quad (\text{II.13})$$

Et on peut le calculer aussi par la relation suivante :

$$W_{cr} = \frac{W_{cs}}{\eta_c} \quad (\text{II.14})$$

Le Rendement de Compresseur par la relation :

$$\eta_{cr} = \frac{W_{cs}}{W_{cr}} \quad (\text{II.15})$$

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

$$\dot{P}_c = \dot{m}_{\text{air}} c_{p\text{air}} (T_2 - T_1) \quad (\text{II.16})$$

Tableau II.3 : Résultats du compresseur

P2(Bars)	T2s (K)	T2r (K)	W _{cis} (kj/kg)	W _{cr} (kj/kg)	η _c (%)	P _c (Kw)
5.4	510	539.4	197.8	227.38	87	9290.7

II.3.2 Section de la combustion : (2-3 Combustion isobare)

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



Figure II.5: Présentation de la combustion

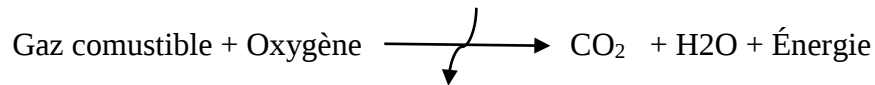
La quantité de chaleur par unité de masse fournie par la chambre de combustion est calculée par l'expression suivante :

$$q_{cc} = h_3 - h_2 = c_{p,g} (T_3 - T_2) \quad (\text{II} . 17)$$

$$q_{cc} = (\dot{m}_a + \dot{m}_g) c_{p,g} T_3 - \dot{m}_a c_{p,a} T_2 \quad (\text{II} . 18)$$

Chapitre II : Aspect thermodynamique et environnemental de la Turbine

L'équation générale de la combustion pour un gaz naturel C_xH_y avec un excès d'air est:



D'après les résultats de l'analyse chromatographique du GN on a :

Composants du gaz combustible	Moyenne	P.M	PCI	Air (combustion stoe)
	%Mol	gr/mol	Kcal/Nm3	%Mol
N ₂	0.560	0.1568	/	/
CO ₂	3.231	1.4221	/	/
CH ₄	76.808	12.3196	6558.172	7.312
C ₂ H ₆	11.079	3.3316	1635.9321	1.846
C ₃ H ₈	4.814	2.1228	1141.1975	0.114
IC ₄ H ₁₀	0.585	0.3400	265.4056	0.181
IC ₅ H ₁₂	0.145	0.1047	40.5030	0.055
NC ₅ H ₁₂	0.134	0.0970	46.8920	0.051
N-Hexane C ₆ H ₁₄	1.648	1.4205	683.1245	0.745
Total	100%	21.89	10652	10.611
Teneur en eau (ppm)	2	2	2	2

Tableaux II.4: L'analyse chromatographique du GN

On peut calculer le rendement avec l'expression suivante :

$$\eta_{cc} = \frac{q_{cc}}{mg' PCI} \quad (\text{II} . 19)$$

Le PCI_m est calculé en moyenne avec la méthode suivante :

$$PCI = \sum X_i * PCI_i \quad (\text{II} . 20)$$

$$\dot{m}_{comb} = \dot{m}_{air} + \dot{m}_g \quad (\text{II.21})$$

Tableaux II.5 : Résultats de la chambre de combustion

$T_3(\text{k})$	$p_3(\text{bar})$	$\eta_{cc}(\%)$	$\dot{m}_{Comb}(\text{kg/s})$	$q_{in}(\text{kJ/kg})$	$q_{cc}(\text{Kw})$
1213	5,4	96,5	41.61	777	32330,87

II.3.1.3 Section de la détente : (3-4 détente isentropique)

La **Figure** illustre le processus de la détente de cycle de Brayton dans les cas idéal et réel, de 3 à 4s, et de 3 à 4 respectivement.

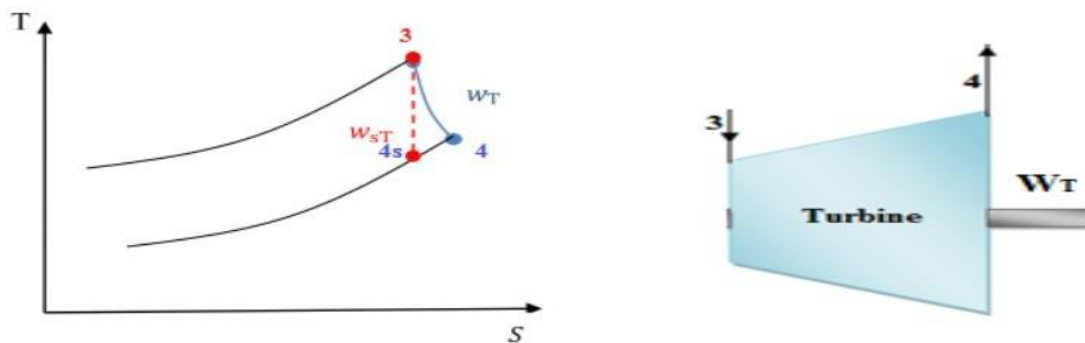


Figure II.6 : Présentation de la détente

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

$$\frac{P_3}{T_3} = \frac{P_4}{T_{4s}} \left(\frac{\lambda g a z - 1}{\lambda g a z} \right) \quad (\text{II.22})$$

$$\frac{T_{4s}}{T_3} = \frac{P_4}{P_3} \left(\frac{\lambda g a z - 1}{\lambda g a z} \right) \quad (\text{II.23})$$

On calcul la température idéale T_{4s} par la formule suivant :

$$T_{4s} = T_3 \frac{1}{r} \left(\frac{\lambda g a z - 1}{\lambda g a z} \right) \quad (\text{II.24})$$

Ou :

$$r = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_4} = \frac{P_{max}}{P_{min}} \quad (\text{Le taux de compression/pressure ratio})$$

Avec λ le coefficient polytropique du gaz :

$$\lambda = \frac{CP_{gaz}}{CV_{gaz}} = \frac{CP_{gaz}}{CP_{gaz} - R} \quad (CP_{gaz} = 1.1535 \text{ kJ/kg K})$$

Pour calculer R mélange gaz on a :

$$R_{gaz} = \frac{Ru}{M_{wgaz}} \quad \text{ou} \quad M_{wgaz} = \sum x_i * M_i \quad (\text{II . 25})$$

$$R_{gaz} = 0.274 \text{ kJ/kg K}$$

Donc :

$$\lambda_{gaz} = \frac{CP_{gaz}(T_3, T_{4s})}{(CP_{gaz}(T_3, T_{4s}) - R)} \quad (\text{II . 26})$$

Le travail massique isentropique obtenu par la turbine WT_{is}, est donné par l'équation suivante :

$$W_{Tis} = h_3 - h_{4is} \quad (\text{II . 27})$$

$$W_{Tis} = CP_{gaz} (T_3 - T_{4s}) \quad (\text{II . 28})$$

Tandis que dans le cas réel, la température T_{4r} à la sortie de la turbine est égale :

$$\eta = \frac{(T_3 - T_{4r})}{(T_3 - T_{4s})} \quad (\text{II . 29})$$

$$T_{4r} = T_3 - \eta_{Tis} (T_3 - T_{4is}) \quad (\text{II . 30})$$

Donc, le travail massique réel obtenu par la détente de la turbine **W_{Tr}** peut être calculé par la formule suivante :

$$W_{Tr} = C_{p,gaz} (T_3 - T_{4r}) \quad (\text{II . 31})$$

Et on peut le calculer aussi par la relation suivante :

$$\eta_{Tis} = \frac{W_{Tr}}{W_{Tis}} \quad \longrightarrow \quad W_{Tr} = W_{Tis} * \eta_{Tis} \quad (\text{II . 32})$$

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

$$\begin{aligned}\dot{P} &= \dot{m}_{comb} * CP_{gaz} (T_3 - T_{4r}) \\ &= \dot{m}_{comb} * W_{Tr}\end{aligned}\quad (II.33)$$

Tableaux II.6: Résultats de la turbine

T_{4s} (K)	T_{4r} (K)	P_4 (bars)	W_{Tis} (kJ/kg)	W_{Tr} (kJ/kg)	η_T (%)	P_T (Kw)
818.5	858	0,98	455.05	409.55	90	17039.29

II.3.1.4 Section d'échappement isobare : (4-1)

On va considérer que le cycle de Brayton est fermé pour calculer la quantité de chaleur rejetée :

$$\begin{aligned}q_{rej} &= h_5 - h_1 \\ &= CP_{gaz} * (T_5 - T_1)\end{aligned}\quad (II.34)$$

Pour la quantité de chaleur massique rejetée on peut l'écrire par :

$$Q_{rej} = \dot{m}_{comb} * CP_{gaz} * (T_5 - T_1) \quad (II.35)$$

II.3.1.5 Bilan global de la Turbine a gaz :

Le travail net du cycle W_{net} est estimé par :

$$W_{net} = W_{Tr} - W_{Cr} \quad (II.36)$$

La puissance nette produite par la TAG P_{nette} :

$$\dot{P}_{nette} = (\dot{P}_{Tr} - \dot{P}_{Cr}) \quad (II.37)$$

Tant que, le rendement thermique global de cycle de Brayton η_{glob} est donné par :

$$\eta_{glo} = \frac{W_{net}}{q_{cc}} \quad (II.38)$$

Et aussi en fonction de la puissance :

$$\eta_{glo} = \frac{P_{net}}{Q_{add}} \quad (II.39)$$

Pour le **(back work ratio)** est estimé par :

$$BWR = \frac{W_{cr}}{W_{Tr}} \quad (II.40)$$

Tableau III.7: Résultats d'échappement

T5 (K)	W _{net} (kj/kg)	P _{nette} (kw)	Q _{add} (kw)	Q _{rej} (kw)	BWR (%)	η _{glob} (%)
818.15	182.12	7748.45	32330.87	24238.55	55	24

II.4 Système de DLN

II.4.1 Introduction :

Toutes les grandes autorités environnementales internationales (**USEPA**, Commission européenne, ministères locaux de l'environnement) imposent des limites de plus en plus strictes à la quantité de polluants émis par l'industrie. Les turbines à gaz apportent une contribution importante aux polluants tels que les NO_x, les SO_x, les CO et les UHC et, en tant que telles, elles sont soumises aux restrictions réglementaires applicables aux nouvelles installations et, dans de nombreux cas, aux unités déjà installées et en exploitation depuis longtemps.

Les NO_x sont les principales espèces polluantes produites par les turbines à gaz et leur réduction est le premier objectif des technologies de réduction des émissions mises au point. Toutes les turbines à gaz actuellement fabriquées par GE disposent de systèmes de réduction des émissions de NO_x, qui peuvent en général être divisés en technologies "**SECHES**" et "**MOUILLÉES**", si l'élimination des NO_x est obtenue par l'utilisation de l'eau (technologies humides) ou sans eau (technologies sèches).

II.4.2 Méthodes de contrôle des émissions :

Il existe trois méthodes principales pour contrôler les émissions des turbines à gaz :

- Injection d'un diluant tel que de l'eau ou de la vapeur dans la zone de combustion d'une chambre de combustion classique (flamme de diffusion).
- Le nettoyage catalytique du NO_x et du CO provenant de l'échappement de la turbine à gaz
- Conception de la chambre de combustion pour limiter la formation de polluants dans la zone de combustion en utilisant la technologie de combustion « pré-mélangée ».

II.4.3 Systèmes de combustion de la turbine à gaz :

La chambre de combustion de la turbine à gaz est le dispositif qui fournit une énergie thermique au cycle thermodynamique de la machine par une réaction de combustion.

La combustion dans une turbine à gaz est un processus continu et doit être maintenue stable sur une large gamme de Conditions, par exemple : le rapport air-carburant, la pression, la température de réactif et la composition de ce dernier. Le carburant est brûlé avec une grande quantité de l'air en excès pour maintenir la température d'entrée de la turbine à un niveau approprié. Les systèmes de combustion de la turbine à gaz peuvent être de deux types :

-Diffusion

-Pré-mélange.

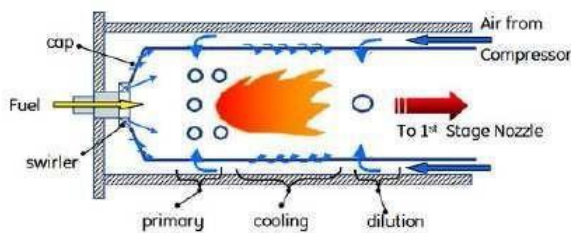


Figure II.1(A) : Type diffusion

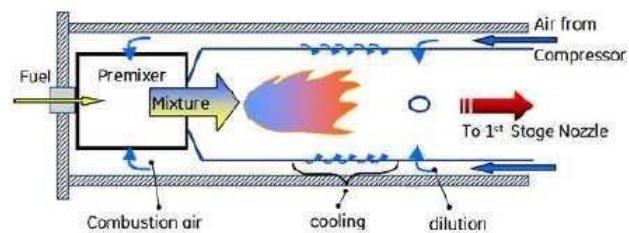


Figure II.1(B) : Type Pré-mélange

Dans les chambres de combustion à diffusion (**Figure II.1(A)**), le combustible et l'air sont injectés séparément dans la zone réactionnelle, les réactifs se combinent par un procédé de diffusion et, par conséquent, la vitesse de la flamme est limitée par la vitesse de diffusion. Ces chambres de combustion étaient la norme jusqu'à il ya environ 30 ans. La géométrie est relativement simple et peut être réglée très facilement, grâce à la capacité des flammes de diffusion à maintenir une combustion stable sur une large gamme de rapports air/carburant [7].

Le principal inconvénient des chambres de combustion à diffusion est la difficulté à contrôler les émissions de NO_x.

Dans ce système, la réduction des NO_x est possible en injectant de la vapeur ou de l'eau. Le diluant injecté fournit un dissipateur de chaleur qui réduit la température de la zone de combustion, lorsque la température de la zone de combustion diminue, la production de NO_x diminue exponentiellement.

Le principal inconvénient de ces systèmes traditionnels est qu'ils nécessitent de grandes quantités d'eau qui ne sont souvent pas disponibles, en particulier dans les applications de pétrole et de gaz. Pour surmonter cette limitation des systèmes de combustion par diffusion, un système DLN avec combustion pré-mélangée a été introduit pour les turbines à gaz (**Figure II.1(B)**)

Dans les systèmes DLN, le combustible et l'air nécessaires à la combustion sont mélangés ensemble avant d'être injectés dans la zone de réaction. Ainsi, le rapport carburant / air auquel se produit la combustion peut être contrôlé et la température de flamme est réduite par combustion pauvre pour atteindre un niveau très bas de production de NOx.

Pour obtenir un NOx faible et un CO faible, le rapport air / carburant doit être maintenu dans une plage relativement étroite. Depuis l'allumage jusqu'à la pleine charge, le rapport carburant / air global d'une turbine à gaz varie beaucoup au-delà de la plage optimale d'une flamme pré-mélangée, la mise en œuvre de stratégies spéciales de contrôle et de mode de fonctionnement est nécessaire [7].

II.4.4 Système de combustion DLN-1 :

Le développement du DLN-1 (Dry Low NOx) a commencé dans les années 1970 avec l'objectif de produire un système d'huile sèche pour répondre aux nouvelles normes de rendement de la source de l'Agence de protection de l'environnement des États-Unis qui est de 75 ppmvd NOx à 15% O₂. Ce système a été testé à la fois sur le pétrole et le gaz de **Houston Lightning & Power** en 1980 et a atteint ses objectifs d'émission. Par la suite, les objectifs du programme DLN ont changé en réponse à une réglementation environnementale plus stricte, et le rythme du programme s'est accéléré à la fin des années 1980, DLN-1 est utilisée sur toutes les turbines GE pour des températures inférieures à 1200 °C, et c'est une chambre de combustion hybride classique à deux étages [8].

Les avantages comprennent :

- La réduction des émissions de NOx, sans l'utilisation d'eau, de vapeur ou d'ammoniac.
- La réduction des coûts d'entretien et d'exploitation grâce à des intervalles prolongés.
- Longévité des actifs.
- Possibilités additionnelles de revenus.

Comment ça fonctionne ? :

Comme le montre la **Figure II.2**, les principaux composants du système de combustion sont les buses (**nozzles**) de combustible primaire et secondaire, la doublure (liner), la venturi et le corps central.

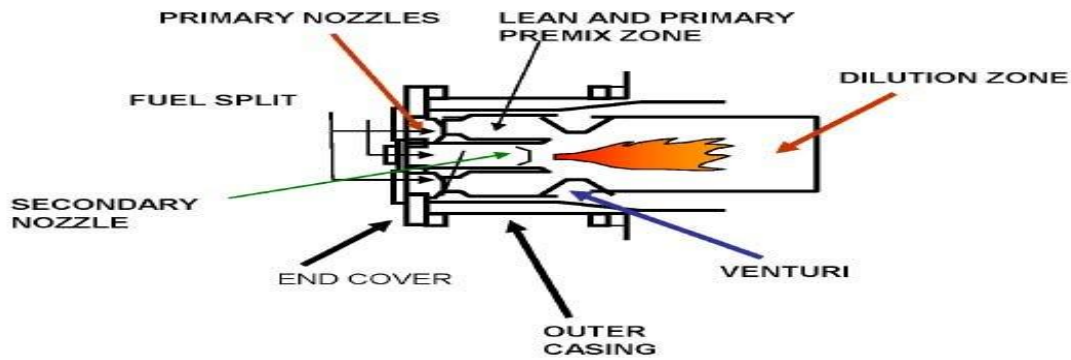


Figure II.2 : DLN1 combustion

- Le système de combustion GE DLN-1 fonctionne selon quatre modes distincts lors de l'opération de gaz naturel pré-mélangé :

Ces composants forment deux étages dans la chambre de combustion. Dans le mode pré-mélangé, la première étape mélange intimement le carburant et l'air et fournit un mélange carburant-air non brûlé, pauvre et uniforme à la deuxième étape [8].

1. Mode primaire :

Le carburant est envoyé uniquement aux buses primaires. La flamme est uniquement dans la zone primaire et c'est une flamme de diffusion. Ce mode de fonctionnement est utilisé pour allumer, préchauffer et début d'accélération et faire fonctionner la machine sur des charges faibles à moyennes.

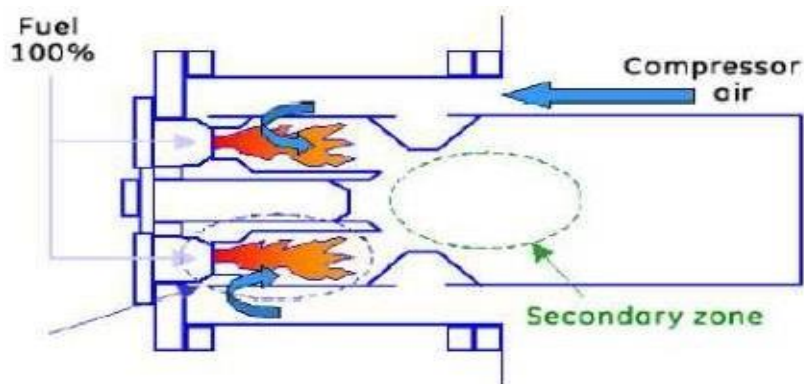


Figure II.3(A): Mode primaire-allumage à 20%

2. Mode pauvre-pauvre (lean-lean):

Le gaz est envoyé aux buses primaire et secondaire. La flamme est dans les deux zones primaires et secondaires, la flamme dans la zone secondaire est pré mélangée. Ce mode de fonctionnement est utilisé pour des charges moyennes.

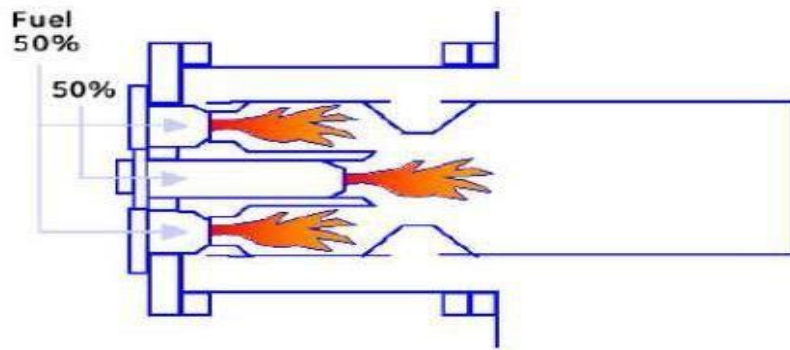


Figure II.3(B) : Mode lean lean (20%à50%)

3. Mode secondaire :

Le gaz est envoyé à la buse secondaire seulement et la flamme est seulement dans la zone secondaire. Ce mode est un état de transition entre le mode pauvre et le mode pré-mélangé et est utilisé pour éteindre la flamme dans la zone primaire. après ça, le carburant est réintroduit dans la zone qui deviendra la zone de pré-mélange primaire.

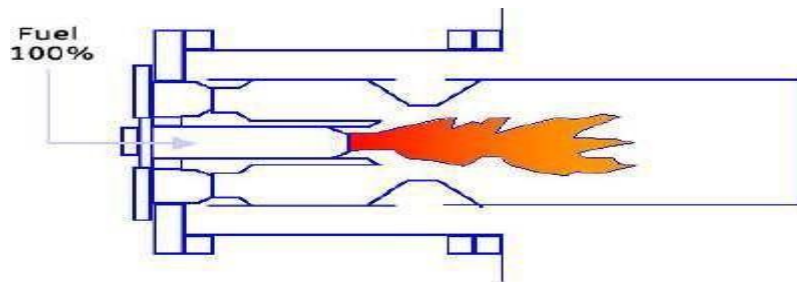


Figure II.3(C) : Zone primaire éteinte

4. Mode pré-mélange :

Le carburant est envoyé aux buses primaire et secondaire, la flamme n'est que dans la zone secondaire. Ce mode de fonctionnement est atteint au point de conception de température de référence de combustion. Des émissions optimales sont générées en mode pré-mélange.

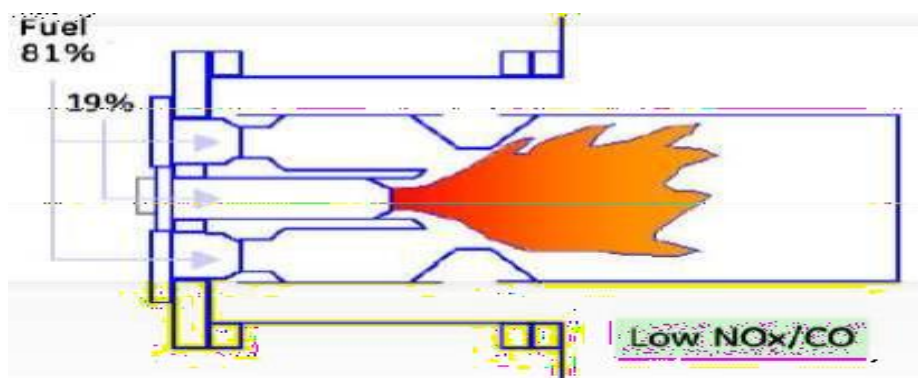


Figure II.3(D) : Opération pré- mix (50% à 100%)

La venturi joue un rôle clé dans le processus de combustion. Dans les modes primaire et pauvre, il fournit un espace confiné pour la flamme de diffusion, tandis que dans le mode pré-mélange, il sépare la zone de pré-mélange de la zone de combustion. Dans le mode pré-mélange, l'accélération dans la gorge venturi empêche le retour de la flamme.

La plage de charge associée à ces modes varie avec le degré de modulation de l'ailette de guidage d'entrée (IGV). Avec la modulation IGV jusqu'à 42°, la plage de Fonctionnement du pré-mix est de 50% à 100% de la charge.

Les dispositions de bougie d'allumage et de détecteur de flamme dans une chambre de combustion DLN-1 sont différentes de celles utilisées dans une chambre de combustion classique. Etant donné que la zone primaire doit être réactivée à une charge élevée pour retourner du mode pré-mélange au mode de fonctionnement pauvre, les bougies ne se rétractent pas. Le système utilise des détecteurs de flamme pour visualiser la zone primaire des chambres sélectionnées (semblable aux systèmes classiques) et les détecteurs de flamme secondaires qui regardent à travers le corps central dans la zone secondaire.

Une turbine avec une chambre de combustion à diffusion classique qui utilise l'injection de diluant pour le contrôle des NOx utilisera un algorithme pour contrôler l'injection de vapeur ou d'eau. Cet algorithme utilise des contrôles de variables à haut niveau (température d'échappement, vitesse, etc.) pour établir un rapport vapeur-carburant ou de l'eau-carburant pour contrôler les NOx.

De façon similaire, on utilise les mêmes variables pour diviser le débit total de carburant de la turbine entre les étages primaire et secondaire d'une chambre de combustion DLN. La division de combustible est accomplie en commandant une vanne de répartition étalonnée pour se déplacer à une position de consigne basée sur la température de référence calculée de combustion (**Figure II.4**) [8].

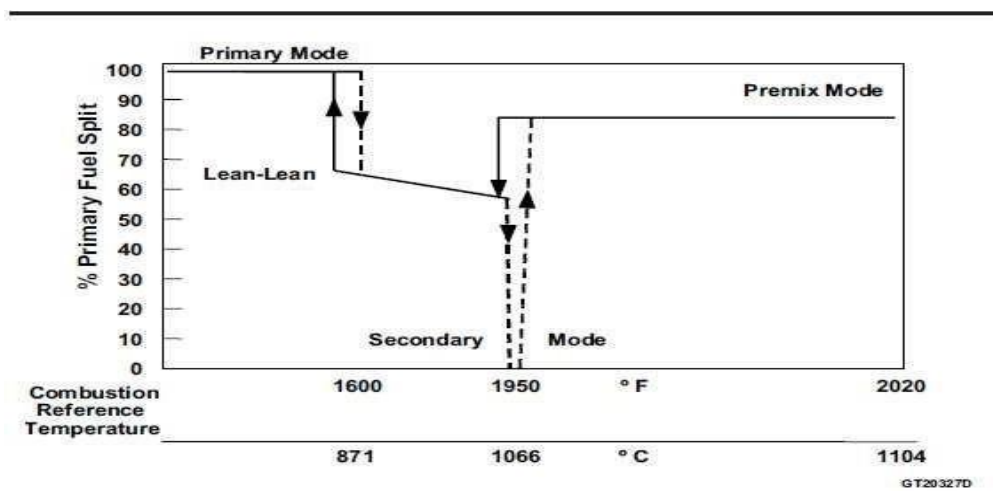


Figure II.4: Répartition des gaz combustible

La **Figure II.4** montre un schéma du système de combustible gazeux pour une turbine équipée de DLN.

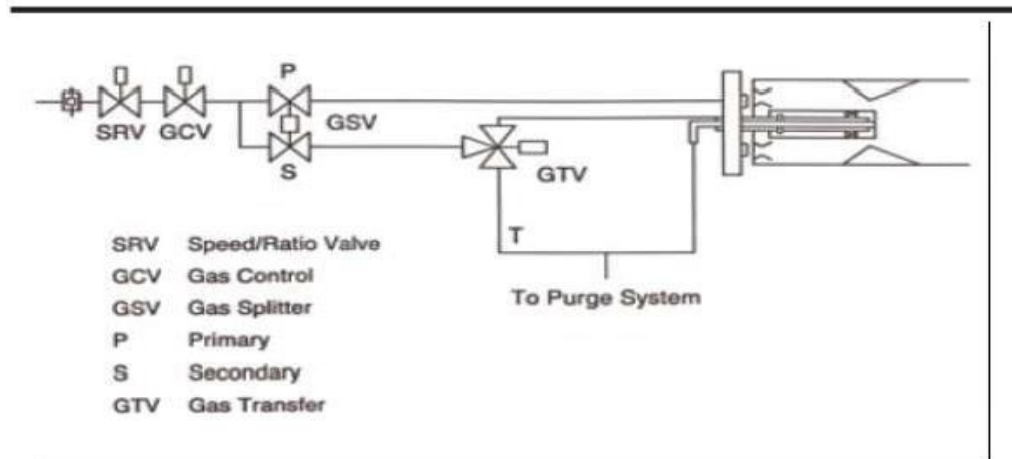


Figure II.5: Système de gaz combustible

II.4.5 Étendue de la fourniture :

Cette modification comprend les éléments suivants :

- Nouveaux carters de combustion
- Nouveaux revêtements de combustion
- Nouveaux chambres de combustion
- Buses de combustible primaire et secondaire
- Bougies et détecteurs de flamme
- Modification du système des vannes du gaz et de la tuyauterie
- Mise à niveau du système de contrôle de la turbine **Mark VI** pour prendre en charge les algorithmes de contrôle avancés.

Les résultats finaux de la modification de la turbine GE MS 3002, ont permis de mettre le niveau de NOx en conformité avec les règlements, comme le montre le tableau ci-dessous [8].

	Before	After
NOx	>200 ppmvd	35 ppmvd

Émissions données à la charge de base, conditions ISO,@ 15% O2

II.4.6 Conclusion :

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

Nos calculs plus proches que les données fournies par le constructeur, ce qui nous permet

de mener des expériences pour améliorer l'efficacité ou le rendement de la turbine à gaz.

Ainsi que pour le système DLN, la recherche sur les nouvelles technologies pour protéger l'environnement est toujours en cours. Ce développement continu a conduit à un système de réduction des NOx capable de limiter les niveaux d'émission de NOx à 25 ppm et dans de nombreux cas encore plus bas. Cela offre aux clients un moyen de réduire l'impact sur l'environnement et d'être en conformité avec les réglementations gouvernementales en améliorant les turbines à gaz existantes avec les dernières technologies DLN/DLE.

Chapitre III :

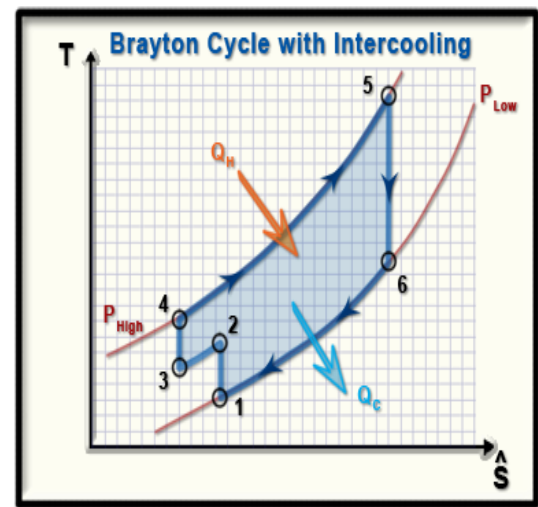
Résultat et discussion

III.1 Introduction :

Nous allons dans cette partie reprendre les calculs de chapitre (II) des paramètres précédents, mais cette fois ci, on essaye d'améliorer le rendement de la turbine avec trois méthodes, soit par augmenter le travail utile de la turbine (W_{net}) ou par réduire la quantité de chaleur fournit par la chambre de combustion(Q_{add}) qui est l'objet principal de notre étude.

III.2 Etude thermodynamique Cycle de Brayton avec refroidissement intermédiaire :

La compression avec refroidissement intermédiaire est un moyen pour augmenter la puissance utile du cycle. Le refroidissement diminue la puissance requise par la compression connue, et le rendement du cycle augmente. L'air comprimé par le compresseur à basse pression est refroidi par un refroidisseur intermédiaire puis récomprimé une autre fois par un compresseur à haute pression et sur le comportement des turbines à gaz et augmentation du rendement, on aura une diminution du travail de compresseur est une augmentation de la quantité de chaleur d'après le diagramme [9][11].



brayton cycle with intercooling **Figure III.1**

Diagramme

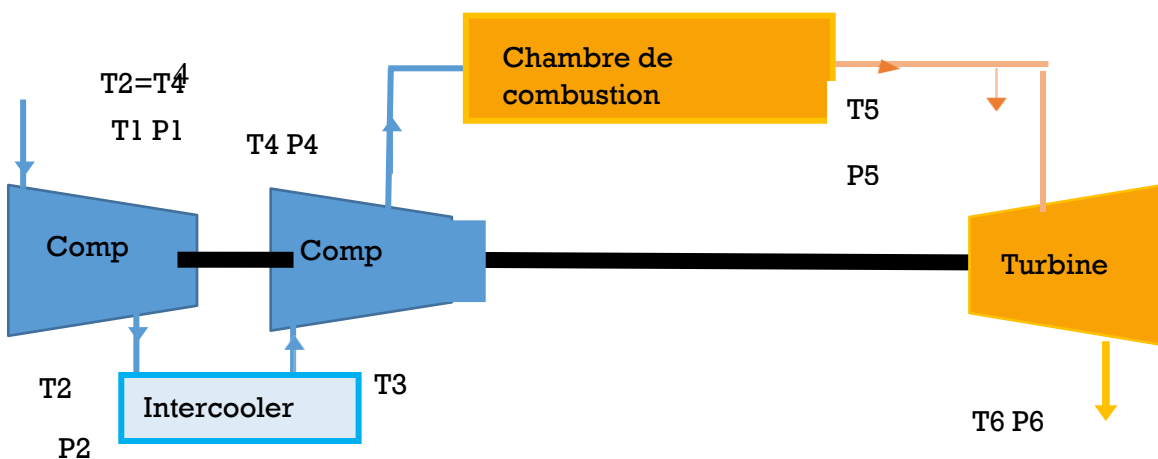


Figure III.2: Schéma descriptif d'un Cycle de Brayton avec Refroidissement intermédiaire

Pour notre étude on va assumer de mettre deux compresseurs et un refroidisseur entre les deux, pour calculer la diminution du travail de compresseur suite a la basse température a la sortie du deuxième compresseur.

III.2.1 L'amélioration du rendement thermique :

A- Premier compresseur (Processus 1----2) :(isentropic compression)

$$\text{On a : } \frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\lambda_{air}-1}{\lambda}} = \left(\frac{P_{int}}{P_{min}}\right)^{\frac{\lambda_{air}-1}{\lambda_{air}}} \quad (\text{III} . 1)$$

$$(\tau_p)_{st1} = \frac{P_{int}}{P_{min}} \text{ stage pressure ratio ou taux de compression}$$

P2, P3, P4 sont des inconnues, donc on va travailler avec le taux de compression est après une démonstration mathématique pour des conditions optimales on a :

$$(\tau_p)_{st1} = (\tau_p)_{st2} = \sqrt{(\tau_p)_{overall}} \quad [10]. \quad (\text{III} . 2)$$

$$\text{Sachant que: } (\tau_p)_{overall} = \frac{P_{max}}{P_{min}} = \frac{P_5}{P_6} = \frac{5.4}{0.98} = 5.5 \quad (\text{III} . 3)$$

$$\text{Donc : } T_{2s} = T_1 (\sqrt{(\tau_p)_{ov}})^{\frac{\lambda_{air}-1}{\lambda_{air}}} \quad (\text{III} . 4)$$

Pour T2a est déterminé en utilisant le rendement de la compression isentropique :

$$T_{2a} = T_1 + \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_{c \text{ is}}} \quad (\text{III} . 5)$$

Donc le travail massique réel pour entrainer le compresseur peut etre calculer :

$$W_{cr(st1)} = h_{2a} - h_1 = CP_{air} (T_{2a} - T_1) \quad (\text{III} . 6)$$

Pour sa puissance :

$$P_{cr(st1)} = \dot{m}_{air} * W_{cr(st1)}$$

B- Deuxième Compresseur (Processus 3—4):

On travaille dans des conditions optimales :

Ou':

$$(\tau_p)_{st1} = (\tau_p)_{st2} \quad (T_1 = T_3) \text{ est } (T_{a2} = T_{a4})$$

Donc on constate que:

$$W_{cr(st1)} = W_{cr(st2)} \quad (III . 7)$$

C- la chambre de combustion (Processus 4--5) : combustion isobare

La quantité de chaleur fournie par la chambre de combustion :

$$q_{add} = CP_{gaz} (T_5 - T_{4a}) \quad (III . 8)$$

Pour la quantité de chaleur massique :

$$Q_{add} = \dot{m}_{gaz} * CP_{gaz} (T_5 - T_{4a}) \quad (III . 9)$$

Détermine le W_{net} par :

$$W_{net} = W_{T,out} - (W_{Cst1} + W_{Cst2}) \quad (III . 10)$$

Donc pour le rendement global de la turbine avec système de refroidissement Intermédiaire :

$$\eta_{glob} = \frac{W_{net}}{q_{add}} \quad (III . 11)$$

ou par la puissance :

$$\eta_{glob} = \frac{P_{net}}{Q_{add}} \quad (III . 12)$$

Tableau III.1 : Résultats de la Turbine avec système de refroidissement intermédiaire

T _{2r} (K)	T _{4r} (K)	T _{6r} (K)	W _{cr st1} (kj/kg)	W _{cr st2} (kj/kg)	W _{net} (kj/kg)	Q _{add} (kw)	P _{net} (kw)	η _{glob} (%)
413	413	858	100.4	100.4	208.75	35901.11	10485.45	28

III.3 Etude thermodynamique Cycle de Brayton avec Réchauffage inter turbine :

Un réchauffeur entre deux turbines est un composant qui peut être ajouté à un cycle de turbine à gaz pour améliorer ces performances. Dans cette méthode le processus de détente dans la turbine à haute pression et à basse pression.

Le gaz d'échappement de la turbine à haute pression qui contient suffisamment d'oxygène, d'écrit une chambre de combustion de réchauffage et la température des gaz peut être augmentée en raison de réchauffement supplémentaire. Les recherches antérieures sur le réchauffage des cycles

idéaux montrent que celui-ci augmente le travail spécifique net mais diminue le rendement

thermodynamique suite à l'augmentation de la chaleur

spécifique. En outre ces investigations prouvent que le travail

spécifique utile maximum dans les cycles de réchauffage est obtenu :

pour les turbines à haute et à basse pression sont supposés égaux. Dans le cas contraire le

rendement n'est pas maximum et le taux de compression le plus bas pour la turbine à haute

pression augmente le rendement, mais ceci mène à une réduction du travail à la sortie [10][11].

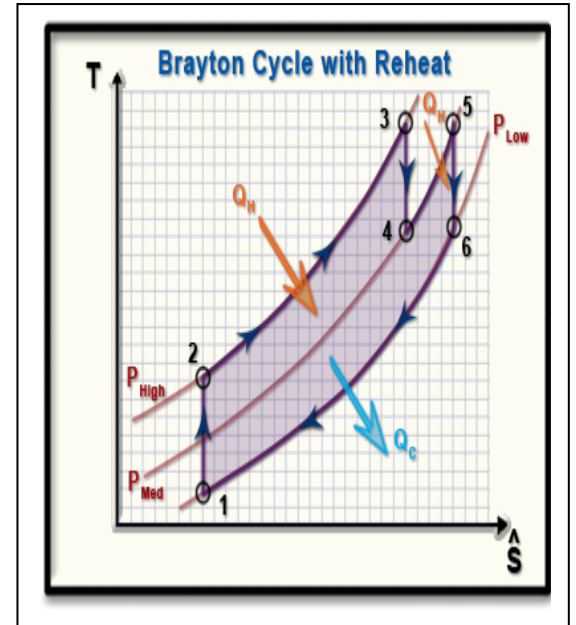


Figure III.3: Brayton cycle with reheat diagramme

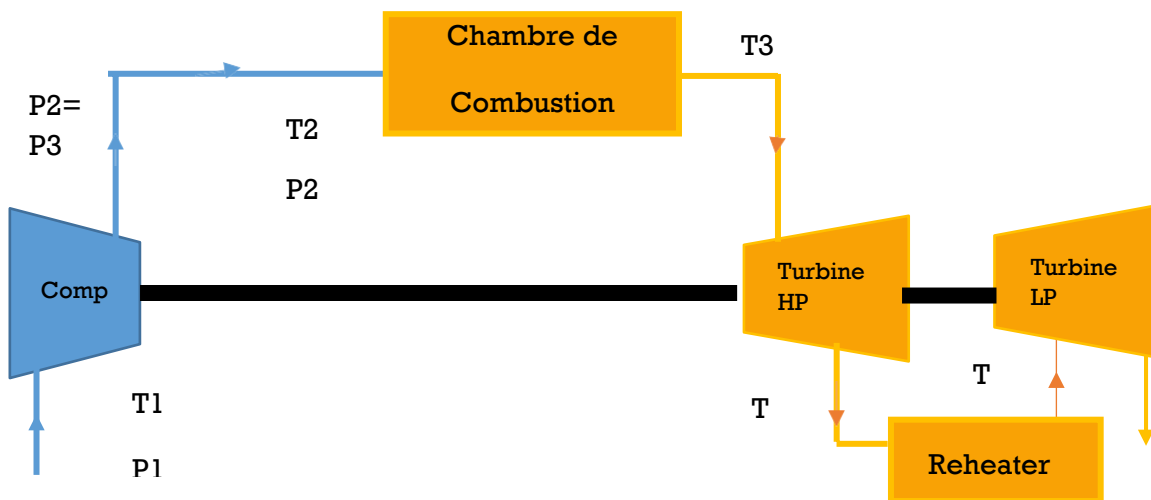


Figure III.4: Schéma descriptif d'un Cycle de Brayton avec Réchauffage inter turbine

On va étudier l'effet de l'augmentation du travail de la turbine sur le rendement suite au réchauffement des gaz brûlé entre deux turbines.

A- Turbine HP: (3—4 expansion isobare)

Avec le transfert isentropique :

$$\frac{T_3}{T_{4s}} = (\tau_p)_{st1}^{\frac{\lambda_{gaz}-1}{\lambda_{gaz}}} \quad (III.13)$$

$$T_{4s} = T_3 * (\tau_p)_{st1}^{\frac{\lambda_{gaz}-1}{\lambda_{gaz}}} \quad (III.14)$$

$$T_{4s} = T_3 * \sqrt{(\tau_p)_{st1}^{\frac{\lambda_{gaz}-1}{\lambda_{gaz}}}} \quad (III.15)$$

Pour Tr_4 on va le déterminer par le rendement isentropique de la turbine HP, est on considère dans les conditions optimums que ($\eta_{T1is} = \eta_{T2is}$) :

$$\eta_{T1is} = \frac{T_3 - T_{a4}}{T_3 - T_{s4}} \quad (III.16)$$

$$T_{r4} = T_{r3} - \eta_{T1is} (T_3 - T_{s4}) \quad (III.17)$$

Pour le travail massique réel fournit par la 1^{ère} Turbine HP :

$$W_{T1r} = C_{p_{gaz}} * (Tr_4 - T_3) \quad (III.18)$$

Et pour sa puissance :

$$P_{T1} = \dot{m}_{gaz} * W_{T1r} \quad (III.19)$$

B- Turbine BP: (5—6 expansion isobare)

Dans les conditions optimums on a:

$$(\tau_p)_{st1} = (\tau_p)_{st2} = \sqrt{(\tau_p)_{Overall}} \quad (III.20)$$

Ou':

$$W_{T1r} = C_{p_{gaz}} * (Tr_4 - T_3) \quad (III.21)$$

$$W_{T2r} = C_{p_{\text{gaz}}} * (T_{a6} - T_5) \quad (\text{III} . 22)$$

$$T_{a4} = T_{a6} \quad \& \quad T_3 = T_5$$

$$\text{Donc :} \quad W_{T1r} = W_{T2r}$$

C- Chambre de combustion : (2—3 & 4—5 Combustion isobare)

La quantité de chaleur fournie par chambre de combustion dans ce cas

$$Q_{\text{add}} = C_{p_{\text{gaz}}} ((T_3 - T_{2a}) + (T_5 - T_{4r})) \quad (\text{III} . 23)$$

Pour la quantité de chaleur massique :

$$Q_{\text{add}} = \dot{m}_{\text{gaz}} * q_{\text{add}} \quad (\text{III} . 24)$$

On détermine Wnet :

$$W_{\text{net}} = W_{T1r} + W_{T2r} - W_{Cr} \quad (\text{III} . 25)$$

Et Pour la puissance nette :

$$P_{\text{nette}} = P_{T1} + P_{T2} - P_C \quad (\text{III} . 26)$$

Donc le rendement global peut exprimer par :

$$\eta_{\text{glob}} = \frac{W_{\text{net}}}{Q_{\text{add}}} \quad (\text{III} . 27)$$

et on peut exprimer aussi le rendement globale par :

$$\eta_{\text{glob}} = \frac{P_{\text{nette}}}{Q_{\text{add}}} \quad (\text{III} . 28)$$

Tableau III.2 : Résultats de la Turbine avec système de réchauffement

T_{r2} (K)	T_{r4} (K)	T_{r6} (K)	W_{T1out} (kj/kg)	W_{T2out} (kj/kg)	W_{net} (kj/kg)	P_{nette} (kw)	Q_{add} (kw)	η_{glob} (%)
539	996	996	250.5	250.5	273.62	11385.32	42746.35	27

III.4 Etude thermodynamique Cycle de Brayton avec Régénération :

L'une des principales pertes d'un cycle de turbines et le rejet à l'atmosphère, des gaz d'échappement qui sortent de la turbine alors qu'ils sont encore à température élevée. Le cycle de régénération permet en prélevant une partie des gaz brûler à l'échappement de la turbine de puissance, utiliser leur enthalpie afin de préchauffer l'air sortant du compresseur, ainsi aux lieux d'échauffer le flux d'air intégralement par la combustion une partie d'énergie est apportée par échange thermique grâce à l'échangeur régénérateur.

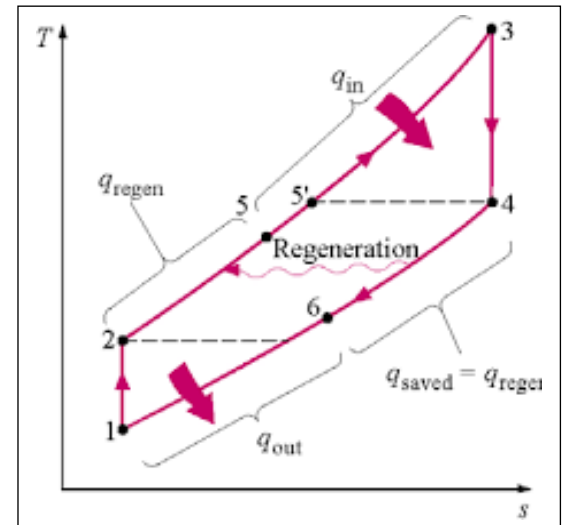


Figure III.5: Brayton cycle with regeneration

La quantité d'énergie apportée par la combustion étant

Donc plus faible la quantité du combustible diminue et le rendement augmente.

Notre dernière étude est de voir le comportement de la turbine après le réchauffement de l'air comprimé avec les gaz brûler de l'échappement par un échangeur thermique.

Donc on va calculer la nouvelle quantité de chaleur fournie par la chambre de combustion avec un travail de turbine et du compresseur constant [11] [12].

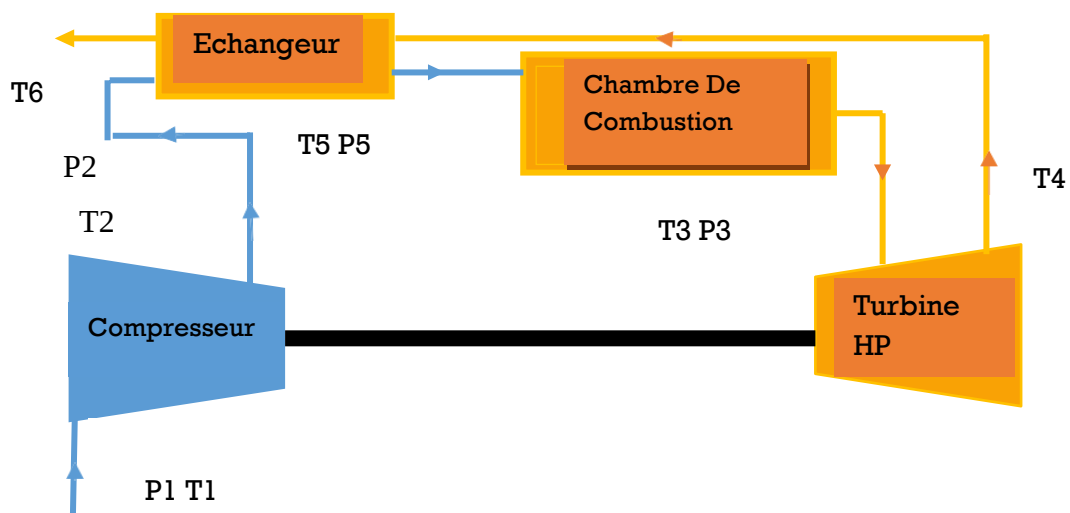


Figure III.6: Schéma descriptif d'un Cycle de Brayton avec Régénération

A- Chambre de combustion process 5—3:(Combustion isobare)

Pour la quantité de chaleur fournie par la chambre de combustion après la régénération

peut être exprimé :

$$Q_{in} = C_{p_{gaz}} * (T_3 - T_5) \quad (III . 29)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_{gaz} * C_{p_{gaz}} (T_3 - T_5) \quad (III . 30)$$

B- Echappement isobare Process 6—1 :

Pour savoir la quantité de chaleur rejeté par la turbine a travers l'échappement

$$Q_{rej} = C_{p_{gaz}} * (T_6 - T_1) \quad (III . 31)$$

$$\dot{Q}_{rej} = \dot{m}_{gaz} * C_{p_{gaz}} (T_6 - T_1) \quad (III . 32)$$

C-Heat saved process 2--5 :

$$Q_{reg} = C_{p_{gaz}} * (T_5 - T_2) \quad (III . 33)$$

$$\dot{Q}_{reg} = \dot{m}_{gaz} * C_{p_{gaz}} (T_5 - T_2) \quad (III . 34)$$

D- Max amount of Heat saved Process 5'--2 (Qreg max):

$$Q_{reg \max} = C_{p_{gaz}} * (T_{5'} - T_2) = C_{p_{gaz}} * (T_4 - T_2)$$

NB : on va considérer que ($T_{5'} = T_4$) pour avoir le maximum de la chaleur économiser
C.-à-d. la température d'entrée de la chambre de combustion égale a la température de sortie
est c'est impossible théoriquement mais juste pour nous facilite les calculs
thermodynamique

E- % decrease in Heat addition:

$$\frac{q_{reg}}{q_{in \text{ without reg}}} = \frac{C_{p_{gaz}} (T_5 - T_2)}{C_{p_{gaz}} (T_3 - T_2)} \quad (III . 35)$$

F- Effectiveness of generator (ϵ_{reg}) :

Le rendement de l'échangeur est donnée par le constructeur ($\epsilon_{reg} = 70\%$)

Donc on peut écrire :

$$\varepsilon_{reg} = \frac{q_{reg}}{q_{regmax}} = \frac{CP_{gas}(T5-T2)}{CP_{gas}(T5'-T2)} \quad (III.36)$$

On a ($T5' = T4$)

$$\varepsilon_{reg} = \frac{CP_{gas}(T5-T2)}{CP_{gas}(T4-T2)} \quad (III.37)$$

On peut déterminer **T5** suite a la relation suivante :

$$T5 = T2 + \varepsilon_{reg} (T4 - T2) \quad (III.38)$$

Pour déterminer **T6** (la température sortie d'échangeur) ou l'enthalpie perdue de gaz est l'enthalpie gagnée par l'air :

$$Q_{loss\ gas} = q_{gain\ air}$$

Donc on a :

$$\dot{m}_g CP_g (T4 - T6) = \dot{m}_a CP_a (T5 - T2) \quad (III.39)$$

$$T6 = \frac{\dot{m}_a CP_a (T5 - T2)}{\dot{m}_g CP_g} - T4 \quad (III.40)$$

Pour le rendement global de la turbine on peut l'exprimer comme :

$$\eta_{glob} = \frac{WT - Wc}{q_{reg}} = \frac{W_{net}}{q_{reg}} \quad (III.41)$$

ou :

$$\eta_{glob} = \frac{P_{net}}{Q_{reg}} \quad (III.42)$$

Tableau III.3 : Résultats de la Turbine avec système de régénération

T5 (K)	T6 (K)	Q _{in reg} (kw)	Q _{rej} (kw)	Q _{rej max}	%decrease at addition	Heat saved Q _{reg}	η _{glob} %
762.3	646	21632.3	14403.92	15311.08	33	10717.76	35

III.5 Résultats & interprétations :

III.5.1 Etude comparatif :

Après avoir terminé les études thermodynamiques du cycle de brayton nous avons crée un tableau de comparaison des résultats obtenues :

Tableau III.4 : Tableau de comparaison des résultats obtenus

	Cycle de Brayton Simple	Cycle de Brayton Avec refroidissement Intermédiaire		Cycle de Brayton Avec réchauffement Inter turbine		Cycle de Brayton Avec régénération
$W_{\text{compresseur}}$ (KJ/Kg)	227.38	Comp n°1 100.4	Comp n°1 100.4	227.38		227.3 8
W_{Turbine} (KJ/Kg)	409.55	436.13		Turb n°1 250.5	Turb n°2 250.5	409.5 5
W_{net} (KJ/Kg)	182.12	235.75		273.62		182.1 2
Puissance net (KW)	7748.45	9942.68		11385.32		7748.45
Q_{add} (KW)	32330.87	35901.11		42746.35		21632.3
η_{global} %	24	28		27		35

-D'après les résultats obtenus de nos calculs, on remarque que l'étude thermodynamique de cycle de brayton par l'ajout d'un deuxième compresseur avec refroidissement intermédiaire qui est basé sur la diminution du travail de compresseur, cette réduction a impact sur la consommation du gaz combustible qui augmente progressivement et qui rendre l'optimisation de la turbine un peu faible (4%) ,Ainsi que pour la deuxième étude thermodynamique de cycle de brayton par l'ajout d'une deuxième turbine avec réchauffement inter turbine qui est basé sur l'augmentation du travail de la turbine, cette augmentation a influe aussi sur la fourniture de la quantité de chaleur de la chambre de combustion et qui rendre l'amélioration de la turbine un peu faible (3%)
cette dernière étude thermodynamique de cycle de Brayton avec régénération par l'échange thermique entre la sortie du compresseur d'air et l'échappement des gaz bruler, cette Préchauffage d'air avant son entrée dans la chambre de combustion à diminuer la quantité de chaleur fournie par cette dernière, est qui nous a donner une bonne optimisation du rendement thermique de la turbine (11%).

-Les facteurs affectant sur l'optimisation du rendement thermique, pouvant être représenté sous formes graphique :

III. 5.1.1 Travail du compresseur en fonction du rendement thermique :

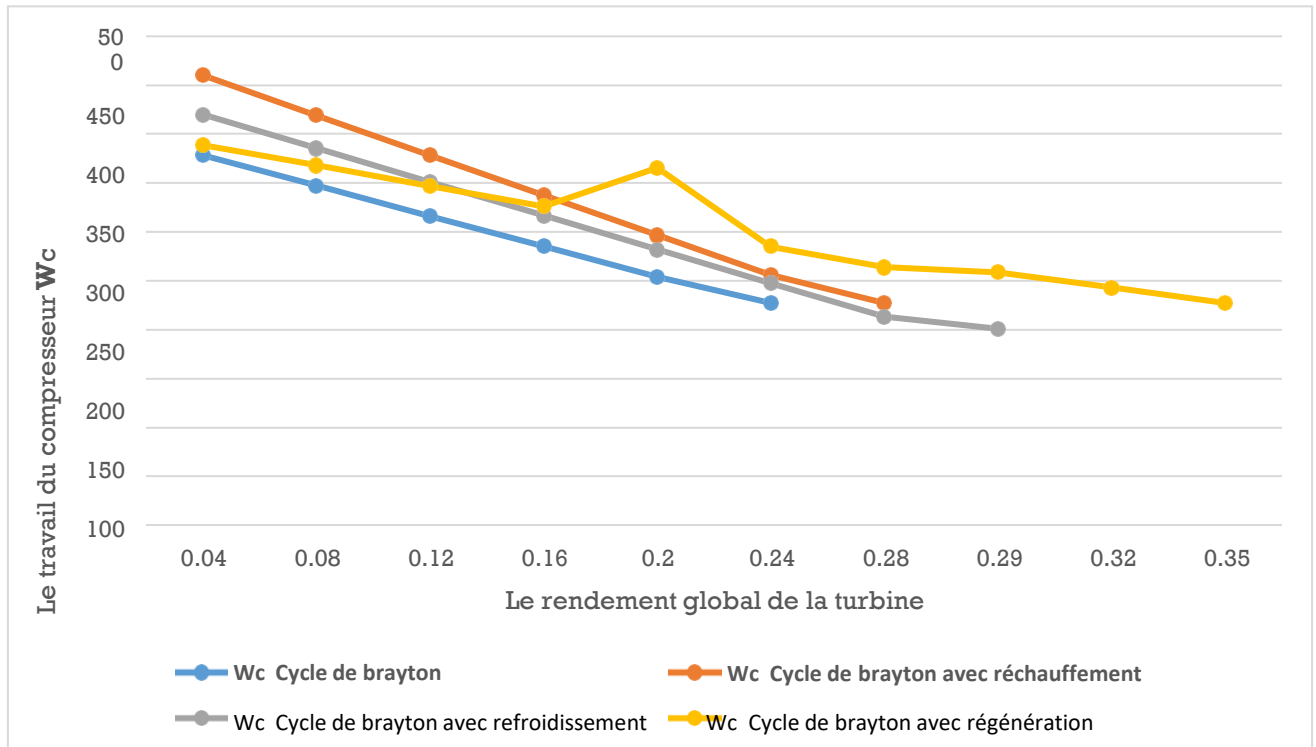


Figure III .7 : Graphe sur le travail du compresseur en fonction du rendement thermique

On constat dans cette figure qu'il ya une proportion inverse entre le travail du compresseur et le rendement de la turbine c.-à-d. plus le travail du compresseur diminue plus le rendement thermique de la turbine augmente particulièrement pour le graphe de refroidissement entre deux compresseurs qui a aider a réduire le travail du compresseur est qui mène a augmenter le rendement thermique mais dans un cadre limité.

Pour le graphe de régénération on a une augmentation de rendement sans une diminution perceptible du travail de compresseur, en raison de la réduction de la quantité de chaleur fournie par la chambre de combustion, qui a aider a rendre l'optimisation de la turbine élevé sans avoir a réduire le travail de compresseur.

Quant au graphe de réchauffement intermédiaire, son rendement est faible, suite a la grande fourniture de la quantité de chaleur même il y avait une diminution du travail de compresseur.

III.5.1. 2 Travail de la Turbine en fonction du rendement thermique :

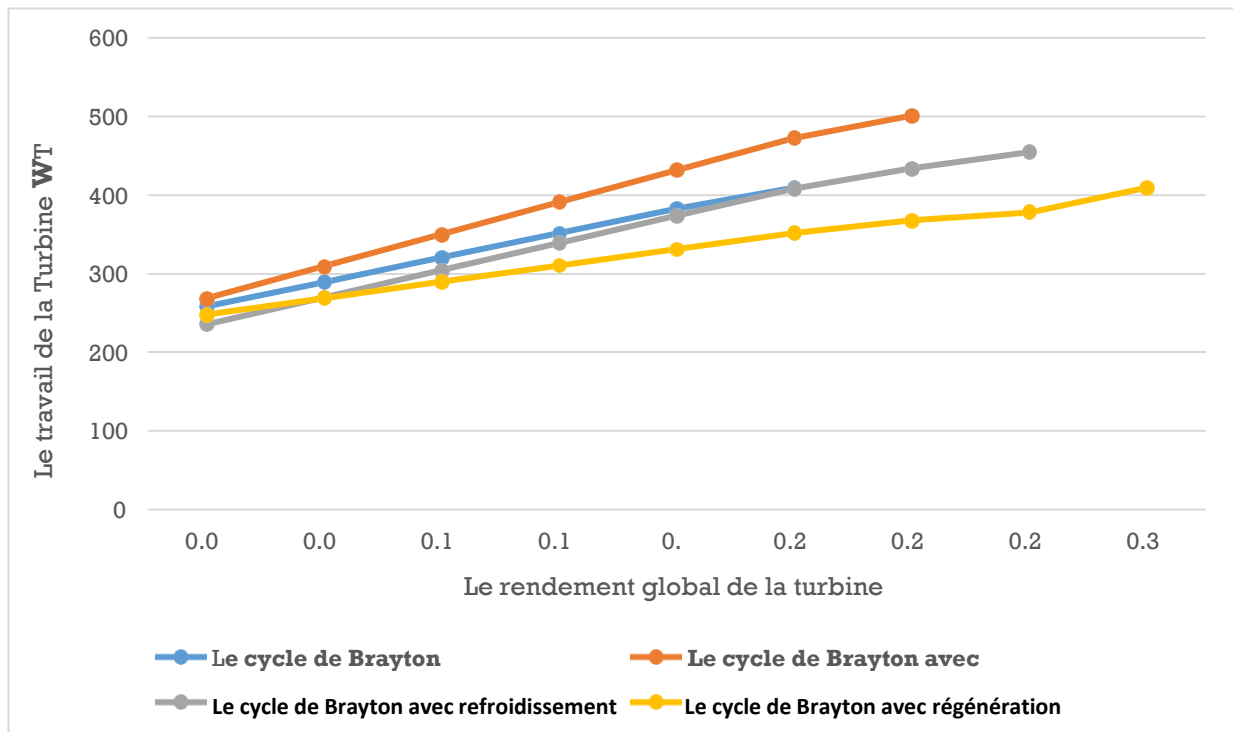


Figure III.8: Graphe sur le travail de la Turbine en fonction du rendement thermique

On constate dans cette figure qu'il y a une proportionnalité directe le travail de turbine est l'optimisation du rendement c'est-à-dire, plus que le travail de la turbine augmente plus que le rendement thermique augmente, Notamment pour le graphe de réchauffement inter-Turbine, en raison de l'augmentation de la température dans la turbine BP qui a augmenté son travail. -par contre on constate, que le graphe de régénération, malgré la diminution du travail de la turbine son efficacité est plus grande, avec moins d'effort mécanique, car elle fournit moins de quantité de chaleur qui permet d'augmenter le rendement. - quant a le graphe de refroidissement, son rendement à améliorer, suite a l'augmentation du travail de la turbine mais a un rythme inférieur aux graphes précédents car son travail net était plus important en raison de la diminution du travail de compresseur.

III.5.1. 3 Quantité de chaleur en fonction du rendement thermique :

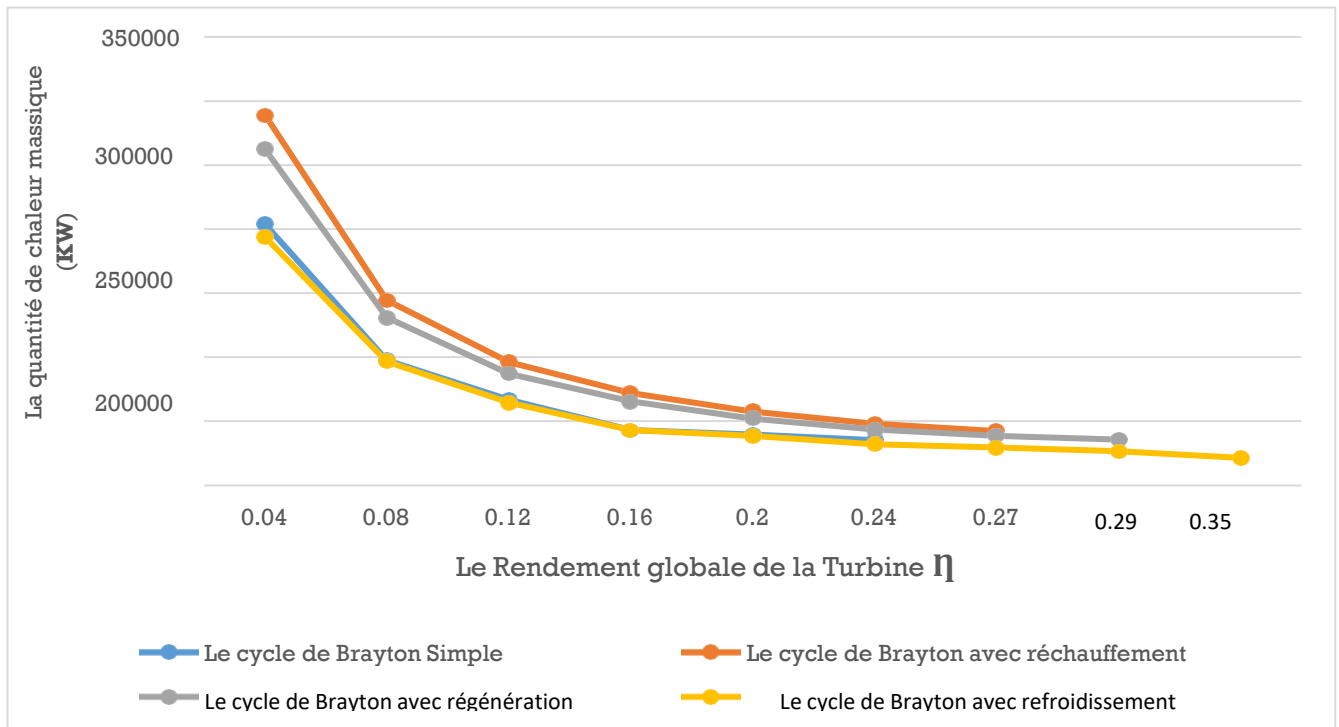


Figure III.9 : Graphe sur la quantité de chaleur en fonction du rendement thermique

-nous remarquons sur cette figure, qu'il ya une proportionnalité inverse entre la quantité de chaleur fournie par la chambre de combustion et le rendement de la turbine, c'est-à-dire qu'à mesure que la quantité de chaleur produite diminue, le rendement augmente, en particulier le graphe de régénération est le plus élevé qui atteignait 35% d'efficacité, tandis que, le graphe de réchauffement devait produire une grande quantité de chaleur pour augmenter le travail, qui influe sur le rendement de la turbine qui était lent et faible par rapport au graphe de refroidissement, qui bien quelle soit également affecter par la diminution du travail du compresseur qui augmentait la quantité de chaleur.

III.6 Conclusion:

Le but de ce chapitre est de choisir la méthode efficace d'optimisation du rendement thermique de la turbine, est on a conclu que la meilleure méthode est étude thermodynamique du cycle de brayton avec régénération (échangeur thermique des gaz bruler d'échappement avec l'air comprimé), cela permet d'obtenir 35% d'efficacité de la turbine, par rapport aux autres études.

Le but de cette étude consiste à de réduire la quantité de combustible nécessaire pour obtenir la même puissance, se qui se traduit par une consommation de carburant plus faible, qui entraine également une réduction des émissions polluante telles que (CO₂) et les oxyde d'azote (NO_x) cela contribue a la protection de l'environnement, et une meilleure efficacité énergétique.

Conclusion générale

Conclusion générale :

Le cycle simple de la turbine à gaz est un cycle très flexible (**brayton**), donc ce type d'étude thermodynamique nous ont aidés à faire des études par plusieurs méthodes pour améliorer le rendement global de la turbine.

Ces études sont basées sur trois facteurs qui influent sur l'optimisation du rendement de la turbine, L'augmentation du travail de la turbine, la diminution du travail de compresseur, est la réduction de la quantité de chaleur fournie par la chambre de combustion par (récupération une partie de la chaleur perdue dans les gaz d'échappement pour préchauffer l'air comprimé avant son entrée dans la chambre de combustion).

Cette recherche nous a permis de bien comprendre l'efficacité des systèmes de récupération de chaleur de la turbine à gaz, cette étude consiste à de réduire la quantité de combustible nécessaire pour obtenir la même puissance, se qui se traduit par une consommation de carburant plus faible, et une meilleure efficacité énergétique.

Pour cette raison, nous prenons les caractéristiques de la turbine à gaz MS3002 largement utilisée dans l'industrie des hydrocarbures comme machine d'application pour notre recherche.

Nous avons choisi la turbine à gaz MS3002 de la station de compression de gaz CC1Timzhert.

Nos études thermodynamiques ont été réalisées sur la turbine à gaz MS3002, est s'est appuyée sur trois facteurs : la réduction du travail du compresseur, qui a amélioré le travail de la turbine (4 %), l'augmentation du travail de la turbine, qui a entraîné une amélioration de (3 %). et une diminution de la quantité de chaleur fournie par la chambre de combustion, ce qui a donné une bonne amélioration du rendement de la turbine (11 %). Cette étude a également conduit à une réduction de la consommation de gaz nécessaire pour obtenir la même énergie, ce qui se traduit par une moindre consommation de carburant et une meilleure efficacité énergétique et ces résultats sont montrés que ses performances dépendent largement des conditions de fonctionnement, notamment de la température de la sortie de compresseur et le rendement de la chambre de combustion.

Référence bibliographique

Référence bibliographique :

- [1] ENSPM Formation Industriel –IFP Training Machines Tournantes : Turbine à Gaz Technologie et Fonctionnement.
- [2] Exploitation et maintenance des turbines à gaz –SH/TRC/RTO – ARZEW 1996
- [3] GE Oil & Gas –Nuevo-pignone : Manuel de formation pour la conduite et l'entretien d'une turbine à gaz.
- [4] Belfeddal.M.T "Mise en œuvre du concept de maintenance basé sur la fiabilité de la turbine à gaz MS3002 ", Projet fin d'étude (PFE) , Mater , Université Ibn Khaldoune , de Tiaret -2023-
- [5] Turbine.pdf (Nuovo Pignone) For training center of Hassi R'mel
- [6] Manuel D'entretien Turbine à gaz MS3002 Volume IV (Station de compression).
- [7] researchgate.net/figure/conventional-and-lean-premix-DLN-combustion
- [8] Bounedjar .M " Etude technologique de la turbine à gaz GE MS3002 pour réduire les émissions Nox" IAP Sonatrach, 2017.
- [9] Fundamentals of engineering Approch 9edition (Borgnakke / Sontag).
- [10] Modern engineering thermodynamics (Robert.T. Balmer).
- [11] Property Tables and Charts (SI units).
- [12] Thermodynamiques d'ingénierie (3^{ème} Édition) R.K.Rajput.

عنوان المذكرة: دراسة ديناميكية حرارية وبيئية لأداء توربين الغاز

المؤطر: عبد المعز أحمد

الاسم: توفيق

اللقب: عزيزي

الاسم: ياسين

اللقب: قورين

ملخص: يتزايد استخدام توربينات الغاز لإنتاج الكهرباء وتشغيل الطائرات والتطبيقات الصناعية المختلفة. وفي العقود الثلاثة الماضية، أظهرت التحسينات في توربينات الغاز نجاحها في زيادة كمية الطاقة الناتجة من محطات الطاقة. ويرجع ذلك إلى التقدم في علم المعادن وخاصة المواد المستخدمة في توربينات الغاز، بحيث أصبح من الممكن في الوقت الحاضر الحصول على توربينات غازية فعالة للغاية ذات عمر تشغيلي أطول.

إن خصائص الطاقة والكفاءة للتوربينات الغازية هي نتيجة للتفاعل المعقد بين الآلات التوربينية المختلفة ونظام الاحتراق اعتمدت دراستنا على ثلاثة عوامل: تقليل عمل الضاغط مما أدى إلى تحسين عمل التوربينة (4%)، زيادة عمل التوربينة مما أدى إلى تحسين (3%) وانخفاض كمية الحرارة الصادرة من غرفة الاحتراق مما أدى إلى تحسين جيد في كفاءة التوربين (11%). كما أدت هذه الدراسة إلى تقليل كمية الغاز اللازمة للحصول على نفس الطاقة، وهو ما أدى إلى انخفاض استهلاك الوقود وتحسين كفاءة الطاقة.

كلمات مفتاحية: توربينه غازية، غاز محترق، ضاغط، كفاءة الطاقة، نسبة الضغط

Thesis Title : "Thermodynamic and environmental study of the performance of an MS3002 gas turbine"

Name: Azizi

First name: Toufik

Supervised by: Abdelmouiz.Ahmed

Name: Gourine

First name: Yacine

Abstract: The use of gas turbines is increasing for producing electricity, operating airplanes and for various industrial applications. In the last three decades, improvements in gas turbines have shown their success in increasing the amount of energy output from power stations. This is because of advances in metallurgical science and especially the materials used in gas turbines, so that it is possible nowadays to have a very efficient gas turbine with longer working life.

The power and efficiency characteristics of a gas turbine are the result of a complex interaction of different turbo machines and a combustion system.

Our study relied on three factors: reducing compressor work, which improved turbine work (4%), increasing turbine work, which resulted in an improvement of (3%).) and a decrease in the amount of heat provided by the combustion chamber, which gave a good improvement to

the turbine efficiency (11%). This study also led to a reduction in the gas needed to obtain the same energy, which translates into lower fuel consumption and improved energy efficiency.

Key words: Gas Turbine; Combustion Gases, Compressor, efficiency, Pressure ratio

Titre du mémoire : "Etude thermodynamique et environnementale de la performance d'une turbine a gaz MS3002"

Nom : Azizi

Prénom : Toufik

Encadreur : Abdelmouiz.Ahmed

Nom : Gourine

Prénom : Yacine

Résumé : L'utilisation des turbines à gaz augmente pour produire de l'électricité, faire fonctionner des avions et pour diverses applications industrielles. Au cours des trois dernières décennies, les améliorations apportées aux turbines à gaz ont démontré leur capacité à augmenter la quantité d'énergie produite par les centrales électriques. Cela est dû aux progrès de la science Métallurgique

et en particulier des matériaux utilisés dans les turbines à gaz, de sorte qu'il est aujourd'hui possible de disposer d'une turbine à gaz très efficace avec une durée de vie plus longue.

Les caractéristiques de puissance et d'efficacité d'une turbine à gaz sont le résultat d'une interaction complexe de différentes turbomachines et d'un système de combustion.

Notre étude s'est appuyée sur trois facteurs : la réduction du travail du compresseur, qui a amélioré le travail de la turbine (4 %), l'augmentation du travail de la turbine, qui a entraîné une amélioration de (3 %). et une diminution de la quantité de chaleur fournie par la chambre de combustion, ce qui a donné une bonne amélioration du rendement de la turbine (11 %). Cette étude a également conduit à une réduction de la consommation de gaz nécessaire pour obtenir la même énergie, ce qui se traduit par une moindre consommation de carburant et une meilleure efficacité énergétique.

Mots clés : Turbine à gaz, gaz de combustion, Compresseur, rendement, Taux de compression.
