

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

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA
FACULTÉ DE TECHNOLOGIE
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

MEMOIRE

PRÉSENTÉ POUR L'OBTENTION DU DIPLÔME DE
MASTER

FILIÈRE : GÉNIE MÉCANIQUE

SPÉCIALITÉ : ÉNERGÉTIQUE

PAR :

BOUANANI OMAR

BACHIOUA NOUREDDINE

Thème

**Amélioration des performances énergétiques de la turbine à gaz
MS- 5002C par injection de la vapeur d'eau en amont de la
chambre de combustion**

Encadreur : **HAMTACHE.B**

Soutenu le 07/07/2019 devant le jury composé de:

Mr. Ali AGHA H

Président

Mr. HAMTACHE B

Rapporteur

Mr. BENSLIMANE A

Examineur

ANNÉE UNIVERSITAIRE 2018-2019

Remerciement

On tient à remercier tout d'abord DIEU le tout puissant qui nous a accordé la santé, la patience et le courage afin de réaliser ce modeste travail.

Nous tenons à exprimer notre profonde gratitude et nos sincères remerciement a toutes ceux qui ont Contribué de près ou de loin a l'élaboration de ce mémoire fin d'étude.

La réalisation de ce mémoire a été possible grâce à la patience assistance, les savants conseils et orientations, les méticuleux contrôles et suivis que nous a prodigué notre promoteur M^r HAMTACHE.B qui a accepté de nous encadrer.

Aussi, Nous tenons a remercier infiniment notre encadreur pendant la période du stage pratique MAY Yaaqoub qui nous a accordé son soutien, son aide indéfectible et surtout sa patience et sa gentillesse

Nous exprimons toutes nos gratitudes aux membres de jury

Enfin, on tient à remercier l'ensemble de l'équipe pédagogique de la faculté génie mécanique.

Nomenclature

Symboles	Unités	Significations
C_p	J/kg.K	Capacité calorifique
\dot{m}	Kg/s	Débit massique
\dot{m}_c	Kg/s	Débit de combustible
\dot{m}_v	Kg/s	Débit de vapeur
P_c	W	Puissance du compresseur
P_p	Bar	Pression de la pompe
P_{cc}	Bar	Pression de la chambre de combustion
P_T	W	Puissance de la turbine
P_U	W	Puissance utile
Q_{cc}	W	Puissance de la chambre de combustion
Q_H	kcal/mol	Pouvoir calorifique inférieur
S	m^2	Surface de l'échangeur
T	K	Température
T_{ce}	K	Température d'entrée fluide chaud
T_{cs}	K	Température de sortie fluide chaud
T_{fe}	K	Température d'entrée fluide froid
T_{fs}	K	Température de sortie fluide froid
W	kJ/kg	Travail massique
W_c	kJ/kg	Travail massique du compresseur
W_T	kJ/kg	Travail massique de la turbine

Alphabet grec

Symboles	Unités	significations
γ	/	Exposant isentropique
α	/	Coefficient d'excès d'air
τ	/	Taux de compression
η	/	Rendement
ρ	Kg/m ³	Masse volumique

Liste des figures

Figure	description	page
Figure(I.1)	Principaux organes d'une turbine à gaz	5
Figure(I.2)	Classification des turbines à gaz	7
Figure(I.3)	Turbine a gaz à un arbre et a deux arbres	8
Figure(I.4)	Mode de travail des turbines.	9
Figure(I.5)	système typique d'admission	14
Figure(I.6)	système d'alimentation du combustible.	17
Figure(I.7)	Circuit d'air d'étanchéité et de refroidissement	18
Figure(I.8)	ligne de pompage et limite de protection de pompage.	19
Figure(I.9)	principaux éléments du système d'échappement	20
Figure(I.10)	rotor du compresseur de la turbine à gaz MS5002-C	22
Figure(I.11)	chambre de combustion	23
Figure(I.12)	aubes de première roue turbine ; (b) : aubes deuxième roue (c) : segment de la directrice.	24
Figure(I.13)	différentes sections de la turbine à gaz.	25
Figure (II.1)	Schéma de la turbine à gaz injectée par la vapeur d'eau (Cheng 1976).	30
Figure (II.2)	Schéma de principe d'un échangeur de chaleur à contre-courant	34
Figure (II.3)	Schéma du mélangeur gaz-vapeur utilisée dans les chambres de combustion des turbines KB5 et KB7 de Allison (Indianapolis-USA).	36
Figure (III.1)	Cycle de la turbine à gaz MS-5002C	39
Figure (III.3)	Bilan énergétique de la chambre de combustion.	44
Figure (III.4)	variation d'excès d'air dans la chambre de combustion.	46
Figure (III.5)	variation des paramètres des produits de combustion dans la chambre de combustion	48
Figure (III.6)	variation du débit massique d'air en fonction de la température ambiante.	51
Figure (IV.1)	Bilan énergétique de la chambre de combustion après injection de la vapeur d'eau.	53
Figure (V.1)	variation de la température T_3 en fonction du volume de la vapeur d'eau injecté.	60

Figure(V.2)	variation de la température T_3 en fonction d'excès d'air.	61
Figure (V.3)	Variation du rendement globale en fonction du volume de la vapeur d'eau injecté.	62

Liste des tableaux

Table	description	page
Tableau (I.1)	Ensemble des paliers	15
Tableau (III.2)	variation de la masse volumique et du débit massique d'air en fonction de la température ambiante	50
Tableau (IV.1)	paramètres du compresseur	53
Tableau (IV.2)	Variation de la température en fonction du volume de vapeur à injecter	55
Tableau (V.1)	Résultats de calcul sans injection de la vapeur d'eau à 45°C	59
Tableau (V.2)	Résultats de calcul avec injection de la vapeur d'eau à 45°C	59
Tableau (V.3)	Variation de la température en fonction du volume de vapeur d'eau à injecter	60
Tableau (V.4) :	variation de la température T_3 en fonction d'excès d'air.	61
Tableau (V.5)	Variation du rendement globale en fonction du volume de la vapeur d'eau	60

SOMMAIRE

Introduction Générale.....	
0Erreur ! Signet non défini.	
Chapitre I : Généralités et description de la turbine à gaz MS5002-C	
I.1-Introduction.....	04
I.2-Historique de la turbine à gaz.....	04
I.3-Généralité sur les turbines à gaz.....	05
I.4-Principales applications.....	10
I.5-Avantages et inconvénients des turbines à gaz.....	11
I.6- Descriptionde la turbine à gaz MS5002-C.....	12
I.7-Conclusion.....	28
Chapitre II : Matériels et études de faisabilité technique de l'injection de la vapeur d'eau	
II.1.Introduction.....	30
II.2. Etude de faisabilité technique de l'injection de la vapeur d'eau.....	30
II.3. Matériels et Méthodes (pompe, évaporateur).....	32
II.4. Technique d'injection de la vapeur d'eau.....	36
II.5. Avantages et inconvénients.....	36
II.6. Conclusion.....	37
Chapitre III : Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS- 5002C sans injection de la vapeur d'eau	
III.1 Introduction.....	39
III.2- Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C a 45°C.....	40
III.2.1-données de la turbine à gaz MS-5002C	40
III.3- Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C a 45 °c.....	40

III.3.1- Calculs des paramètres du compresseur axial	40
III.3.2- Calculs des paramètres de la chambre de combustion	43
III.3.2.1-Calcul de la pression P_3 à la sortie de la chambre de combustion	43
III.3.2.2-Calcul de la température T_3 a la sortie de la chambre de combustion	44
III.4- Calculs des paramètres de la turbine	48
III.4.1-Calcul de pression P_{4s} et P_{4r} de fin de détente isentropique et réelle	48
III.4.2-Calcul de la température de fin de la détente isentropique T_{4s}	49
III.4.3-Calcul de travail massique de la turbine	49
III.4.4- puissance de la turbine	49
III.5-rendement globale de la turbine a gaz.....	49
III.6- Influence de la température ambiante sur les performances de la turbine	49
III.7-Conclusion	51

Chapitre IV Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS- 5002C avec injection de la vapeur d'eau

IV.I- introduction	53
IV.2- Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C	53
IV.2.1- Calcul des paramètres du compresseur.....	53
IV.2.2- Calculs des paramètres de la chambre de combustion.....	53
IV.2.2.1- Calcul de la température T_3 à la sortie de la chambre de combustion.....	53
IV.2.2.2-Calcul de la Puissance de la chambre de combustion	56
IV.2.3- Calculs des paramètres de la turbine.....	56
IV.2.3.1- Calcul de la pression P_4 a la sortie de la turbine.....	56
IV.2.3.2- Calcul de la température de fin de la détente isentropique T_{4s}	56
IV.2.3.3- Calcul de la température de fin de la détente réel T_{4r}	56
IV.2.3.4-Calcul de travail massique de la turbine	56

IV.2.3.5- Puissance de la turbine	56
IV.2.4- Rendement globale de la turbine	57
IV.3-Conclusion.....	57
Chapitre V: Résultats et discussion	
V.1-Introduction	59
V.2- Résultats de calcul sans et avec injection de vapeur d'eau à 45 °C	59
V.2.1. Sans injection de la vapeur d'eau	59
V.2.2- Avec injection de la vapeur d'eau	59
V.3-Variation des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C en fonction du volume de vapeur à injecté à 45 °C	60
V.3.1-. Variation de la température T_3 en fonction du volume de la vapeur d'eau.....	60
V.3.2- Variation du rendement globale η_g en fonction du volume de la vapeur d'eau....	61
V.4-Conclusion	62
Conclusion général.....	65

Introduction générale

Introduction Générale

Une turbine à gaz, appelée aussi turbine à combustion est un moteur à combustion interne, dont le rôle est la conversion de l'énergie thermique due à la combustion d'un hydrocarbure en énergie mécanique (couple mécanique sur l'arbre de la turbine). Elle demeure l'un des moyens de production de puissance les plus révolutionnaires, son invention a permis aux ingénieurs d'atteindre des niveaux de puissance jamais égalés par des moteurs thermiques conventionnels. L'utilisation de ces modes de productions de puissance est très répandue dans différents domaines d'activités, en particulier la production de l'énergie électrique, la propulsion aéronautique, la pétrochimie etc... et ceci compte tenu de facilités d'adaptations, du faible rapport coût puissance développée, une large gamme de régime de fonctionnement et à de modes de démontage en blocs qui permettent des périodes de fonctionnement entre réparation plus en plus élargies.

Malgré ces avantages, leur haute sensibilité à l'influence des conditions ambiantes, particulièrement la température de l'air ambiant qui varie considérablement entre le jour et la nuit pendant qu'il fait chaud, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté. Puisque la turbine à gaz est une machine à volume constant, sa puissance est directement proportionnelle au débit d'air passant, qui est aussi directement proportionnel à la densité qui diminue avec l'augmentation de la température ambiante.

Le cycle d'une turbine à gaz est un cycle très souple de sorte que ses paramètres de performance, c'est-à-dire le rendement, la puissance et le travail spécifique, puissent être améliorés en ajoutant des composants supplémentaires à un cycle simple.

Beaucoup de méthodes sont utilisées pour l'augmentation de la puissance, afin de compenser les effets des conditions ambiantes sur le rendement de la turbine à gaz, les méthodes les plus Utilisés sont celles du refroidissement d'air à l'admission, l'injection de la vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion (Paepe, 2001 ; Penning, 1996). Les méthodes de l'injection de l'eau et de la vapeur d'eau ont l'avantage de réduire les émissions des NO_x, ce qui est important pour la gestion environnementale.

Dans ce travail, le processus de combustion dans la chambre de combustion de la turbine à gaz s'effectue en présence d'une quantité supplémentaire de la vapeur d'eau. Celle-ci a été fait en récupérant la chaleur du gaz d'échappement de la turbine, qui est passé dans l'échangeur de chaleur (évaporateur), afin d'obtenir la vapeur surchauffée. Cette méthode

conduit à une amélioration du rendement et de la puissance de sortie de la turbine est une conséquence de la masse supplémentaire traversant la turbine (Wang et Chiou, 2004).

Chapitre I : Généralité et description de la turbine à gaz

MS 5002-C

Chapitre I : Généralité sur les turbines a gaz et description de la turbine a gaz MS 5002-C

I.1-Introduction :

La grande puissance, le bon fonctionnement ainsi que la haute performance des turbines à gaz font d'elle un des moyens les plus sollicités pour l'entraînement des charges mécaniques.

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne de tous les points de vue. Elle peut être considérée comme un système autosuffisant. En effet, elle prend et comprime l'air atmosphérique dans son propre compresseur, augmente la puissance énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et convertie cette puissance en énergie mécanique utile pendant les processus de détente qui ont lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel. [1]

La turbine a gaz (au sens large du terme), est le siège de l'ensemble de transformation constituant le cycle thermodynamique décrit par le fluide. Elle est assimilée aux moteurs à combustion interne mais les transformations s'effectuent dans des enceintes juxtaposées dans l'espace.

I.2-Historique de la turbine a gaz :

Les premières turbines sont apparues sur le marché à la fin des années 40. Elles ont été généralement employées dans les chemins de fer et avait l'avantage de brûler du combustible liquide, même à faible qualité (à cause de limitation des procédés de raffinage). La turbine MS3001 construite par GE, ayant une puissance de 3,312 MW, a été spécifiquement employée pour le service locomoteur.

Les progrès obtenus dans la technologie des matériaux et dans la recherche approfondie sur la combustion, ont permis des améliorations rapides des performances de ces machines, en termes de puissance spécifique et de rendement obtenus en augmentant les températures maximales dans le cycle thermodynamique.

Dans ce domaine, trois générations peuvent être classées, distinguées par les intervalles de températures maximales (en °C) des gaz à l'entrée du premier étage du rotor de la turbine :

- 1^{ère} génération : $760 < T_{\max} < 955$. °C ;
- 2^{ème} génération : $955 < T_{\max} < 1124$. °C ;

Chapitre I : Généralité sur les turbines a gaz et description de la turbine a gaz MS 5002-C

➤ 3^e generation : $1149 < T_{\max} < 1288$. °C.

Evidement, l'augmentation de la température d'entrée a la première turbine a eu comme effet une augmentation du rendement thermodynamique, qui est passé des valeurs inferieurs a 20% dans les premières machines, a des valeurs courantes supérieurs a 40% (turbine a gaz LM6000).[2]

I.3-Généralité sur les turbines a gaz

Les turbines sont des machines rotatives qui convertissent l'énergie fournie par l'expansion des gaz chauds ou de la vapeur en énergie mécanique dans l'installation industrielles. Les turbine à vapeur et a gaz constituent les deux catégories principales.

La turbine a gaz est une machine motrice tournante a écoulement continu, équipée d'un compresseur axial et des chambres de combustion. Elle est en mesure de produire elle-même un fluide sous pression et a température très élevée qui en subissant sa phase d'expansion dans les différents étages de la turbine, fournies de l'énergie mécanique a la sortie de son arbre d'entraînement. C'est une véritable unité autonome qui suffit à elle-même.

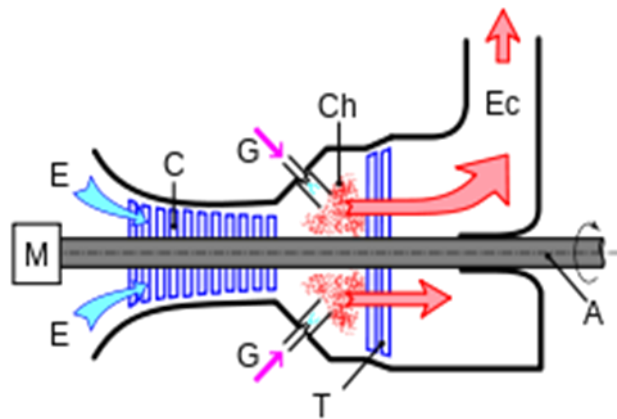


Figure (I.1): Principaux organes d'une turbine à gaz

I.3.1-Principe de fonctionnement de la turbine a gaz :

La turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

- Elle extrait de l'air du milieu environnement ;
- Elle le comprime a une pression plus élevée (7.5 bars) ;

Chapitre I : Généralité sur les turbines a gaz et description de la turbine a gaz MS 5002-C

- Elle augmente le niveau d'énergie de l'air en ajoutant et en brulant le combustible dans la chambre de combustion ;
- Elle achemine les gaz brulée a pression et a température élevées vers la section de la turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre ; ceci sert, d'un coté, a fournir l'énergie utile a la machine conduite (compresseur , pompe , générateur , ventilateur), couplée avec la machine (turbine BP) au moyen d'un accouplement et, de l'autre coté a fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air, qui a lieu dan un compresseur (axial) relié directement a la section turbine (HP) ;
- Elle décharge à l'atmosphère les gaz à basse pression.

Les gaz d'échappement à haute température peuvent être utilisés pour produire de la vapeur ou de l'eau chaude dans une chaudière de récupération de la chaleur. Les turbines à gaz peuvent également être utilisées comme machines auxiliaires de systèmes combinés où l'énergie provenant d'autres sources est utilisée pour augmenter la puissance d'entrée de la turbine et où les gaz d'échappements sont utilisés comme air de combustion chaud dans un autre brûleur.

I.3.2-Classification des turbines a gaz :

Différents modes de classification des turbines à gaz :

- Par le mode de construction.
- Par le mode de travail.
- Par le mode de fonctionnement thermodynamique.

Chapitre I : Généralité sur les turbines a gaz et description de la turbine a gaz MS 5002-C

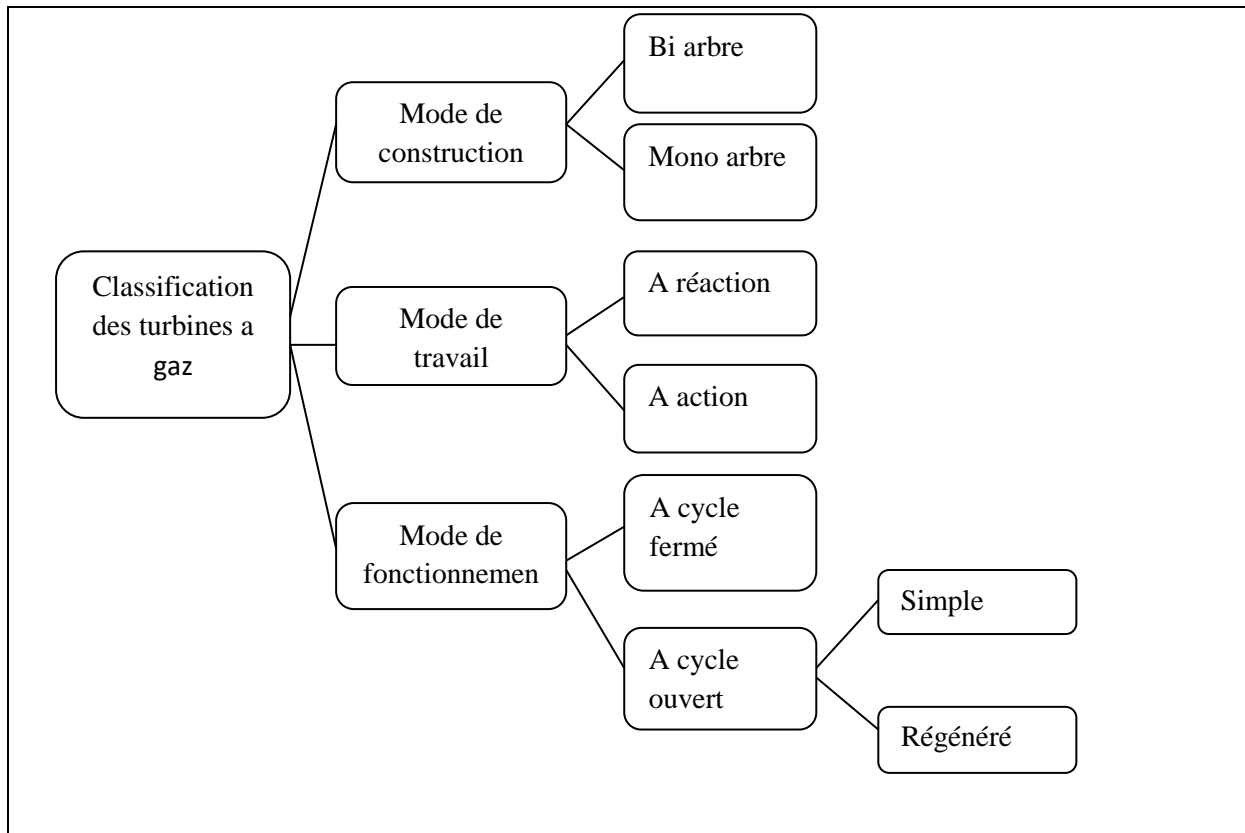


Figure (I.2) : Classification des turbines à gaz

I.3.2.1-par le mode de construction :

La détente des gaz dans plusieurs étages sert à produire de l'énergie mécanique. Cette énergie sert à entrainer le compresseur d'air et à fournir à l'arbre une puissance utilisable, recueillie par exemple par un alternateur. Du fait de cette double fonction, les étages destinés à l'entraînement du compresseur peuvent être séparés des étages produisant la puissance récupérable sur l'arbre.

- **Turbine à un arbre (mono-arbre) :**

Dans ce type de turbine à gaz, le compresseur d'air, les turbines de détente et la machine entraînée sont sur le même arbre. Cette solution a l'avantage d'une grande simplicité mais conduit à une plage d'utilisation de vitesse limitée, à un moins bon rendement à charge partielle qu'une turbine à deux arbres.

De plus, le moteur de lancement doit entrainer l'ensemble de la ligne d'arbre.

Chapitre I : Généralité sur les turbines a gaz et description de la turbine a gaz MS 5002-C

Ce type de turbine est le plus souvent utilisé pour les applications qui n'ont pas besoin des variations de vitesse (vitesse constante) telle que l'entraînement d'alternateur pour production de l'électricité.

- **Turbine à deux arbres (bi-arbre) :**

Lorsque la turbine de puissance n'est pas mécaniquement liée à l'ensemble constitué par le compresseur d'air et sa turbine on a alors une turbine a deux arbres.

La roue turbine HP entraine le rotor du compresseur axial et les accessoires, tandis que la roue BP deuxième étage sert à entrainer l'organe récepteur (ex : compresseur).

Le but des roues turbines non reliés est de permettre aux deux roues de fonctionner a des vitesses différentes pour satisfaire aux exigences de charge variable du récepteur.

A noter également la puissance réduite du moteur de démarrage qui n'entraîne que le premier arbre.

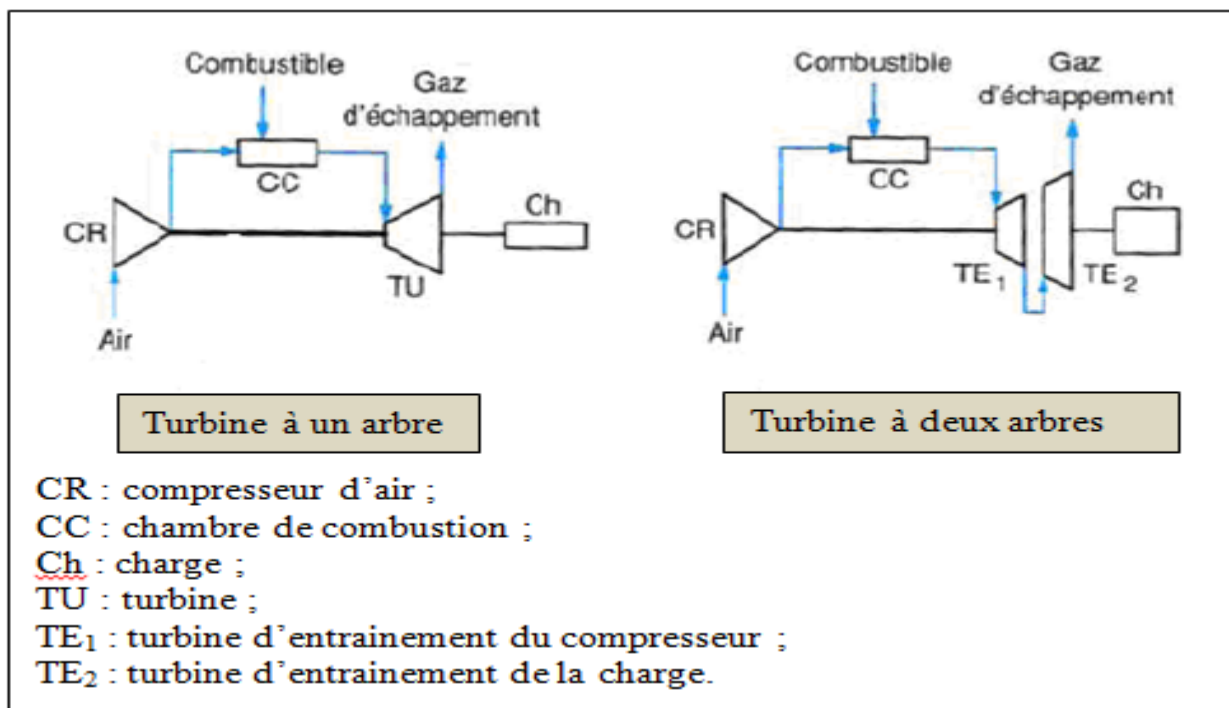


Figure (I.3) : Turbine a gaz à un arbre et a deux arbres

Chapitre I : Généralité sur les turbines a gaz et description de la turbine a gaz MS 5002-C

I.3.2.2-par le mode de travail :

On distingue deux types de turbine :

- **Turbine à action :**

Ou l'énergie thermique est transformée complètement en énergie cinétique dans la directrice.

- **Turbine à réaction :**

La détente est répartie entre la roue fixe et mobile (directrice et roue). Une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique. [1]

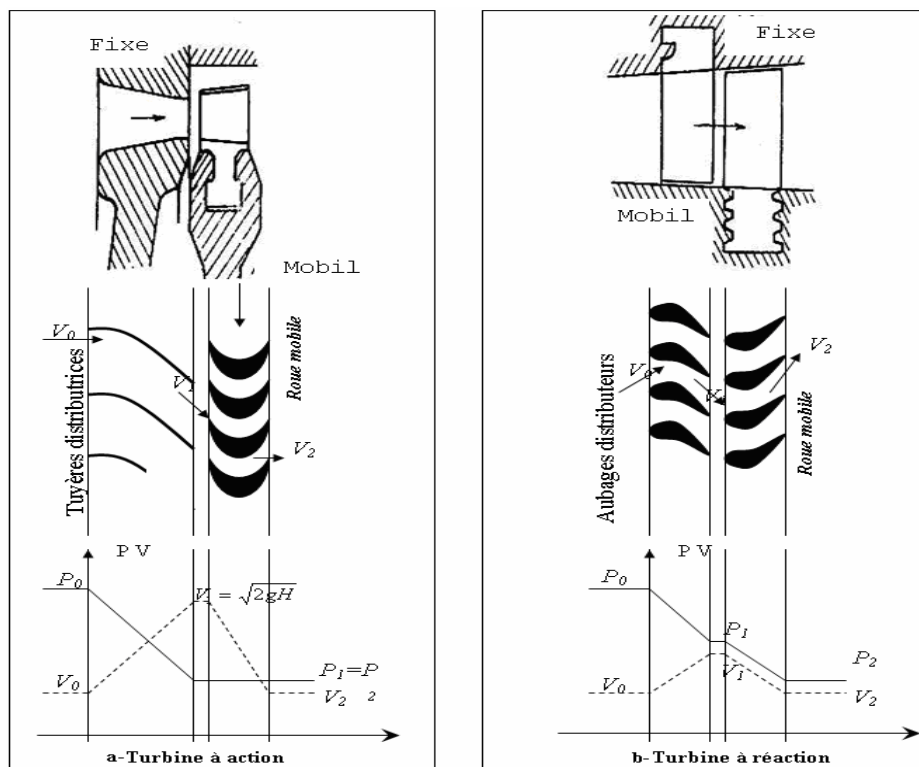


Figure (I.4): Mode de travail des turbines.

I.3.2.3-par le mode de fonctionnement thermodynamique :

Il existe deux cycles thermodynamique :

- **Turbine à gaz à cycle fermé :**

Dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

Chapitre I : Généralité sur les turbines a gaz et description de la turbine a gaz MS 5002-C

➤ Turbine à gaz à cycle ouvert :

C'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère. Ce type de turbine qui est le plus répandu se divise en deux classes :

- ✓ **Turbine à cycle simple** : C'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique, après la détente des gaz possédant encore un potentiel énergétique sont perdus dans l'atmosphère a travers l'échappement.
- ✓ **Turbine a cycle régènère** : c'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait intervenir plusieurs fluides moteur dont le bute d'augmenter le rendement de l'installation. [3]

I.4-principales applications :

De nos jours la turbine a gaz connait une large utilisation et dans différents domaines et en particulier dans le domaine des hydrocarbures a cause de leur grande gamme de puissance et leurs propres avantages. Chaque cas d'application d'une turbine a gaz comprend un nombre important de paramètres de définitions spécifiques : type de combustible, durée de fonctionnement par an, températures extérieurs extrêmes, montage, nuisances, etc. Il en résulte qu'une installation de turbine a gaz doit être personnalisée a fin de répondre aux conditions d'exploitation envisagées.

Etudions tout d'abord l'utilisation principale avant de passer en revue, au paragraphe suivant, les critères servant de base de réflexion pour choisir le dimensionnement d'une installation.

I.4.1-Utilisation des turbines a gaz pour la propulsion :

L'utilisation de la turbine à gaz dans l'aviation (avions, hélicoptères) est bien connue. Dans le domaine des transports civils et militaires, les turbines a gaz sont également utilisées pour la propulsion, car elles permettent d'obtenir de grandes puissances avec des poids et dimensions faibles par rapport a ceux des moteurs diesels.

I.4.2-Production combinée chaleur-force :

Ce type d'application permet d'économiser des dépenses d'énergies. Le couple de force peut servir a l'entraînement d'une machine réceptrice et la chaleur peut servir pour le chauffage, séchage, production de vapeur pour un processus industriel. Le principe de cette application peut être, encore, poussé plus loin pour obtenir des installations industrielles dites a énergie totale ou la turbine a gaz peut fournir simultanément trois formes d'énergie : électrique (alternateur), pneumatique (par prélèvement d'air sur le compresseur), calorifique

Chapitre I : Généralité sur les turbines a gaz et description de la turbine a gaz MS 5002-C

(récupérateur de chaleur des gaz d'échappement). Le rendement de telles installations est ainsi fortement revalorisé et peut atteindre 50 à 60%.

I.4.3-Production d'électricité :

Cette application est extrêmement courante : l'arbre de la turbine entraîne un réducteur dont l'arbre à petite vitesse entraîne un alternateur. Le système mécanique est simple et peut-être comparé à un groupe turboalternateur à vapeur. Produire uniquement de l'électricité avec une turbine à gaz n'est intéressant que pour des conditions d'exploitation imposant ce système.

I.4.4-Pompage et compression :

Dans tous les types d'applications étudiés, il est tout à fait possible de remplacer l'alternateur entraîné par une pompe, par un compresseur ou une soufflante.

I.5-Avantages et inconvénients des turbines à gaz :

I.5.1-Les avantages des turbines à gaz :

- Encombrement restreint permettant l'installation dans un local dans lequel un groupe diesel de même puissance ne pourrait être logé ;
- Faible poids permettant l'installation en étage ou en terrasse ;
- Très faible vibration ;
- Atténuations sonores facilement réalisables ;
- Pas d'irrégularités cycliques entraînant des distorsions dans le courant alternatif produit (courant propre) ;
- Démarrage facile par grand froid ;
- Faible consommation de courant pour maintenir le groupe en situation de démarrage ;
- Pas d'utilisation d'eau donc pas de risque de gel ;
- Possibilité d'utiliser deux combustibles (gaz naturel et fuel domestique par exemple) ;
- Possibilité de fonctionner à faible charge ou à vide sans problèmes.

I.5.2-Inconvénients des turbines à gaz :

- Au-dessous de 3 000 KW environ, prix installé supérieur à celui du groupe diesel ;
- Temps de lancement beaucoup plus long que celui d'un groupe diesel ; à titre indicatif : 30 à 120 s pour une turbine, 8 à 20 s pour un groupe diesel.
- Rendement inférieur à celui d'un moteur diesel (cycle simple). À titre indicatif : 28 à 33 % pour une turbine de 3 000 KW, 32 à 38% pour un groupe diesel.

Chapitre I : Généralité sur les turbines a gaz et description de la turbine a gaz MS 5002-C

- Performances dépendant des conditions extérieures (dégradées si T augmente ou si p diminue).

I.6-Description de la turbine a gaz MS5002-C :

Cette partie va nous aider à bien comprendre la conception et le principe de fonctionnement de notre turbine, connaître les compartiments la constituant, les éléments qui compose chaque compartiment.

La turbine à gaz à deux arbres à entraînement mécanique Modèle Série 5002-C, est une turbine à usage intensif faite pour résister à un service sévère et qui peut être entretenue sur place.

L'extrémité avant du socle de la turbine à gaz comprend une chambre d'admission d'air et une conduite contenant le silencieux à l'entrée qui affaiblit les bruits de hautes fréquences et un séparateur air inertiel éliminant les matières étrangères avant l'admission dans la turbine.

Dans ce moteur la roue première étage (haute pression) entraîne le rotor de compresseur et les auxiliaires tandis que la roue deuxième étage (basse pression) entraîne la charge (compresseur centrifuge).

Comme c'est déjà mentionné le but des deux roues non liées est de permettre à ces dernières de fonctionner à deux vitesses différentes pour satisfaire aux exigences de charge variable du compresseur centrifuge.

Cette turbine est conçue avec quatre paliers utilisant des coussinets à patins oscillants et elliptiques graissés sous pression. Les deux premiers supportent le rotor du compresseur et la roue turbine haute pression tandis que les deux autres supportent la roue basse pression et l'arbre de puissance.

Les roues de la turbine ont des aubes à queue longue coulées avec précision dont l'avantage de cette conception est de protéger les bords des roues et les bases des aubes de la température élevée de la veine de gaz principale.

Les roues sont refroidies par l'air extrait du dixième étage du compresseur (axial) et par l'air des fuites d'étanchéité haute pression de ce dernier. [4]

Chapitre I : Généralité sur les turbines a gaz et description de la turbine a gaz MS 5002-C

I.6.1-Principe de fonctionnement de la turbine a gaz :

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

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

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

Donc, on produit un travail utile pour entrainer le compresseur centrifuge à partir du rotor de la roue BP.

I.6.2. Sections principales de la turbine :

Les quatre sections principales de la turbine à gaz MS5002-C sont :

- ❖ Compartiment auxiliaire ;
- ❖ Section de compression ;
- ❖ Section combustion ;
- ❖ Section turbine ;

I.6.2.1 compartiment auxiliaire :

La continuité et la qualité de fonctionnement de la turbine, sa durée de vie, dépendent fortement de l'état des organes de cette partie, de leur rapidité ainsi que leur temps de réponse.

La partie auxiliaire se compose de :

- **Système d'admission :**

Le système d'admission d'une turbine a gaz a pour but de diriger l'air vers la section d'admission du compresseur axial (Figure I.5), il doit assurer :

- 1) Une bonne filtration de l'air pour le bon fonctionnement de la turbine.
- 2) Un débit d'air admis régulier afin de produire la puissance voulu.

Le système d'admission comprend un filtre d'admission, une conduite, un silencieux, un coude, un caisson d'admission et accessoires. L'air entre dans le filtre, traverse la conduite, le silencieux, le coude et le caisson d'admission pour atteindre le compresseur.

Les filtres a air utilisés comportent des éléments filtrant d'une forme conique (en deux morceaux), ils sont autonettoyant, avec une grande efficacité (par rapport aux filtre classiques), et d'une durée de vie qui peut aller jusqu'à 3 ans.

Chapitre I : Généralité sur les turbines a gaz et description de la turbine a gaz MS 5002-C

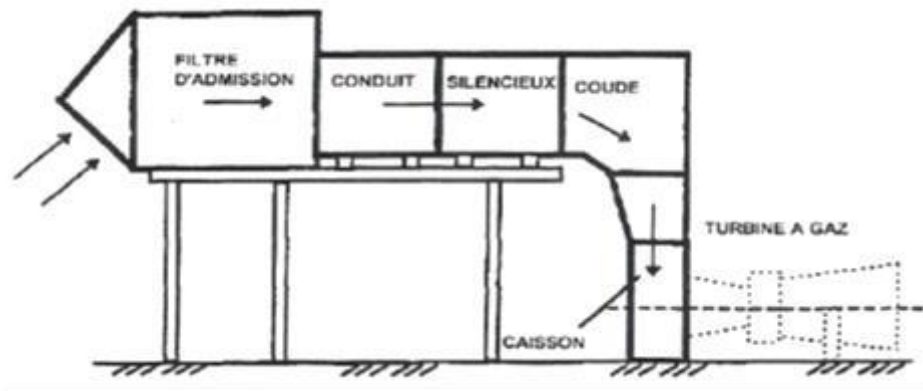


Figure (I.5) : système typique d'admission

- **Système de démarrage :**

Le système de lancement fait croître la vitesse du rotor de la turbine jusqu'à 22% de sa vitesse nominale (≈ 1122 rpm) dans une minute, l'ensemble se stabilise pendant les cinq minutes qui suivent à la vitesse de 22%, afin de permettre le balayage des gaz résiduels, et l'alimentation avec le gaz combustible.

Après le balayage, la flamme est ensuite enflammée, et le processus de démarrage commence l'accélération jusqu'à une vitesse de 60% de la vitesse nominale (3000tr/mn), le passage de 22% à 60% se fait dans environ 8mn. À la vitesse de 3000tr/mn, le système de lancement est désaccouplé du compresseur axial et la turbine atteint la phase de son autonomie, ou elle accélère jusqu'à sa vitesse nominale.

- **Paliers :**

La turbine à gaz comprend quatre paliers principaux qui supportent les rotors du compresseur et de la turbine basse pression.

Les paliers sont numérotés 1, 2, 3, et 4. Le palier N°1 se trouve dans le corps d'admission du compresseur, le palier N°2 dans le corps de refoulement de compresseur, le palier 3 dans le diffuseur d'échappement et le 4 à l'extrémité arrière du diffuseur d'échappement.

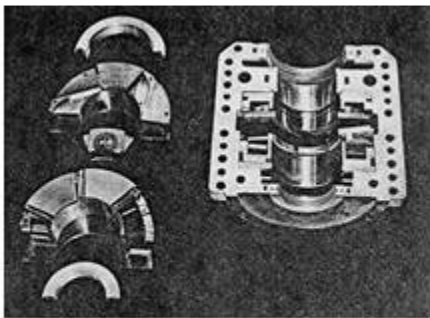
Les paliers N°1 et N°2 soutiennent le rotor du compresseur et la turbine haute pression.

Les paliers N°3 et N°4 soutiennent le rotor de la turbine basse pression et de la charge.

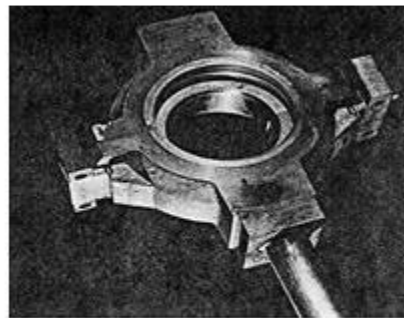
Chapitre I : Généralité sur les turbines a gaz et description de la turbine a gaz MS 5002-C

Tableau (I.1) : ensemble des paliers

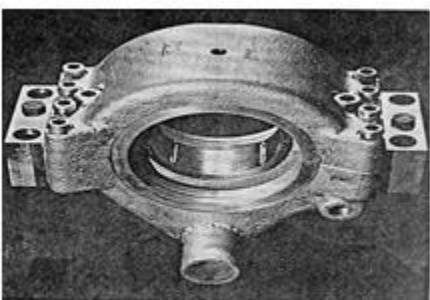
Paliers		
N°	Catégories	Type
1	Porteur	Elliptique
	Butée (active)	Patin oscillant (six patins) auto équilibrant
	Butée (inactive)	Surface réduite
2	Porteur	Elliptique
3	Porteur	Patin oscillant (cinq patins)
4	Porteur	Patin oscillant (cinq patins)
	Butée	Patin oscillant (huit patins) auto équilibrant
	Butée	Patin oscillant (quatre patins) pas équilibrant



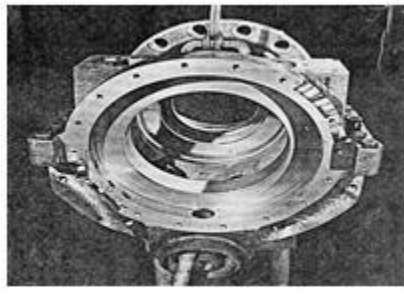
PALIER N° 1



PALIER N° 2



PALIER N° 3



PALIER N° 4

Chapitre I : Généralité sur les turbines a gaz et description de la turbine a gaz MS 5002-C

- **Système de l'huile de graissage :**

L'objectif de ce système est d'alimenter avec l'huile les paliers, les auxiliaires intégrés (réducteur, accouplements,...etc.), le vérin hydraulique...etc. Cette huile doit répondre aux exigences de propreté (filtration), de pression, et de température nécessaire aux différents organes ou elle est envoyée.

Le système de lubrification comprend les éléments principaux suivants :

- **Réservoir d'huile :**

Un grand réservoir placé sous la partie auxiliaire amont, précisément en dessous des pompes de graissage, il a une capacité de 11200 l. la vidange se fait chaque révision générale (Major inspection), mais dans la plupart des cas son état pour une seule MI reste bon, pour cela la vidange se fait pour chaque deux MI. Lors de la 1^{ère} MI et vu la grande quantité d'huile contenue dans le réservoir, on fait recycler l'huile dans une centrifugeuse où les impuretés sont éliminées vers l'extérieur, pour lui rendre son état pur. Pendant le fonctionnement, un appoint d'huile est apporté quand on recense qu'il est nécessaire.

- **Pompes d'huile de graissage :** On a quatre (4) types de pompes :

- 1) **Les pompes auxiliaires :**

Il existe deux pompes de ce type fonctionnant avec le courant alternatif, l'une d'elles sert au graissage des paliers avec une pression de refoulement de 12-14 bars. La deuxième, dite hydraulique d'une pression de refoulement de 85 bars, sert à alimenter les vérins hydrauliques et assurer l'ouverture et la fermeture des IGV (Inlet Guided Valve). Ces pompes sont utilisées lors de démarrage.

- 2) **Les pompes mécaniques :**

Elles sont entraînées par le réducteur placé à l'amont de la turbine à gaz (entre le système de lancement et le 1^{er} palier du compresseur). Ces deux pompes dès que la turbine atteint 85% de sa vitesse nominale remplacent, l'une la pompe de graissage des paliers et l'autre celle hydraulique. En cas de décroissance de la vitesse les deux pompes auxiliaires démarrent automatiquement pour compenser les quantités d'huile non assurées par les pompes mécaniques.

- 3) **Pompe de secours :**

Elle fonctionne avec un courant continu, alimentée par une batterie son rôle est d'assurer le graissage en cas de coupure survenue de courant, jusqu'à l'arrêt de la machine.

Chapitre I : Généralité sur les turbines a gaz et description de la turbine a gaz MS 5002-C

4) Pompe de vireur (ou de virage) :

C'est une petite pompe, placée au-dessus du réducteur, alimentée par une batterie, son rôle est de garder le rotor de la turbine en rotation lors de la phase d'arrêt avec une vitesse angulaire de $\frac{1}{4}$ tr chaque 3 mn pendant 12 heures pour éviter la flexion du rotor qui pèse 9 tonnes, avec une longueur d'environ 8m et une température élevée provenant de la compression d'air.

• Système d'alimentation du combustible

Le rôle de ce système est d'assurer l'alimentation des chambres de combustion par le combustible (le gaz naturel pour notre cas), avec la pression et le débit approprié le long du cycle de fonctionnement de la turbine.

L'élément principale de ce système est l'ensemble vanne de commande et arrêt/détente gaz situé dans la zone accessoire. Avec cette vanne se trouve aussi les servovannes de commande, les manomètres et la tuyauterie de distribution aux injecteurs.

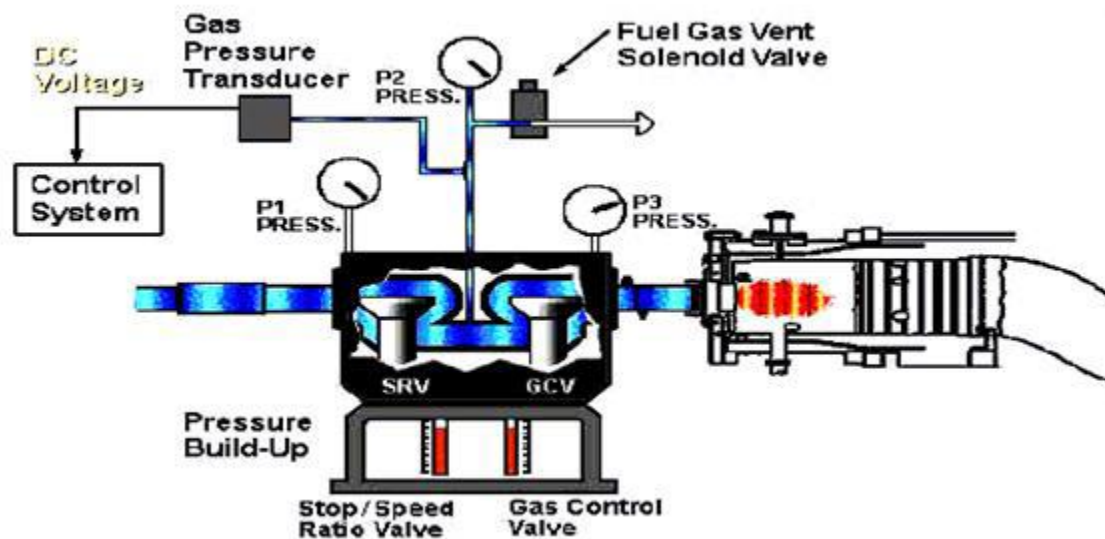


Figure (I.6) : système d'alimentation du combustible.

• Système d'air de refroidissement et d'étanchéité :

L'air ambiant et l'air d'extraction en provenance du compresseur à flux axial de la turbine servent à refroidir certaines pièces de la turbine et pressuriser les joints d'huile du palier. L'air d'extraction se compose de fuite des joints d'air haute pression du compresseur, de l'air de refoulement du compresseur et de l'air d'extraction du dixième étage de compression. Les circuits d'air de refroidissement et d'étanchéité sont illustrés dans le schéma de principe de tuyauterie, l'air de refroidissement et d'étanchéité. Les éléments de la turbine refroidis sont les suivants :

Chapitre I : Généralité sur les turbines a gaz et description de la turbine a gaz MS 5002-C

- Roues des premiers et deuxièmes étages.
- Ensemble de la directrice de premier étage et bague de retenue.
- Le carter du rotor de la turbine et entretoises de support du cadre d'échappement du détecteur d'admission.
- Les tubes a flamme des chambres de combustion et les coude et les pièces de transition sont efficacement refroidis par l'air de combustion (air du compresseur).

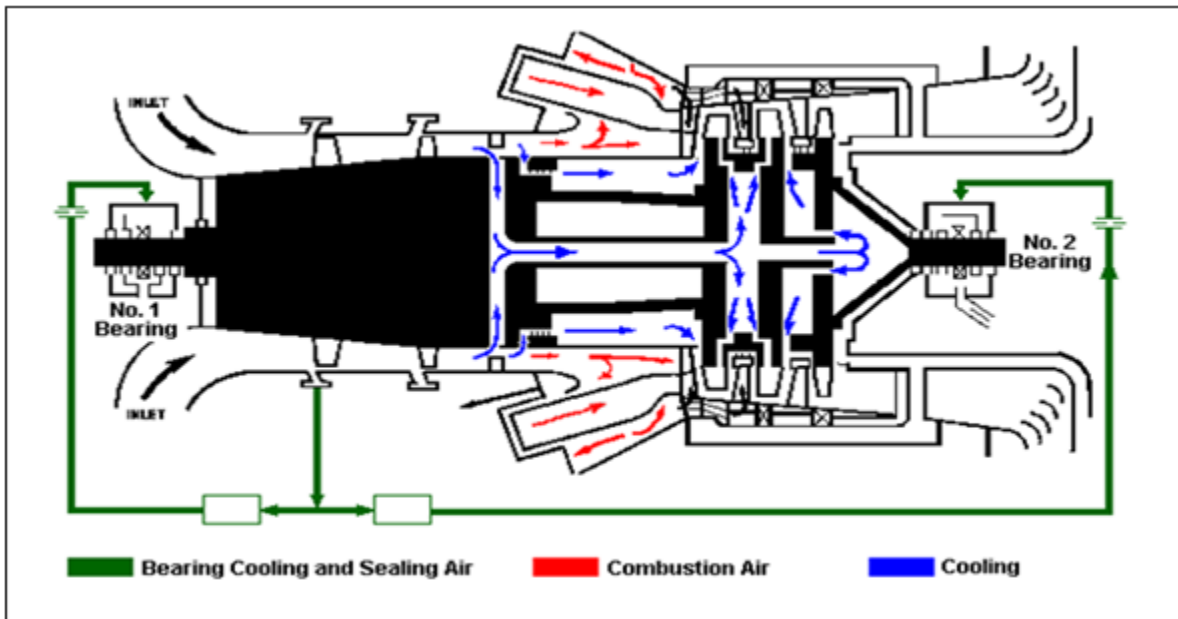


Figure (I.7) : Circuit d'air d'étanchéité et de refroidissement

- **Dispositif d'anti-pompage :**

Le fonctionnement a bas régime (faible débit), peut être la cause d'apparition du pompage.

C'est un phénomène compliqué rencontré dans les compresseurs axiaux et centrifuges, il se caractérise par des oscillations importantes de débit (inversion soudaine de débit), qui se traduit par des forces alternées importantes sur les organes mécaniques, rotor, paliers, butées,...etc.

Chapitre I : Généralité sur les turbines a gaz et description de la turbine a gaz MS 5002-C

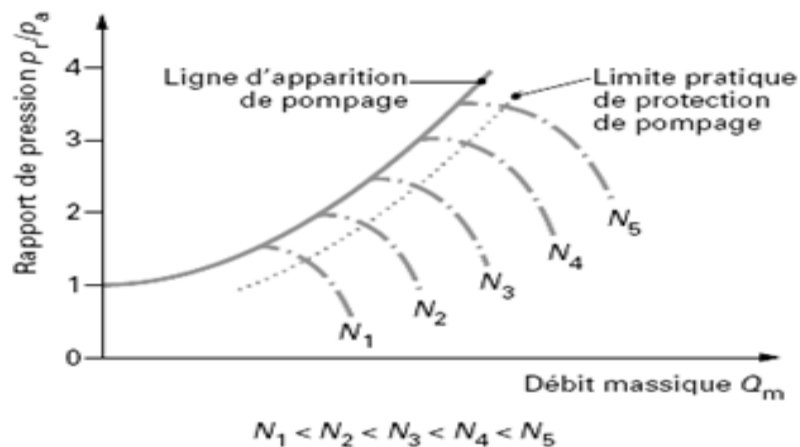


Figure (I.8) : ligne de pompage et limite de protection de pompage.

(N_i : vitesse de rotation, P_r et P_a : pression de refoulement et d'admission)

Ce phénomène est observé lors du démarrage dans le cas des turbines à gaz au niveau du compresseur axial. Il peut avoir comme conséquence, la rupture d'ailettes.

La protection contre le pompage est donc une nécessité. Deux modes de protection sont appliqués :

- Débit entrant réglable (variable) :

En amont du compresseur axial est placé un étage d'aubes mobiles en rotation (variables) dites IGV, la fermeture de ces aubes permette de limiter le débit d'air admis et cela lors du démarrage, ou la vitesse du rotor est encore faible, l'ouverture de ces aubes croît progressivement avec l'accélération de la turbine, jusqu'à atteindre une ouverture complète correspondante au maximum de débit et vitesse de rotation

- Vanne anti-pompage (VAP) :

Un piquage au niveau du 10^e étage du compresseur vers l'atmosphère, sert évacuer une partie de l'air admis à l'atmosphère afin d'éviter la pulsation du débit (retour de l'écoulement).

- **Système d'échappement :**

Il a pour fonction, l'expulsion vers l'atmosphère des gaz provenant de la détente dans les roues de la turbine, il doit répondre à certaines exigences, parmi elles :

- Assurer un niveau de bruit minimal, en réduisant la turbulence des gaz sortant ;
- Conformité avec les conditions de sécurité du personnel (bonne isolation thermique) ;
- Avoir un niveau de fiabilité et de disponibilité adéquat à ceux des éléments restants de la turbine (compresseur, chambre de combustion,...).

Chapitre I : Généralité sur les turbines a gaz et description de la turbine a gaz MS 5002-C

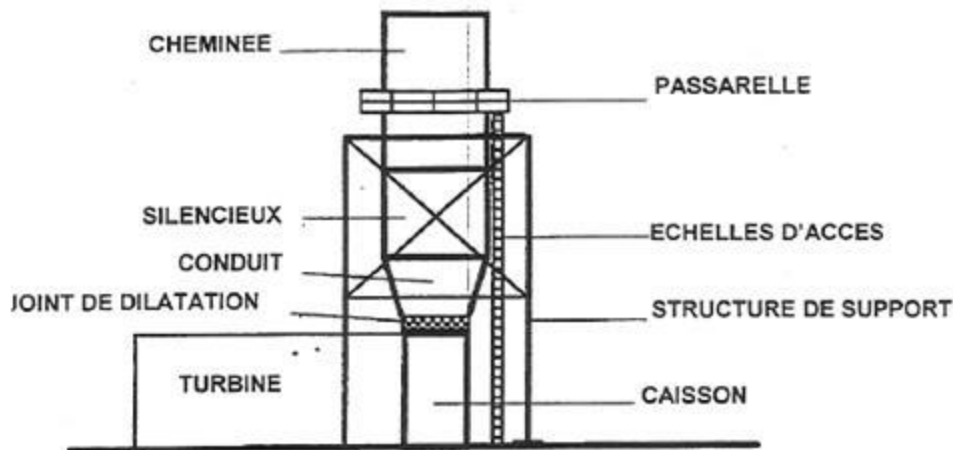


Figure (I.9) : principaux éléments du système d'échappement.

- **Socle et support :**

Le socle de la turbine contient la machine et parfois certaines de ses auxiliaires. Pour le cas des MS5002, le socle contient la turbine seul, le système auxiliaire a un socle indépendant, par contre pour le cas des MS9001, le système d'échappement et aussi indépendant.

Donc pour le cas des MS5002, le socle supporte la turbine, sert comme surface de montage des éléments de la turbine, et enferme le réservoir pour l'huile de graissage.

La turbine est soutenue sur le socle par deux plaques souples, l'une se trouve sous la caisse d'admission l'autre sous la caisse d'échappement. Elle comporte quatre paliers principaux, deux supportent le rotor (turbine HP), et les autres supportent la turbine BP.

I.6.2.2. Section de compression :

La section de compression axiale comprend le corps (stator) et le rotor.

Le rotor comprend 16 étages de compression, les aubes de la directrice et deux déflecteurs de sortie.

Les aubes du rotor acheminent l'air en lui donnant la force nécessaire a la compression.

Ils sont insérés dans des rainures et maintenues dans une position axiale par l'empilage et le blocage au bout des rainures.

Les aubes du stator guident cet air pour le faire pénétrer dans les étages successifs du rotor.

Chapitre I : Généralité sur les turbines a gaz et description de la turbine a gaz MS 5002-C

Les disques et le demi-arbre sont assemblés pour assurer la conicité, et maintenus par des tirants.

La partie stator est composée de quatre éléments principaux suivants :

➤ **Corps coté aspiration**

Se trouve a la partie avant, sa fonction est de diriger l'air de façon uniforme vers le compresseur, il porte le premier palier du stator.

➤ **Corps partie avant**

Contient les quatre premiers étages du stator, il transmet également les charges de structure qui viennent du corps adjacent vers le support avant.

➤ **Corps partie arrière**

Contient les dernier étages du stator, les orifices d'extraction prévus dans ce corps permettent de prélever l'air au niveau du dixième étage du compresseur.

Cet air est employé pour refroidir, assurer les fonctions d'étanchéité et contrôler les pulsations au démarrage et a l'arrêt.

➤ **Corps coté refoulement**

C'est l'élément final et la pièce coulée la plus longue, situé a mi-chemin entre les supports avant et arrière. Ce corps porte le deuxième palier de la turbine.

Sa fonction est de contenir les sept derniers étages de compression et forme avec la paroi intérieure et extérieure le diffuseur du compresseur.

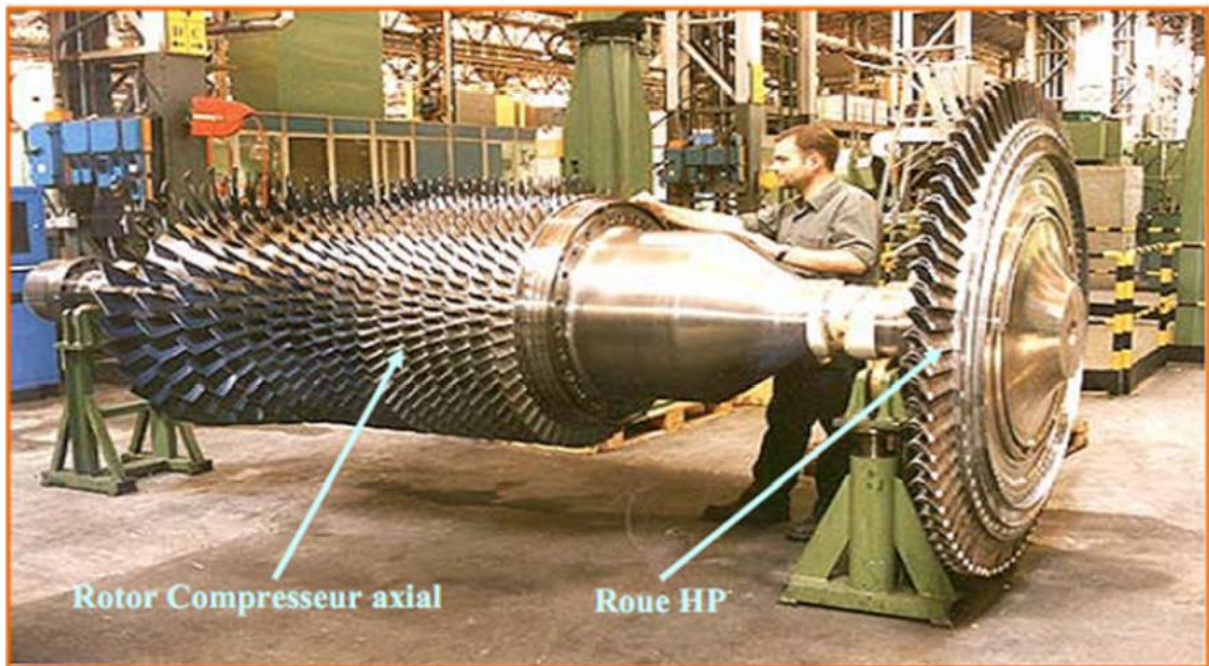


Figure (I. 10) : Rotor du compresseur de la turbine à gaz MS5002-C

I.6.2.3. système de combustion

Après avoir être comprimé dans le compresseur, l'air quitte ce dernier pour entrer dans la chambre de combustion afin de participer partiellement dans l'opération de combustion, qui assure un apport d'énergie (thermique) très élevé.

Le système de combustion pour MS5002 se compose de douze chambres de combustion d'une forme cylindrique, placées diamétralement symétriques par rapport au plan vertical.

Dans chaque chambre on trouve un tube a flamme (chemise de combustion), un chapeau, un injecteur de gaz, et une pièce de transition. En plus des éléments cités précédemment, douze tubes d'interconnexion permettent la propagation de la flamme entre les douze chambres de combustion, deux bougies d'allumage pour amorcer la combustion, placées dans les tubes a flamme 1 et 12, et deux détecteur de flamme afin de s'assurer que la combustion dans toute les chambres, placés dans les tubes a flamme 3 et 10.

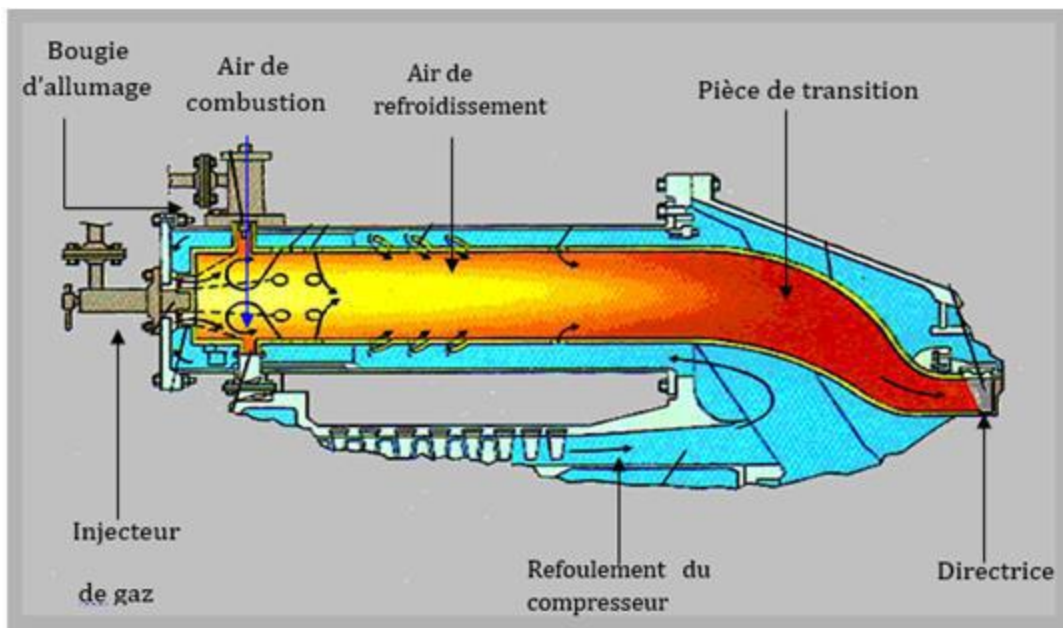


Figure (I.11) : Chambre de combustion

I.6.2.4. Section turbine (détente)

Les gaz chauds comprimés, entre dans la section de turbine dite aussi section de détente, pour céder une grande partie de leur énergie emmagasinée, ils trouvent dans leur trajectoire la première directrice, son rôle est d'augmenter la composante cinétique des gaz en réduisant leur énergie thermique et de pression (expansion), les gaz accélérés dans la directrice trouvent ensuite devant eux la roue HP avec ces aubes. La trajectoire des gaz dans la roue HP est tangentielle au profil des intrados des aubes afin d'éviter les chocs (perte d'énergie) et d'avoir un couple résultant maximal.

La directrice se compose d'un ensemble d'éléments appelés segments, chaque segment regroupe trois compartiments ou aubes (Figure I.12), ces segments sont placés l'un à côté de l'autre de telle façon qu'ils forment un anneau permettant d'orienter et accélérer les gaz.

La roue de turbine HP, se compose d'un ensemble d'aubes indépendantes les unes par rapport aux autres, elles ont une forme aérodynamique étudiée avec soin pour permettre de récupérer le maximum de couple, elles sont creuses afin de réduire leurs masses et les forces centrifuges qui peuvent aller jusqu'à l'arrachement de ces dernières.

Chapitre I : Généralité sur les turbines a gaz et description de la turbine a gaz MS 5002-C

En plus, cette forme permet de créer une zone de turbulence entre la tête de l'aube et l'anneau du stator environnant pour empêcher le gaz de passer a travers. Ces aubes sont placées sur la circonférence de la roue (disque).

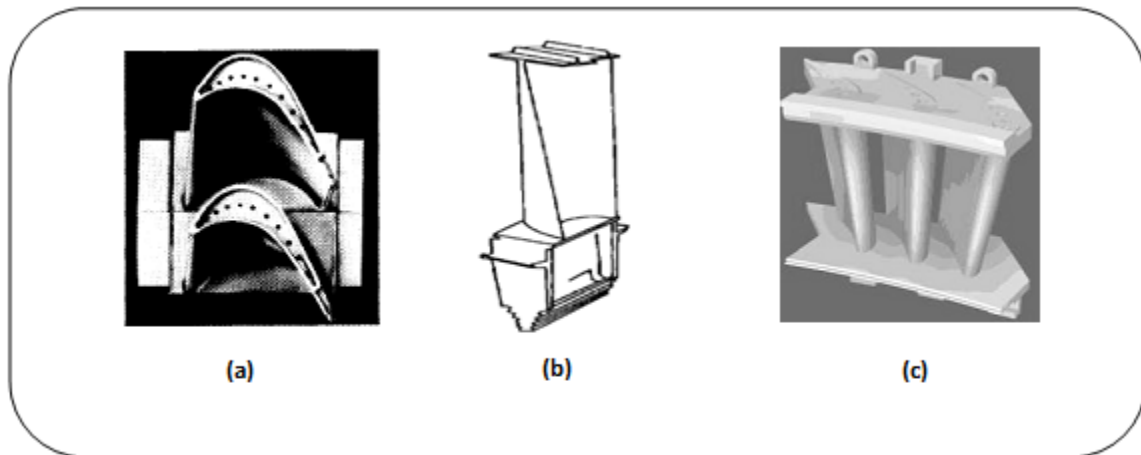


Figure (I.12) : Aubes de première roue turbine ; (b) : Aubes deuxième roue
(c) : Segment de la directrice.

La roue HP est liée directement au rotor du compresseur axial, l'ensemble est souvent appelé rotor, la détente des gaz dans la roue HP sert pour faire tourner le compresseur axial (autonomie), ce rotor est supporté par deux paliers lisses, l'un avant le compresseur et l'autre avant la roue HP.

Pour le cas des turbines a gaz a un seul arbre, le rotor est lié a la charge par intermédiaire d'un réducteur (pour turbine a vitesse plus grande que 3000tr/mn). Les gaz sortants de la roue HP sont envoyés a l'atmosphère.

Par contre pour le cas des turbines à deux arbres, une deuxième détente a lieu dans la roue BP.

Les gaz sortant de la roue HP traversent une deuxième directrice pour la conversion d'une partie de leurs énergies thermiques et de pression en une énergie cinétique servant a faire tourner la deuxième roue turbine. Les deux arbres sont indépendants, et les gaz sortants de la roue HP sont véhiculés dans le diaphragme pour atteindre la roue BP.

Du fait que les gaz ont perdus une partie de leur énergie après passage dans la roue HP, la deuxième roue de turbine est d'un diamètre plus grand, avec des aubes plus longues, pour

Chapitre I : Généralité sur les turbines a gaz et description de la turbine a gaz MS 5002-C

maximiser la surface de contact (plus de couple). Les aubes sont soutenues des deux extrémités afin d'éviter leur flexion.

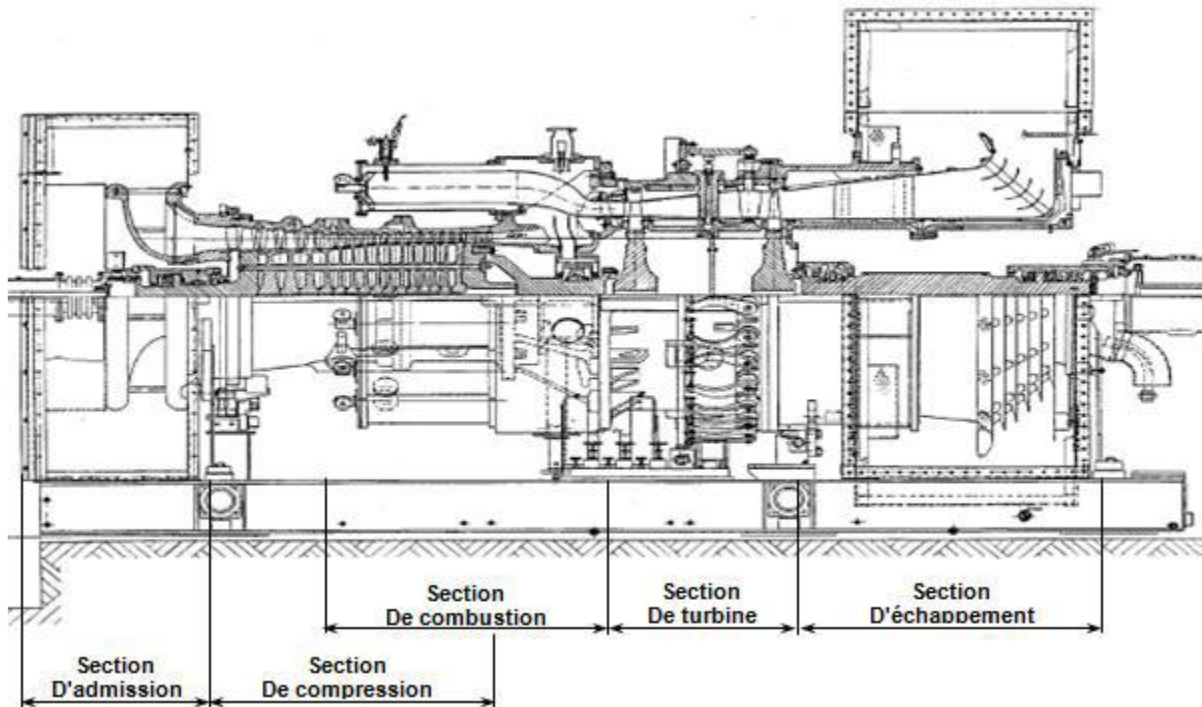


Figure (I.13) : Différentes sections de la turbine à gaz.

I.6.3- système de contrôle et de protection

- **Système de contrôle**

Les systèmes de contrôle de la turbine a gaz consistent en des ensembles ou dispositifs de composants montés sur la turbine a gaz, sur le tableau de contrôle électrique et les câbles d'interconnexions entre l'armoire de contrôle et la turbine a gaz. Ces dispositifs effectuent un contrôle des différents paramètres (température, vitesse, pression,...), pour assurer le bon fonctionnement de la turbine à gaz.

- **Système de protection**

Le système de protection est constitué par un certain nombre de systèmes secondaires et primaires dont certains travaillent a chaque démarrage ou a chaque arrêt. Les autres systèmes et composants sont réservés pour des conditions de marche anormales ou des cas d'urgence demandant l'arrêt de la turbine à gaz.

Chapitre I : Généralité sur les turbines a gaz et description de la turbine a gaz MS 5002-C

I.6.4- Caractéristique de la turbine a gaz MS5002-C :

Série du model de turbine a gaz.....	MS5002-C
Emploi de la turbine a gaz.....	entrainement mécanique
Cycle.....	simple
Rotation de l'arbre.....	sens antihoraire
Type de fonctionnement	continu
Vitesse de rotation de la turbine HP.....	NTHP = 5100 rpm
Vitesse de rotation de la turbine BP.....	NTHP = 4670 rpm
Commande électronique.....	MARK V, SPEED TRONIC
Protections.....	survitesse, température excessif, détection de vibration
Puissance de base.....	28337 KW
Température d'admission.....	15°C
Pression d'échappement.....	1.013 bar
<ul style="list-style-type: none">• Section compression	
Nombre d'étages.....	16
Type de compresseur.....	Flux axial, grand débit
Type des aubes d'érectrices.....	variable
Pression a l'admission.....	1.013 bar
Pression de refoulement.....	7 bar
<ul style="list-style-type: none">• Section turbine	
Nombre d'étage.....	2 étages
<ul style="list-style-type: none">• Section combustion	
Type	12 bruleurs multiples

Chapitre I : Généralité sur les turbines a gaz et description de la turbine a gaz MS 5002-C

Disposition des chambresconcentrique autour du compresseur

Injecteur combustible.....un par chambre

Bougies.....2, type électrode

Détecteur de flamme.....4, type ultraviolet

- **Ensemble palier**

Nombre de palier.....4

- **Système de démarrage**

Dispositif de démarrage.....turbine de lancement

- **Système de combustible**

Type.....gaz naturel

Signale contrôle combustible.....panneau de commande turbine

Vanne arrêt gaz, rapport et commande.....servocommande-électro hydraulique

- **Système de lubrification**

Lubrifiantà base du pétrole

Capacité totale.....23530 Litres

Pression sur les appuis.....1.72 bar

Pompe de graissage..... (Principale, auxiliaire, urgence)

- **Système d'alimentation hydraulique**

Pompe hydraulique..... (Principale, auxiliaire)[5]

Chapitre I : Généralité sur les turbines a gaz et description de la turbine a gaz MS 5002-C

I.7-Conclusion :

Dans ce chapitre on a présenté les généralités sur les turbines à gaz, principe de fonctionnement, classification, principales utilisation.

Dans cette revue bibliographique on voit que les domaines d'utilisation des TAG sont multiples et varies, néanmoins nous allons intéresser plus particulièrement a celles employées dans notre région a savoir les TAG MS5002

**Chapitre II : Matériels et études de
faisabilité technique de l'injection De
la vapeur d'eau**

Chapitre II : Matériels et étude de faisabilité technique de l'injection de la vapeur d'eau

II.1- Introduction

La turbine à gaz MS-5002C est confrontée à un problème qui fait baisser ces performances énergétiques, par la suite diminution de la production des hydrocarbures pendant Les périodes chaudes de l'année. Pendant ces périodes on assiste à une augmentation de température ambiante ce qui entraine une baisse du débit d'air aspiré par le compresseur axiale du cout une baisse de production d'énergie, pour cela nous proposons la méthode d'injection de la vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion. Celle-ci nous permettra d'améliorer les performances de cette turbine.

II.2- Etude de faisabilité technique de l'injection de la vapeur d'eau

En 1976 Cheng proposa un cycle de turbine à gaz dans lequel la chaleur des gaz d'échappement de la turbine à gaz sert à produire de la vapeur d'eau dans un générateur (récupérateur de chaleur) comme le montre la figure suivante (Paepe et Dick, 2001) [6].

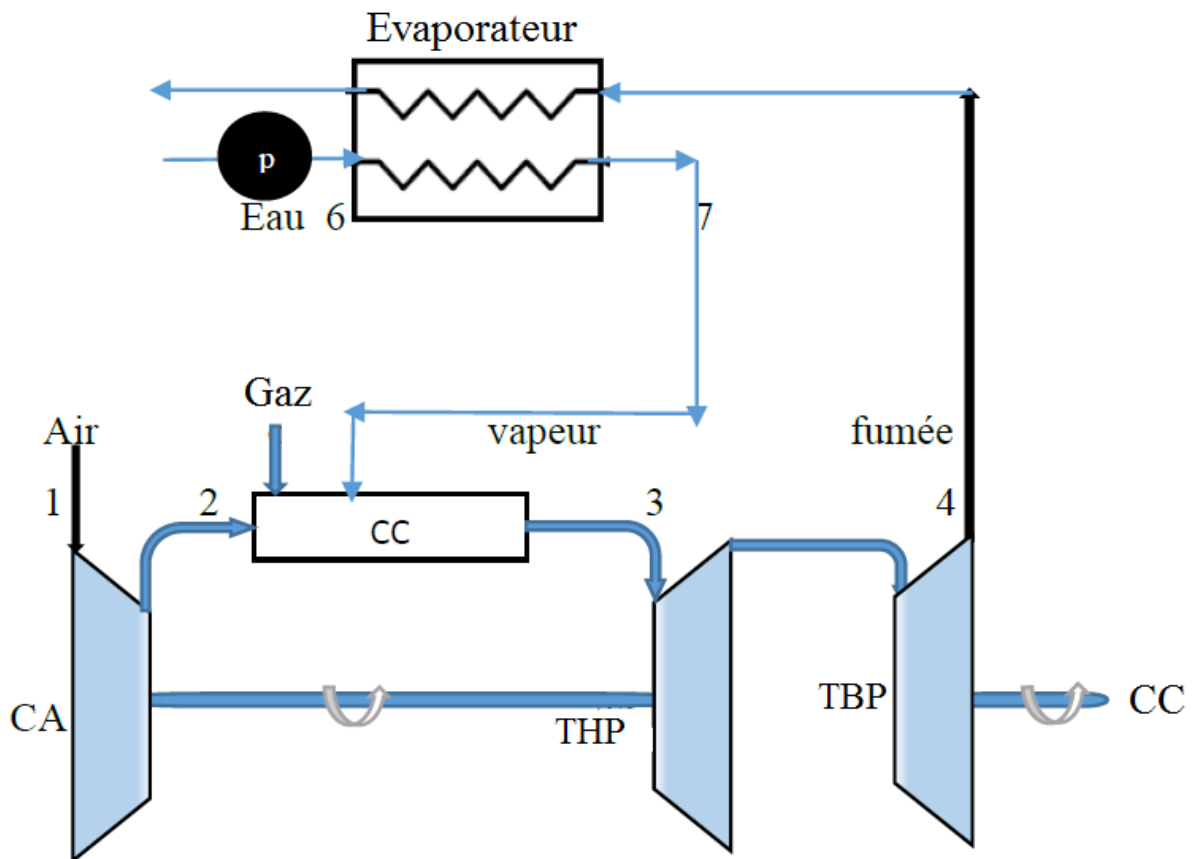


Figure (II.1) : Schéma de la turbine à gaz injectée par la vapeur d'eau (Cheng 1976).

Chapitre II : Matériels et étude de faisabilité technique de l'injection de la vapeur d'eau

Cette méthode est appelée la méthode de STIG (Steam Turbine Injection Generator) et représente l'injection de la vapeur d'eau dans la turbine à gaz. La vapeur produite par le générateur de vapeur (HRSG) est injectée dans la chambre de combustion, et avec l'air du compresseur toutes les deux reçoivent l'énergie du carburant et se détendent à l'intérieur de la même turbine pour amplifier la puissance de la turbine ainsi que son rendement. Il convient de noter que la pression exigée de la vapeur injectée est obtenue à partir d'une pompe. Les cycles s'appellent généralement le « cycle de CHENG » ou « cycle d'injection de vapeur ». Puisque l'ordre de grandeur du travail de pompage est 2-3 fois plus petit que celui du compresseur à cause de la faible grandeur du débit volumique de l'eau par rapport à celui de l'air, la puissance nette produite par la vapeur d'eau est beaucoup plus importante que celle de l'air en termes d'unité de masse d'écoulement. Ceci étant fait car le travail utile de la turbine est la différence du travail de la turbine à celui de compresseur. En outre, la chaleur spécifique de la vapeur surchauffée est le double de celle de l'air et l'enthalpie de la vapeur qui est plus importante. Par conséquent, la méthode de STIG est une méthode très efficace pour améliorer le rendement et la puissance de la turbine à gaz.

Le cycle de Cheng est analysé au moyen d'un modèle qui est basé sur des schémas de construction et des données réelles disponibles. La validation du modèle avec des mesures montre la bonne concordance du comportement du modèle avec le comportement réel. Avec ce modèle, la flexibilité du système du cycle de Cheng est étudiée et l'injection de vapeur est analysée. Cette injection de vapeur montre qu'elle devrait seulement être appliquée quand la vapeur excessive est produite pour satisfaire la demande en production des hydrocarbures. Bien que l'analyse soit basée sur une situation existante, les modèles développés et les calculs peuvent facilement être élargis à d'autres systèmes (Penning et al, 1996) [7].

Dans l'étude de (Wang et al, 2004) [8] un simple cycle de Fram 7B GENSET de Taipower (Taiwan Power Company) a été considéré comme système de base et converti en système modifié avec les dispositifs de refroidissement d'air d'entrée compresseur ou/et d'injection de vapeur dans la chambre de combustion (STIG). Dans cette étude, un code de calcul a été développé pour simuler le cycle simple. Sous le temps local moyen d'été, l'avantage d'ajouter le dispositif de STIG peut sensiblement améliorer le rendement de puissance allant de 52.14 à 85.56 MW et l'efficacité de production d'électricité de 29 à 37.24%. La puissance maximale qui peut être atteinte par le système avec utilisation des deux systèmes de refroidissement de l'air à l'admission et d'injection de la vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion est de 88.2 MW, (Yap et al, 2006) [9].

Chapitre II : Matériels et étude de faisabilité technique de l'injection de la vapeur d'eau

Des calculs sont conduits pour des centrales de 5 MW. Les centrales considérées incluent les systèmes simples de turbine à gaz, système de turbine à vapeur, système de cycle combinée, et système de turbine à gaz avec injection de vapeur (STIG) en utilisant des gaz de basse chaleur calorifiques. Les augmentations de puissance dans quatre conditions ambiantes différentes sont calculées en utilisant le refroidissement par évaporation de brouillard à l'admission de la turbine à gaz. Dans l'article de (Srinivas et al, 2007) [10] une évolution thermodynamique a été effectuée pour un cycle combiné avec injection de vapeur (STIG). La vapeur de haute pression d'une turbine à vapeur est injectée dans la chambre de combustion à une pression plus élevée à celle de la chambre de combustion pour améliorer l'efficacité énergétique du cycle combiné. D'après ces auteurs, pour avoir la combustion complète dans la chambre de combustion de la turbine à gaz, la limite maximale de la vapeur injectée est définie comme 6 Kg /Kg de carburant. Cette même étude a été faite par (Cannon et al, 1996 ; Caillat S, 1999) [11], qui estime que 5 à 7 fois la masse du combustible peut être injectée pour avoir une bonne combustion. D'après (Cheng et al, 2002) [12], les meilleures performances du cycle de Cheng dépend du choix des bonnes paramètres en terme de rapport de compression, température d'entrée turbine, et la simplicité dans la configuration du compresseur et rotor. Une chronologie est présentée par ces auteurs qui ont accentué les étapes prises pour développer ce cycle. Malheureusement, d'après ces auteurs, la combinaison des meilleurs paramètres pour le cycle de Cheng est rare parce que les turbines à gaz courantes sont conçues pour optimiser l'efficacité thermique des cycles combinées.

La réalisation de ce système d'injection de vapeur nécessite la présence de certaines matérielles tels que :

- Une pompe ;
- Un échangeur de chaleur (évaporateur) ;
- Un injecteur de vapeur.

II.3. Matériels et Méthodes (pompe, évaporateur)

Il s'agit de faire le point de différents matériels nécessaires et procédure d'amélioration des performances de notre système par la méthode d'injection de la vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion (STIG).

II.3.1. Choix de la pompe :

Le choix de la pompe dépend de ces caractéristiques qui sont :

Chapitre II : Matériels et étude de faisabilité technique de l'injection de la vapeur d'eau

- **Le débit :**

Le débit Q fournie par une pompe centrifuge est le volume refoulé par unité de temps. Q s'exprime en $\frac{m^3}{s}$ ou en $\frac{m^3}{h}$.

- **La hauteur manométrique :**

On appelle la hauteur manométrique H d'une pompe, l'énergie fournie par la pompe par unité de poids du liquide qui la traverse. Elle s'exprime en mètre (m).

- **Les paramètres du choix de la pompe :**

- **Débit :**

Le débit dépend du débit de la vapeur d'eau qu'en veut injecter en amont de la chambre de combustion

$$\dot{m}_f = 7200 * 6 = 43200 \frac{kg}{h} = 12 \frac{kg}{s}$$
$$Q_v = \frac{\dot{m}_f}{\rho} = \frac{12}{1000} = 0.012 \frac{m^3}{kg}$$

- **La hauteur manométrique HMT:**

Pour une pression d'injection de la vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion il nous faut une pression d'injection supérieure ou égale à la pression de la chambre de combustion $P_v \geq 6.68$ bar

$$P_p = \rho \cdot g \cdot H \quad (II.1)$$

$$P_p = P_{cc} + \Delta P$$

$$\Delta P = [0.30 \dots \dots \dots 0.35]$$

On prend $\Delta P = 0.32$

Alors :
$$H = 70 \text{ m}$$

- **La puissance hydraulique P :**

$$P = \rho_f \cdot g \cdot H \cdot \frac{Q_v}{\eta} \quad (II.2)$$

Où η est le rendement de la pompe qui est de l'ordre de 0.6 - 0.7.

$$P = 12000 \text{ W}$$

D'après les résultats précédentes nous choisissons une pompe centrifuge de caractéristique précédentes et avec un cout moins chère.

Chapitre II : Matériels et étude de faisabilité technique de l'injection de la vapeur d'eau

II.3.2. Choix de l'échangeur de chaleur :

Le choix de l'échangeur de chaleur est très complexe. Pour cela en plus des données que nous disposons nous allons supposer quelques hypothèses afin de déterminer la puissance transférée par l'échangeur pour pouvoir produire la quantité de vapeur à injecter.

• Données et hypothèses :

- Température T_{ce} entrée évaporateur ($T_{ce} = 793.284 \text{ K}$) qui correspond à la température de sortie des gaz d'échappement.
- Nous supposons l'entrée d'eau dans l'évaporateur à une température de 303.15 K ($T_{fe} = 303.15 \text{ K}$)
- Nous avons fixé la température sortie évaporateur est de 423.15 K ($T_{cs} = 423.15 \text{ K}$).
- Débit massique des gaz \dot{m}_g entrant dans l'évaporateur en considérant un rendement de récupération de 85% ($\dot{m}_g = 102.283 \text{ kg/s}$).
- Débit massique de l'eau \dot{m}_f entrant dans l'évaporateur ($\dot{m}_f = 12 \text{ kg/s}$) qui correspond au débit de refoulement de la pompe.
- $Cp_{GE} = Cp_c = 1066.967 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$ et $Cp_e = 4180 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$ sont respectivement les chaleurs spécifiques du gaz et de l'eau.

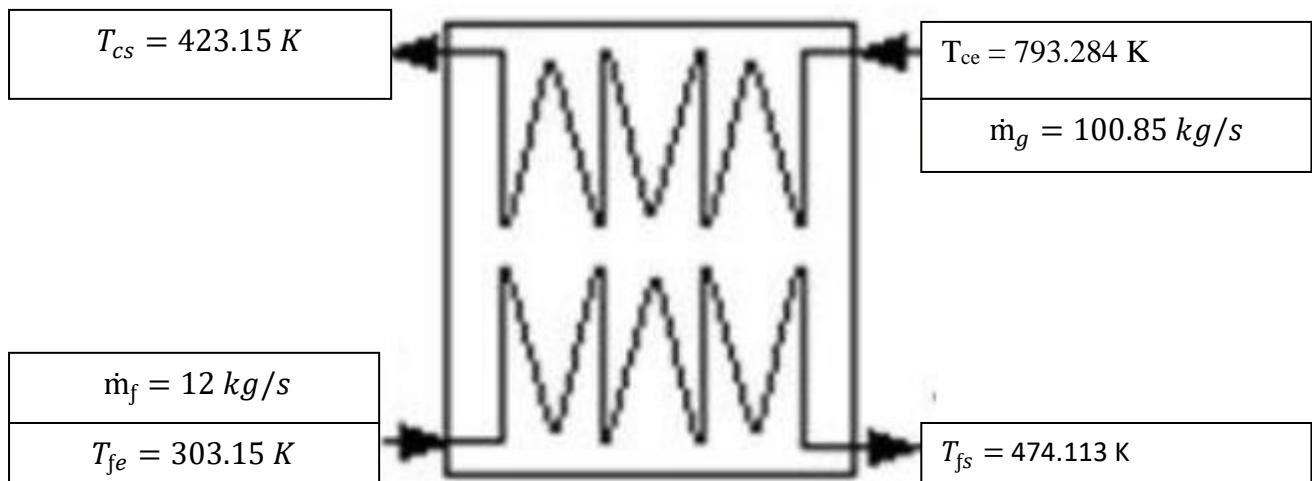


Figure (II.2) : Schéma de principe d'un échangeur de chaleur à contre-courant

III.3.2 Calculs des paramètres de l'échangeur :

➤ La puissance de l'échangeur :

La puissance d'un échangeur est donnée par la relation :

Chapitre II : Matériels et étude de faisabilité technique de l'injection de la vapeur d'eau

$$P_e = \dot{m}_g * C_{p_c} * (T_{ce} - T_{cs}) = 40.389 \text{ MW} \quad (\text{II.3})$$

➤ **Température sortie évaporateur :**

Elle est donnée par la relation suivante :

$$P_e = \dot{m}_f * C_{p_f} (T_v - T_{fe}) + \dot{m}_f * h_{fg} + C_{p_v} * (\dot{m}_g + \dot{m}_v) * (T_{fs} - T_v) \quad (\text{II.4})$$

Ou :

$\dot{m}_f * C_{p_f} (T_v - T_{fe})$ Correspond à la chaleur sensible de vaporisation de l'eau avec T_v est la température de vaporisation de l'eau à 7 bar.

h_{fg} : Correspond à la chaleur latente de vaporisation de l'eau à 9.5 bar

$C_{p_v} * (\dot{m}_g + \dot{m}_v) * (T_{fs} - T_v)$: Correspond à la surchauffe de la vapeur.

$$h_{fg} = 2066.3 \text{ kJ/kg Et } T_v = 437.94 \text{ K}$$

$$C_{p_v} = 1980 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

De (II.4) on a :

$$T_{fs} = T_v + \frac{P_e - [\dot{m}_f * C_{p_f} * (T_v - T_{fe}) + \dot{m}_f * h_{fg}]}{C_{p_v} * (\dot{m}_g + \dot{m}_v)} = 200.963 \text{ } ^\circ\text{C}$$

La valeur de cette température correspond à celle de la vapeur à injecter dans la chambre de combustion.

➤ **L'efficacité de l'échangeur :**

Elle est exprimée par :

$$E = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad (\text{II.5})$$

$$\text{D'où : } E = 0.755 = 75.5\%$$

➤ **La surface d'échange :**

Pour le calcul de la surface d'échange de notre échangeur, nous allons utiliser la méthode de nombre d'unités de transfert (NUT) et en considérant un échangeur tubulaire simple.

$$NUT = \frac{U * S}{C_{min}} = \frac{U * S}{\dot{m}_f * C_{p_e}} \quad (\text{II.6})$$

Avec :

U : est le coefficient d'échange globale ;

S : est la surface d'échange ;

C_{min} : est le débit thermique unitaire.

$$NUT = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{\Delta T_2 - \Delta T_1} \text{ Avec : } \Delta T_2 = T_{ce} - T_{fs} \text{ et } \Delta T_1 = T_{cs} - T_{fe} \quad (\text{II.7})$$

$$\text{D'où } NUT = \frac{793.284 - 423.15}{260.634 - 120} = 1.85 \rightarrow NUT = 2$$

Chapitre II : Matériels et étude de faisabilité technique de l'injection de la vapeur d'eau

$$S = \frac{NUT * C_{min}}{U} \quad (II.8)$$

Nous concéderons $U = 25\,000 \frac{W}{m^2 \cdot K}$

D'où : $S = 4.1028 \text{ m}^2$

Remarque : les calculs sur le choix de l'échangeur qu'on a fait ci-dessous, on les a faits après les calculs des performances énergétiques, dans le chapitre 4.

II.4. Technique d'injection de la vapeur d'eau

Les technique d'injection de la vapeur d'eau sont diverses. Cette dernière peut être injectée directement en amont de la chambre de combustion. On peut aussi utiliser le combustible ou le comburant comme vecteur support d'injection (Soloiu et al, 2002) [13]. La vapeur peut être mélangée au fuel avant son entrée dans la chambre ou donner lieu à une injection dans la chambre de combustion pour minimiser la constitution des oxydes d'azote.

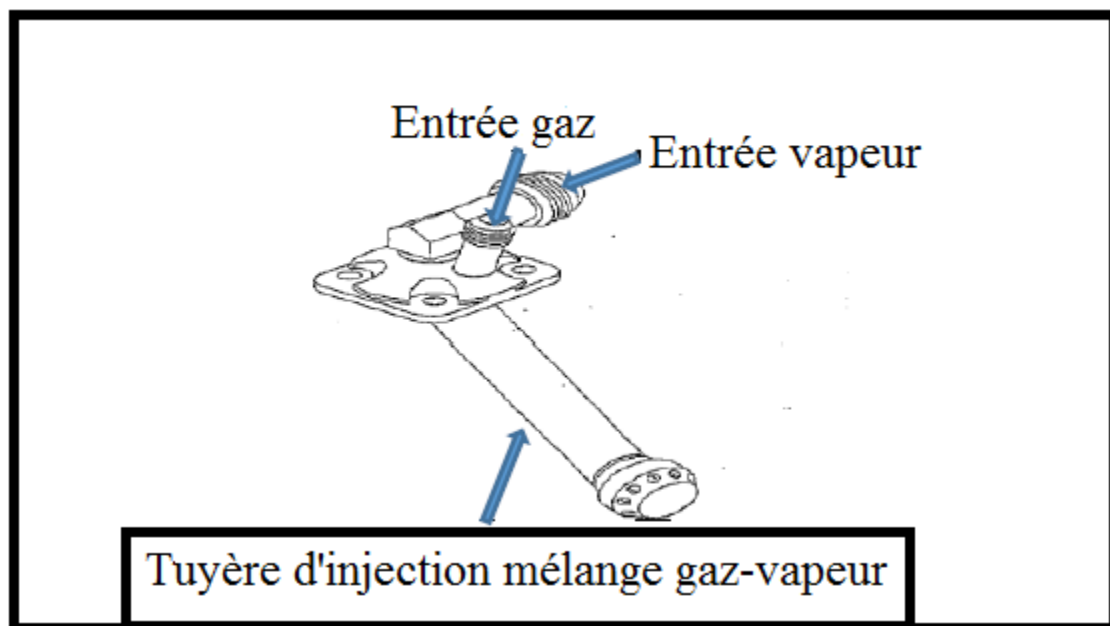


Figure (II.3) : Schéma du mélangeur gaz-vapeur utilisée dans les chambres de combustion des turbines KB5 et KB7 de Allison (Indianapolis-USA).

II.5. Avantages et inconvénients

II.5.1. Avantages

- ✓ Amélioration des performances énergétiques de la turbine
- ✓ Réduire les émissions des gaz tel que les NO_x
- ✓ Réduction de la consommation spécifique

Chapitre II : Matériels et étude de faisabilité technique de l'injection de la vapeur d'eau

- ✓ Refroidissement des chambres de combustion ou la température est très élevée
- ✓ La production de la vapeur est gratuite
- ✓ Refroidissement des aubes de la turbine

II.5.2. inconvénients

- ✓ Achat de nouvelle équipements (pompe, échangeur de chaleur) ce qui est coûteux
- ✓ Avoir des coûts directe et indirecte (coûts de maintenance et les coûts de la main d'œuvre)
- ✓ Encombrement lors de l'entretien
- ✓ Peut avoir de la corrosion au niveau des chambres de combustion
- ✓ Perte importante de l'eau et aussi il faut un traitement de cette eau

II.6. Conclusion :

Dans cette partie on a définie d'une manière rigoureuse le matériel nécessaire pour faire fonctionner notre système d'injection de la vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion, et l'amélioration des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C de la direction régionale RHOUD NOUSS.

**Chapitre III : Calcul des
performances énergétiques de la
turbine à gaz MS-5002C sans
injection de la vapeur d'eau**

Chapitre III : Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C sans injection de la vapeur d'eau

III.1-Introduction :

Le calcul des performances énergétiques dans les conditions d'exploitation de la machine (MS-5002C) en utilisant les paramètres du site permettent de vérifier leurs aptitudes énergétiques dans ces conditions de fonctionnement et de proposer des solutions pour améliorer leurs performances énergétiques.

Le cycle de la turbine MS-5002C est simple, théorique (1,2th, 3,4th) et réel (1,2r, 3,4r) suivant le cycle de BRAYTON est représenté dans la figure suivante.

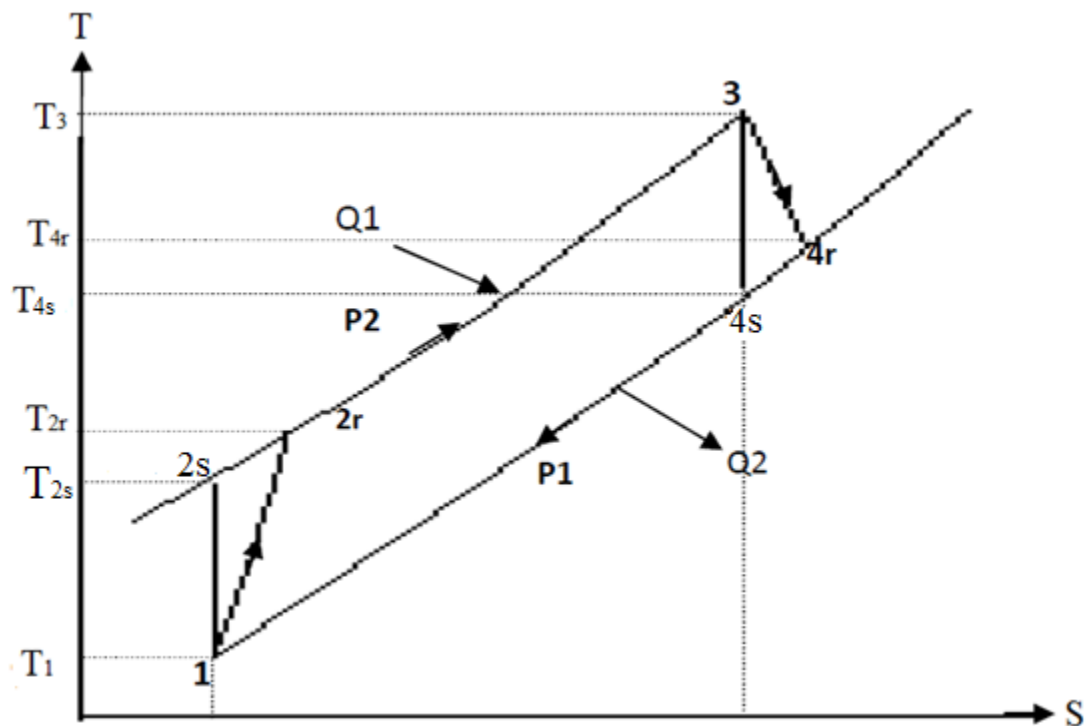


Figure (III.1) : Cycle de la turbine à gaz MS-5002C.

Chapitre III : Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C sans injection de la vapeur d'eau

III.2- Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C à 15 °c

III.2.1-données de la turbine à gaz MS-5002C :

Le tableau ci-dessous donne les paramètres de fonctionnement de la turbine MS5002C données par le constructeur dans les conditions ISO :

Température ambiante	$T_a = T_1 = 15^\circ\text{C}$
Pression ambiante	$P_1 = 1.013 \text{ bar}$
Taux de compression	$\tau = 6.5 (6 - 8)$
Débit d'air total	$\dot{m}_{\text{air}} = 438000 \text{ kg/h}$
Débit d'air pour la combustion	$\dot{m}_{\text{air-comb}} = 426000$
Débit de combustible	$\dot{m}_c = 7200 \text{ Kg/h}$
Pouvoir calorifique inférieur	$P_{ci} = 10835 \text{ kcal/Kg}$
Rendement de la chambre de combustion	$\eta_{cc} = 98\%$
Rendement de compresseur axial	$\eta_c = 80\%$
Rendement de la détente de la turbine	$\eta_{d-t} = 90\%$
Vitesse de rotation de la turbine HP	$N_{\text{THP}} = 5100 \text{ rpm}$
Vitesse de rotation de la turbine BP	$N_{\text{TBP}} = 4670 \text{ rpm}$
γ de l'air	1.4
γ des gaz	1.35
Rendement globale	29 %

III.3- Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C à la température 45 °c

III.3.1- Calculs des paramètres du compresseur axial :

- La température d'admission T_1 :

La température T_1 étant considérée comme la température de l'air ambiante.

$$T_1 = T_a = 45^\circ\text{c} = 318.15^\circ\text{K}$$

- La pression d'admission du compresseur P_1 :

$$P_1 = P_a$$

Avec

P_a : est la pression ambiante.

Chapitre III : Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C sans injection de la vapeur d'eau

D'où $P_1 = 1.013 \text{ bar}$

- **La pression P_2 et la température de la fin de compression isentropique à la sortie du compresseur :**

$$P_2 = P_1 * \tau$$

Avec τ est le taux de compression.

$$P_1 = 6.68 \text{ bar}$$

Dans le cycle théorique de BRAYTON la compression (1-2) est isentropique donc :

$$P * T^{\frac{\gamma}{(1-\gamma)}} = cste \quad (III.1)$$

D'après la relation (III.4) on déduit que :

$$T_{2s} = T_1 * \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (III.5)$$

D'où : $T_{2s} = 545.355 \text{ K}$

- **La pression P_{2r} et la température T_{2r} de la fin de la compression polytropique au cours de cycle de BRAYTON :**

$$P_{2r} = P_{2s} = 6.68 \text{ bar}$$

- **Calcul de la température T_{2r} du compresseur axial :**

On a:

$$\eta_c = \frac{T_{2s} - T_1}{T_{2r} - T_1} \quad (III.2)$$

$$T_{2r} = T_1 + \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_c}$$

D'où : $T_{2r} = 602.2 \text{ K}$

- **Pression P_s et la température T_s de soutirage :**

On a:
$$\frac{P_n}{P_{n-1}} = \tau^{\frac{1}{n}} \quad [3] \quad (III.3)$$

Tel que n désigne le niveau de l'étage.

Pour $n = 16$:

$$\frac{P_{16}}{P_{15}} = \tau^{\frac{1}{16}} \quad \rightarrow \quad P_{15} = P_{16} / \tau^{\frac{1}{16}}$$

Pour $n = 15$

$$\frac{P_{15}}{P_{14}} = \tau^{\frac{1}{15}} \quad \rightarrow \quad P_{14} = P_{15} / \tau^{\frac{1}{15}}$$

De la même manière on trouve la pression au 10^{ème} étage :

$$\frac{P_{11}}{P_{10}} = \tau^{\frac{1}{11}} \quad \rightarrow \quad P_{10} = P_{11} / \tau^{\frac{1}{11}}$$

Chapitre III : Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C sans injection de la vapeur d'eau

D'où: $P_{10} = P_s = 2.868 \text{ bar}$

D'après l'équation (III.2) on trouve :

$$T_{sth} = 428.317 \text{ K}$$

Et on utilise l'équation (III.1) on trouve :

$$T_s = 455.86 \text{ K}$$

➤ Variation de la chaleur spécifique de l'air :

La variation de la chaleur spécifique de l'air en fonction de la température est donnée par la formule suivante :

$$Cp_{air} = a * T^4 - b * T^3 + c * T^2 - d * T + e \quad [\text{J/kg.K}], T [\text{K}] \quad [3] \quad (\text{III.4})$$

Avec :

$$\begin{aligned} a &= 1.9327 * 10^{-10} & b &= 7.9999 * 10^{-10} \\ c &= 1.1407 * 10^{-3} & d &= 4.4890 * 10^{-1} \\ e &= 1.0575 * 10^3 \end{aligned}$$

Donc :

$$Cp_{air}(T_1 = 318.15) = 1006.361 \text{ J/kg.K}$$

$$Cp_{air}(T_s = 455.86) = 1022.473 \text{ J/kg.K}$$

$$Cp_{air}(T_2 = 602.2) = 1051.54 \text{ J/kg.K}$$

On prend la valeur moyenne de la chaleur spécifique de l'air entre les températures (T_1 et T_s) et (T_1, T_2) :

$$Cp_{air}(t_1, t_s) = \frac{Cp_{air}|_0^{t_s} - Cp_{air}|_0^{t_1}}{t_s - t_1} \quad (\text{III.5})$$

$$Cp_{air}(t_1, t_s) = 1059.7 \quad \text{J/kg.K}$$

$$Cp_{air}(t_1, t_2) = 1102.143 \quad \text{J/kg.K}$$

➤ Calcul du travail de la compression W_c :

Tenant compte du soutirage au niveau du dixième étage du compresseur axial, utilisé pour le refroidissement de l'étanchéité et des paliers, on a :

$$W_c = W'_c + W_s \quad (\text{III.6})$$

W_s : Travail de soutirage au dixième étage.

W'_c : Travail réalisé au seizième étage.

✓ Calcul du travail de soutirage :

On a:

$$W_s = Cp_{air}(T_1, T_s)(T_s - T_1) \quad (\text{III.7})$$

Chapitre III : Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C sans injection de la vapeur d'eau

D'où

$$W_s = 145.105 \text{ kJ/kg}$$

✓ **Calcul du travail réalisé au seizième étage:**

On a:

$$W'_c = C_{p_{air(T_1, T_2)}}(T_2 - T_1) \quad \text{(III.8)}$$

D'où

$$W'_c = 313.063 \text{ kJ/kg}$$

➤ **Puissance absorbé par le compresseur axial :**

La puissance se détermine par la formule suivante :

$$P_c = \dot{m}_a * W'_c + \dot{m}_{as} * W_s \quad \text{[MW]} \quad \text{(III.9)}$$

Tel que \dot{m}_a : Débit massique d'air *sortant* du compresseur après soutirage [Kg/s]

\dot{m}_{as} : Débit massique d'air de soutirage [Kg/s]

$$\dot{m}_a = 118.33 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{as} = 3.33 \text{ kg/s}$$

D'où:

$$P_c = 37.532 \text{ MW}$$

III.3.2- Calculs des paramètres de la chambre de combustion :

$$Q_{cc} = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_c) C_{p_{GE(T_3, T_2)}}(T_3 - T_2)}{\eta_{cc}} \quad \text{[MW]} \quad \text{(III.10)}$$

Q_{cc} : Puissance de la chambre de combustion.

$C_{p_{GE}}$: Chaleur spécifiques des gaz d'échappements [J/kg .K].

\dot{m}_c : Débit massique du combustible injecté [kg/s].

η_{cc} : Rendement chambre de combustion.

$$\text{Avec : } C_{p_{GE}} = 0.9718 + \frac{0.044}{\alpha} + \left(\frac{0.0536}{\alpha} + 0.0927 \right) \left(\frac{T}{1000} \right) \quad \text{[14]} \quad \text{(III.11)}$$

III.3.2.1-Calcul de la pression P_3 à la sortie de la chambre de combustion :

D'après le cycle de BRAYTON on remarque que :

$$P_3 = P_{2s} = P_{2r}$$

$$P_3 = 6.58 \text{ bar}$$

Chapitre III : Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C sans injection de la vapeur d'eau

III.3.2.2-Calcul de la température T_3 a la sortie de la chambre de combustion :

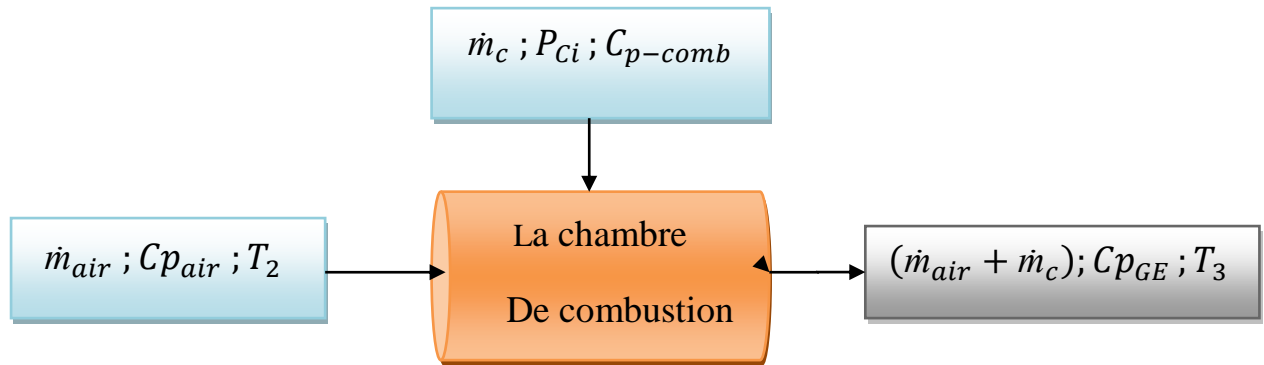


Figure (III.2) : Bilan énergétique de la chambre de combustion.

La température T_3 de fin de combustion est déterminée par la formule suivante :

$$T_3 = T_2 + \frac{P_{Ci} \eta_{CC}}{\sum Cp_{GE} V_{GE}} \quad [15] \quad (III.12)$$

V_{GE} : Volume des gaz d'échappement.

Cp_{GE} : Capacité calorifique des composants des gaz d'échappement (CO_2 , H_2O , N_2 , O_2).

❖ **Détermination du coefficient d'excès d'air α :**

$$\alpha = \frac{q_v}{q_c V_a^t} \quad [16] \quad (III.13)$$

q_v : Débit volumique d'air nécessaire a la combustion.

q_c : Débit volumique du combustible.

V_a^t : Volume d'air théorique nécessaire à la combustion.

Chapitre III : Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C sans injection de la vapeur d'eau

On a la composition chimique du gaz naturel utilisé comme carburant :

Gaz	Symbole	Formule chimique	Masse Molaire Partielle M_i (Kg / Kmole)	Fraction molaire N_i (%)	PCI_i (Kcal/mole)
Azote	N ₂	N ₂	28.013	2.49	-
Dioxyde de carbone	CO ₂	CO ₂	44.01	1.07	-
Méthane	C ₁	CH ₄	16.043	77.48	192.51
Ethane	C ₂	C ₂ H ₆	30.07	10.83	340.92
Propane	C ₃	C ₃ H ₈	44.097	6.06	485.10
I – butane	I - C ₄	I - C ₄ H ₁₀	58.124	0.53	625.71
N – butane	N - C ₄	N - C ₄ H ₁₀	58.124	1.22	625.71
I – pentane	I - C ₅	I - C ₅ H ₁₂	72.151	0.13	770.32
N – pentane	N - C ₅	N - C ₅ H ₁₂	72.151	0.16	770.32
Hexane	C ₆	C ₆ H ₁₄	86.178	0.03	915.46
Total	-	-	-	100	-

✓ Calcul du débit volumique d'air q_v nécessaire à la combustion on utilise la formule suivante :

$$q_v = \frac{\dot{m}_a}{\rho} \quad (\text{III.13})$$

Tel que : $\rho(T \text{ } ^\circ\text{C}) = \rho(T = 0 \text{ } ^\circ\text{C}) \cdot \frac{273}{273+T}$ (III.14)

$$\rho_{air} = 1.223 \text{ kg/m}^3$$

$$q_v = 348323.794 \text{ m}^3/\text{h}$$

✓ Calcul du débit volumique q_c du combustible :

$$q_c = \frac{\dot{m}_c}{\rho_c} \quad (\text{III.15})$$

Tel que : $\rho_c = \frac{1}{V_m} \sum_{i=1}^{i=8} h_i M_i$ (III.16)

h_i : Concentration molaire de chaque composant constitue le gaz naturel.

M_i : Masse molaire de chaque composant du gaz naturel.

V_m : Volume molaire d'un gaz parfait.

Chapitre III : Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C sans injection de la vapeur d'eau

ρ_c : Masse volumique du combustible.

D'où: $\rho_c = 0.928 \text{ Kg/m}^3$

Alors : $q_c = 7758.621 \text{ m}^3/\text{h}$

✓ Calcul du volume d'air théorique V_a^t nécessaire à la combustion :

$$V_a^t = \frac{1}{0.21} \sum_{i=1}^{i=8} (\beta_i h_i) \quad (\text{III.17})$$

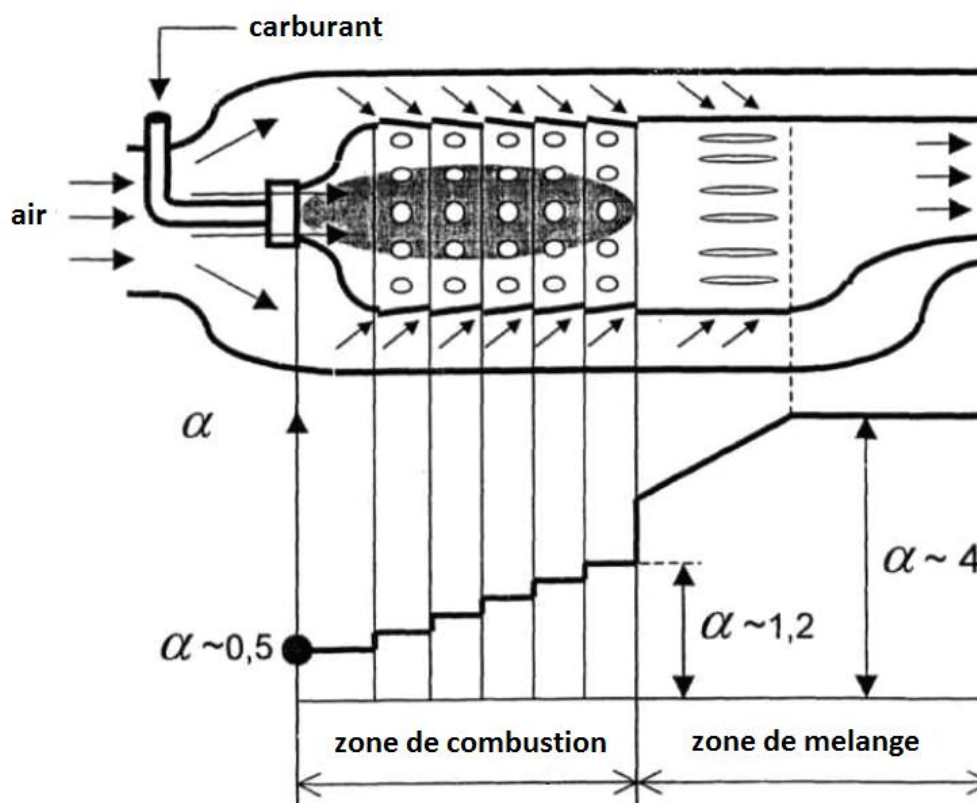
β_i : Le coefficient stœchiométrique d'oxygène O_2 dans les réactions chimiques précédentes.

h_i : La concentration molaire de chaque composant dans le gaz naturel.

D'où : $V_a^t = 11.293 \text{ m}^3/\text{m}^3_{\text{mélange}}$

D'après l'équation (III.13) on détermine :

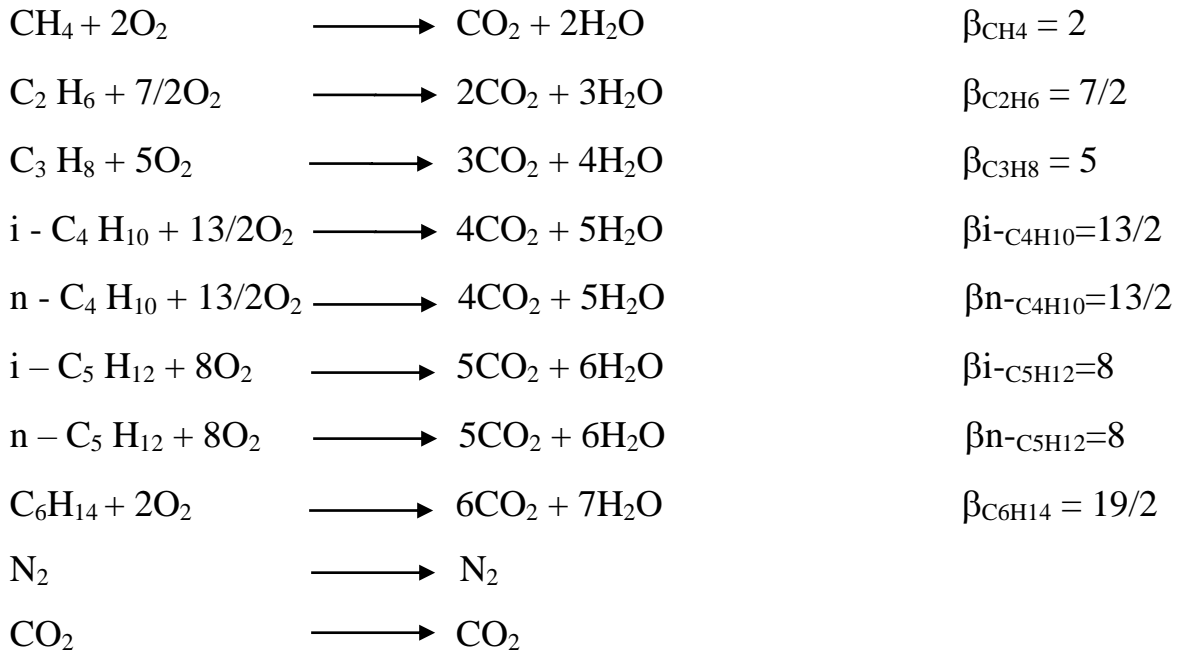
$$\alpha = 4$$



Figure(III.3) : variation d'excès d'air dans la chambre de combustion.

Chapitre III : Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C sans injection de la vapeur d'eau

Les réactions chimiques de combustion :



❖ **Calcul du volume des gaz d'échappements dégagé par m^3 du combustible :**

1) **Volume du CO_2 :**

$$V(\text{CO}_2) = \sum_{i=1}^{i=8} \delta_i h_i \quad (\text{III.18})$$

δ_i : le coefficient stœchiométrique du CO_2 dans les réactions chimiques précédentes.

$$V(\text{CO}_2) = 1.2702 \text{ m}^3/\text{m}^3_{\text{mélange}}$$

2) **Volume du H_2O :**

$$V(\text{H}_2\text{O}) = \sum_{i=1}^{i=8} \delta_i h_i \quad (\text{III.19})$$

δ_i : le coefficient stœchiométrique du HO_2 dans les réactions chimiques précédentes.

$$V(\text{H}_2\text{O}) = 2.2239 \text{ m}^3/\text{m}^3_{\text{mélange}}$$

3) **Volume du N_2 :**

$$V_{\text{N}_2} = 0.79 V_a^r + V'_{\text{N}_2} \quad (\text{III.20})$$

V'_{N_2} : Volume d'azote contenu dans le combustible.

V_a^r : Volume d'air réel nécessaire pour la combustion de 1 m^3 du gaz naturel.

Pour calculer le volume d'azote N_2 nous allons calculer tout d'abord le volume d'air réel V_a^r nécessaire pour la combustion de 1 m^3 du gaz naturel.

On a:
$$V_a^r = \alpha V_a^t \quad (\text{III.21})$$

$$V_a^r = 45.172 \text{ m}^3/\text{m}^3_{\text{mélange}}$$

$$V_{\text{N}_2} = 35.711 \text{ m}^3/\text{m}^3_{\text{mélange}}$$

Chapitre III : Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C sans injection de la vapeur d'eau

4) Volume du O₂ :

$$V_{O_2} = 0.21(V_a^r - V_a^t) \quad (\text{III.22})$$

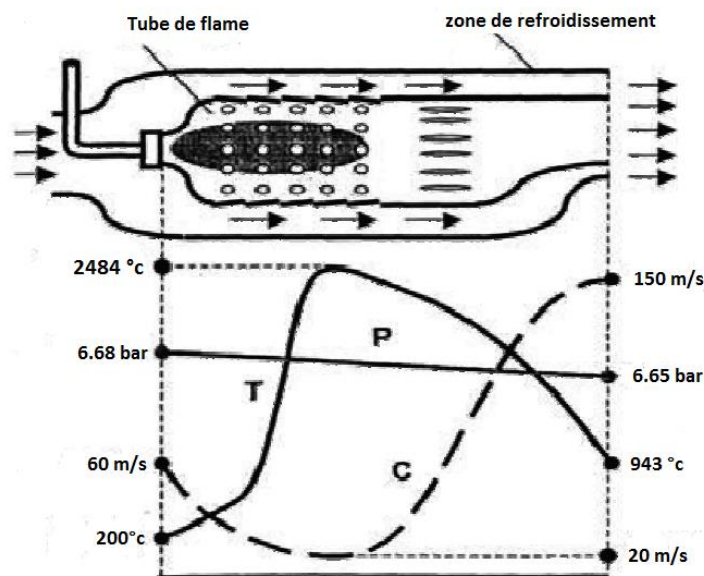
β_i : Le coefficient stœchiométrique de l'O₂ dans les réactions chimiques précédentes.

h_i : La concentration molaire de chaque composant dans le gaz naturel.

$$V_{O_2} = 7.115 \text{ m}^3/\text{m}^3_{\text{mélange}}$$

Alors d'après l'équation (III.12) :

$$T_3 = 1216.867 \text{ K}$$



Figure(III.4) : variation des paramètres des produits de combustion dans la chambre de combustion

Capacité calorifique $Cp_{GE(T_3)}$ des gaz d'échappement :

$$Cp_{GE(T_3)} = 1113.967 \text{ J/kg.K}$$

$$Cp_{GE(T_3, T_2)} = 1173.257 \text{ J/kg.K}$$

D'après l'équation (III.10) :

$$Q_{cc} = 88.55 \text{ MW}$$

III.4- Calculs des paramètres de la turbine :

III.4.1-Calcul de pression P_{4s} et P_{4r} de fin de détente isentropique et réelle :

Dans le cycle de BRAYTON on remarque que P_{4s} et P_4 sont situées sur la ligne de pression (isobare), ce qui montre que $P_4 = P_{4s} = 1.013 \text{ bar}$

$$P_4 = P_1 = 1.013 \text{ bar}$$

Chapitre III : Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C sans injection de la vapeur d'eau

III.4.2-Calcul de la température de fin de la détente isentropique T_{4s} :

La température de la fin de détente isentropique est déterminée par la relation suivante :

$$T_{4s} = T_3 \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{III.23})$$

On a: $\gamma = 1.35$

Alors $T_{4s} = 746.219 \text{ K}$

$$\eta_{d-T} = \frac{(T_3 - T_{4s})}{(T_3 - T_{4r})} \quad (\text{III.24})$$

D'ou $T_{4r} = 793.284 \text{ K}$

Avec la valeur de T_{4r} , on cherche la valeur de Cp_{T4r} on utilisons l'équation (III.11) :

$$Cp_{T4} = 1066.967 \text{ J/kg.K}$$

$$Cp_{GE(T_{4r}, T_3)} = 1196.078 \text{ J/kg.K}$$

III.4.3-Calcul de travail massique de la turbine :

$$W_T = Cp_{GE(T_3, T_4)}(T_3 - T_{4r}) \quad (\text{III.25})$$

$$W_T = 488.522 \text{ KJ/Kg}$$

III.4.4- puissance de la turbine :

$$P_T = (\dot{m}_{air} + \dot{m}_c) Cp_{GE(T_3, T_4)}(T_3 - T_{4r}) \quad (\text{III.26})$$

$$P_T = 60.965 \text{ MW}$$

III.5-rendement globale de la turbine a gaz :

$$\eta_g = \frac{P_U}{Q_{cc}} = \frac{P_T - P_C}{Q_{cc}} \quad (\text{III.27})$$

$$\eta_g = 26.46 \%$$

III.6- Influence de la température ambiante sur les performances de la turbine

Afin de d'assurer de l'influence de la température ambiante sur le rendement de la turbine à gaz MS-5002C nous allons évaluer ces performances à une température de 45°C

Pour cela nous tenons compte de la variation de la masse volumique de l'air, donc de variation du débit massique car ces deux derniers sont liés par la relation suivante :

$$\dot{m}_{air} = q_V \cdot \rho_{air} \quad (\text{III.28})$$

Avec :

\dot{m}_{air} : est le débit massique d'air total

q_V : est le débit volumique qui es constant a l'aspiration

ρ_{air} : Est la masse volumique varie en fonction de la température selon la relation :

Chapitre III : Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C sans injection de la vapeur d'eau

$$\rho(T \text{ } ^\circ\text{C}) = \rho(T = 0 \text{ } ^\circ\text{C}) \cdot \frac{273}{273+T} \quad (\text{III.29})$$

Avec :

$$\rho(T = 0 \text{ } ^\circ\text{C}) = 1.29 \text{ kg/m}^3$$

Tableau (III.2) : variation de la masse volumique et du débit massique d'air en fonction de la température ambiante :

T(K)	ρ (kg/m³)	\dot{m}_{air} (kg/s)
273.15	1.29	128.331
278.15	1.266	125.944
283.15	1.244	123.755
288.15	1.223	121.666
293.15	1.201	119.478
298.15	1.181	117.487
303.15	1.162	115.597
308.15	1.143	113.707
313.15	1.125	111.916
318.15	1.107	110.126

Les résultats précédents montrent que le débit massique d'air dépend de la masse volumique de l'air, donc de la température ambiante. La figure suivante montre l'évolution du débit massique en fonction de la température.

Chapitre III : Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C sans injection de la vapeur d'eau

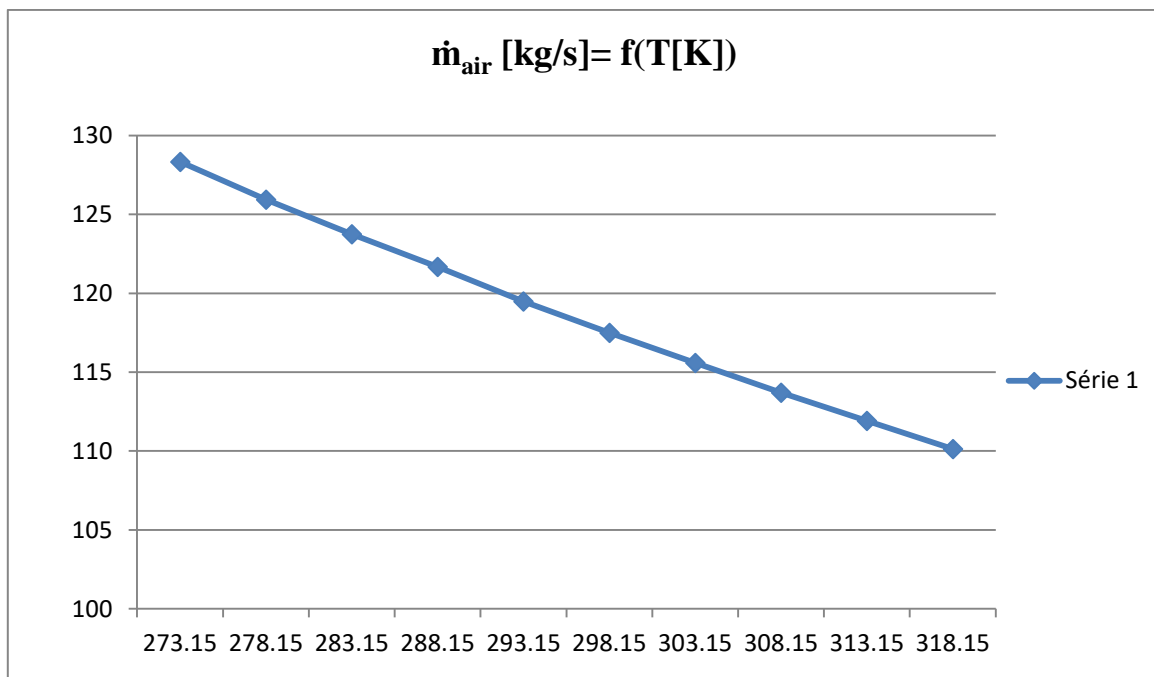


Figure (III.5) : variation du débit massique d'air en fonction de la température ambiante.

III.7-Conclusion :

Les résultats de calcul d'un cycle simple à 45°C montrent que l'augmentation de la température ambiante fait décroître les performances énergétiques d'une turbine à gaz.

**Chapitre IV : Calcul des
performances énergétiques de la
turbine à gaz MS-5002C avec
injection de la vapeur d'eau**

Chapitre IV : Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C avec injection de la vapeur d'eau

IV.1- introduction :

Dans ce chapitre nous allons reprendre les calculs des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C, mais cette fois ci avec injection de la vapeur d'eau qui est l'objectif majeur de cette étude.

IV.2- Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C :

Nous supposons durant tout le processus de l'injection de la vapeur d'eau qu'il n'y a pas de variation de la pression due à l'injection de la vapeur.

IV.2.1- Calcul des paramètres du compresseur :

Les paramètres de la compression restent les même car l'injection de la vapeur d'eau n'affecte pas sur les paramètres du fonctionnement du compresseur.

Alors on a les résultats suivants :

Tableau IV.1 : paramètres du compresseur :

T_1 (K)	P_1 (bar)	T_{2s} (K)	T_{2r} (K)	P_2 (bar)	P_c (MW)
318.15	1.013	545.355	602.2	6.68	37.532

IV.2.2- Calculs des paramètres de la chambre de combustion :

La pression P_3 à la sortie de la chambre de combustion est la même que celle sans injection de la vapeur d'eau.

D'où : $P_3 = 6.68$ bar

IV.2.2.1- Calcul de la température T_3 à la sortie de la chambre de combustion :

Le nouveau bilan énergétique de la chambre de combustion :

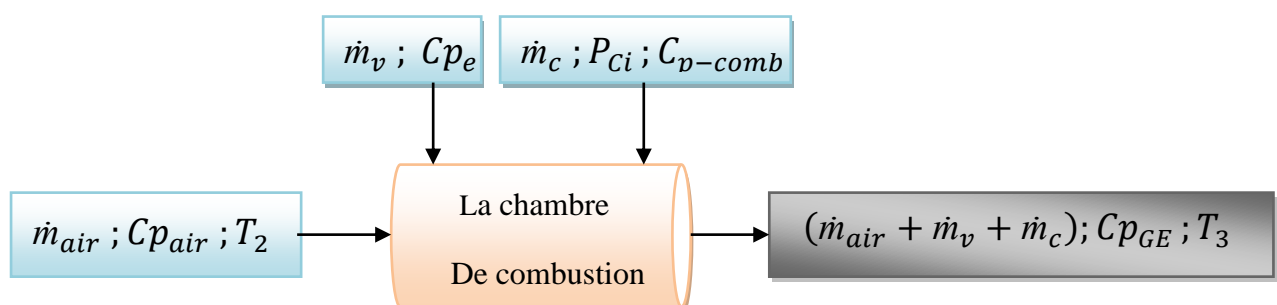


Figure (IV.1) : Bilan énergétique de la chambre de combustion après injection de la vapeur d'eau.

Chapitre IV : Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C avec injection de la vapeur d'eau

La température T_3 de fin de combustion est déterminée par la formule suivante :

$$T_3 = T_2 + \frac{P_{Ci} \eta_{CC}}{\sum C_{p_{GE}} V_{GE} + C_{p_{ve}} V_{ve}}$$

(IV.1)

$C_{p_{ve}}$: Capacité calorifique volumique de la vapeur d'eau injecté (H₂O)

$$C_{p_{ve}} = 1.78 \text{ kJ/m}^3 \cdot \text{K}$$

V_{ve} : Volume de la vapeur d'eau a injecté (H₂O)

- **Calcul de débit de la vapeur d'eau a injecté \dot{m}_v :**

Pour avoir la combustion complète dans la chambre de combustion d'une turbine à gaz la limite maximale de la quantité de vapeur a injecté est de 6kg / kg de carburant (Srinivas et al, 2007) [10], ce qui revient à déduire que $\frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_v} = 16.66\%$ au maximum, c'est-à-dire que la quantité maximale qu'on peut injecter est de **6** fois la quantité du combustible.

- **Calcul du volume de la vapeur V_{vc} a injecté pour 1 m³ du combustible :**

On calcule tout d'abord le volume du combustible V_c et de vapeur V_{ve} occupé par 1kg de chacun de ces derniers.

- **volume V_c occupé par 1kg de combustible :**

$$V_c = \frac{m_c}{\rho_c} \tag{IV.2}$$

m_c : Masse du combustible

ρ_c : Masse volumique du combustible déjà calculé qui est égal a 0.928 kg/m³.

$$V_c = 1.077 \text{ m}^3$$

- **volume V_v occupé par 1kg de la vapeur d'eau :**

La masse volumique de la vapeur d'eau :

$$\rho_v = \frac{M_{ve}}{V_m} \tag{IV.3}$$

M_{ve} : Masse molaire de la vapeur d'eau est de 18 g/mol.

V_m : Volume molaire de la vapeur d'eau est de 22.4 l/mol.

Donc : $\rho_v = 0.8035 \text{ kg/m}^3$

$$V_{ve} = 1.244 \text{ m}^3$$

Chapitre IV : Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C avec injection de la vapeur d'eau

Alors le volume de la vapeur V_{ve} à injecter pour 1 kg du combustible est :

$$V_{vc} = \frac{V_{ve}}{V_c} = 1.155 \text{ m}^3_{\text{vapeur}}/\text{m}^3_{\text{comb}}$$

Tableau IV.2 : Variation de la température en fonction du volume de vapeur à injecter :

masse de la vapeur (kg/kg _{comb})	Volume de la vapeur (m ³ _{vapeur} /m ³ _{comb})	Température (K)
1	1.155	1198.885
2	2.310	1181.926
3	3.465	1165.905
4	4.620	1150.740
5	5.775	1136.379
6	6.930	1122.746

Les calculs qui suit seront fait avec une limite maximale de la quantité de vapeur a injecté (6 fois la quantité du combustible) c.-à-dire 6 kg pour 1 kg du combustible (6kg/kg) ou 6.930 m³_{vapeur}/m³_{comb}.

$$\text{Donc pour } V_{vc} = 6.930 \text{ m}^3_{\text{vapeur}}/\text{m}^3_{\text{comb}} \quad T_3 = 1122.746 \text{ K}$$

On remarque que la température à la sortie de la chambre de combustion a diminué et cela est due au fait que la vapeur d'eau injectée a cassé la température dans la chambre de combustion en pulvérisant le combustible pour améliorer le rendement de la combustion.

- **Calcul de la capacité calorifique $Cp_{GE(T_3)}$ des gaz d'échappement :**

$$Cp_{GE} = 0.9718 + \frac{0.044}{\alpha} + \left(\frac{0.0536}{\alpha} + 0.0927 \right) \left(\frac{T}{1000} \right) \quad (\text{IV.4})$$

$$Cp_{GE(T_3)} = 1101.923 \text{ J/kg.K}$$

- **Calcul de la capacité calorifique moyenne :**

$$Cp_{air}(t_3, t_2) = \frac{Cp_{air}|_0^{t_3} t_3 - Cp_{GE}|_0^{t_2} t_2}{t_3 - t_2} \quad (\text{IV.5})$$

$$Cp_{GE(t_3, t_2)} = 1160.209 \text{ J/kg.k}$$

IV.2.2.2-Calcul de la Puissance de la chambre de combustion :

Chapitre IV : Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C avec injection de la vapeur d'eau

$$Q_{cc} = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_v + \dot{m}_c) C_{p_{GE}(T_3, T_2)} (T_3 - T_2)}{\eta_{cc}} \quad [\text{MW}] \quad (\text{IV.6})$$

Tel que : $\dot{m}_v = 6 * \dot{m}_c = 43200 \text{ kg/h}$

$$Q_{cc} = 81.550 \text{ MW}$$

IV.2.3- Calculs des paramètres de la turbine :

IV.2.3.1- Calcul de la pression P_4 a la sortie de la turbine :

$$P_4 = P_1 = 1.013 \text{ bar}$$

IV.2.3.2- Calcul de la température de fin de la détente isentropique T_{4s} :

La température de la fin de détente isentropique est déterminée par la relation suivante :

$$T_{4s} = T_3 \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{IV.7})$$

D'où : $T_{4s} = 688.502 \text{ K}$

IV.2.3.3- Calcul de la température de fin de la détente réel T_{4r}

$$\eta_{d-T} = \frac{(T_3 - T_{4s})}{(T_3 - T_{4r})} \quad (\text{IV.8})$$

D'où : $T_{4r} = 731.926 \text{ K}$

- **Calcul de la capacité calorifique $C_{p(T_{4r})}$:**

D'après l'équation (IV.4)

$$C_{p(T_{4r})} = 1060.457 \text{ J/kg.K}$$

D'après l'équation (IV.5)

$$C_{p_{GE}(T_3, T_4)} = 1179.581 \text{ J/kg.K}$$

IV.2.3.4- Calcul de travail massique de la turbine :

$$W_T = C_{p_{GE}(T_3, T_4)} (T_3 - T_{4r}) \quad (\text{IV.9})$$

$$W_T = 464.004 \text{ kJ/kg}$$

IV.2.3.5- Puissance de la turbine :

$$P_T = (\dot{m}_{air} + \dot{m}_v + \dot{m}_c) C_{p_{GE}(T_3, T_4)} (T_3 - T_{4r}) \quad (\text{IV.10})$$

$$P_T = 61.006 \text{ MW}$$

IV.2.4- Rendement globale de la turbine :

Chapitre IV : Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C avec injection de la vapeur d'eau

$$\eta_g = \frac{P_U}{Q_{cc}} = \frac{P_T - P_c}{Q_{cc}} \quad (\text{IV.11})$$

$$\eta_g = 28.78 \%$$

IV.3-Conclusion :

Les résultats de calcul à 45 °c montrent que l'injection de la vapeur d'eau apporte une augmentation marquante par rapport au cycle simple (sans injection de vapeur).

Chapitre V : Résultats et discussion

V.1-Introduction :

Les résultats de calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C sans et avec injection de la vapeur d'eau vont être présentés dans ce chapitre, ainsi que la variation de ces performances énergétiques en fonction du débit de vapeur à injecter en amont de la chambre de combustion.

V.2- Résultats de calcul sans et avec injection de vapeur d'eau à 45 °C :

V.2.1. Sans injection de la vapeur d'eau :

Les résultats de calculs sans injection de vapeur sont représentés dans le tableau suivant

Tableau(V.1) : Résultats de calcul sans injection de la vapeur d'eau à 45°C

$T(K)$	$P(bar)$	
$T_1 = 318.45$	$P_1 = 1.013$	$Q_{cc} = 88.55 MW$
$T_{2s} = 545.355$	$P_{2s} = 6.68$	
$T_{2r} = 602.2$	$P_{2r} = 6.68$	$P_U = 23.433 MW$
$T_3 = 1216.867$	$P_3 = 6.68$	
$T_{4s} = 746.219$	$P_{4s} = 1.013$	$\eta_g = 26.46\%$
$T_{4r} = 793.284$	$P_{4r} = 1.013$	

V.2.2. Avec injection de la vapeur d'eau :

Les résultats de calculs avec injection de vapeur d'eau à sont représentés dans le tableau suivant :

Tableau(V.2) : Résultats de calcul avec injection de la vapeur d'eau à 45°C

$T(K)$	$P(bar)$	
$T_1 = 318.15$	$P_1 = 1.013$	$Q_{cc} = 81.550 MW$
$T_{2s} = 545.355$	$P_{2s} = 6.68$	
$T_{2r} = 602.2$	$P_{2r} = 6.68$	$P_U = 23.474 MW$
$T_3 = 1122.746$	$P_3 = 6.68$	
$T_{4s} = 688.502$	$P_{4s} = 1.013$	$\eta_g = 28.78\%$
$T_{4r} = 731.926$	$P_{4r} = 1.013$	

V.3-Variation des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C en fonction du volume de vapeur à injecté à 45 °C

V.3.1-. Variation de la température T_3 en fonction du volume de la vapeur d'eau

Tableau (V.3) : Variation de la température en fonction du volume de vapeur d'eau à injecter :

masse de la vapeur (kg/kg _{comb})	Volume de la vapeur (m ³ _{vapeur} /m ³ _{comb})	Température (K)
1	1.155	1198.885
2	2.310	1181.926
3	3.465	1165.905
4	4.620	1150.740
5	5.775	1136.379
6	6.930	1122.746

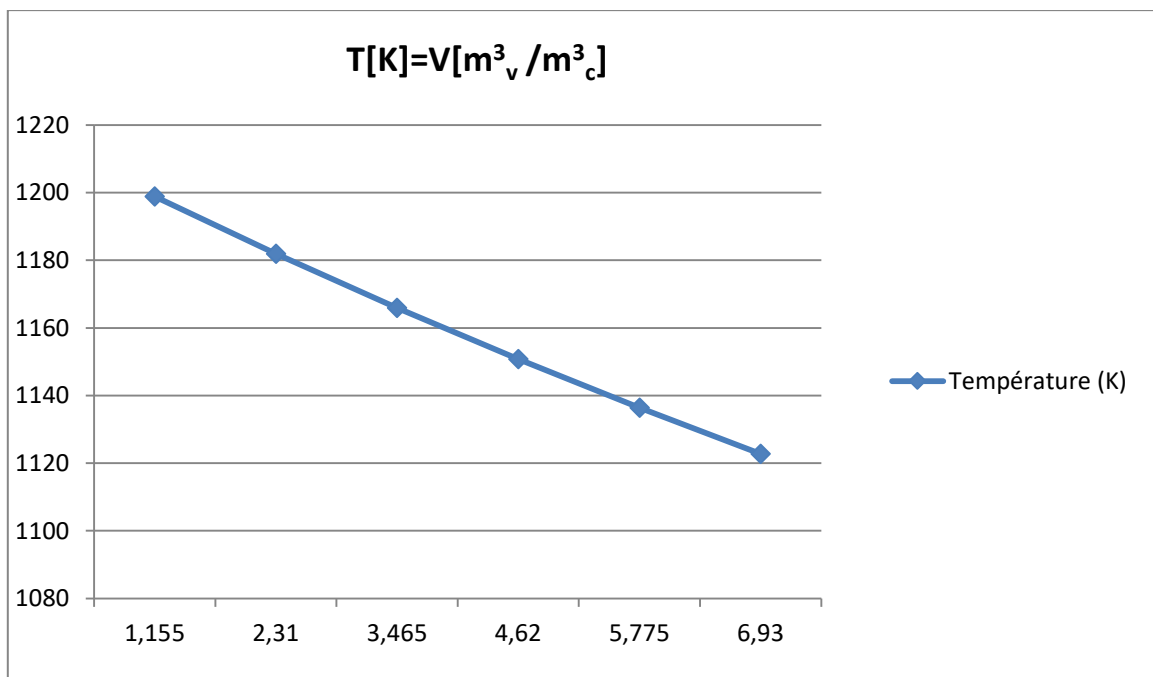
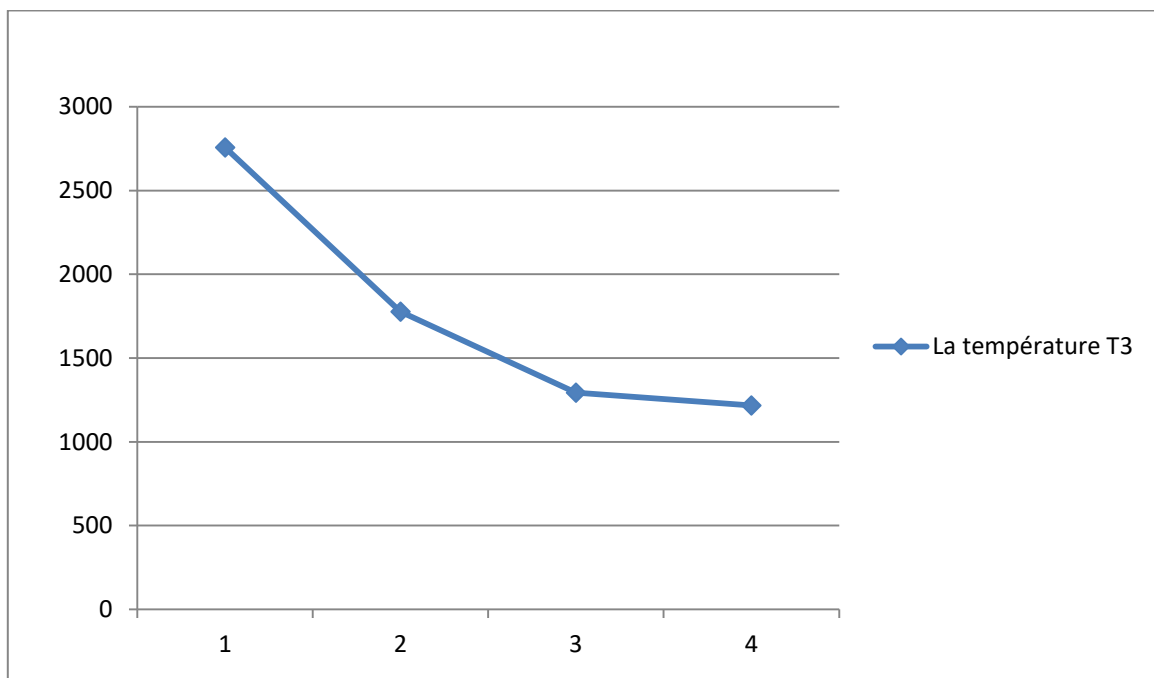


Figure (V.1) : variation de la température T_3 en fonction du volume de la vapeur d'eau injecté.

La figure (V.1) montre l'évolution de la température dans la chambre de combustion en fonction du volume de la vapeur d'eau à injecter, et on note que la température dans la chambre de combustion est inversement proportionnelle au volume de vapeur injecté.

Tableau (V.4) : variation de la température T_3 en fonction d'excès d'air.

Coefficient d'excès d'air α	La température T_3
1	2757.546
2	1776.439
3	1293.129
4	1216.867

**Figure(V.2) :** variation de la température T_3 en fonction d'excès d'air.

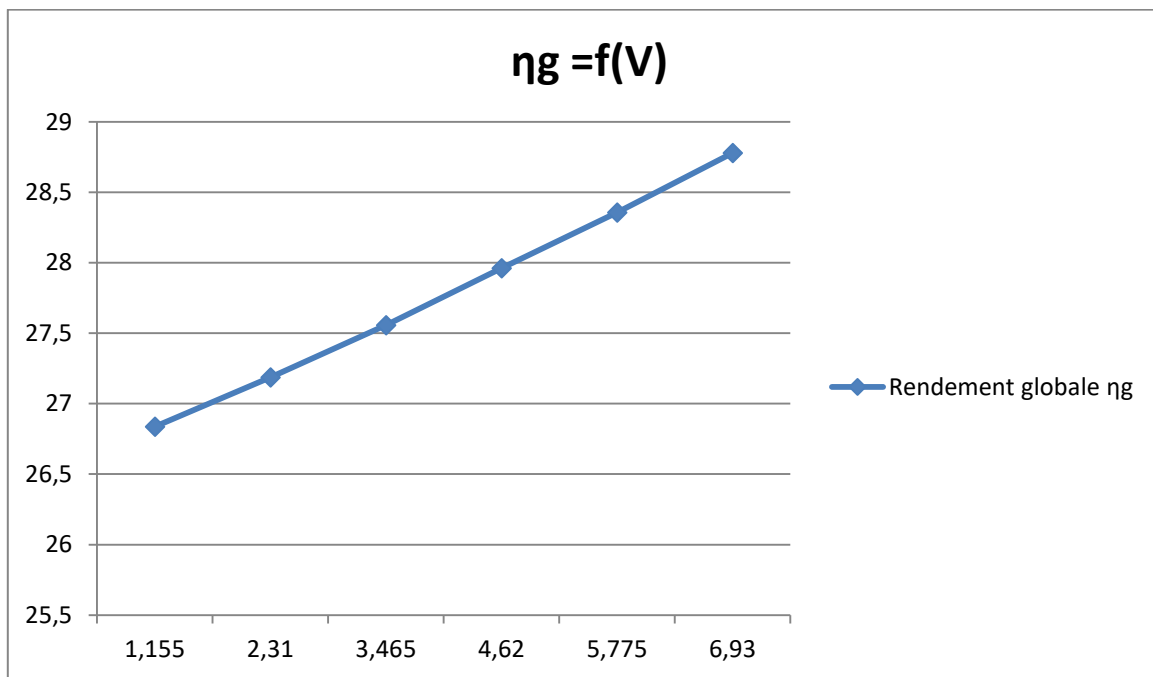
D'après le diagramme précédent on constate que la température T_3 diminue en augmentant l'excès d'air.

V.3.2- Variation du rendement globale η_g en fonction du volume de la vapeur d'eau:

Les résultats de calcul du rendement globale η_g en fonction du volume de vapeur d'eau à injecter en amont de la chambre de combustion sont données dans le tableau (V.4)

Tableau (V.5) : Variation du rendement globale en fonction du volume de la vapeur d'eau

Volume de la vapeur ($\text{m}^3_{\text{vapeur}}/\text{m}^3_{\text{comb}}$)	Rendement globale η_g
1.155	26.838
2.310	27.187
3.465	27.557
4.620	27.961
5.775	28.357
6.930	28.780

**Figure(V.3) :** Variation du rendement globale en fonction du volume de la vapeur d'eau injecté.

La figure (V.2) montre l'évolution du rendement globale en fonction du volume de la vapeur d'eau à injecter dans la chambre de combustion, et on note que le rendement de la turbine MS-5002C est proportionnel au volume de vapeur injecté à l'amont de la chambre de combustion.

V.4-Conclusion :

Des calculs de performances énergétiques sur les deux cycles, sans et avec injection de la vapeur d'eau ont été réalisés. Les résultats montrent que l'injection de la vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion améliore les performances énergétiques ainsi que le rendement.

Les résultats de calcul d'un cycle simple à 15°C et à 45°C montrent que l'augmentation de la température ambiante fait décroître les performances énergétiques d'une turbine à gaz.

Conclusion générale

Conclusion Générale :

Les turbines à gaz utilisées dans le monde entier dans la génération de l'électricité, des centrales thermiques, et de l'industrie des hydrocarbures, dans différents endroits géographiques avec des conditions climatiques variables de température, de pression et d'humidité. Les turbines à gaz sont très sensibles à la variation de la température de l'air ambiant. De ce fait rendre les turbines utilisées dans les conditions du sud algérien insensibles à la variation de la température de l'air ambiant, revêt un caractère urgent.

L'étude d'amélioration des performances d'une turbine à gaz est nécessaire et important dans les pays chaud comme l'Algérie, car pendant les périodes chaudes, les turbines à gaz industrielles connaissent une baisse importante de leur rendement comme les résultats le montrent. Pour cette raison, les calculs des performances d'un cycle simple de la turbine à gaz MS-5002C ont été étudiés et comparés avec un cycle par injection de la vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion. Il s'en sort comme résultats une augmentation de la puissance et du rendement de la turbine à gaz MS-5002C. Ces derniers ne sont pas seulement les seuls profits qu'on en tire de l'injection de la vapeur d'eau, elle est aussi une solution économique et de réduction des émissions des gaz toxique comme les NO_x . Ainsi que la rentabilité de ce cycle pendant les saisons chaudes.

Comme perspective il faut noter que l'eau avec laquelle on produit de la vapeur doit être traitée selon l'adoucissement qui est l'une des techniques utilisées dans le secteur industriel.

L'adoucissement est un traitement physico-chimique dont l'objectif est de limiter l'entartrage des canalisations et des équipements de distribution de l'eau (dépôt de carbone de calcium et de magnésium). Il constitue le plus souvent un prétraitement dans la filière des traitements nécessaires à l'obtention d'eau purifiée.

En fin nous recommandons à utiliser le cycle avec injection de la vapeur d'eau pendant les saisons chaudes.

Références bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] **A. HERZALLAH**, "Étude thermodynamique Maintenance et Fiabilité d'une turbine à gaz MS 5002", mémoire d'ingénieur, Université de Boumerdes, 2006.
- [2] **S. BELKHAMSA, S. ABD ESSELAM**, "Contribution à l'étude et au calcul des cycles thermodynamiques des turbines à gaz", mémoire d'ingénieur, Université Ouargla, 2008.
- [3] **N. MANKOUR**, "Etude de la turbine a gaz GE MS5002C du champ pétrolier de TFT Ain Aminas –ILLIZI", mémoire d'ingénieur, Université de Bejaïa, 2016.
- [4] **Y. BEDOU, M. BELAID**, "Etude thermodynamique et amélioration du rendement de la turbine a gaz MS-5002C par récupération des gaz d'échappements, mémoire d'ingénieur, Université de Bejaia, 2013.
- [5] **Nuovo Pignone** "Manuel de cours pour turbine à gaz MS-5002C Description-Exploitation-Entretien".
- [6] **M.De.Peap and E.Dick .2001**. "Technological and Economical Analysis of Water recovery in steam injected gas turbine ", Applied Thermal Engineering.
- [7] **F.M.Penning and H.C de Lange .1996**. "Steam injection: Analysis of a typical application". Applied Thermal Engineering Vol 16 No2. PP 115-125, 1996. Elsevier Science LTD. 1359-4311(96)00052-6;
- [8] **F.J.WANG and J.S.CHIOU .2004**. "Integration of steam injection and inlet air cooling for a gas turbine generation system" Energy conversion and Management 2004;
- [9] **M.ROY YAP and T. WANG .2006**. "Simulation of Producer Gas Fired Power Plants With inlet Fog Cooling and Steam Injection". ASME Paper No: GT2006-90164. Barcelona. Spain. May 8-11.2006.
- [10] **T.Srinivas, S.Gupta, B.IV.Reddy. 2007**. "Sensitivity Analysis of STIG Based combined Cycle with Dual Pressur HSRG". International Journal of Thermal Science. Dio:10.1016/j.ijthermalsci.2007.10.002.
- [11] **Caillat S.1999**. Combustion en atmosphère humide. Etude d'une flamme méthane/air confinée non pré-mélange à swirl. Université de Rouen.146réf.
- [12] **D.YOU CHENG and ALBERT L.C NELSON.2002**. "the Chronological Development of the Cheng cycle steam injection gas turbine during the past 25 years" ASME Paper No:GT-2002-30119. Amsterdam. The Netherlands June 3-62002;
- [13] **Soloiu V.A., Vasilescu E., Sabau A., Ionescu C., Micu R. 2002**. Validation expérimentale d'une méthode pour le calcul du rendement effectif du moteur Diesel en utilisant le bilan carbone des produits de combustion. Colloque COFRET02.Bucarest.

Références bibliographiques

[14] **M. BENIKHLEF, A. MOUHAMMDI**, " étude et rénovation de la turbine a gaz MS5002C de champ Hassi R'mel", mémoire d'ingénieur, Université de Tlemcen, 2014.

[15] **Kozlov V.C.,Khorev I.E** Les principaux physiques de combustion et d'explosion. Université de TOMSK.Fédération de russie.www.twirpx.com/file/229182

[16] **KORDJ V.V** : Installations des turbines à gaz. Université OUKHTA. Fédération de russie.www.twirpx.com/file/653323.

Annexes

Annexe 3 :

Les capacités calorifiques moyennes (c_p) des produits de combustion dans l'intervalle de température (1000°...3000°c)

№ п/п	Produit	La formule chimique	Capacité calorifique, c_p	
			$\kappa\text{J}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$	$\kappa\text{J}/(\text{mole} \cdot \text{K})$
1	Azote	N_2	1,41	$3,18 \cdot 10^{-2}$
2	L'eau (Vapeur)	H_2O	1,78	$3,98 \cdot 10^{-2}$
3	L'air	$\text{O}_2 + 3,76\text{N}_2$	1,44	$3,23 \cdot 10^{-2}$
4	Le dioxyde de soufre	SO_2	2,28	$5,11 \cdot 10^{-2}$
5	Le dioxyde de carbon	CO_2	2,27	$5,08 \cdot 10^{-2}$
6	L'oxyde de carbon	CO	1,50	$3,37 \cdot 10^{-2}$

Résumé :

Pendant la saison chaude, les conditions ambiantes en particulier la température sont très sévères, les turbines à gaz industrielles rencontrent de grandes difficultés qui ont pour conséquences la diminution de leurs puissances et de leurs rendements. Pour combattre ces problèmes, plusieurs techniques ont été adoptées. Une des méthodes les plus efficaces est l'injection de la vapeur d'eau dans la chambre de combustion qui a pour avantage l'augmentation des performances de la turbine, la diminution des émissions des NO_x, et un refroidissement plus efficace des aubes de la turbine.

Dans ce travail on s'est intéressé à une étude thermodynamique de la turbine à gaz MS-5002C en injectant de la vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion en utilisant la chaleur des gaz d'échappement pour faire évaporer de l'eau passant par un échangeur. Pour ce faire on a d'abord fait l'étude thermodynamique de la turbine à gaz à cycle simple à différentes températures afin de savoir l'influence de la température sur les performances de la turbine à gaz

Abstract:

During the hot season, for increasing of ambient conditions particularly the temperature, the industrial gas turbine have great difficulty that consequences are decrement of their power and their efficiency. In order to reduce or to solve these problems, several technologies have been adopted. One of the most adequate way is water injection in the combustion room which are advantage to increase the performance of the turbine and reduction of NO_x gas emission.

In this work we have interested for the thermodynamics studies of the gas turbine MS-5002C injected by steam water of combustion room by using the exhaust gas heat to evaporate water passing by the interchange. To do that, at first we have made a thermodynamic study of simple cycle gas turbine at different temperature in order to know the ambient temperature effect upon the gas turbine performances.

Keywords: gas turbine, simple cycle, performance improvement, steam water injection.