

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 : INSTALLATION ÉNERGÉTIQUE ET TURBOMACHINES

PAR :

BAHRIA M^P AMEZIANE

BOUKHEZAR NASSIM

Thème

Calcul thermodynamique pour évaluer l'influence de la température ambiante sur le rendement de la turbine à gaz MS5002C.

Soutenu le 11/10/2020 devant le jury composé de:

Mr.A.BENSLIMANE

Président

Mr.F.MENDIL

Rapporteur

Mr.A.SAHI

Examineur

ANNÉE UNIVERSITAIRE 2019-2020

DEDICACES

On dédie ce mémoire

Tout d'abord, nos gratitudeles les plus vives à :

- Nos très chères parents qui n'ont pas lésé d'efforts à bien élever leurs prodiges fils, à nous conseiller, à nous encourager et à nous soutenir, tout au long de notre parcours d'études sans cesse ;
- Nos chers frères et sœurs et aussi neveux et nièces ;
- Merci pour tous nos cousins et cousines ainsi à toute les familles BAHRIA et BOUKHEZAR ;
- Pour nos amis spécialement pour tous les membres du département de génie mécanique, un clin d'œil à nos camarades et ceux dans l'amitié existe ;

On le dédie aussi à tous ceux qui on fait de nous ce qu'on est aujourd'hui et à tout le monde sans exception.

Meziane

Nassim .

REMERCIEMENTS

Nous remercions :

Dieu, pour nous avoir donné le courage et la volonté pour réaliser ce modeste travail.

Nos vifs remerciements s'adressent à notre co-encadreur Mr. MOULOUD, pour sa disponibilité et ses enseignements.

On tient également à remercier Mr. MENDIL, pour l'honneur qu'il nous a fait en acceptant de nous encadrés.

On présente également nos profondes reconnaissances à Mr.A.BENSLIMANE et Mr.A.SAHI, qui ont accepté de présider et d'examiner notre travail.

Enfin, nous remercions tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

Nomenclature

Symboles	Unités	Significations
C_p	$\text{kJ} / \text{kg K}$	Capacités thermiques massiques à pression constante
C_v	$\text{kJ} / \text{kg K}$	Capacités thermiques massiques à volume constant
E	$\text{kg}_{\text{air}} / 1 \text{ kg}_{\text{comb}}$	Excès d'air
H	kJ / kg	Enthalpie spécifique
h	kJ / kg	Enthalpie spécifique carburant
M	kg / mol	Masse molaire
\dot{m}	kg / s	Débit massique
P	Pas	Pression
P_n	Pas	Pression inter étage
P_{ca}	kW	Puissance absorbée par le compresseur axial
P_T	kW	Puissance totale de la turbine
P_u	kW	Puissance utile fournit à la machine réceptrice
PCI	kJ / kg	Pouvoir calorifique inférieur du combustible
PM	kg / mol	Poids moléculaire
Q_1	kJ/s	Chaleur fournie dans la chambre de combustion
Q_2	kJ/s	Chaleur perdue à l'échappement
r	$\text{kJ} / \text{kg K}$	Constante des gaz

T	K	Température
W	kJ / kg	Travail spécifique
γ	-	Exposant isentropique
ε	-	Taux de compression compresseur axial
τ	-	Taux de détente
η	-	Rendement
ρ	Kg / m ³	Masse volumique

Liste des figures :

Figure (I.1) : Schéma d'une turbine à gaz mono-arbre.

Figure (I.2) : Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre.

Figure (I.3) : Schéma de la turbine à gaz MS5002C.

Figure (I.4) : Vue en section d'une turbine à gaz.

Figure (III.1) : Turbine à gaz MS5002C.

Figure (III.2) : Les cycles théorique et réel du fonctionnement d'une turbine à gaz.

Figure (III.3) : Compresseur centrifuge.

Figure (III.4) : Compresseur axial.

Figure (III.5) : L'influence de la température ambiante sur le travail du compresseur axial.

Figure (III.6) : L'influence de la température ambiante sur le débit d'air.

Figure (III.7) : L'influence de la température ambiante sur le rendement de la turbine à gaz.

Figure (III.8) : L'influence de la température ambiante sur la puissance utile de la turbine à gaz.

Liste des tableaux :

Tableau (I.1) : Caractéristique de la turbine à gaz MS5002C.

Tableau (II.1) : Composition et caractéristique du gaz combustible.

Tableau (III.1) : paramètre de fonctionnement de la turbine à gaz MS5002C dans les conditions ISO.

Tableau (III.2) : Les conditions opératoires de fonctionnement de la turbine à gaz MS5002C.

Tableau (III.3) : Paramètres de fonctionnement du compresseur centrifuge.

Tableau (III.4) : Paramètres de marche de la turbine.

Tableau (III.5) : Masse de l'O₂ nécessaire à la combustion d'un kg de combustible.

Tableau (III.6) : Le débit d'air en fonction de la température ambiante.

Tableau (III.7) : Quantités de CO₂ et H₂O émises par les gaz d'échappement.

Tableau (III.8) : Concentration et poids moléculaire des gaz d'échappement.

Tableau (III.9) : Résultats des calculs pour les données du constructeur.

Tableau (III.10) : Résultat des calculs à 05°C.

Tableau (III.11) : Résultat des calculs à 45°C.

Tableau (III.12) : Comparaison entre les deux cas de fonctionnement.

SOMMAIRE

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

Chapitre I : Description de la turbine à gaz MS5002C.

Introduction	3
1. Définition	3
2. Classification des turbines à gaz	3
2.1. Par le mode de construction.....	3
2.2. Selon la disposition de l'arbre	3
2.3. Par le mode de travail	5
2.3.1. Turbine à action	5
2.3.2. Turbine à réaction	5
2.4. Par le mode de fonctionnement thermodynamique	6
2.4.1 Turbine à gaz à cycle fermé	6
2.4.2. Turbine à gaz à cycle ouvert	6
3. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz	6
4. Avantages et inconvénients des turbines à gaz	7
4.1. Avantages	7
4.2. Inconvénients.....	7
5. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz MS5002C	7
6. Caractéristiques de la turbine à gaz MS 5002C	9
7. Description détaillée de la turbine à gaz MS 5002c	10
7.1. Section compresseur	11
7.1.1- Rotor du compresseur	12
7.1.2. Stator de compresseur	12
7.2. Section combustion.....	13
7.2.1. Enveloppe de combustion	14
7.2.2. Corps de combustion (Chambre de combustion).....	14

7.2.3. Bougies d'allumage.....	14
7.2.4. Détecteurs de flamme ultraviolets.....	15
7.2.5. Injecteur de combustible	15
7.2.6. Tubes – foyers	15
7.3. Section turbine	16
7.3.1 Corps de la turbine (Stator).....	16
7.3.2 Directrice du premier étage.....	17
7.3.3 Directrice du deuxième étage.....	17
7.3.4 Roues de la turbine.....	18
7.3.5. Ensemble diaphragme	18
7.3.6 Rotor de la turbine	18
7.3.7. Aubes de la turbine	19
8. Influence d'agents externes sur les performances de la turbine	19
9. Influence des facteurs internes sur les performances de la turbine à gaz.....	19

Chapitre II : Etude du cycle thermodynamique de la turbine à gaz MS5002C

Introduction	21
1. Débit de combustible consommé par une turbine à gaz.....	21
2. Etude du compresseur centrifuge	24
3. Etude du compresseur axial.....	24
4. Etude de la turbine.....	27

Chapitre III : Calcul thermique de l'installation de la turbine à gaz MS5002C

Introduction	29
1. Données du problème.....	29
2. Caractéristiques de la turbine MS5002C.....	30
3. Les paramètres opératoires.....	31
4. Débit de combustible consommé par une turbine à gaz.....	31
5. Détermination des paramètres nécessaires au calcul du débit combustible Q_C	32
5.1. Travail et puissance utile absorbée par le compresseur centrifuge pour une turbine....	32
5.2. Calcul du travail et de la puissance du compresseur axial	34
6. Détermination du rendement de la détente de la turbine.....	46
7. Détermination du rendement global de la turbine	48
8. Calcul thermodynamique à partir des données réelles	49
8.1. Pour la température 05 °C	49
8.1.1. Données de départs	49
8.1.2. Résultats des calculs	50
8.2. Pour la température 45 °C	50
8.2.1. Données de départs	50
8.2.2. Résultats des calculs	51
Conclusion.....	53
Conclusion générale	54

Introduction générale

Le contexte énergétique mondial caractérisé, d'une part, par une demande croissante des pays émergents et d'une autre part, par la raréfaction, de plus en plus prononcés, des énergies fossiles fait qu'il soit la priorité absolue de toute vision stratégique efficacement établie. La sécurité énergétique demeure, de nos jours, un enjeu majeur qui domine les relations internationales et les changements géostratégiques auxquels notre pays doit faire face.

L'Algérie se trouve en face de grandes mutations industrielles qui accompagnent les changements socioéconomiques. Les besoins énergétiques se voient alors extrêmement augmentés, et par conséquent les capacités de productions considérablement sollicitées. Les réserves importantes de l'Algérie en gaz naturel font de lui un hydrocarbure d'avenir, d'où les efforts colossaux déployés afin de développer au mieux cette activité.

Les turbines à gaz jouent un rôle primordial dans le développement et le renforcement des capacités énergétiques de notre pays. Elles sont utilisées dans la production de l'énergie électrique, mais aussi l'industrie gazière, notamment la réinjection du gaz dans les gisements et aussi pour l'entraînement des compresseurs centrifuges dans les stations de compression et du traitement du gaz naturel.

Malgré leurs nombreux avantages, leur haute sensibilité à l'influence de la température de l'air ambiant qui varie considérablement entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté. Les différents travaux réalisés ont montré qu'il existe une relation d'inversement proportionnelle entre le rendement de la turbine et la température ambiante. D'où la nécessité de trouver des mécanismes qui permettent de garder un rendement plus au moins constant, indépendamment de ces facteurs d'influence externes.

C'est dans cette optique que notre travail présent s'inscrit. Il se veut une étude thermodynamique de la turbine à gaz et plus précisément de type MS5002C, utilisée par SONATRACH dans l'unité de réinjection du propane au niveau du champ gazier de HASSI R'MEL, en déterminant l'influence de la température ambiante sur le rendement de la turbine qui opère dans des conditions climatiques particulières (région saharienne).

Une description de la turbine à gaz MS5002C, ces caractéristiques, son principe de fonctionnement, ces organes constitutifs tout en détaillant leur technologie, leur

Introduction générale

fonctionnalité, les paramètres d'influence et les améliorations apportées, ont été présentés dans le premier chapitre.

Des notions théoriques nécessaires aux calculs des performances de la turbine à gaz MS5002C, ont été présentées dans le deuxième chapitre.

Dans le dernier chapitre, un calcul thermodynamique de l'installation de la turbine à gaz MS5002C avec des données du constructeur, a été présenté. Par la suite deux calculs avec des données réel du site gazier de Hssi R'mel.

Chapitre I :
Description de la turbine à gaz
MS5002C

Introduction

Les turbines à gaz au niveau du champ de Hassi R'mel sont de modèle MS 5002 C, elles sont utilisées pour entraîner des compresseurs centrifuges multi étages. L'extrémité avant du socle de la turbine à gaz comprend une chambre d'admission de l'air et le conduit contenant le silencieux à l'entrée qui affaiblit le bruit haute fréquence et un séparateur air inertiel éliminant les matières étrangères avant l'admission de l'air dans la turbine.

1. Définition

La turbine à gaz est une machine motrice tournante à 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 à température très élevée qui, en subissant sa phase d'exploitation dans les différents étages de la turbine, fournit de l'énergie mécanique à l'extérieur. C'est une véritable unité autonome qui suffit à elle-même.

2. Classification des turbines à gaz [15]

2.1. Par le mode de construction

➤ Turbine à disques :

Roues à disque construites séparément et calées sur un arbre.

➤ Turbine à tambours :

Les aubes sont calées sur un tambour rapporté à l'arbre.

2.2. Selon la disposition de l'arbre

➤ A arbre unique :

C'est une turbine à gaz dans laquelle les composants rotatifs sont couplés mécaniquement sur un arbre commun.

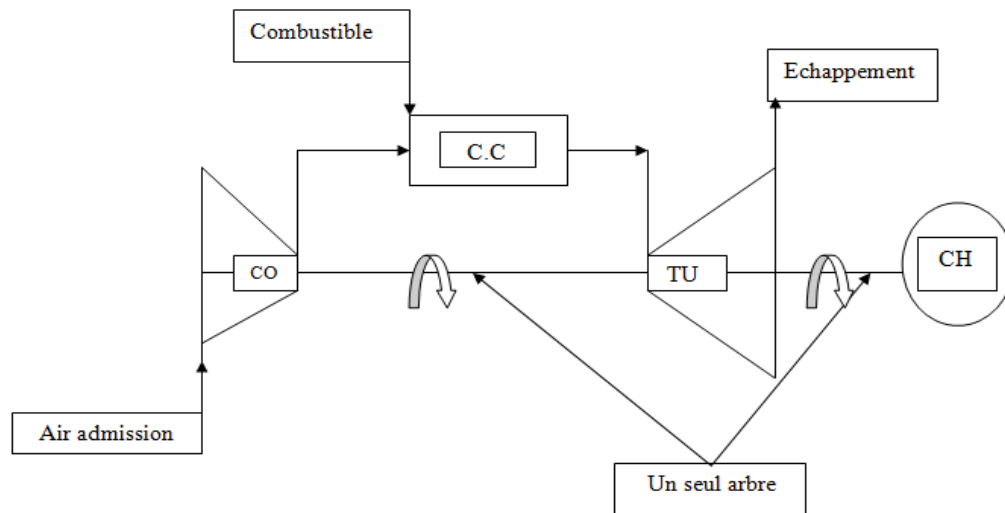


Figure.I.1 : Schéma d'une turbine à gaz mono-arbre.

CO : Compresseur axial.

CC : Chambre de combustion.

Thp : Turbine à haute pression.

Tbp : Turbin à basse pression.

N : Réducteur.

CH : Charge.

➤ A deux arbres :

C'est une turbine à gaz qui comporte un gazéificateur (gazogène) composé d'un compresseur, une chambre de combustion et une turbine, l'ensemble est monté sur un arbre commun et d'autre part une turbine de travail et d'une turbine fixe montée sur un arbre indépendant.

2.4. Par le mode de fonctionnement thermodynamique

Il existe deux cycles thermodynamiques :

2.4.1 Turbine à gaz à cycle fermé

Dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

2.4.2. Turbine à gaz à cycle ouvert

C'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectue 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 les gaz possédant encore un potentiel énergétique sont perdus dans l'atmosphère à travers l'échappement.
- **Turbine à cycle régénéré** : C'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait intervenir plusieurs fluides moteurs dans le but d'augmenter le rendement de l'installation.

De nos jours la turbine à gaz connaît une large utilisation et dans différents domaines et en particulier dans le domaine des hydrocarbures à cause de leur grande gamme de puissance et leurs propres avantages.

3. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

- Elle extrait de l'air du milieu environnant.
- Comprimer l'air à une pression plus élevée.
- Augmenter le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion.

Chapitre I..... Description de la turbine à gaz MS5002C

- Elle achemine de l'air à pression et à 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 côté, à fournir l'énergie utile à la machine conduite, couplée avec la machine au moyen d'un accouplement et, de l'autre côté à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air, qui a lieu dans un compresseur relié directement à la section turbine.
- Elle décharge à l'atmosphère les gaz à basse pression. [8]

4. Avantages et inconvénients des turbines à gaz

4.1. Avantages

- Une puissance élevée dans un espace restreint dans le quel un groupe diesel de même puissance ne pourrait pas être logé.
- A l'exception de démarrage et arrêt, la puissance est produite d'une façon continue.
- Démarrage facile même à grand froid.
- Diversité de combustible pour le fonctionnement.
- Possibilité de fonctionnement à faible charge. [1]

4.2. Inconvénients

- Au-dessous d'environ 3000KW, prix d'installation supérieur de celui d'un groupe diesel.
- Temps de lancement beaucoup plus long que celui d'un groupe diesel ; à titre indicatif : 30 à 120 s pour une turbine, 8 à 20 s pour un groupe diesel.
- Rendement inférieur à celui d'un moteur diesel (cycle simple). À titre indicatif : 28 à 33 % pour une turbine de 3000 KW, 32 à 38 % pour un groupe diesel. [1]

5. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz MS5002C [8]

Le Rotor de la turbine pression/compresseur atteint d'abord 20% de la vitesse grâce au dispositif de lancement. L'air aspiré de l'atmosphère dans le compresseur est envoyé à l'aide

Chapitre I..... Description de la turbine à gaz MS5002C

de tuyaux aux chambres de combustion où le combustible est débité sous pression. Une étincelle haute tension allume le mélange combustible-air. (Après l'allumage, la combustion continuera dans la chambre). Les gaz chauds font monter la vitesse du rotor turbine haute pression/compresseur. A son tour elle fait augmenter la pression de refoulement du compresseur. Quand la pression commence à monter, le rotor de la turbine basse pression commencera à tourner et les deux rotors de la turbine accéléreront jusqu'à la vitesse de service. Les produits de la combustion (gaz haute pression et la température) se détendent d'abord à travers la turbine haute pression et en suite à travers la turbine basse pression et sont déchargés à l'atmosphère. En passant à travers la turbine haute pression et les aubes de la turbine, ces gaz font tourner la turbine aussi bien que le compresseur. Ces derniers font tourner aussi la turbine à basse pression qui entraîne la charge avant d'être évacués.

L'emploi de deux roues de turbine séparées permet aux deux arbres de tourner à des vitesses différentes pour répondre aux exigences de charge variable du compresseur centrifuge tout en permettant au générateur de gaz haute pression de fonctionner à la vitesse nominale du compresseur axial. Quand on le regarde du côté admission, le rotor tourne en sens inverse des aiguilles d'une montre.

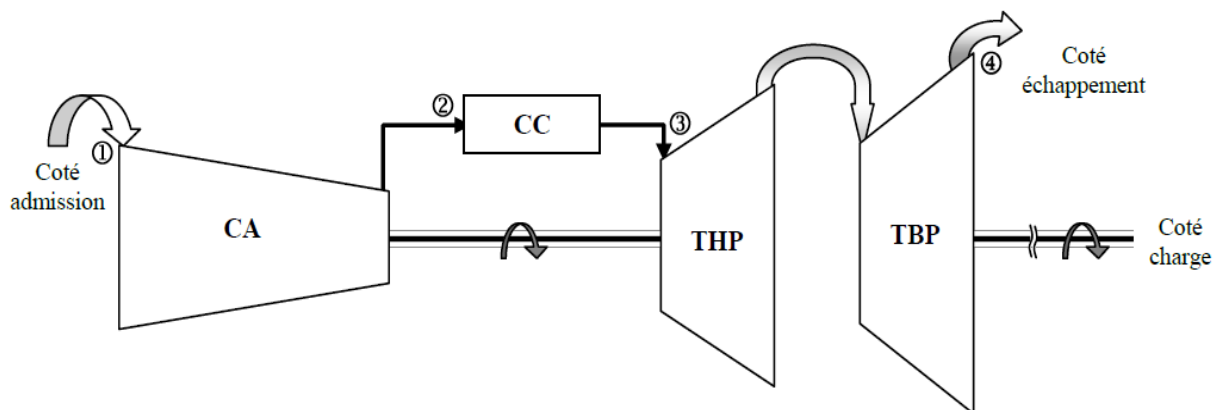


Figure.I.3 : Schéma de la turbine à gaz MS 5002c [8]

6. Caractéristiques de la turbine à gaz MS 5002C

Données générales de conception :	
Série du modèle de turbine à gaz	MS5002C
Emploi de la turbine à gaz	Entraînement mécanique
Cycle	Simple
Rotation de l'arbre	Sens antihoraire.
Type de fonctionnement	Continu
Vitesse d'arbre :	
VHP	5100 tr/min
VBP	4903 tr/min
Commande électronique	Mark VI, SPEEDTRONIC
Protections	Survitesse, Température excessive, Détection de vibration et Flamme.
Données nominales de la plaque :	
Puissance de base	38000 HP ou 28337 KW
Température d'admission	59 °F ou 15 °C
Pression d'échappement	14,7 PSI ou 1,013 Bars
Section Compresseur :	
Nombre d'étages	16
Type de compresseur	Flux axial, grande capacité
Type des aubes directrices	Variable
Section Turbine :	
Nombre d'étage	2 « Deux arbres »
Injecteurs premier étage	Zone fixe
Injecteurs deuxième étage	Variables
Section Combustion :	
Type	12 brûleurs multiples
Disposition des chambres	Positionnées concentriquement autour du compresseur
Injecteur combustible	Type combustible gazeux, un par chambre
Bougies	2, type électrode

Chapitre I..... Description de la turbine à gaz MS5002C

Détecteur de flamme	4, type ultraviolet
Ensemble palier :	
Nombre de palier	4
Système de démarrage :	
Dispositif de démarrage	Moteur électrique
Système de combustible :	
Type	Gaz naturel
Vanne arrêt gaz, rapport et commande	Servocommande électro-hydraulique
Système de lubrification :	
Lubrifiant	A base de pétrole
Capacité totale	23530 litres
Pression sur les appuis	25 PSI ou 1,72 Bars
Système d'alimentation hydraulique :	
Pompe hydraulique (Principale, Auxiliaire)	2
Filtre hydraulique d'alimentation	Double avec vanne de transfert

Tableau.I.1 : Caractéristiques de la turbine à gaz MS5002C. [8]

7. Description détaillée de la turbine à gaz MS 5002c

Les principaux composants d'une turbine à gaz MS5002c sont :

- Section de compression.
- Le système de combustion (ensemble des chambres de combustion).
- Section turbine (HP et BP).

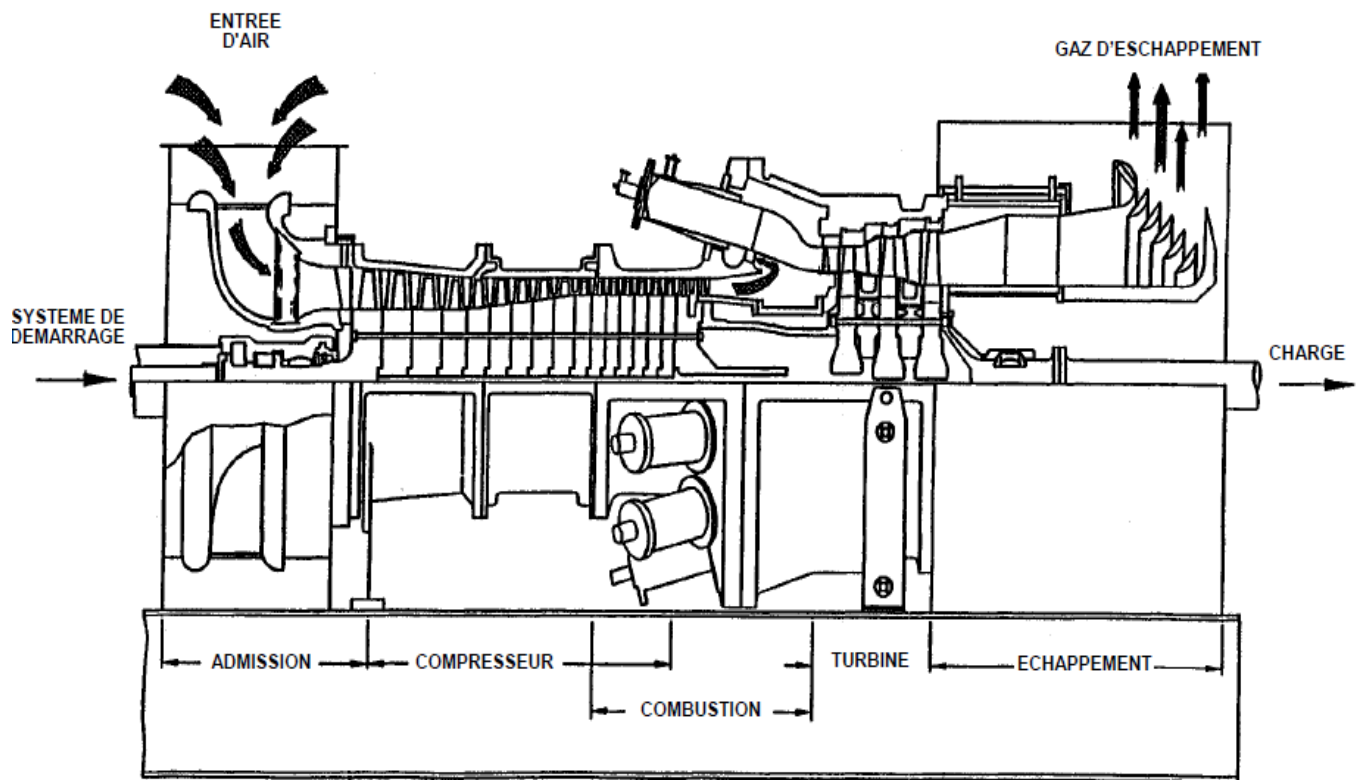


Figure.I.4 : vue en section d'une turbine à gaz

7.1. Section compresseur

Le compresseur à flux axial comprend le rotor du compresseur ainsi que le corps qui comporte les seize étages de compression, les aubes variables de la directrice et deux déflecteurs de sortie.

Dans le compresseur l'air est confiné dans l'espace entre le rotor et les aubages du stator, où il est comprimé en plusieurs étapes, par une série d'aubes variables (rotor) et fixes (stator), à profil aérodynamique. Les aubes du rotor donnent la force nécessaire pour comprimer l'air à chaque étage de la compression et les aubes du stator guident l'air pour le faire pénétrer dans les étages successifs du rotor, sous l'angle qui convient.

L'air comprimé sort par le corps de refoulement du compresseur, entre dans l'enveloppe de combustion et les chambres de combustion. L'air du compresseur sert également à refroidir la turbine et pour l'étanchéité huile de graissage des paliers.

7.1.1- Rotor du compresseur

Le rotor du compresseur est un assemblage composé de seize roues, d'un demi arbre, de tirants et des aubes du rotor du compresseur (Voir figure. 4).

Chaque roue comporte des rainures brochées dans les quelle s'insèrent les aubes et sont maintenues en place dans le sens axial par des entretoises, elles même bloquées à chaque extrémité des rainures.

7.1.2. Stator de compresseur

Le stator du compresseur comprend trois sections principales :

- ◆ **Le corps d'admission.**
- ◆ **Le corps avant du compresseur.**
- ◆ **Le corps de refoulement du compresseur.**

Ces sections et la caisse de la turbine forment la structure externe principale de la turbine à gaz. Ils supportent le rotor à l'endroit des palies et constituent la paroi externe de l'espace annulaire de la veine des gaz. L'alésage du corps a pour des raisons d'efficacités, des tolérances serrées en ce qui concerne les extrémités d'aubes du rotor.

7.1.2.1. Corps d'admission

Le corps d'admission se trouve à l'avant de la turbine à gaz. Sa fonction principale est de diriger l'air de manière uniforme dans le compresseur. Le corps soutient également l'ensemble du palier N°1 dont la partie inférieure du logement constitue un corps séparé, à brides et boulonné à la moitié inférieure du corps d'admission.

L'évasement interne est relié à l'évasement externe par sept entretoises radiales à profil aérodynamique et sept triangles de liaison axiaux. Les entretoises et les triangles se trouvent dans les parois des envasements. Les aubes variables permettent à la turbine d'accélérer rapidement et en douceur, sans pompage (pulsation) du compresseur. L'huile hydraulique sert à mettre en marche les aubes variables par l'intermédiaire d'une grande couronne dentée et de plusieurs petits pignons d'engrenage. Au moment du lancement, les aubes sont mises à 44° ce qui représente la position fermée.

7.1.2.2. Corps avant du compresseur

Le corps avant du compresseur contient les dix premiers étages du stator du compresseur (numérotés de zéro à neuf). Il transfère également les charges structurales du corps adjacent au support avant qui est boulonné et maintenu par une cheville à la bride avant du corps. Le corps avant du compresseur est équipé de deux gros tourillons, fondus dans la masse, utilisés pour le levage de la turbine à gaz de son socle.

Les aubes du stator situés dans l'avant du compresseur sont montés dans des segments demi-circulaires rainurés. L'ensemble aubes et segments du stator sont alors montés dans des rainures en queue d'aronde, usinées dans la paroi du corps d'admission. Une longue clavette de blocage, montée dans une rainure usinée dans une bride de raccordement horizontale de la moitié inférieure du corps, empêche ces ensembles de tourner dans les rainures du stator.

7.1.2.3. Corps de refoulement du compresseur

Le corps de refoulement du compresseur est la dernière partie de la section compresseur. C'est le corps simple le plus long, il se trouve à égale distance entre les supports avant et les supports arrière de la turbine. Les fonctions du corps de refoulement du compresseur sont d'équilibrer les pompages du compresseur, de former les parois internes et externes de diffuseur et de relier le compresseur au stator de la turbine. Il sert également de support à la directrice de la turbine du premier étage.

7.2. Section combustion

La section combustion de la turbine à gaz MS 5002C comporte l'enveloppe de combustion qui est composée de 12 corps de combustion extérieure, de 12 ensembles chapeau-chemise, de 12 pièces de transition, de 12 injecteurs de combustibles, de 2 bougies d'allumage, de 4 détecteurs de flamme, de 12 tubes à foyer et divers garnitures.

Le combustible est envoyé dans chaque chemise des chambres de combustion par un injecteur de combustible monté dans le couvercle de la chambre de combustion et pénétrant dans la chemise, la combustion des mélanges air- combustible est déclenchée par les bougies, lorsque l'allumage se produit dans les tubes foyers et vont allumer le mélange air- combustible des autres chambres.

7.2.1. Enveloppe de combustion

L'enveloppe de combustion soutient les douze corps de combustion et renferme les douze pièces de transition. C'est un élément soudé entourant la partie arrière du corps de refoulement du compresseur et recevant l'air de refoulement du compresseur à flux axial (Figure.6).

Des enveloppes de combustion de différente longueur de calcul sont utilisées sur les turbines à gaz MS5002c : cycle simple (court) et cycle régénératif (long). Les corps de combustion se trouvent à l'extérieur sur enveloppe courte et à l'intérieur sur l'enveloppe longue.

7.2.2. Corps de combustion (Chambre de combustion)

Les brides arrière des 12 corps de combustible sont montées sur la surface verticale avant de l'enveloppe de combustibles avec corps par les tubes de foyer.

Les ensembles chapeaux et chemises se trouvent à l'intérieure de chaque corps. Les injecteurs du combustible sont montés dans les couvercles du corps de combustion, ils pénètrent dans la chambre et assurent l'alimentation en combustible.

Le rôle de la chambre de combustion c'est de fournir la quantité de chaleur nécessaire pour le cycle de la turbine à gaz.

La forme de la chambre de combustion est étudiée pour remplir les conditions suivantes :

- ✓ Durée de vie la plus longue possible.
- ✓ Encombrement minimal.
- ✓ Garantir un bon allumage et une stabilité de la flamme.
- ✓ Assurer une combustion plus complète que possible.
- ✓ Réduire les pertes de charges.

7.2.3. Bougies d'allumage

La combustion du mélange de combustible et d'air est déclenchée par les bougies avec électrodes rétractiles. Deux bougies sont installées dans chacune des deux chambres de

combustion, (N°9 et N°10) et reçoivent l'énergie des transformateurs d'allumage. Les autres chambres sans bougies, sont allumées à travers les tubes-foyers d'interconnexion.

7.2.4. Détecteurs de flamme ultraviolets

Un système de capteur de flamme à ultraviolet est utilisé ; il comprend quatre capteurs installés sur quatre chambres de combustion adjacentes et un amplificateur électronique monté dans le tableau de commande de la turbine. Le capteur de flamme ultraviolet est formé d'un capteur de flamme, contenant un détecteur rempli de gaz. Le gaz qui se trouve dans le détecteur capteur de flamme est sensible à la présence de la radiation ultraviolette émise par une flamme hydrocarbonée. Un voltage de courant alternatif, fourni par l'amplificateur, est répandu aux terminaux du détecteur. Si la flamme est présente, l'ionisation du gaz dans le détecteur permet la circulation dans le circuit, en activant les électroniques de donner une certaine flamme de sortie. En opposition, l'absence de la flamme génère la sortie 'aucune flamme'.

7.2.5. Injecteur de combustible

Chaque chambre de combustion est équipée d'un injecteur qui émet une quantité mesurée de combustible dans la chemise de combustion. Le combustible gazeux est introduit directement dans chaque chambre par des trous de mesure placés au bord extérieur de la tôle de turbulence. Lorsqu'on utilise de combustible liquide, il est atomisé dans la buse à chambre de turbulence par l'air à haute pression.

Le mélange atomisé combustible/air est répandu après dans la zone de combustion. L'action de la buse répand un tourbillon longitudinal à l'air de combustion ayant comme résultat une combustion complète et surtout un fonctionnement sans fumée de la turbine.

7.2.6. Tubes - foyers

Les douze chambres de combustion sont interconnectées par les tubes-foyers. Ces tubes font que la flamme des chambres allumées contenant les bougies d'allumage, s'étend aux chambres non encore allumées.

7.3. Section turbine

La section turbine est celle où les gaz chauds venant de la section combustible sont convertis en énergie mécanique. Cette section comprend les éléments suivants : le corps de la turbine, la directrice de premier étage, la roue de la turbine premier étage (appelée également turbine haute pression), la directrice à aubes variables de deuxième étage et la roue de la turbine de deuxième étage (appelée également turbine basse pression). Cette section comprend aussi le diaphragme et l'étanchéité air et la veine des gaz entre les divers étages.

Pour faciliter l'entretien, toutes les pièces du stator peuvent être fondues en deux dans le sens horizontal.

7.3.1 Corps de la turbine (Stator)

Le corps de la turbine est une partie principale de l'ensemble de la turbine à gaz. Il est boulonné extérieurement à son extrémité avant sur les entretoises du corps du compresseur côté refoulement et à son extrémité arrière au cadre échappement. L'intérieur du corps de la turbine contient les ensembles suivants qui établissent un chemin au flux de gaz à partir des chambres de combustions à travers les roues de la turbine vers le cadre d'échappement : la directrice première étage, les segments de protection du premier étage de la roue de la turbine, les segments de la paroi intérieure et extérieure du conduit de gaz inter-étage, le diaphragme et l'étanchéité air du deuxième étage, en fin les segments de directrice et de protection du deuxième étage. Une grande couronne entraîne les aubages directeurs à angle variables des segments d'aubages du second étage, cette couronne est supportée par des rouleaux montés sur l'extérieur de la paroi du corps de la turbine. La paroi intérieure du corps de la turbine est isolée de la veine chaude du gaz sauf, évidemment, en ce qui concerne les aubes et les écrans de protection. L'air qui s'échappe du refoulement du compresseur passe les segments de la directrice du premier étage vers l'espace qui se trouve entre la paroi isolée du corps de la turbine et la paroi extérieure du conduit de gaz. Des trous de dérivation sont prévus dans la bride du corps en correspondance avec les trous du plan vertical de la bride du cadre d'échappement. On pousse l'air ambiant à travers ces trous pour refroidir l'extrémité arrière du corps de la turbine et les entretoises du cadre d'échappement qui se trouve sur le chemin du gaz chaud.

7.3.2 Directrice du premier étage

La directrice du premier étage est constituée par l'assemblage de segments d'aubes directrices dans un anneau support. L'anneau, avec les segments d'aubes directrices, est supporté dans la veine de gaz par un dispositif de fixation prévu dans le corps de la turbine.

L'assemblage des segments d'aubes directrices et la disposition des supports à l'intérieur du corps de la turbine est tel qu'il permet les dilatations thermiques provoquées par les gaz chauds mais conserve l'assemblage parfaitement aligné dans le passage du gaz. L'anneau support des aubes de distribution est séparé en deux moitiés dans le plan horizontal et les aubes sont maintenues ensemble avec des boulons. Les segments de directrice sont composés de parois à profil d'ailettes qui sont limitées sur les côtés entre une paroi intérieure et extérieure. Les cloisons des aubes sont creuses avec des petits trous d'échappement percés au niveau du bord de fuite afin de permettre à l'air de refroidir les aubes.

L'air refoulé par le compresseur à partir des enveloppes de combustion vient dans l'anneau support de retenue et de la dans les aubes creuses de la directrice pour s'échapper par les trous d'extraction dans la veine de gaz vers l'échappement. Ce flux d'air permet le refroidissement des tubes de la directrice. La disposition du support des aubages directeurs est telle qu'elle permet de démonter la moitié inférieure de l'ensemble des aubages sans retirer le rotor de la turbine.

7.3.3 Directrice du deuxième étage

L'ensemble de la directrice du second étage est composé d'aubages (aubes orientables) qui forment un angle variable avec la direction d'écoulement du gaz dans la section annulaire juste avant le deuxième étage de la turbine. On peut donner une rotation d'ensemble à ces aubes grâce à des axes qui dépassent des manchons prévus dans le corps de la turbine. Des leviers sont clavetés à l'extrémité de ces axes et sont reliés par des biellettes à des points de la couronne de contrôle qui est elle-même actionnée par un piston hydraulique. Les segments de protection sont prévus pour qu'il y ait toujours un jeu convenable lorsque les aubes tournent. Les axes des aubes sont installés dans le corps de la turbine de façon à ce qu'il y ait un jeu minimum maintenu entre les parois des aubes et les écrans protecteurs lorsque la turbine atteint sa température de service.

7.3.4 Roues de la turbine

Il existe deux roues séparées dans cette turbine à gaz :

Le premier étage (roue de la turbine haute pression) qui commande le compresseur axial et l'arbre d'entraînement des auxiliaires, et le deuxième étage (roue de turbine basse pression) qui commande le compresseur centrifuge. Les deux roues de turbine sont en ligne dans la section turbine mais elles sont indépendantes mécaniquement l'une de l'autre, ce qui permet aux deux turbines de travailler à des vitesses différentes.

7.3.5. Ensemble diaphragme

Le diaphragme est soutenu entre les roues de la turbine de premier étage et celles de la turbine de deuxième étage par six chevilles creuses radiales traversant la caisse de la turbine et aboutissant dans des trous percés dans la paroi du diaphragme. Ce diaphragme est une pièce cylindrique fendue en deux sur le plan horizontal. Un joint d'air est installé dans une rainure du diaphragme pour séparer les deux étages de la turbine et former l'espace roues arrière de la turbine de premier étage et l'espace roues avant de la turbine de deuxième étage. L'air de refroidissement est envoyé dans les espaces roues pour refroidir les roues de la turbine et fermer hermétiquement la venue des gaz. Les flasques du diaphragme comportent les joints des roues qui empêchent les gaz chauds de s'échapper dans les espaces roues.

7.3.6 Rotor de la turbine

La turbine à gaz dispose de deux arbres séparés: Celui du premier étage (turbine haute pression) qui entraîne le compresseur axial et les accessoires entraînés avec lui, et le rotor de la turbine du deuxième étage (basse pression) qui entraîne la charge. Les deux rotors de la turbine sont alignés dans la section turbine, mais sont mécaniquement indépendants l'un de l'autre, ce qui permet aux deux arbres de tourner à des vitesses différentes.

La roue du premier étage est boulonnée directement sur l'arrière du rotor du compresseur de manière à former un étage haute pression.

La roue du deuxième arbre est boulonnée sur un arbre pour former le rotor de la turbine basse pression (de puissance). Ce rotor est soutenu par deux paliers: coussinet lisse N°3 situé à l'avant du cadre d'échappement et le palier de butée, et le coussinet lisse N°4 situé à l'arrière du cadre de l'échappement.

L'arbre de la turbine de puissance dispose d'une masse de survitesse qui déclenche mécaniquement le système de commande de la turbine à gaz en cas de survitesse ; le rotor est équilibré avec la masse de survitesse avant le montage final, et il suffira d'une légère correction pour obtenir l'équilibre final.

7.3.7. Aubes de la turbine

Les aubes de la turbine sont montées dans la roue, dans des queues d'aronde axiales, en forme de sapin avec les couvercles installés sur les "échasses" d'aubes. Un couvercle sur deux est un couvercle de fermeture. Les aubes sont maintenues en place sur une cheville Twistlock fixée par empilage.

8. Influence d'agents externes sur les performances de la turbine

Le fonctionnement de la turbine à gaz est basé sur l'utilisation de l'air ambiant comme fluide comburant, par conséquent les performances de la turbine sont étroitement liées aux caractéristiques thermodynamiques de l'air ambiant, en l'occurrence :

- La Température ;
- La Pression ;
- L'Humidité relative.

9. Influence des facteurs internes sur les performances de la turbine à gaz

En plus des trois facteurs "externes" décrits dans le paragraphe précédent, il y a d'autres facteurs qui influent sur les performances d'une turbine à gaz. Ils peuvent être appelés facteurs "internes", du fait qu'ils sont liés aux systèmes auxiliaires de la turbine à gaz on distingue :

- Chute de pression dans la section d'admission du compresseur
- Chute de pression dans le système d'échappement de la turbine
- Type de carburant (PCI)
- Extraction d'air du compresseur axial
- Injection de vapeur
- Injection d'eau
- Refroidissement par évaporation

Chapitre I..... Description de la turbine à gaz MS5002C

Ces trois derniers facteurs ne concernent pas le fonctionnement des turbines au niveau de la station de compression.

Chapitre II :
Etude du cycle thermodynamique de la
turbine à gaz MS5002C

Introduction

Dans ce chapitre, nous allons nous intéresser aux différentes formules et notions théoriques nécessaires aux calculs des cycles et performances de la turbine à gaz MS5002C.

1. Débit de combustible consommé par une turbine à gaz

Pour calculer ce débit on a :

$$P_T = P_U + P_{CA} = (H_3 - H_4) \times (Q_{air} + Q_C) \quad (II.1)$$

P_T : Puissance totale de la turbine (kW).

P_U : puissance utile fournie à la machine réceptrice (kW).

P_{CA} : puissance absorbée par le compresseur axial (kW).

H_3 : Enthalpie au point T_3 (kJ/kg).

H_4 : Enthalpie au point T_4 (kJ/kg).

Q_{air} : débit d'air total entrant dans le compresseur axial (kg/s).

$Q_{steochiométrique}$: débit nécessaire à la combustion d'un kg de combustible (kg/s).

Q_C : débit de combustibles nécessaire pour la combustion (kg/s).

De (1) on tire la relation d'enthalpie H_3 : [9]

$$H_3 = \frac{P_T}{Q_{air} + Q_C} + H_4 \quad (II.2)$$

On a encore :

$$H_3 (Q_{air} + Q_C) - H_2 Q_{air} = (PCI + h_c) Q_C \eta_{cc} = Q_1 \quad (II.3)$$

Q_1 : chaleur fournie dans la chambre de combustion (kJ/s).

H_2 : Enthalpie de l'air au point T_2 (kJ/kg).

PCI : pouvoir calorifique inférieur du combustible (kJ/kg).

h_c : Enthalpie du combustible a sa température ambiante (kJ/kg).

η_{CC} : Rendement de la chambre de combustion (%).

- A partir de l'équation (3) on obtient :

$$H_3 = \frac{[(PCI+h_c)Q_c \eta_{CC} + H^2 Q_{air}]}{(Q_{air} + Q_c)} \quad (II.4)$$

- On met (4) = (2) :

$$H_3 = \frac{[(PCI+h_c)Q_c \eta_{CC} + H^2 Q_{air}]}{(Q_{air} + Q_c)} = \frac{P_T}{Q_{air} + Q_c} + H_4$$

$$P_T + (Q_{air} + Q_c) H_4 = ((PCI + h_c) Q_c \eta_{CC} + H^2 Q_{air})$$

$$P_T + Q_{air} H_4 + Q_c H_4 = ((PCI + h_c) Q_c \eta_{CC} + H^2 Q_{air})$$

$$Q_c = \frac{[P_T + (H_4 - H_2) Q_{air}]}{((PCI + h_c) \eta_{CC}) - H_4} \quad (II.5)$$

D'après la relation (1)

$$P_T = P_U + P_{CA}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} P_U = C_p \text{ moy gaz} * (T_{ref} - T_{asp}) \\ P_{CA} = \frac{[(Q_{air} * W_{CA}) * 4,18]}{3600} = \frac{[(Q_{air} * W'_{CA} + Q_{air} \text{ refroidire} * W''_{CA}) * 4,18]}{3600} \end{array} \right.$$

W_{CA} : Travail total réalisé pas le compresseur axial (kJ/kg) tel que :

W'_{CA} : Travail réalisé au 16^{ème} étage (kJ/kg).

W''_{CA} : Travail réalisé au 10^{ème} étage (kJ/kg).

P'_{CA} : Puissance absorbée au 16^{ème} étage (kW).

P''_{CA} : Puissance absorbée au 10^{ème} étage (kW).

P_{CA} : Puissance totale absorbée pas le compresseur axial (kW).

P_{Sr} : Pression de l'air au 10^{ème} étage (bars).

T_{Sr} : Température de l'air au 10^{ème} étage (°C).

H_4 : Enthalpie du gaz a la température T_4 (kcal/kg).

On remarque, à travers l'équation (5) que le calcul du débit du combustible est conditionné par le calcul de l'enthalpie des gaz à l'échappement H_4 , mais d'un autre coté la valeur de H_4 est en fonction de la température des gaz à l'échappement et de la chaleur spécifique à pression constante des gaz d'échappement. Pour cette raison, nous allons considérer, dans un premier temps, que les gaz d'échappement sont constitués essentiellement de l'air, le débit de combustible étant dans ce cas négligeable. On calcul H_4 avec le C_p d'air, on obtient à cet effet :

$$H_4 = C_{p \text{ air}} T_{4r} * T_{4r}$$

$$H_2 = C_{p \text{ air}} T_{2r} * T_{2r}$$

Le tableau (II.1) donne les compositions et le pouvoir calorifique du gaz combustible :

Constituants Du gaz	$Y'_{i \text{ mol}}$	Masse mol M_i (kg/kmol)	$M_i * Y'_{i \text{ mol}}$	$Y_{i \text{ massique}}$	PCI_i (kJ/m ³)	$PCI_i * Y'_{i \text{ mol}}$ (kJ/m ³)
CH ₄	0,8272	16	13,24	0,7	35940,56	29729,99
C ₂ H ₆	0,0851	30	2,55	0,14	64467,072	5486,14
C ₃ H ₈	0,0196	44	0,86	0,046	93236,26	1827,403
iC ₄ H ₁₀	0,0028	58	0,16	0,0086	123474,02	345,73
nC ₄ H ₁₀	0,0041	58	0,24	0,013	124026,31	508,48
iC ₅ H ₁₂	0,0008	72	0,058	0,003	158644,73	126,90
n C ₅ H ₁₂	0,0008	72	0,058	0,003	159197,02	127,61
nC ₆ H ₁₄	0,0005	86	0,043	0,002	194631,31	97,32
C ₇ ⁺	0,0001	100	0,01	0,0005	242236,86	24,23
CO ₂	0,003	44	0,11	0,0058	0	0
N ₂	0,57	28	1,58	0,0084	0	0
Total	1		18,91	1		38273,56

Tableau (II.1) : Composition et caractéristique du gaz combustible.

Poids moléculaire de chaque constituant i : PM_i

Le poids moléculaire moyen du gaz : $PM_{\text{moy}} = \sum M_i * Y'_{i \text{ mol}}$

Concentration massique : $Y_{i \text{ massique}} = (M_i * Y'_{i \text{ mol}}) / \sum M_i * Y'_{i \text{ mol}}$.

Pouvoir calorifique inférieur moyen, $PCI_{\text{moy}} = \sum PCI_i * Y'_{i \text{ mol}}$

La chaleur spécifique du mélange du gaz est sous la forme suivante :

$$C_p = (A + B * T + C * T^2 + D * T^3) / M. [16]$$

M : Masse molaire

A, B, C, D : constantes spécifiques pour chaque constituant du mélange i.

La chaleur spécifique molaire moyenne du mélange du gaz :

$$C'_{P \text{ moy}} = \sum_{i=1}^7 C'_{PI} * Y'_i$$

La chaleur spécifique massique de l'air :

$$C_{p \text{ air}} = (6,713 + 4,697 * 10^{-4} T + 1,147 * 10^{-6} T^2 - 4,696 * 10^{-10} T^3) / 29$$

T : température de l'air.

2. Etude du compresseur centrifuge

- **La chaleur spécifique moyenne des gaz du compresseur centrifuge**

$$C_{p \text{ moy gaz comp cent}} = (C_{p \text{ entrée}} + C_{p \text{ sortie}}) / 2$$

- **Le travail du compresseur centrifuge**

$$W_{CC} = C_{p \text{ moy gaz cc}} * (T_{\text{ref}} - T_{\text{asp}})$$

- **La puissance utile**

$$P_U = P_{\text{abs CC}}$$

$$P_U = W_{CC} * Q_{\text{gaz refoulé}}$$

3. Etude du compresseur axial

On note qu'au niveau de la station de compression, les compresseurs axiaux ont tous un piquage du 10^{ème} étage et cet air à ce niveau sert au refroidissement des parties chaudes de la turbine et l'étanchéité des paliers.

- **Le travail du compresseur axial**

$$W_{CA} = H_2 - H_1 = C_{p \text{ moy}}(T_1, T_2) * (T_2 - T_1)$$

$$W_{CA} = W'_{CA} \text{ réalisé au 16ème étage} + W''_{CA} \text{ réalisé au 10ème étage}$$

- Le travail du compresseur au 16ème étage**

$$W'_{CA} = C_{p \text{ moy}}(T_{1r}, T_1) * (T_{2r} - T_1)$$

- Le travail du compresseur axial au 10^{ème} étage**

$$W''_{CA} = C'_{p \text{ moy}}(T_1, T_{Sr}) * (T_{Sr} - T_1)$$

- **La température de soutirage de l'air de refroidissement du 10^{ème} étage du compresseur axial T_{Sr}**

On a :

$$P_n / P_{n-1} = (\epsilon)^{1/n}$$

$$T_{Sth} = (P_s / P_1)^{\gamma-1/\gamma} * T_1$$

$$T_{Sr} = \frac{T_{Sth} - T_1}{\eta_{CA}} + T_1$$

- **La puissance utile du compresseur axial**

$$P_{CA} = (W_{CA} * Q_{air}) = W'_{CA} * Q_{air} + W''_{CA} * Q_{air \text{ refroid}}$$

- **Le rendement du compresseur axial η_{CA}**

$$\eta_{CA} = (T_{2th} - T_1) / (T_{2r} - T_1)$$

On a :

$$T_{2th} = (\epsilon)^{\gamma-1/\gamma} * T_1$$

- **L'enthalpie sortie gaz d'échappement H_4**

$$H_4 = C_{p(T_4r)} * T_{4r}$$

- **L'enthalpie au point 2**

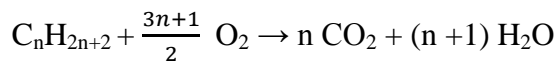
$$H_2 = C_{p \text{ air } T_{2r}} * T_{2r}$$

- le débit d'air stoechiométrique :

$$Q_{\text{air stoechiométrique}} = m_{\text{O}_2} / Y_{\text{mas O}_2}$$

- La masse d'oxygène consommée par un 1kg de combustible

Selon la réaction de combustion :



On obtient :

$$m_{O_2} = (M_{O_2} * (\frac{3n+1}{2}) Y_i) / M_i$$

- L'excès d'air

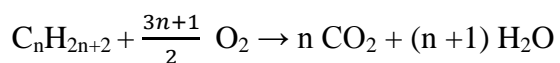
$$E = Q_{\text{air}} / (Q_C * Q_{\text{air stoechiométrique}})$$

- Le débit d'air en excès pour 1kg de combustible

$$Q_{\text{excès d'air}} = Q_{\text{air stoechiométrique}} * E$$

• Les quantités massiques des gaz d'échappement

A partir de la relation de la combustion :



- la quantité d'O2 nécessaire par 1kg de combustible

$$m_{O_2 \text{ émis}} = (Q_{\text{air en excès}} - Q_{\text{air stoechiométrique}}) * Y_{O_2} \text{ (massique dans l'air)}$$

- la quantité d'azote émise par 1kg de combustible

$$m_{N_2 \text{ émis}} = (Q_{\text{air en excès}} * Y_{N_2 \text{ (dans l'air)}}) Y_{O_2 \text{ (massique dans l'air)}}$$

4. Etude de la turbine

• **L'enthalpie H_3**

On a :

$$Q_1 = H_3 (Q_{\text{air}} + Q_C) - H_2 Q_{\text{air}} = (PCI + h_C) \eta_{CC} Q_C$$

Donc :

$$H_3 = [(PCI + h_C) \eta_{CC} Q_C + H_2 Q_{\text{air}}] / (Q_{\text{air}} + Q_C)$$

• **Le rendement de la détente de la turbine**

$$\eta_d = (T_{3r} - T_{4r}) / (T_{3r} - T_{4th})$$

- la température théorique T_{4th}

On a :

$$T_3 = (\varepsilon)^{\gamma-1/\gamma} * T_{4th}$$

$$\text{Avec } \varepsilon = P_3 / P_4$$

$$T_{4th} = (P_4 / P_3)^{\gamma-1/\gamma} * T_{3r}$$

- γ au point (T_3)

On a :

$$r = C_p - C_v \quad \text{et} \quad \gamma = C_p / C_v$$

- la chaleur fournie dans la chambre de combustion

$$Q_1 = H_3 * (Q_{\text{air}} + Q_C) - H_2 * Q_{\text{air}}$$

- la chaleur perdue a l'échappement

$$Q_2 = H'_4 * (Q_{\text{air}} + Q_C) - H_1 * Q_{\text{air}}$$

- **Le rendement global de la turbine**

$$\eta_t = (Q_1 - Q_2) / Q_1$$

Chapitre III :
Calcul thermique de l'installation de la
turbine à gaz MS5002C

Introduction

Dans ce chapitre nous allons mettre en évidence, l'impact des conditions climatiques et plus particulièrement la température de l'air ambiant sur les performances de la turbine à gaz. Afin de mettre en évidence cet impact, un calcul thermodynamique s'impose, Dans un premier temps d'après les données standards de constructeur et ensuite d'après les conditions climatiques réelles de site. Le but de ce calcul est de déterminer tous les paramètres et performances de la turbine à gaz MS5002C, celle-ci est très utilisée par la société SONATRACH dans le domaine des hydrocarbures, particulièrement dans boosting.

1. Données du problème

Les données du problème sont démontrées dans la figure (III.1) .

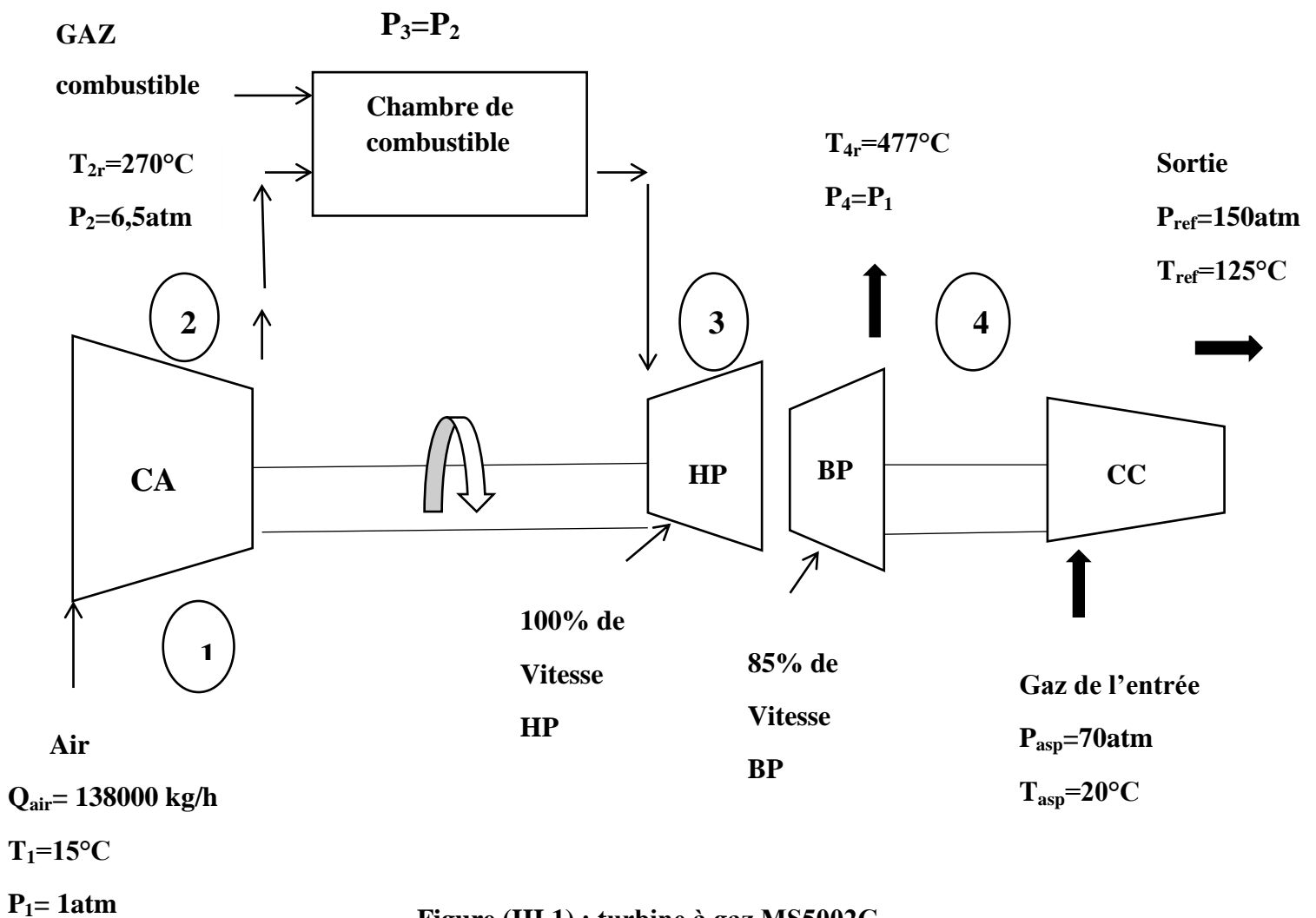


Figure (III.1) : turbine à gaz MS5002C

Avec :

CA : compresseur axial, **HP** : roue haute pression, **BP** : roue basse pression,

CC : compresseur centrifuge 1^{er} étage.

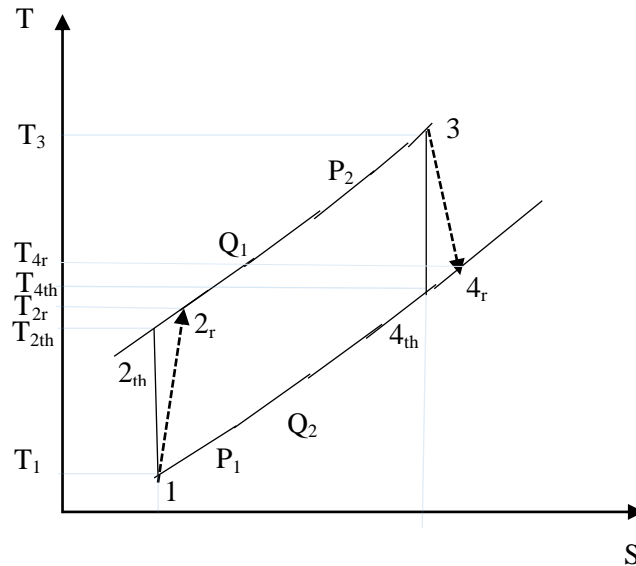


Figure (III.2) : Les cycles théorique et réel du fonctionnement d'une turbine à gaz.

1-2 : Compression adiabatique dans le compresseur ;

2-3 : Apport de chaleur à pression constante dans la chambre de combustion ;

3-4 : Détente adiabatique dans la turbine ;

4-1 : Refroidissement dans l'atmosphère.

2. Caractéristiques de la turbine MS5002C

Le tableau (III.1) donne les paramètres de fonctionnement de la turbine à gaz MS5002C données par le constructeur dans les conditions ISO.

T_3 max	927 °C
T_4 max	525 °C
Puissance utile	26100 kw
Puissance de chauffe	12493 kj/kwh
Excès d'air E	300 -500 %
Le taux de compression P_2/P_1	6 - 8

Débit d'air à 15 °C	438000 kg/h
Débit d'air de refroidissement	12 000 kg/h
Débit de combustible	7200 kg/h
PCI	10 835 kcal/kg
Masse volumique du fuel gaz	PM=20 kg/mol, $\rho=0,89\text{kg/m}^3$
Rendement chambre combustion	98%
Rendement compresseur axial	88%
Rendement turbine total	29%
Rendement détente	90%
γ de l'air	1,4

Tableau (III.1) : paramètres de fonctionnement de la turbine à gaz MS 5002 C dans les conditions ISO.

3. Les paramètres opératoires

On donne le tableau (III.2) les conditions opératoire de fonctionnement de la turbine :

Condition opératoire	Cas été	Cas hiver
Température asp comp axial T_1	45 °C	05 °C
Température ref comp axial T_{2r}	326 °C	229 °C
Température échappement T_4	497 °C	441 °C
Température asp comp centrifuge	32 °C	25 °C
Température ref comp centrifuge	135 °C	130 °C
Pression asp comp centrifuge	70 atm	
Pression ref comp centrifuge	150 atm	
Taux de compression comp actuel ϵ	$P_2/P_1= 6,5$	
Rendement chambre de combustion	96%	
Débit de réinjecté par ligne (BP, HP)	277999kg/h	352000 kg/h

Tableau (III.2) : les conditions opératoires de fonctionnement de la turbine MS 5002 C.

4. Débit de combustible consommé par une turbine à gaz

On calcule le débit de combustible consommé par une turbine à gaz, car au niveau de la station de compression les débitmètres ne fonctionnent plus.

On a :

$$Q_C = \frac{[P_T + (H_4 - H_2) Q_{air}]}{((PCI + hc) \eta_{CC}) - H_4}$$

5. Détermination des paramètres nécessaires au calcul du débit combustible

Q_C

5.1. Travail et puissance utile absorbée par le compresseur centrifuge pour une turbine

Le schéma du compresseur centrifuge montré dans la figure (III.3)

$T_{ref} = 125^\circ C$

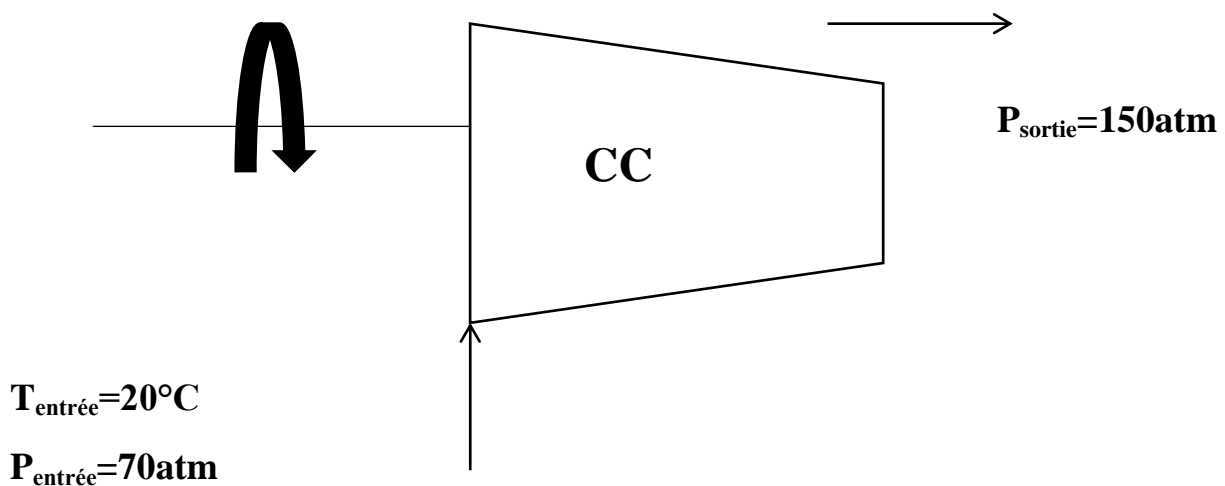


Figure (III.3) compresseur centrifuge

On travaille dans les conditions qui se trouvent dans le tableau (III.3) pour le compresseur centrifuge :

Débit de gaz en kg/h	T _{entrée} °C	T _{ref} °C	P _{entrée} atm	P _{sortie} atm	C _p entrée	C _p sortie
350000	20	125	70	150	0,4954	0,5719

Tableau (III.3) : Paramètres de fonctionnement du compresseur centrifuge

Le tableau (III.4) donne les conditions de fonctionnement de la turbine :

T ₁ : Température ambiante	15 °C	298 K
T _{2r} : Température réelle de refoulement du compresseur	270 °C	543 K
T _{4r} : Température d'échappement réelle	477 °C	750 K
Taux de compression $\varepsilon = P_2/P_1$	6,5	

Tableau (III.4) : paramètres de marche de la turbine

$$C_p \text{ moy gaz comp cent} = (C_p \text{ entrée} + C_p \text{ sortie}) / 2 = (0,4954 + 0,5716) / 2$$

$$C_p \text{ moy gaz comp cent} = 0,5335 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C} = 2,2321 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$$

$$W_{CC} = C_p \text{ moy gaz cc} * (T_{ref} - T_{asp}) = 0,534 * (125 - 20)$$

$W_{CC} = 56,07 \text{ kcal/kg} = 234,596 \text{ kJ/kg}$
--

$$P_U = P_{abs \text{ CC}}$$

$$P_U = W_{CC} * Q_{\text{gaz refoulé}}$$

$$D'où : P_U = (56,0175 * 350000 * 4,18) / 3600$$

$P_U = 22764,88 \text{ kW}$

5.2. Calcul du travail et de la puissance du compresseur axial

- Calcul du travail et la puissance du compresseur au 16^{ème} étage

On a :

$$P_{CA} = (W_{CA} * Q_{air}) = W'_{CA} * Q_{air} + W''_{CA} * Q_{air \text{ refroid}}$$

$$C_p \text{ moy gaz comp axial} = (C_p \text{ entrée comp axial} + C_p \text{ comp axial au 16}^{\text{ème}} \text{ étage}) / 2 = (0,232 + 0,239) / 2$$

$$C_p \text{ moy gaz comp axial} = 0,235 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C} = 0,9832 \text{ kJ/kg }^\circ\text{C}$$

Le travail consommé par le compresseur axial au 16^{ème} étage :

$$W'_{CA} = 0,235 * (270 - 15)$$

$W'_{CA} = 59,92 \text{ kcal/kg} = 250,70 \text{ kJ/kg}$
--

La puissance absorbée pas le compresseur axial au 16^{ème} étage :

$$P'_{CA} = [0,235 (270 - 15) * 426000 * 4,18] / 3600$$

$P'_{CA} = 296380 \text{ kW}$

- Détermination du rendement du compresseur axial η_{CA}

On sait que :

$$\eta_{CA} = (T_{2th} - T_1) / (T_{2r} - T_1)$$

On a :

$$T_{2th} = (\epsilon)^{\gamma-1/\gamma} * T_1 = 605^{(0,286)} * (15+273) \text{ Avec : } \gamma = 1,4 \text{ pour l'air}$$

$T_{2th} = 219 \text{ }^\circ\text{C} = 492 \text{ }^\circ\text{K}$

$$\eta_{CA} = \frac{492 - 288}{543 - 288}$$

Le rendement du compresseur axial égal :

$\eta_{CA} = 80\%$

- Détermination de la température de soutirage de l'air de refroidissement du 10^{ème} étage du compresseur axial T_s

Le schéma de la figure (III.4) montre le soutirage du dixième étage du compresseur axial :

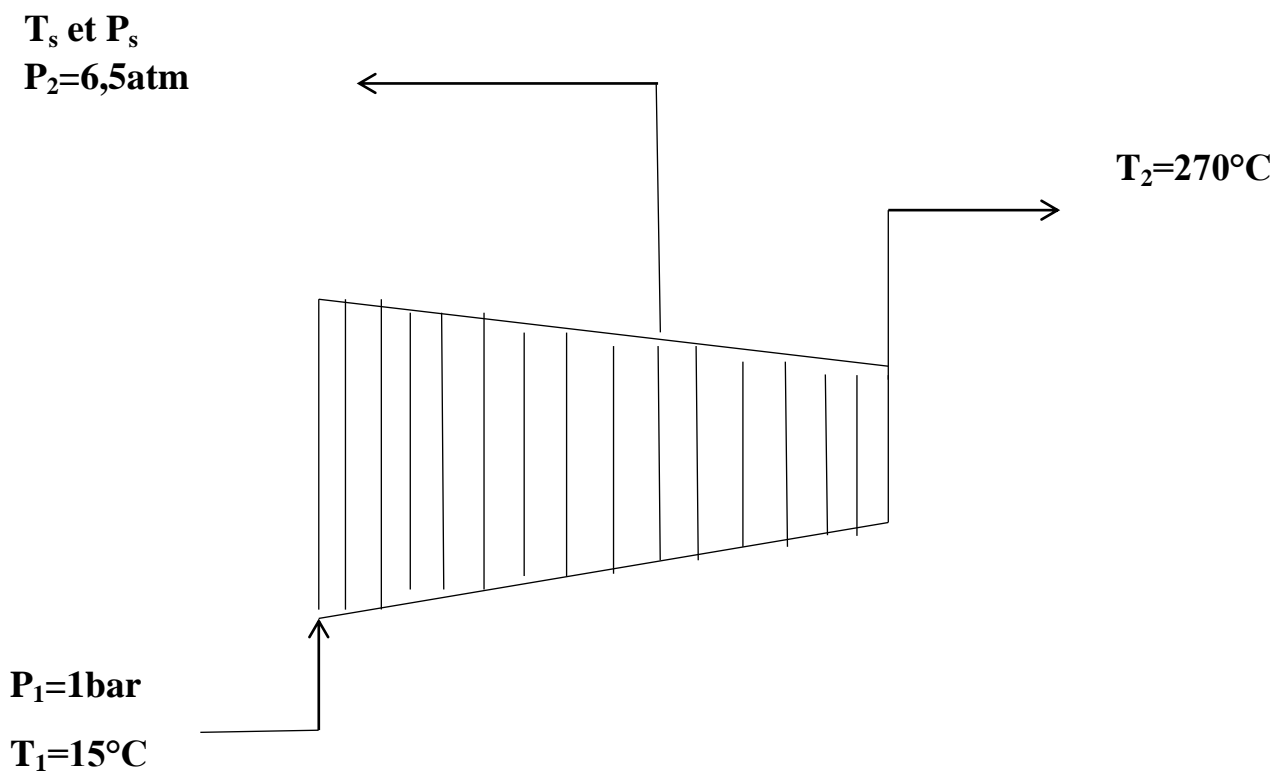


Figure (III.4) : compresseur axial

Avant de déterminer T_s , on doit calculer la pression de soutirage P_s :

$$\text{On a : } P_n / P_{n-1} = (\epsilon)^{1/n}$$

P_n / P_{n-1} : Augmentation de pression inter étage pour chaque étage n .

Pour $n = 16$:

$$P_{16} / P_{15} = (6,5)^{1/16} = 1.124 \rightarrow P_{15} = 5,78 \text{ atm} = 5,85 * 10^5 \text{ Pas}$$

Pour $n = 15$:

$$P_{15} / P_{14} = (6,5)^{1/15} = 1,13 \rightarrow P_{14} = 5,11 \text{ atm} = 5,17 * 10^5 \text{ Pas}$$

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

$$P_{11} / P_{10} = (6,5)^{1/11} = 1,18 \rightarrow P_{10} = 2,80 \text{ atm}$$

$$P_s = P_{10} = 2,80 \text{ atm} = 2,8371 * 10^5 \text{ Pas}$$

$$T_{S \text{ th}} = (P_s / P_1)^{\gamma-1/\gamma} * T_1 = (2,80 / 1)^{0,286} * 288$$

$$T_{S \text{ th}} = 114 \text{ °C} = 387 \text{ K}$$

$$T_{S r} = \frac{T_{S \text{ th}} - T_1}{\eta_{CA}} + T_1 = ((387 - 288) / 0,80) + 288$$

$$T_{S r} = 139 \text{ °C} = 412 \text{ K}$$

• **Calcul du travail et la puissance absorbée par l'air de refroidissement**

$$C_{p \text{ moy gaz comp axial}}(T_1, T_{S r}) = (C_{p \text{ entrée}} + C_{p \text{ sortie } 10^{\text{ème}} \text{ étage}}) / 2 = (0,232 + 0,235) / 2$$

$$C_{p \text{ moy gaz comp axial}}(T_1, T_{S r}) = 0,2331 \text{ kcal/kg°C} = 0,9752 \text{ kJ/kg °C}$$

Le travail consommé par le compresseur axial au 10^{ème} étage :

$$W''_{CA} = 0,2331 * (139 - 15)$$

$$W''_{CA} = 28,90 \text{ kcal/kg} = 120,917 \text{ kJ/kg}$$

Le travail du compresseur axial :

$$W_{CA} = 59,92 + 28,9$$

$$W_{CA} = 88,82 \text{ kcal/kg} = 371,62 \text{ kJ/kg}$$

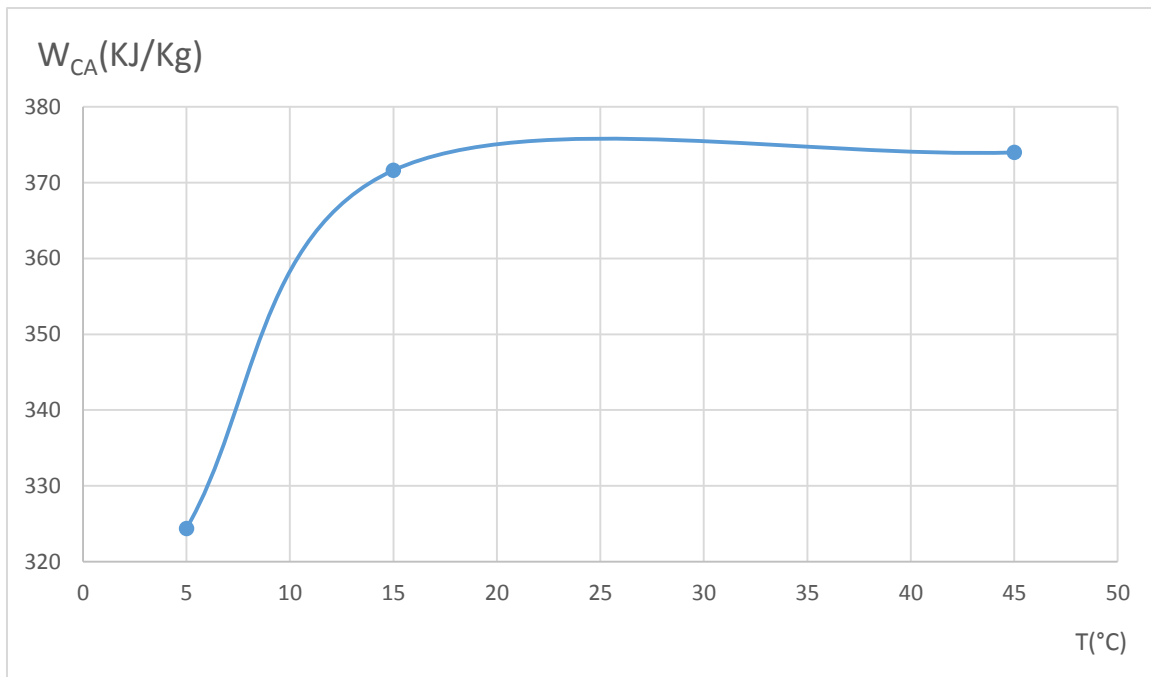


Figure (III.5) : L'influence de la température ambiante sur le travail du compresseur axial.

Le graphe ci-dessus représente, la variation du travail compresseur axial (kJ/kg) en fonction de la température ambiante (°C).

Nous voyons un accroissement du travail du compresseur axial à chaque montée de la température.

- **La puissance totale absorbée par le compresseur axial**

$$P_{CA} = ((59,92 * 426\ 000 * 4,18) / 3600) + ((28,90 * 12000 * 4,18) / 3600)$$

$$P_{CA} = 29638 + 402,73$$

$$P_{CA} = 30\ 040,73\ \text{kW}$$

- **Détermination de l'enthalpie sortie gaz d'échappement H₄**

Puisque on a une combustion avec un excès d'air très important, on peut négliger la quantité du gaz combustible consommé, et on considère que les gaz d'échappement sont constitués uniquement de l'air.

$$H_4 = C_{p(T_4r)} * T_{4r}$$

Pour : $T_{4r} = 477 \text{ }^\circ\text{C}$

On a:

$$C_{p(T_{4r})} = 0,250 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C} \rightarrow H_4 = 0,250 * 477$$

$$H_4 = 119,25 \text{ kcal/kg} = 498,942 \text{ kJ/kg}$$

- **Détermination de l'enthalpie au point 2**

A $T_{2r} = 270 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\text{On a: } C_{p(T_{2r})} = 0,239 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C} \rightarrow H_2 = 0,239 * 270$$

$$H_2 = 64,53 \text{ kcal/kg} = 269,993 \text{ kJ/kg}$$

- **Calcul de l'enthalpie du combustible**

$$h_C = C_{p_{\text{gaz}}} * T_1 = 0,4922 * 15$$

$$h_C = 7,383 \text{ kcal/kg} = 30,89 \text{ kJ/kg}$$

Calcul de débit de combustible, on détermine sa valeur d'après la formule (II.5) :

$$Q_C = \frac{\left(\frac{3600}{4,18}\right)[(22746,88 + 30040,73)] + [(119,25 - 64,53) * 426000]}{[(10835 + 7,383) * 0,96 - 119,25]}$$

$$Q_C = 6685,42 \text{ kg/h} = 1,857 \text{ kg/s}$$

- **Recalcul de l'enthalpie H_4 en tenant compte du débit de combustible**

Après avoir déterminé le débit de combustible consommé par une machine, on peut calculer le C_p des gaz d'échappement qui est en fonction de l'excès d'air :

Pour $T_{4r} = 477 \text{ °C}$ on a :

$$C_{p_{GE}} = 0,9718 + 0,044 / E + (0,0536 / E + 0,0927) (T_4 / 1000) \quad (\text{III.1})$$

Avec E : excès d'air tel que : $E = Q_{\text{air}} / (Q_C * Q_{\text{air steochiométrique}})$

- **Détermination de débit d'air steochiométrique**

$Y_{\text{molair O}_2 \text{ dans l'air}} = 21\%$, donc $Y_{\text{mas}} = (0,21 * 32) / 29 = 0,23 \text{ kg d'O}_2 / 1\text{kg d'air}$

D'où le débit d'air nécessaire : $Q_{\text{air steochiométrique}} = m_{\text{O}_2} / Y_{\text{mas O}_2}$

- **Détermination de la masse d'oxygène consommée par un 1kg de combustible**

On a :

$$m_{\text{O}_2} = (M_{\text{O}_2} * (\frac{3n+1}{2}) Y_i) / M_i$$

Le tableau (III.5) donne la masse d'O₂ consommée par chaque constituant i :

Constituants	Masse d'O ₂ consommée pas constituant (kg)
CH ₄	2,8
C ₂ H ₆	0,5
C ₃ H ₈	0,17
iC ₄ H ₁₀	0,03
nC ₄ H ₁₀	0,045
iC ₅ H ₁₂	0,011
nC ₅ H ₁₄	0,11
nC ₆ H ₁₆	0,008
nC ₇ ⁺	0,0019
CO ₂	/

N ₂	/
Total	3,58

Le tableau (III.5) : Masse de l'O₂ nécessaire à la combustion d'un kg de combustible

$$Q_{\text{air steochiométrique}} = \frac{3,58}{0,23}$$

$$Q_{\text{air steochiométrique}} = 15,56 \text{ kg d'air/ 1kg de combustible}$$

Pour $Q_C = 6576 \text{ kg/h}$, il faut : $Q_{\text{air steochiométrique}} = 104025,13 \text{ kg/h}$

- **Détermination de la valeur de l'excès d'air**

$$E = Q_{\text{air}} / (Q_C * Q_{\text{air steochiométrique}}) = \frac{426\ 000}{(6685,42 * 15,56)}$$

$$E = 4,10 \rightarrow E = 410 \%$$

On sait que la température ambiante influe sur la masse volumique de l'air suivant la relation :

$$\rho_{\text{air}}^{T^\circ} = \rho^{0^\circ} * (273 / (273 + T))$$

Pour $T = 0^\circ \text{C} \rightarrow \rho_{\text{air}} = 1,29 \text{ kg/m}^3$ (III.2)

Pour $T^\circ = 15^\circ \text{C} \rightarrow \rho^{T^\circ} = \rho^{15^\circ} = \rho^{0^\circ} * (273 / (273+15))$

$$\rho^{15^\circ} = 1,29 * (273 / (273+15)) = 1,29 / 0,974$$

$$\rho^{15^\circ} = 1,227 \text{ kg/m}^3$$

$$Q_{\text{air}} = 438000 \text{ kg/h à } 15^\circ\text{C avec } Q_{\text{air}} = Q_{\text{air volumique}} * \rho_{\text{air}}^{15^\circ}$$

On rappelle que le débit d'air absorbé pas le compresseur axial reste constant, et que le débit d'air massique qui change vue la variation de la masse volumique en fonction de la température, d'après la relation (III.2).

Chapitre III..... Calcul thermique de l'installation de la turbine à gaz MS5002C

$$Q_{\text{air volumique}} = 438\,000 / 1,277 = 356\,968 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{Pour } T = 0 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \rho_{\text{air}} = 1,29 \text{ kg/m}^3 \rightarrow Q_{\text{air}} = 356\,968 * 1,29$$

$$\text{Donc : } Q_{\text{air}} = 460\,488 \text{ kg/h à } 0 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Par conséquent, on tire une relation qui relie la température ambiante et le débit d'air absorbé par le compresseur dont 12 000 kg/h sont soutirés du 10^{ème} étage :

$$Q_{\text{air}} = (460\,488 - 1499 T) - 12\,000$$

$$\text{Ou : } \Delta Q / \Delta T = \text{la pente} = (460\,488 - 438\,000) / (0 - 15) = - 1499 \text{ kg/h } ^\circ\text{C} = -0,416 \text{ kg/s K}$$

Pour différentes températures ambiantes, on tire le débit massique dans le tableau (III.6).

Température ambiante (°C)	Masse volumique (kg/m ³)	Débit d'air total aspiré (kg/h)
0	1,19	460 488
15	1,227	438 000
20	1,2	430 508
25	1,18	423 013
30	1,16	415 518
40	1,125	400 528
45	1,11	393 033

Tableau (III.6) : Le débit d'air en fonction de la température ambiante

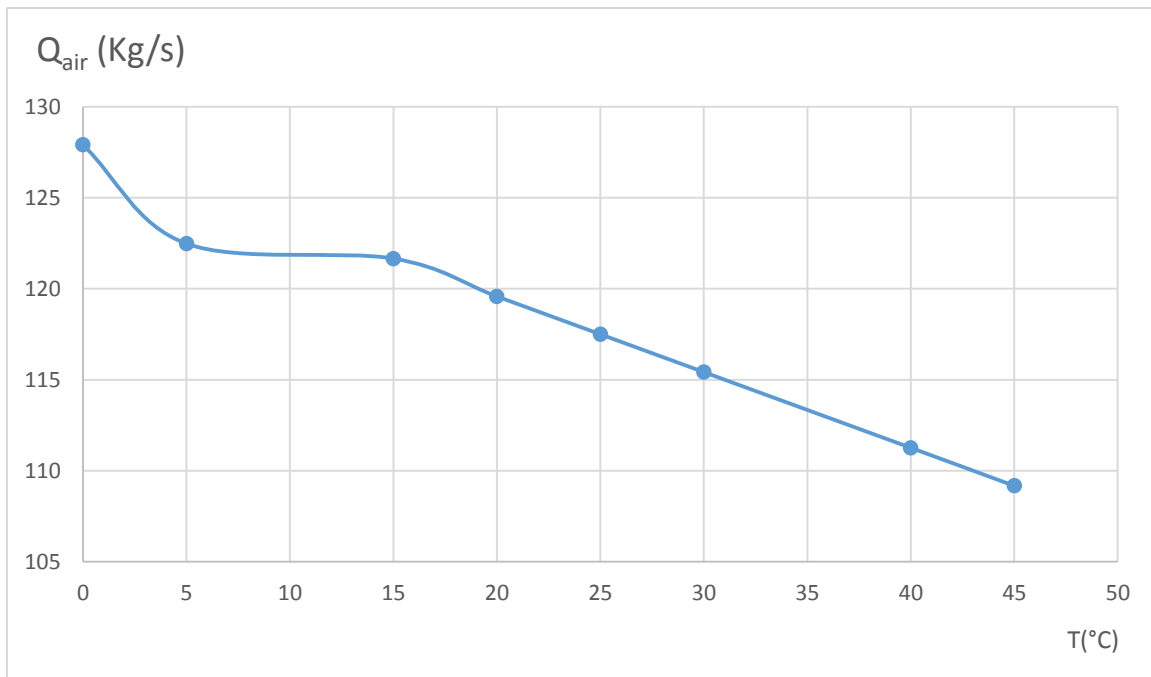


Figure (III.6) : L'influence de la température ambiante sur le débit d'air.

Nous observons un abaissement du débit d'air qui est dû à l'augmentation de la température ambiante.

- **Calcul de la chaleur spécifique des gaz d'échappement**

A partir de la formule (III.1) :

$$C_{p_{GE T_4}} = [0,97189 + 0,044 / 4,1 + (0,0536 / 4,1 + 0,0927) (477 + 273 / 1000)] / 4,18$$

$$C_{p_{GE T_4}} = 0,254 \text{ kcal/kg K} = 1,0627 \text{ kJ/kg K}$$

- **L'enthalpie a la température T₄ en tenant compte de débit combustible H'₄**

$$H'_4 = 0,254 * (750 - 273)$$

$$H'_4 = 121 \text{ kcal/kg} = 506,264 \text{ kJ/kg}$$

Remarque 1 :

L'enthalpie H'_4 en tenant compte de débit de combustible, est légèrement supérieure à H_4 .

En négligeant ce dernier (débit massique), on recalcule le débit Q_C avec H'_4 d'après la relation (II.5) :

$$Q'_C = 6759,02 \text{ kg/h} = 1,8775 \text{ kg/s}$$

Remarque 2 :

$$Q'_C - Q_C = 73,60 \text{ kg/h}$$

L'erreur donc est : $(73,60 / 6759,02) * 100 = 1,088 \%$

Donc le débit de combustible réel calculé avec H'_4 est toujours supérieur de 1,088 % par rapport au débit calculé avec H_4 , ou on a considéré les gaz d'échappement constitués uniquement de l'air.

• **Détermination du débit d'air en excès pour 1kg de combustible**

Débit d'air pour un excès d'air qui est égal à $E = 4,10$:

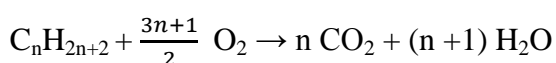
$$Q_{\text{excès d'air}} = Q_{\text{air stoechiométrique}} * E = 15,56 * 4,10$$

$$Q_{\text{excès d'air}} = 63,79 \text{ kg d'air / 1kg combustible}$$

Pour $Q_C = 6759 \text{ kg/h} \rightarrow Q_{\text{air total}} = 438\,000 \text{ kg/h}$

• **Détermination des quantités massiques des gaz d'échappement**

A partir de la relation de la combustion :



➤ **Détermination de la quantité d'O₂ nécessitée par 1kg de combustible**

$$m_{O_2 \text{ émis}} = (Q_{\text{air en excès}} - Q_{\text{air stoechiométrique}}) * Y_{O_2} \text{ (massique dans l'air)}$$

$$m_{O_2 \text{ émis}} = (63,79 - 15,56) * 0,23$$

$$m_{O_2 \text{ émis}} = 11,094 \text{ kg d'O}_2 \text{ émis / 1kg combustible}$$

➤ **Détermination de la quantité d'azote émise par 1kg de combustible**

$$m_{N_2 \text{ émis}} = (Q_{\text{air en excès}} * Y_{N_2} \text{ (dans l'air)}) Y_{O_2} \text{ (massique dans l'air)}$$

$$m_{N_2 \text{ émis}} = 63,79 * (1 - 0,23) + 0,084$$

$$m_{N_2 \text{ émis}} = 49,20 \text{ kg de N}_2 \text{ émis / 1kg de combustible}$$

➤ **Détermination des quantités de CO₂ et de H₂O émises**

Suivant les formules données ci-dessous, on détermine les quantités de CO₂ et de H₂O émises vers l'atmosphère pour 1kg de gaz combustible suivant la réaction de combustion :

$$m_{CO_2} = (M_{CO_2} * n Y_i) / M_i \tag{III.3}$$

$$m_{H_2O} = (M_{H_2O} * n Y_i) / M_i \tag{III.4}$$

Le résultat obtenu est donné par le tableau suivant :

Constituants	Composition du gaz combustible Y _{i mol}	Masse de CO ₂ libérée par constituant (kg)	Masse de H ₂ O libérée par constituant (kg)
CH ₄	0,8272	1,92	1,57
C ₂ H ₆	0,0851	0,4	0,24
C ₃ H ₈	0,0196	0,14	0,075
iC ₄ H ₁₀	0,0028	0,026	0,013
nC ₄ H ₁₀	0,0041	0,038	0,020
iC ₅ H ₁₂	0,0008	0,009	0,0046

nC ₅ H ₁₄	0,0008	0,0093	0,0046
nC ₆ H ₁₆	0,0005	0,007	0,0033
nC ₇ ⁺	0,0001	0,0016	0,00076
CO ₂	0,03	0,0058	/
N ₂	0,057	/	/
Total	1	2,56	1,94

Tableau (III.7) : Quantités de CO₂ et H₂O émises pas les gaz d'échappement

➤ **Détermination de la conception des gaz d'échappement**

$$Y_{i \text{ GE MOLAIRE}} = \frac{\left(\frac{m_i}{M_i}\right)}{\sum \frac{m_i}{M_i}} \quad \text{(III.5)}$$

$$Y_{i \text{ GE MASSIQUE}} = \frac{m_i}{\sum M_i} \quad \text{(III.6)}$$

D'après les formules (III.5) et (III.6), on obtient le tableau (III-8)

Constituants des gaz d'échappement	Y _{i GE MOLAIRE}	Y _{i GE MASSIQUE}	M _i * Y _{i GE}
CO ₂	0,025	0,039	1,11
H ₂ O	0,047	0,030	0,84
O ₂	0,16	0,170	4,97
N ₂	0,77	0,761	21,63
TOTAL	1	1	28,56

Tableau (III-8) : Concentrations et poids moléculaire des gaz d'échappement.

➤ **Le poids moléculaire moyen des gaz d'échappement**

On a :

$$PM_{\text{moy GE}} = \sum M_i * Y_{i \text{ CE}}$$

$$PM_{\text{moy}} = 28,56 \text{ kg/kmol} = 0,02856 \text{ kg/mol}$$

6. Détermination du rendement de la détente de la turbine

On a :

$$\eta_d = (T_{3r} - T_{4r}) / (T_{3r} - T_{4th})$$

• Détermination de l'enthalpie H_3

On a :

$$H_3 = [(PCI + h_C) \eta_{CC} Q_C + H_2 Q_{\text{air}}] / (Q_{\text{air}} + Q_C)$$

$$H_3 = \frac{[(10835 + 7,383) * 0,96 * 6759 + (64,53 * 426000)]}{(426000 + 6759)}$$

$$H_3 = 226,08 \text{ kcal/kg}$$

→

$$H_3 = 945 \text{ kJ /kg}$$

• Détermination de la température T_3

On sait que :

$$H_3 = C_P (T_3 - 273)$$

$$H_3 = [0,9889 + 0,1057 \left(\frac{T_3}{1000}\right)] (T_3 - 273)$$

$$H_3 = 0,9889 T_3 + \frac{0,1057}{1000} (T_3)^2 - 0,9889 * 273 - \frac{0,1057}{1000} * 273 * T_3$$

$$\frac{0,1057}{1000} (T_3)^2 + 0,96 T_3 - 296,96 - 945 = 0$$

$$\frac{0,1057}{1000} (T_3)^2 + 0,96 T_3 - 1214,96 = 0$$

D'où

$$T_3 = 1125,82 \text{ K} = 852,82 \text{ °C}$$

• Détermination de la température théorique T_{4th}

On a :

$$T_{4\text{ th}} = (P_4 / P_3)^{\gamma-1/\gamma} * T_{3r}$$

➤ **Calculons γ au point (T₃)**

On a :

$$r = C_p - C_v \quad \text{et} \quad \gamma = C_p / C_v$$

- Détermination de C_p

$$C_p = H_3 / (T_{3r} - 273) = \frac{226.08}{1125 - 273}$$

$$C_p = 0,2653 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C} = 0,84 \text{ kJ/kg K}$$

- Détermination de C_v (T₃)

$$\gamma_{\text{échap}} = C_p / C_v \rightarrow C_v = C_p / \gamma_{\text{échap}} \text{ et } C_v = C_p - r$$

Tel que :

$$r = 1,98$$

$$C_v = \frac{0,2653 - 1,98}{28,56}$$

$$C_v(T_3) = 0,196 \text{ kcal /kg} = 0,82 \text{ kJ/kg}$$

$$\gamma_{\text{échap}} = \frac{0,2653}{0,196}$$

$$\gamma_{\text{échap}} = 1,3534$$

D'où :

$$\gamma - 1 / \gamma = 0,2611$$

Donc :

$$T_{4\text{ th}} = (P_4 / P_3)^{\gamma-1/\gamma} * T_{3r} = (1/6,5)^{0,2611} * (1125)$$

$$T_{4\text{ th}} = 690 \text{ K} = 417 \text{ } ^\circ\text{C}$$

On obtient :

$$\eta_d = \frac{1125-750}{1125-690}$$

$$\eta_d = 86 \%$$

7. Détermination du rendement global de la turbine

On a :

$$\eta_t = (Q_1 - Q_2) / Q_1$$

- **Détermination de la chaleur fournie dans la chambre de combustion**

On sait que :

$$Q_1 = H_3 * (Q_{air} + Q'_c) - H_2 * Q_{air}$$

$$Q_1 = 226,08 * (426000 + 6759,02) - 64,53 * 426000$$

$$Q_1 = 70\,348\,379,24 \text{ kcal/h} = 81760,44 \text{ kW}$$

- **Détermination de la chaleur perdue a l'échappement**

$$Q_2 = H'_4 * (Q_{air} + Q_C) - H_1 * Q_{air}$$

➤ **Détermination de l'enthalpie H₁**

On a :

$$H_1 = C_{p_{GE(T_1)}} * T_1 = 0,232 * 15$$

$$H_1 = 3,48 \text{ kcal/kg} = 14,5603 \text{ kJ/kg}$$

Donc :

$$Q_2 = 121(426000 + 675,02) - 3,48 * 438000$$

$$Q_2 = 50839601,42 \text{ kcal/h} = 59086,914 \text{ kW}$$

Application numérique :

$$\eta_t = (Q_1 - Q_2) / Q_1$$

$$\eta_t = \frac{70348379,24 - 50839601,42}{70348379,24}$$

$$\eta_t = 27,73 \%$$

Nous récapitulons dans le tableau (III.9), l'ensemble des résultats obtenus pour le cas d'une turbine à gaz à deux arbres entraînant un compresseur centrifuge :

$T_1 = 228 \text{ K}$	$P_U = 22764,88 \text{ kW}$	$\eta_t = 27,73 \%$
$T_2 = 543 \text{ K}$	$P_{CA} = 30040,73 \text{ kW}$	
$T_3 = 1125.82 \text{ K}$	$\dot{m}_{air} = 438000 \text{ kg/h}$	
$T_4 = 750 \text{ K}$	$\dot{m}_c = 6759 \text{ kg/h}$	
$\varepsilon = P_2 / P_1 = 6,5$	$E = 4,10$	

Tableau (III.9) : Résultats des calculs pour les données du constructeur

8. Calcul thermodynamique à partir des données réelles

Les calculs effectués jusqu'à présent concernant les données du constructeur à une température de 15 °C. Nous allons reprendre la même démarche de calcul pour les températures de 45 °C et 05 °C, correspondant aux conditions réelles régnant au niveau du site de Hassi R'mel.

8.1. Pour la température 05 °C

8.1.1. Données de départs

Avant d'entamer la procédure des calculs de cycle thermodynamique, pour une température de 05 °C. Nous présentons ci-dessous les données réelles mesurées sur site de Hassi R'mel, Et qui sont nécessaire pour le calcul :

- Température ambiante : 278 K
- La pression atmosphérique : 1 bar
- Pression de refoulement du compresseur axial : 6,5 bars
- Température d'échappement des gaz brûlés : 714 K
- Température de refoulement du compresseur axial : 502 K

8.1.2. Résultats des calculs

On a procédé avec la même méthode de calcul à 05 °C et les résultats obtenus sont récapitulés dans le tableau (III.10) :

$T_1 = 278 \text{ K}$	$P_U = 23064,3 \text{ kW}$	$\eta_t = 30 \%$
$T_2 = 502 \text{ K}$	$P_{CA} = 27215 \text{ kW}$	
$T_3 = 990,52 \text{ K}$	$\dot{m}_{air} = 440993 \text{ kg/h}$	
$T_4 = 714 \text{ K}$	$\dot{m}_c = 6543,14 \text{ kg/h}$	
$\varepsilon = P_2 / P_1 = 6,5$	$E = 4,33$	

Tableau (III.10) : Résultat des calculs à 05 °C

8.2. Pour la température 45 °C

8.2.1. Données de départs

- Température ambiante : 318 K
- La pression atmosphérique : 1 bar
- Pression de refoulement du compresseur axial : 6.5 bars
- Température d'échappement des gaz brûlés : 770 K

- Température de refoulement du compresseur axial : 599 K

8.2.2. Résultats des calculs

Les résultats obtenus sont récapitulés dans le tableau (III.11) :

$T_1 = 318 \text{ K}$	$P_U = 18000 \text{ kW}$	$\eta_t = 25,4 \%$
$T_2 = 599 \text{ K}$	$P_{CA} = 29907,41 \text{ kW}$	
$T_3 = 1115 \text{ K}$	$\dot{m}_{air} = 393033 \text{ kg/h}$	
$T_4 = 770 \text{ K}$	$\dot{m}_c = 5758,725 \text{ kg/h}$	
$\varepsilon = P_2 / P_1 = 6,5$	$E = 4,29$	

Tableau (III.11) : Résultat des calculs à 45 °C

Les illustrations ci-dessous représentent l'influence de la température ambiante sur les performances de ta turbine à gaz MS5002C.

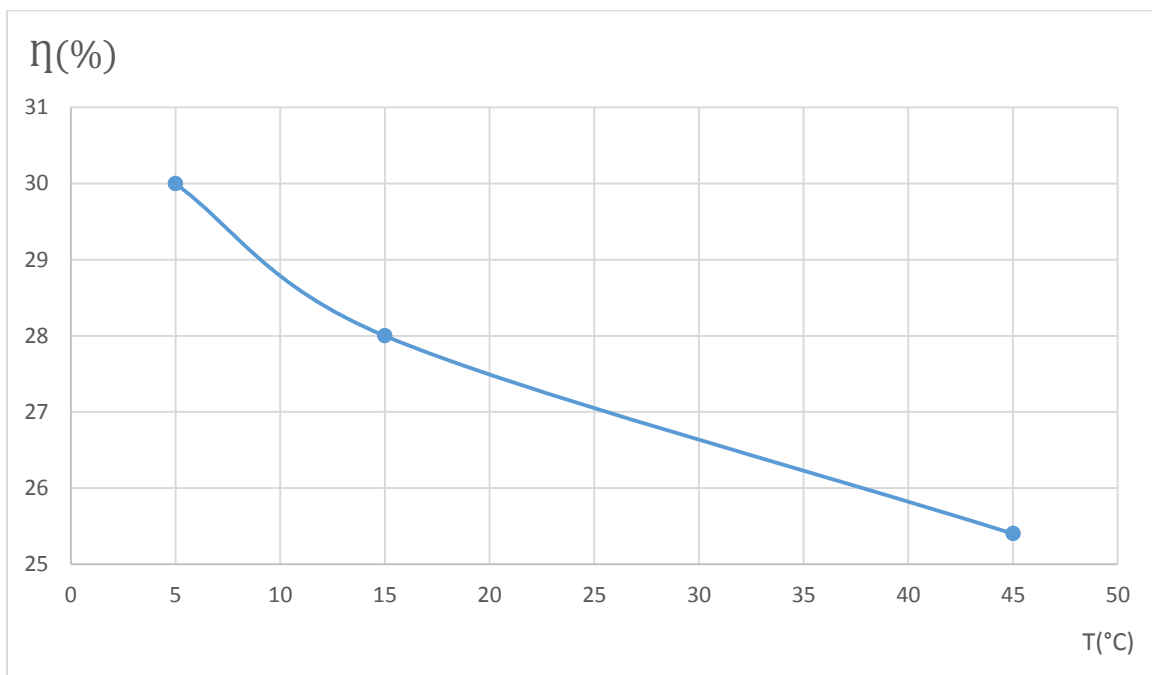


Figure (III.7) : L'influence de la température ambiante sur le rendement de la turbine.

La courbe ci-dessus représente la variation du rendement de la turbine à gaz MS5002C en fonction de la température.

L'élévation de la température ambiante cause la raréfaction du rendement de la turbine à gaz MS5002C.

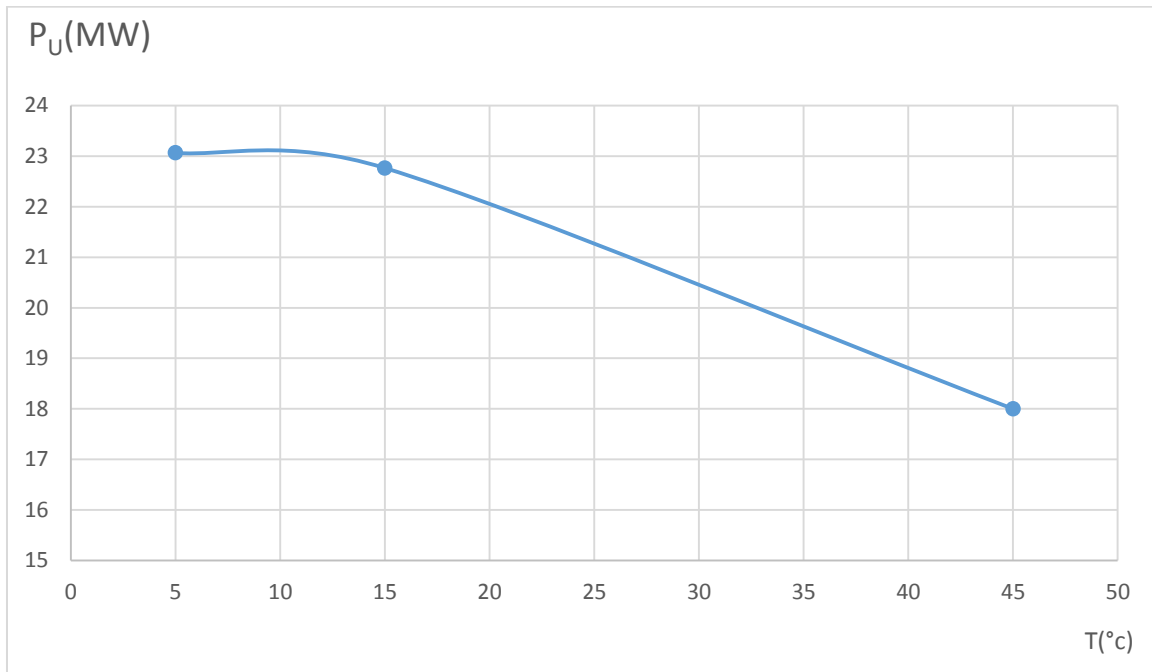


Figure (III.8) : L'influence de la température ambiante sur la puissance utile de la turbine.

Le diagramme ci-dessus, représente la variation de la puissance utile de la turbine à gaz en fonction de la température.

La gradation de la température ambiante, fait diminuer la puissance utile de la turbine à gaz MS5002C.

Après avoir effectué les calculs des deux cas (15°C, 45°C), les résultats obtenus sont comparés et récapitulés dans le tableau (III.12) :

Paramètres	Cas : 45 °C	Cas : 15 °C	Différence
Puissance utile (kW)	1800	22764.88	- 4764.88
Puissance compresseur axial (kW)	29 907.4144	30 040.73	- 133.3156
Température de refoulement T _{2r} (°C)	326	270	+56
température échappement T _{2r} (°C)	497	477	+20
ṁ _c (kg/h)	5 758.725	6759	-1000.275
ṁ _{air} (kg/h)	393 033	438000	-44967
Rendement thermique Π _T (%)	25.4	27.73	-2.33

Tableau (III.12) : Comparaison entre les deux cas de fonctionnement

On constate à travers ces résultats que les performances de la turbine à gaz pour une température de 45 °C ont diminué par rapport à celles évaluées pour une température de 15°C

$$\Delta P_u / P_u = \frac{22764,88 - 18000}{22764,88} = 21\%$$

$$\Delta \Pi / \Pi = \frac{0,2773 - 0,254}{0,2773} = 8\%$$

Donc la puissance utile diminue de 21% et le rendement de 8%

Conclusion

Dans ce chapitre, un calcul thermodynamique a été effectué et a permis de voir clairement l'influence de la température de l'air ambiant, qui provoque en premier lieu l'augmentation du travail de compresseur axial et chute de débit d'air aspiré par ce dernier.

Nous avons constaté aussi que l'augmentation de la température de 15 °C à une valeur de 45°C a causé la diminution de la puissance utile de la turbine à gaz de l'ordre de 21%, et le rendement thermique de l'ordre de 8%.

Conclusion générale

Les turbines à gaz ont pris ces dernières années un rythme de développement accéléré, plus particulièrement dans le domaine de l'industrie des hydrocarbures.

Ce mémoire nous permis de comprendre au mieux l'importance et la nécessité de l'utilisation des turbines à gaz dans notre pays et plus précisément dans l'industrie gazière du site de Hassi R'mel.

Une étude thermodynamique de la turbine à gaz MS5002C a été réalisée et montré que ses performances dépendent sensiblement des conditions d'exploitation, notamment la température ambiante. Elle demeure la cause principale de la chute des performances de la turbine à gaz au niveau de la station de boosting centre, les températures relativement élevées, de la région de Hassi R'mel génèrent une baisse sensible du rendement thermique et de la puissance générée, ce qui se répercute négativement sur le cout d'exploitation.

Les machines utilisées comme groupe de puissance sont confrontées à des conditions climatiques rudes du sud Algérien ou la température de l'air ambiant est variable et avoisine souvent les 50°C en été, ce qui fait chuter la puissance utile de plus de 20%, ce qui est considérable.

Annexe

Annexe A : paramètres de fonctionnement de la turbine à gaz MS 5002 C dans les conditions ISO.(donné par le constructeur)

T ₃ max	927 °C
T ₄ max	525 °C
Puissance utile	26100 kw
Puissance de chauffe	12493 kj/kwh
Excès d'air E	300 -500 %
Le taux de compression P ₂ /P ₁	6 - 8
Débit d'air à 15 °C	438000 kg/h
Débit d'air de refroidissement	12 000 kg/h
Débit de combustible	7200 kg/h
PCI	10 835 kcal/kg
Masse volumique du fuel gaz	PM=20 kg/mol, ρ=0.89kg/m ³
Rendement chambre combustion	98%
Rendement compresseur axial	88%
Rendement turbine total	29%
Rendement détente	90%
γ de l'air	1.4

Annexe B : Les conditions opératoires de fonctionnement de la turbine MS 5002 C (donné par le constructeur).

Condition opératoire	Cas été	Cas hiver
Température asp comp axial T_1	45 °C	05 °C
Température ref comp axial T_{2r}	326 °C	229 °C
Température échappement T_4	497 °C	441 °C
Température asp comp centrifuge	32 °C	25 °C
Température ref comp centrifuge	135 °C	130 °C
Pression asp comp centrifuge	70 atm	
Pression ref comp centrifuge	150 atm	
Taux de compression comp actuel ϵ	$P_2/P_1 = 6.5$	
Rendement chambre de combustion	96%	
Débit de réinjecté par ligne (BP, HP)	277999kg/h	352000 kg/k

Annexe C: Les constantes des gaz d'échappement (A, B, C, D). [2]

Substance	Formula	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>
Nitrogen	N ₂	28.90	-0.1571 × 10 ⁻²	0.8081 × 10 ⁻⁵	-2.873 × 10 ⁻⁹
Oxygen	O ₂	25.48	1.520 × 10 ⁻²	-0.7155 × 10 ⁻⁵	1.312 × 10 ⁻⁹
Air	—	28.11	0.1967 × 10 ⁻²	0.4802 × 10 ⁻⁵	-1.966 × 10 ⁻⁹
Hydrogen	H ₂	29.11	-0.1916 × 10 ⁻²	0.4003 × 10 ⁻⁵	-0.8704 × 10 ⁻⁹
Carbon monoxide	CO	28.16	0.1675 × 10 ⁻²	0.5372 × 10 ⁻⁵	-2.222 × 10 ⁻⁹
Carbon dioxide	CO ₂	22.26	5.981 × 10 ⁻²	-3.501 × 10 ⁻⁵	7.469 × 10 ⁻⁹
Water vapor	H ₂ O	32.24	0.1923 × 10 ⁻²	1.055 × 10 ⁻⁵	-3.595 × 10 ⁻⁹
Nitric oxide	NO	29.34	-0.09395 × 10 ⁻²	0.9747 × 10 ⁻⁵	-4.187 × 10 ⁻⁹
Nitrous oxide	N ₂ O	24.11	5.8632 × 10 ⁻²	-3.562 × 10 ⁻⁵	10.58 × 10 ⁻⁹
Nitrogen dioxide	NO ₂	22.9	5.715 × 10 ⁻²	-3.52 × 10 ⁻⁵	7.87 × 10 ⁻⁹
Ammonia	NH ₃	27.568	2.5630 × 10 ⁻²	0.99072 × 10 ⁻⁵	-6.6909 × 10 ⁻⁹
Sulfur	S ₂	27.21	2.218 × 10 ⁻²	-1.628 × 10 ⁻⁵	3.986 × 10 ⁻⁹
Sulfur dioxide	SO ₂	25.78	5.795 × 10 ⁻²	-3.812 × 10 ⁻⁵	8.612 × 10 ⁻⁹
Sulfur trioxide	SO ₃	16.40	14.58 × 10 ⁻²	-11.20 × 10 ⁻⁵	32.42 × 10 ⁻⁹
Acetylene	C ₂ H ₂	21.8	9.2143 × 10 ⁻²	-6.527 × 10 ⁻⁵	18.21 × 10 ⁻⁹
Benzene	C ₆ H ₆	-36.22	48.475 × 10 ⁻²	-31.57 × 10 ⁻⁵	77.62 × 10 ⁻⁹
Methanol	CH ₄ O	19.0	9.152 × 10 ⁻²	-1.22 × 10 ⁻⁵	-8.039 × 10 ⁻⁹
Ethanol	C ₂ H ₆ O	19.9	20.96 × 10 ⁻²	-10.38 × 10 ⁻⁵	20.05 × 10 ⁻⁹
Hydrogen chloride	HCl	30.33	-0.7620 × 10 ⁻²	1.327 × 10 ⁻⁵	-4.338 × 10 ⁻⁹
Methane	CH ₄	19.89	5.024 × 10 ⁻²	1.269 × 10 ⁻⁵	-11.01 × 10 ⁻⁹
Ethane	C ₂ H ₆	6.900	17.27 × 10 ⁻²	-6.406 × 10 ⁻⁵	7.285 × 10 ⁻⁹
Propane	C ₃ H ₈	-4.04	30.48 × 10 ⁻²	-15.72 × 10 ⁻⁵	31.74 × 10 ⁻⁹
<i>n</i> -Butane	C ₄ H ₁₀	3.96	37.15 × 10 ⁻²	-18.34 × 10 ⁻⁵	35.00 × 10 ⁻⁹
<i>i</i> -Butane	C ₄ H ₁₀	-7.913	41.60 × 10 ⁻²	-23.01 × 10 ⁻⁵	49.91 × 10 ⁻⁹
<i>n</i> -Pentane	C ₅ H ₁₂	6.774	45.43 × 10 ⁻²	-22.46 × 10 ⁻⁵	42.29 × 10 ⁻⁹
<i>n</i> -Hexane	C ₆ H ₁₄	6.938	55.22 × 10 ⁻²	-28.65 × 10 ⁻⁵	57.69 × 10 ⁻⁹
Ethylene	C ₂ H ₄	3.95	15.64 × 10 ⁻²	-8.344 × 10 ⁻⁵	17.67 × 10 ⁻⁹
Propylene	C ₃ H ₆	3.15	23.83 × 10 ⁻²	-12.18 × 10 ⁻⁵	24.62 × 10 ⁻⁹

Annexe D: La masse molaire de certains gaz. [2]

910 Thermodynamics		TABLE A – 1	
Molar mass, gas constant, and critical-point properties			
Substance	Formula	Molar mass, <i>M</i> kg/kmol	Gas constant, <i>R</i> kJ/kg · K*
Air	—	28.97	0.2870
Ammonia	NH ₃	17.03	0.4882
Argon	Ar	39.948	0.2081
Benzene	C ₆ H ₆	78.115	0.1064
Bromine	Br ₂	159.808	0.0520
<i>n</i> -Butane	C ₄ H ₁₀	58.124	0.1430
Carbon dioxide	CO ₂	44.01	0.1889
Carbon monoxide	CO	28.011	0.2968
Carbon tetrachloride	CCl ₄	153.82	0.05405
Chlorine	Cl ₂	70.906	0.1173
Chloroform	CHCl ₃	119.38	0.06964
Dichlorodifluoromethane (R-12)	CCl ₂ F ₂	120.91	0.06876
Dichlorofluoromethane (R-21)	CHCl ₂ F	102.92	0.08078
Ethane	C ₂ H ₆	30.070	0.2765
Ethyl alcohol	C ₂ H ₅ OH	46.07	0.1805
Ethylene	C ₂ H ₄	28.054	0.2964
Helium	He	4.003	2.0769
<i>n</i> -Hexane	C ₆ H ₁₄	86.179	0.09647
Hydrogen (normal)	H ₂	2.016	4.1240
Krypton	Kr	83.80	0.09921
Methane	CH ₄	16.043	0.5182

Bibliographie

- [1]-A.Boulainine et S.Mekhaba, Exploitation des turbines à gaz, 2007.
- [2]-Thermodynamics an engineering approach 5th ed 2006 – by cengel ans boles 5th edition 2006.
- [3]-Mahmoud NADIR, 2009, “Adaptation et optimisation d’un cycle mixte sur une installation de TG”, Thèse doctorale.
- [4] GE Power Systems, “MS 5002C Gas turbine performance”, Report for training Centre of Hassi R’mel, Nuovo Pignone.
- [5] Simone Turina, “MS 5002 Gas Turbine, Performance Improvement Program”, Nuovo Pignone.
- [6]-GE Oil & Gas Technical Training GE MANUEL DE FORMATION POUR LA CONDUITE ET L’ENTRETIEN
- [7] Nuovo pignone « Guide pratique des Turbine à gaz » 1999.
- [8]-Sonatrach SRGA2, Manuel de formation pour la conduite et l’entretien, turbine à gaz MS5002C, NUOVO PIGNONE.
- [9]-Cours de turbomachine – Xavier Ottavy (CNRS – Laboratoire de Mécanique des Fluides et d’Acoustique UMR 5509 - ECL).
- [10]-Cycles thermodynamiques des machines thermiques-Eric Goncalvès da Silva, Jean-Paul Thibault, octobre 2008.
- [11]-Lucien Borel, Daniel Favrat - Thermodynamique et énergétique _ Volume 1, de l’énergie à l’exergie-PPUR (2005).
- [12]-IMT Lille Douai Energétique des machines Daniel Bougeard – 2018.
- [13]-Documents GE (General Electric), NP (Nuovo Pignone).
- [14]-Gas Turbine engineering handbook. Meherwan P. Boyce.
- [15]-TURBINE A GAZ – SONATRACH- A. BOULAININE. M. SILINI,2007.

[16]-CARL.Yaurs thermodynamique and physical propriety data.

Résumé :

Au cours de ces dernières années, les turbines à gaz industrielles jouent un rôle très important dans les systèmes de production de puissance, tel que les centrales de production de pétrole et du gaz. Malgré les nombreux avantages de ces équipements, ces machines sont confrontées à des conditions climatiques rudes du sud Algérien où la température de l'air ambiant est variable et avoisine souvent les 50°C en été, ce qui fait chuter la puissance utile et le rendement thermique. L'objectif principal de ce travail consiste à une étude thermodynamique de la turbine à gaz MS5002C utilisée dans des conditions de températures brusques dans le champ de Hassi R'mel. Après avoir effectué un calcul thermodynamique de la turbine à 15°C puis à 45°C , on a authentifié que la puissance utile diminue de 21% et le rendement thermique de 8%.

Abstract:

In recent years, industrial gas turbines play a very important role in power generation systems such as in oil and gas production plants.

Despite the many advantages oil and gas stations have, the turbines are confronted with the harsh climatic conditions of Southern Algeria where air temperature is always variable and can often reach 50° in summer, which reduces useful power and thermal efficiency.

The main purpose of this work is a thermodynamic study of the MS5002C gas turbine which is used in abrupt temperature conditions in Hassi R'mel area.

After having performed a thermodynamic calculation of the turbine, first at 15° and then at 45° , it was found that the useful power decreases by 21% and the thermal efficiency decreases by 8%.