REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE Université Mouloud Mammeri de Tizi-Ouzou Faculté de génie de la construction Département de génie mécanique



MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME DE MASTER ACADEMIQUE EN GENIE MECANIQUE OPTION : ENERGETIQUE

THEME:

Amélioration des performances de la

turbine à gaz MS 5002 C

par refroidissement de l'air à l'aspiration

Encadreur : Mr. M.HAMZAOUI

Présenté par : Mr. Lallam Salah Mr. Si Mohand Redouane

Promotion 2015/2016



Avant tout, nous remercions Dieu de nous avoir gardes en bonne sante pour mener à bien ce projet de fin d'études, nous remercions également nos familles pour les sacrifices qu'elles ont fait pour que nous terminions nos études.

Au terme de notre travail nous tenons à remercier aussi notre encadreur, Mr. Hamzaoui pour tous les conseils, supports et l'aide qu'il nous a apporté tout au long de se laborieux travail.

Nous tenons à remercier plus particulièrement Mr. Benkhemou de la Division Production de TFT pour son aide durant notre stage.

Nos remercions également Mr. Benslaim Mohamed du service exploitation de TFT pour son aide et ces précieux conseils.

Nous remercions aussi Mr. Rouissat Boualem du bureau des méthodes ainsi que toute l'équipe de service maintenance et exploitation, pour leurs encouragements et leur soutien ainsi que pour leurs amabilités à notre égard.

Nous remercions mes membres de jury qui ont pris de leur temps pour examiner et juger ce travail.

Et finalement, un grand merci à tous ceux qui ont contribué de loin ou de prés a l'aboutissement de se projet.





Je dédie ce modeste travail à :

Mes chers parents que dieu les protège, qui ont toujours était là derrière moi pour m'encourager et me faciliter la tâche durant toutes mes études, A mes chères sœurs, A toute ma famille,

Lallam Salah





Je dédie ce modeste travail à :

Mes parents, qui sont toujours été là pour moi dès mon

enfance, Que dieu les protège

A Mes chers frères,

A toute ma famille,

A tous mes amis et collègues sans exception.

Si Mohand Redouane



Nomenclature

Variable	Désignation	unité
A	Surface d'échange	[m²]
<i>B</i> 0	Nombre d'ébullition	
<u><i>CP</i></u>	Chaleur spécifique à pression constante	[J/kg°K]
СР	Chaleur spécifique moyenne à pression constante	[J/kg°K]
d	Diamètre	[m]
E	Facteur d'amplification	
f 	Rapport des débits (Combustible/air)	r.1
H	Enthalpie	[]]
l	Facteur d'atténuation	
ĸ	coefficient polytropique	r. // 1
L_v	Chaleur latente	[J/kg]
<u>М</u>	Masse molaire	[g/mol]
m ·	Debit massique	[Kg/s]
m_v	Debit volumique de l'air	[m°/s]
N	Vitesse de rotation	[tr/min]
NU	Nombre de Nusselt	(p. 1
P	Pression	[Bar]
Pr	Nombre de Prandti	5 × /1
Q	Puissance thermique	[W]
q	Chaleur specifique	[J/kg]
R	Constante universelle des gaz parfaits. [8.314]	[kJ/kmol°K]
Re	Nombre de Raynolds	
r	Rapport de temperatures	
5		
T	lemperature	[°K,°C]
U	Coefficient d'échange global	[W/m ^{2°} C]
u u	Vitesse	[m/s]
	Fraction volumique	
		[J]
W	Puissance	[W]
W	I ravail specifique	[J/Kg]
X _n	parametre de Martinelli	
x	litre de vapeur	
y 7	Rapport des debits (gaz d'echappement/air)	[]
L	Hauteur du site	լայ

Abréviation

- BPBasse pressionCOPCoefficient de performance
- *CS* Centre de séparation
- GL Gaz lift
- *HP* Haute pression

- *IGV* Aubes à géométries variables
- ISO Organisation standard international
- *ORC* Cycle organique de Rankine
- *PCI* Pouvoir calorifique inferieur
- *TAG* Turbine à gaz
- *TFT* Tine Fouyé Tabancort
- UTGA Unité de traitement des gaz associés

Variable Grecque

τ	Rapport de pression
	Development also also la una an éstition de la

- γ Rapport des chaleurs spécifiques (Cp/Cv)
- η Rendement
- Δ Différance
- ρ Masse volumique
- λ Coefficient d'excès d'air
- heta Conductivité thermique
- μ Viscosité dynamique

Indices

Positions du cycle présentées par les différents éléments de la turbine à gaz.
Positions du cycle présentées par les différents éléments de l'ORC
Positions du cycle présentées par les différents éléments du système
frigorifique
Relatif a l'air
Atmosphérique
Relatif au compresseur
Chambre de combustion
chaud
critique
détente
détruite
entrée
Relatif au gaz d'échappement
frigorifique
froid
Gaz combustible
générée
intérieur
isentropique
Liquide
Relatif au fluide de l'ORC
mécanique
Mélange air +combustible
Nette
nucléation

[kg/m³]

[W/m°C]

[Pa.s]

extérieur
polytropique
Rapport de pression
sortie
Relatif a la turbine
totale
thermique
utile
vapeur
volumique
paroi
A l'infinie

SOMMAIRE

Introduction générale	1
Chapitre 1: Présentation de l'unité de traitement des gaz associés	
1. aperçu sur la région TFT	3
1.1. Situation géographique	3
1.2. Développement	4
1.3. Différents gisements de TFT	5
2. Direction régionale.	7
2.1. Division maintenance	7
3. Principales installations de surface	8
3.1. Pétrole brute	8
3.2. Injection d'eau (Maintien de pression)	9
3.3. Centrale électrique	10
3.4. Injection gaz (GL)	10
4. Description de l'UTGA	10
4.1. Principaux éléments de la station	11
4.2. Description du procédé	11
4.2.1. Réception des gaz associés	11
4.2.2. Section de compression	11
4.2.3. Section de déshydratation du gaz	12
4.2.4. Section de traitement	13
4.2.5. Installations communes	13
4.2.6. Utilités	13
5. Conclusion	14

Chapitre 2: Généralités sur les TAG

1. Introduction	15
2. Rappel général sur les cycles de puissance	16
3. Classification des turbines à gaz et leurs différentes installations	17
3.1. Classification des turbines à gaz	17
3.1.1. Selon le mode de construction	18
3.1.1.1. Mono-Arbre	18
3.1.1.2. Bi-Arbre	18
3.1.1.3. Comparaison entre la TAG mono-arbre et bi-arbre	19
3.1.2. Selon le mode de fonctionnement	19
3.1.2.1. Fonctionnement a cycle ouvert	19
3.1.2.2. Fonctionnement a cycle fermé	20
3.1.2.3. Fonctionnement a cycle simple	20
3.1.2.4. Fonctionnement a cycle régénéré	20
3.2. Les différentes installations industrielles de la turbine à gaz	20
3.2.1. Centrale électrique	20

3.2.1.1 Centrale électrique a cycle simple	20
3.2.1.2. Centrale électrique a cycle combinée	21
3.2.2. Centrale de cogénération	21
3.2.3. Utilisation dans l'industrie pétrolière et gazière	22
4. Configuration de base d'une turbine à gaz	23
4.1. Entrée d'air	24
4.2. Compresseur	24
4.2.1. Les types de compresseur	25
4.2.1.1. Compresseur centrifuge	25
4.2.1.2. Compresseur axial	26
4.3. Chambre de combustion	26
4.4. Turbine de détente	27
4.4.1. Turbine centripète (radiale)	27
4.4.2. Turbine axiale	27
4.5. Echappement de la turbine à gaz	27
5. Description de la turbine à gaz MS 5002 C	27
5.1. Le rôle de la turbine à gaz MS 5002 C a l'UTGA de TFT	27
5.2. Caractéristiques techniques de la turbine à gaz MS 5002 C	28
5.3. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz MS 5002 C	29
5.4. Section principale de la turbine à gaz MS 5002 C	30
5.4.1. Section compression	30
5.4.1.1. La partie rotor	30
5.4.1.2. La partie stator (Corps du compresseur)	31
5.4.2. Section chambre de combustion	32
5.4.2.1. Revêtement externe de la chambre de combustion	33
5.4.2.2. Corps de combustion	33
5.4.3. Section de détente	36
5.4.3.1. Le rotor de la turbine	37
5.4.3.2. Le stator de la turbine	37
5.4.3.3. Ensemble diaphragme	39
5.5. Les parties auxiliaires	40
5.5.1. Système d'admission	40
5.5.2. Impact de la mauvaise filtration de l'air sur la machine	40
5.5.3. Système de démarrage	40
5.5.4. Système d'alimentation par le combustible	41
5.5.5. Système de contrôle de la directrice du deuxième étage	41
5.5.6. Système d'échappement	42
5.5.7. Système de l'huile de lubrification	42
5.5.8. Système d'air de refroidissement et d'étanchéité	44
5.5.9. Système d'anti-pompage	45
5.5.10. Système de protection	45
 b. Influences des agents externes sur le cycle c. 4. De de des agents externes sur le cycle 	46
6.1. Perte de pression	46
6.2. Effet de la resperature amplante	46
6.3. Effet de la pression atmospherique	48
6.4. Effet de l'numidite relative	49
/. wiethodes a amellorations du cycle	50

7.1. Cycle avec régénération	50
7.2. Refroidissement intermédiaire du compresseur	51
7.3. Injection de fluide	52
8. Conclusion	53

Chapitre 3: Calcul des paramètres de l'installation

1. Etude des cycles thermodynamiques et efficacité de la turbine à gaz
1.1. Etude du cycle idéal 54
1.1.1. Etude de compression
1.1.2. Etude de combustion
1.1.3. Etude de détente
1.2. Etude du cycle réel
1.2.1. Etude de la compression
1.2.2. Etude de la combustion
1.2.3. Etude de la détente
1.3. Etude du cycle réel pour un fonctionnement de la TAG MS 5002 C de l'UTGA a T _{amb} =43°C 59
1.3.1. Les données du constructeur
1.3.1.1. Paramètres de l'air ambiant dans les conditions ISO
1.3.1.2. Caractéristique du fonctionnement du générateur du gaz
1.3.2. Calcul suivant les données du site
1.3.3. Procédé de calcul
1.3.3.1. Partie compresseur
1.3.3.2. Partie combustion
1.3.3.3. Partie détente
1.3.3.4. Partie échappement
1.3.4. Calcul des grandeurs énergétiques du cycle
2. Présentation de l'installation améliorée
2.1. Principe de fonctionnement de l'installation
2.2. Etude du cycle organique de Rankine
2.2.1. Bilan énergétique sur la pompe
2.2.2. Bilan énergétique sur l'échangeur de récupération
2.2.3. Bilan énergétique sur la turbine de détente
2.2.4. Bilan énergétique sur le condenseur de l'ORC
2.3. Etude de la machine frigorifique
2.3.1. Bilan énergétique sur l'évaporateur
2.3.2. Bilan énergétique sur le compresseur
2.3.3. Bilan énergétique sur le condenseur
2.3.4. Bilan énergétique sur le détendeur
2.4. Dimensionnement des échangeurs
2.4.1. Echangeur de récupération de l'ORC
2.4.1.1. Le coefficient d'échange coté gaz d'échappement
2.4.1.2. Le coefficient d'échange coté tube
2.4.2. Dimensionnement des condenseurs
2.4.2.1. Le coefficient d'échange coté fluide caloporteur
2.4.2.2. Le coefficient d'échange coté air
2.5. Couplage de l'installation
2.6. Organigramme de calcul

2.7. Traçage des cycles thermodynamiques	84
3. Conclusion	87

Chapitre 4: Résultats & Interprétations

0
1
2
4
4
5
6
6
7
8
9
0
0
1

Liste des figures :

Figure 1.1 : Position géographique du champ du TFT	3
Figure 1.2 : Organigramme de division de production DP-TFT	7
Figure 1.3 : Organigramme de division maintenance de la DP-TFT	8
Figure 1.4 : Schéma du centre de collecte, stockage et expédition	9
Figure 2.1 : Schéma de classification de turbine à gaz	17
Figure 2.2 : Schéma d'une TAG mono arbre (a) et bi arbre (b)	18
Figure 2.3 : Production d'électricité avec une Tag a cycle simple	20
Figure 2.4 : Production d'électricité : centrale à cycle combiné	21
Figure 2.5 : Centrale de cogénération	21
Figure 2.6 : Exemple de processus de réinjection	22
Figure 2.7 : Configuration de base d'une turbine à gaz	23
Figure 2.8 : Les principaux éléments d'une turbine à gaz industrielle	24
Figure 2.9 : Rotor de la turbine à gaz MS5002 C	31
Figure 2.10 : Stator de la turbine à gaz MS 5002C	32
Figure 2.11 : Chambre de combustion de la turbine à gaz MS 5002 C	32
Figure 2.12 : Revêtement externe de la chambre de combustion	33
Figure 2.13 : Pièces de transition (à gauche) et tubes à flamme (à droite)	34
Figure 2.14 : Bougie d'allumage	35
Figure 2.15 : Les injecteurs a fuel	35
Figure 2.16 : Tubes foyers	36

Figure 2.17 : Détecteur de flamme
Figure 2.18 : Rotor de la turbine de détente37
Figure 2.19 : La directrice du 1 ^{er} étage (gauche) et la directrice du 2 ^{éme} étage (droite)38
Figure 2.20 : Le diaphragme
Figure 2.21 : Système d'admission de l'air40
Figure 2.22 : Système d'échappement42
Figure 2.23 : Influence de la température à l'entrée compresseur T_1 sur les performances de la turbine à gaz MS 5002C à la vitesse nominale N_2 47
Figure 2.24 : Influence de l'altitude sur la pression ambiante, d'où sur la puissance de sortie et la consommation spécifique48
Figure 2.25 : Influence de l'humidité spécifique sur la performance49
Figure 2.26 : Cycle de Brayton avec régénération51
Figure 2.27 : Cycle de Brayton avec refroidissement intermédiaire du compresseur51
Figure 2.28 : Différentes configurations d'injection d'eau ou de vapeur dans un cycle simple de la turbine à gaz52
Figure 3.1 : Schéma généralisé d'une turbine à gaz54
Figure 3.2 : Diagramme P-V d'un cycle idéal de Brayton55
Figure 3.3 : Diagramme T-S d'un cycle idéal de Brayton55
Figure 3.4 : Diagramme T-S d'un cycle réel sans pertes de pression
Figure 3.5 : Schéma de l'installation améliorée69
Figure 3.6 : Schéma généralisé du cycle organique de Rankine70
Figure 3.7 : Schéma simplifié de la pompe71
Figure 3.8 : Schéma simplifié de l'échangeur de récupération71

Figure 3.9 : Schéma simplifié de la turbine de détente72
Figure 3.10 : Schéma simplifié du condenseur de l'ORC72
Figure 3.11 : Schéma généralisé de la machine frigorifique73
Figure 3.12 : Schéma simplifié de l'évaporateur74
Figure 3.13 : Schéma simplifié du compresseur frigorifique75
Figure 3.14 : Schéma simplifié du condenseur frigorifique75
Figure 3.15 : schéma simplifié du détendeur76
Figure 3.16 : Coupe transversale d'un tube de l'échangeur77
Figure 3.17 : Les 3 groupes de fluides selon la courbe de saturation de vapeur dans le diagramme T-S (a) fluide mouillant, (b) fluide séchant, (c)fluide isentropique
Figure 3.18 : Organigramme de calcul des paramètres thermodynamique de l'installation84
Figure 3.19 : Diagramme T-S et log P-h du cycle frigorifique85
Figure 3.20 : Diagramme T-S et log P-h du cycle ORC86
Figure 3.21 : Diagramme T-S des cycles frigorifique et ORC87
Figure 4.1 : Installation proposée pour le refroidissement d'air amont compresseur axial de la TAG
Figure 4.2 : schéma généralisé d'une turbine à gaz89
Figure 4.3 : Débit d'air amont compresseur TAG en fonction de la température ambiante90
Figure 4.4 : Rapport (carburant/air) en fonction du taux de compression pour Tamb=43C91
Figure 4.5 : Rapport (carburant/air) en fonction du taux de compression pour différentes températures ambiantes91
Figure 4.6 : Travail spécifique du compresseur et de la turbine en fonction du taux de
compression pour différentes températures ambiantes92

Figure 4.7 : Puissance utile pour Tamb=43 °C) 3
Figure 4.8 : Puissance utile pour différentes températures ambiantes9)4
Figure 4.9 : Rendement thermique en fonction de la température ambiante9	5
Figure 4.10 : Rendement thermique en fonction du taux de compression pour différentes températures ambiantes	6
Figure 4.11 : Rendement thermique en fonction du taux de compression pour Tamb= 43°C) 6
Figure 4.12 : Rendement thermique vs taux de compression pour différentes Tit	€7
Figure 4.13 : Débit machine frigorifique en fonction de la température ambiante9)8
Figure 4.14 : débit cycle ORC en fonction de la température ambiante pour différentes surchauffes) 9
Figure 4.15 : Evolution du débit du cycle ORC en fonction de la puissance frigorifique10)0
Figure 4.16 : Puissance compresseur, effet frigorifique et COP en fonction de la température ambiante10	e)1
Figure 4.17 : Puissance thermique récupérée en fonction de la température ambiante pour différentes températures de surchauffe10)2
Figure 4.18 : Puissance turbine ORC en fonction de la température ambiante10	13
Figure 4.19 : Rendement du cycle moteur en fonction de la température ambiante pour différentes surchauffes10)3
Figure 4.20 : Surface d'échange de l'échangeur de récupération en fonction de la température de surchauffe10)4
Figure 4.21 : Surface d'échange du condenseur en fonction de la température de surchauffe10)6

Liste des tableaux :

Tableau 3.1 : Valeurs affichées sur le MARK VI	60
Tableau 3.2 : Composition du gaz naturel de TFT	62
Tableau 3.3 : Résultat d'analyse et composition de fumée	63
Tableau 3.4 : Tableau résumant du PCI	65
Tableau 3.5 : Propriétés thermodynamiques du R134a (REFPROP)	82
Tableau 3.6 : Propriétés thermodynamiques du R365mfc (REFPROP)	83
Tableau 3.7 : Données du Cycle ORC et frigorifique	84
Tableau 4.1 : Résultats de fonctionnement de la turbine à gaz avant le refroidissement	
de l'air ambiant à l'entrée du compresseur axial	.107
Tableau 4.2 : Résultat de fonctionnement de la turbine à gaz après le refroidissement	
de l'air ambiant à l'entrée du compresseur axial	.108
Tableau 4.3 : Données de fonctionnement de l'ORC et de la machine frigorifique pour	
une température ambiante de 45 °C et de 60 °C	109
Tableau 4.4 : Comparaison des résultats	109

Introduction

Turbines à gaz, ces machines thermiques qui servent à la conversion de l'énergie thermique en énergie mécanique (à base de transformation thermodynamique) .ont connu ces dernières années un développement important dans de nombreuses applications industrielles, en particulier dans le domaine des hydrocarbures et les centrales thermiques pour la production de l'électricité, ainsi que dans le domaine aéronautique pour l'aviation civile et militaire.

Dans les pays sahariens tels que l'Algérie, l'industrie du pétrole utilise essentiellement les turbines à gaz pour produire l'électricité dans les zones isolées du territoire et l'entrainement des machines telle que les pompes et les compresseurs dans les stations de boosting et du forage, et dans le transport par pipe-lines des hydrocarbures gazeux (gaz naturel), et liquide (le condensat).

Malgré la technologie qui a un apport considérable, et les avantages qu'elle procure, l'inconvénient majeur de la turbine à gaz est sa haute sensibilité à l'influence de la température de l'air ambiant qui varie considérablement entre le jour et la nuit, et au cours des quatre saisons de l'année surtout en été et en hiver, ainsi que le climat d'une région à l'autre (humide, aride, sec, froid, chaud...etc.) qui a un impact direct sur la puissance délivrée et le rendement de la machine.

Généralement, les turbines à gaz sont conçues à partir des conditions ambiantes bien précises (ISO), à savoir une température ambiante de 15°C, et une humidité relative de 60%, et une altitude de 0 mètre. Cependant, ces conditions ne sont pas toujours réunies puisqu'elles dépendent des conditions météorologiques variables au cours de l'année, à cet effet le fonctionnement de la même turbine à gaz varie au cours de l'année.

L'objectif de ce projet est de mener une étude sur l'amélioration des performances d'une turbine à gaz par le refroidissement de l'air à l'entrée du compresseur par un système proposé.

Introduction générale

Ce système de refroidissement consiste en une machine frigorifique mono étagée a compression (compresseur, condenseur, détendeur, évaporateur) fonctionnant avec le réfrigérant R134a.

Pour assumer la puissance nécessaire pour le fonctionnement de la machine frigorifique, on lui couple un système organique de Rankine (récupérateur de chaleur, turbine, condenseur, pompe) qui fonctionne avec le rejet thermique de cette turbine à gaz pour convertir l'énergie calorifique des gaz d'échappement en énergie mécanique au niveau de la turbine de détente de l'ORC.

Grâce à un stage pratique à SONATRACH, on a considéré la turbine à gaz MS 5002 C utilisée dans l'industrie pétrolière à l'unité de traitement des gaz associés comme machine d'application dans notre étude.

Le présent travail est réparti en quatre chapitres.

Le premier chapitre comporte une description de la direction régionale et les différents gisements de Tin Fouyé Tabankort, et la description de l'unité de traitement des gaz associés là ou notre stage a eu lieu.

Le deuxième chapitre est une description générale de la turbine à gaz en terme constituant et domaines d'application et ses différentes installations et l'influence des agents externes sur son fonctionnement ainsi que les différentes techniques d'amélioration de ses performances.

Le troisième chapitre comporte la description des cycles thermodynamiques théorique et réel auxquels soumise une turbine à gaz, et une description détaillée de la turbine à gaz MS 5002 C, ainsi que l'étude et modélisation du nouveau système qui comporte une turbine à gaz et une machine frigorifique et un cycle organique de Rankine et d'établir des bilans énergétiques sur chaque composant.

Le quatrième chapitre porte sur l'étude et discussion des courbes tracées au chapitre trois et les conclusions.

Chapitre 1:

Présentation de l'unité de traitement des gaz associés

S'agissant du complexe de traitement de gaz du champ Tin FouyéTabankort dans lequel nous avons été affectés dans le cadre de notre stage pratique de fin de formation, les turbines à gaz utilisés à l'UTGA sont du type MS5002C, fabriqués par NUOVO PIGNONE.

1. Aperçu sur la région Tin Fouyé Tabankort :

1.1. Situation géographique :

La direction régionale de TIN FOUYE TABANCORT connu sous le nom de TFT est une unité opérationnelle de la société nationale de transport et de commercialisation des hydrocarbures (SONATRACH). Elle est chargée de la production du pétrole et du gaz dans les différents gisements qui existent dans la région.

La région TFT composée de 2 secteurs (nord et sud), occupe le deuxième rang en production d'huile après celui de Hassi-Messaoud, de même le développement du gaz en partenariat entre (SONATRACH, TOTAL, REPSOL) fait de TFT une région gazière importante.

La région de TFT est située au nord-ouest du bassin d'ILLIZI, à 1300Km au sud-est de la capitale, à 500Km au sud de HASSI-MESSAOUD et à 300Km au nord-ouest d'IN AMENAS.



Figure (1.1) Position géographique du champ Tin Fouyé Tabankort

1.2. Développement :

Jusqu'en 1979, la région de Tin Fouyé Tabankort ne comptait comme installation que des centres de séparation d'huile, des bacs de stockage et des pomperies d'expédition sur les deux secteurs (nord et sud) ainsi que des infrastructures sociales de taille moyenne.

Elle a connu un développement rapide entre 1980 et 1987 avec la réalisation et la mise en service des installations de maintien de pression à savoir :

Deux unités de production d'eau et une station d'injection :

En 1995 le maintien de pression fut étendu au champ d'Amassak par la réalisation d'une station d'injection implantée au centre de production d'eau.

Stations FGL composées :

- De 2 réseaux (Nord et Sud) constitués chacun d'une station principale et d'un booster (pompe) ;

D'une unité de traitement et de compression des gaz associés constitués de 2 trains, chacun d'eux se constitue en 2 parties (BP et HP), d'une section de traitement et d'une section de déshydratation ;
D'une centrale électrique composée de 2 turbo générateurs de 18 MW chacun (conditions site) la quelle a connu une extension par l'ajout d'un 3^{ème} turbo générateur de 18 MW dans le cadre du projet gaz Tin Fouyé Tabankort (association).

- Alors que les infrastructures sociales n'ont commencé à se développer qu'à partir de 1996, avec la réalisation d'une nouvelle base de vie composée de :

- 600 chambres toutes catégories confondues.
- D'un complexe VIP (2 villas, 16 studios, un restaurant et une cuisine).
- D'un complexe restauration, Sport et Loisirs.

- D'un réseau routier d'une longueur de 186,1 km.

- D'un aérodrome d'une piste Bitumée, balisée, clôturée et gardée d'une longueur de 1700 mètres.

- D'un réseau de télécommunication composé d'une centrale numérique de 500 lignes interconnectées à un réseau de fibres optiques.

Toutes ces réalisations (industrielles, sociales et routières) sont traduites par une nette amélioration des conditions de vie, de sécurité et de travail pour l'ensemble du collectif.

1.3. Différents gisements de Tin Fouyé Tabankort :

La région de Tin Fouye Tabankort recouvre une superficie de 4000 km², et comporte plusieurs gisements dont :

Gisement de Tin Fouyé Tabankort :

Le gisement de TFT découvert en 1967 et mis en service en 1968, se présente comme un anneau d'huile, coiffé d'un important gaz cap, il représente en effet 55% des réserves en place de la région de Tin Fouyé Tabankort.

Le maintien de pression est assuré par l'injection d'eau depuis 1981. Ayant 117 puits actuellement exploités en éruptifs et partiellement en GL.

Gisement de HASSI MAZOULA « A » :

Découvert en 1958 ; Mis en service 1965 ; Exploité par pompage électrique ;

Nombre de puits en exploitation : 06

Gisement de HASSI MAZOULA NORD :

Découvert en 1958 ; Mis en service en 1965 ; Exploité par un pompage électrique Nombre puits en exploitation : 02

Gisement de TIN FOUYE :

Découvert en 1961, mis en service en 1963, il recouvre une aire de 306 km2 et représente 22 % des réserves en place de la région.

Le réservoir dévonien est exploité par gaz-Lift, possède 37 puits en exploitation.

Gisement de HASSI MAZOULA SUD :

Découvert en 1963 ; mis en production en 1966 ; Exploité par pompage électrique Nombre puits en exploitation : 04

Gisement de HASSI MAZOULA « B » :

Découvert en 1966 et mis en service en 1967, il recouvre une superficie de 4,4 km2. Ce gisement a connu récemment un développement par forage de 2 puits et produit par pompage électrique. Nombre puits en exploitation: 04

Gisement de DJOUA :

Situé à 30 km au Sud Est de Tin Fouyé Tabankort ; découvert en 1966 ; mis en production 1968, Produit par pompage électrique (en totalité)

Nombre puits en exploitation : 05

Gisement d'AMASSAK :

Situé à 25 km au nord-ouest du gisement de Tin Fouyé Tabankort, il est découvert en 1970, et fut mis en service en 1974. Constituant le gisement le plus récent, il représente 10% des réserves en place de la région de Tin Fouyé Tabankort et produit en éruptif.

Son maintien de pression est assuré par l'injection d'eau depuis 1995.

Nombre puits en exploitation : 37

Gisement de TAMENDJLET :

Découvert en 1970 et mis en service en 1974, l'exploitation de son réservoir se fait par Gaz Lift. Nombre puits en exploitation : 03

En raison de la diminution de pression du gisement qui conduit à l'épuisement de l'énergie du réservoir, le projet de maintien de pression est introduit en 1980. Les résultats ont commencé à se manifester à partir de 1984 où il a été produit 2751651 tonnes, 4976886 tonnes en 1991, 4410176 tonnes en 1994 et 3504200 tonnes en 1998.

Plusieurs techniques de récupération d'huile ont été utilisées dans la région de Tin Fouyé Tabankort, récupération primaire (puits éruptifs) et récupération secondaire (maintien de pression par l'injection d'eau et gaz lift par la réinjection du gaz).

La production moyenne de la région Tin Fouyé Tabankort avoisine de :

- 15000tonnes/J d'huile;
- 2 millions m^3/J du gaz.

Dans le but d'augmenter le taux de récupération à plus de 25% et de récupérer les gaz torchés, un autre projet est entré en 1987 avec la construction de l'usine de traitement des gaz associés.

2. Direction Régionale :

La région de Tin Fouyé Tabankort se compose des différentes divisions suivantes:



Figure (1.2) Organigramme de division de production de la DP-TFT

2.1 Division maintenance :

Ayant effectué notre stage au sein de la division maintenance qui se charge essentiellement de la maintenance des différents équipements et diverses installations de Tin Fouyé Tabankort, divisé en plusieurs services:



Figure (1.3) Organigramme de la division maintenance de la DP-TFT

3. Principales installations de surface :

3.1. Pétrole brute :

Centres de séparation d'huile :

Un centre de séparation de pétrole brut est composé des équipements suivants :

- 01 Manifold arrivée puits
- 01 Batterie production HP / BP
- 01 Batterie sélective HP /BP pour chaque centre (CS1-CS2-CS3-CS4-CS5 et AMASSAK)
- 01 Batterie test HP / BP
- 02 Bacs tampons.
- 01 Pomperie d'expédition

Principaux centres de collecte :

- Les centres principaux de collecte assurent le stockage et l'expédition d'huile vers les terminaux après comptabilisation.





3.2. Injection d'eau (Maintien de pression) :

Station de production d'eau :

Une station de production d'eau est composée de :

- 01 Manifold arrivée puits.
- 01 Batterie production HP BP.
- 02 Bacs de stockage d'eau.
- 01 Section de compression gaz lift.
- 01 Pomperie d'expédition

> Station d'injection d'eau :

La station d'injection d'eau est composée de :

- 01 Pomperie d'injection HP.

- 01 Batterie de filtration.

3.3. Centrale électrique :

La centrale électrique se compose de :

- Trois turbogénérateurs de puissance 18 MW chacun et un réseau de distribution 60 kV dont la longueur est de 81km.

- Ces trois turbines dont 02 d'ancienne technologie et une de nouvelle technologie.

La production de Tin Fouyé Tabankort est de 21 MW alimentant toute la région de TFT, TFY, GTFT, les entreprises du bassin de TFT et la commune de TFT.

3.4 Injection de gaz (GL) :

Deux centres d'injection du gaz CPC/GL et MF3/GL

Une station d'injection de gaz nommée (Gaz lift) est composée de :

- Trois compresseurs alternatifs dont 02 en service et un en Stand-by

- Chaque compresseur se compose de trois (03) étages pour une injection de 15000 m³/h à une pression de 80 kg/m³.

4. Description de l'UTGA:

D'une capacité de traitement de 4,4 x 106 Sm3/J, la station UTGA est destinée à la récupération des gaz associés produits aux centres de séparation CS_1 , CS_2 , CS_3 , CS_4 et CS_5 .

Ces gaz sont collectés par un réseau de collecte, puis comprimés, séchés et traités tout en produisant du condensât.

Les gaz produit, excepté une partie qui est utilisée pour le gaz lift, est injecté dans le gazoduc ALRAR-HASSI R' MEL au moyen d'une canalisation.

Emplacement géographique de l'usine : l'UTGA est situé à 11Km de la base de vie de TFT.

4.1. Principaux éléments de la station:

Les principaux éléments de la station sont:

- Manifold;
- Séparateurs;
- Ballons d'aspiration et de refoulement;
- Pompes de séparation;
- Refroidisseurs;
- Compresseurs basse pression;
- Sécheurs de gaz;
- Réchauffeurs;
- Rebouilleur de stripper;
- compresseurs HP;
- fours;
- colonne de distillation;
- turbines à gaz;

4.2. Description du procédé:

La station(UTGA) implantée près du centre de séparation CS_2 a pour fonction de comprimer, de déshydrater et de traiter le gaz associé. A la sortie du dernier étage de compresseur, la pression du gaz atteint 80 bars afin de maintenir la pression d'injection suffisante, pour l'expédition par canalisation et en tête de différents puits de production.

4.2.1. Réception des gaz associés:

Les gaz associés envoyés à la station sont réceptionnés par:

- Un séparateur d'entrée basse pression pour les gaz associés basse pression par l'intermédiaire d'un collecteur BP.
- Un séparateur d'entrée haute pression pour les gaz HP par l'intermédiaire d'un collecteur HP.
 Ces gaz collectés sont envoyés au séparateur d'entrée BP et HP Pour la séparation du condensât.

4.2.2. Section de compression :

Contient deux trains de compression (basse pression et haute pression)

> Section de compression de gaz à basse pression :

Les gaz associés BP réceptionnés sont envoyés à la section de compression basse pression.

Cette section de compression est composée de:

- Un compresseur de gaz basse pression entraîné par un moteur électrique avec ses installations auxiliaires;
- Un refroidisseur;
- Deux ballons.

Le gaz réceptionné est comprimé jusqu'à la pression équivalente à celle du gaz associé HP à l'arrivée, le gaz est ensuite refroidi et décanté par le ballon de refoulement (D-203A/B), puis le gaz sera mélangé avec le gaz associé HP et envoyé à la section de compression boosting.

> Section de compression de Boosting et de recompression:

Cette section est constituée de deux unités de compression dont chacune comporte:

- Trois compresseurs (deux pour boosting et un pour recompression), qui sont entraînés par une turbine à gaz et les installations auxiliaires;
- Quatre ballons;
- Trois refroidisseurs.

Le gaz HP, émanant des centres de séparations sont introduits avec le gaz provenant du compresseur BP dans les séparateurs d'entrée de gaz H-P (D-101) d' où le gaz est envoyé à deux trains identiques de boosting de gaz.

Dans chacun de ces trains, le gaz entre dans le premier compresseur booster (K-101A/B), le gaz sort mélangé au gaz chaud de régénération provenant de la section de déshydratation et entre dans le deuxième compresseur booster (K-102A/B) après être refroidi par le refroidisseur complémentaire. Le gaz traité est comprimé par le compresseur (K-103A/B) jusqu' à une pression suffisante pour être expédié de la station après être refroidi.

4.2.3. Section de dé hydratation du gaz :

Cette section, ayant pour fonction de réduire la teneur en eau de gaz, elle est constituée de trois sécheurs à tamis moléculaire (D-301A/B/C) et deux sécheurs du gaz de régénération (H-301A/B).

Le gaz de refroidissement est fourni à partir de la sortie du refroidisseur complémentaire du compresseur (E 103 A/B). Après utilisation, ce gaz est chauffé au moyen de deux réchauffeurs de régénération de façon qu'il puisse être réutilisé pour la régénération de tamis moléculaires, puis il est injecté à la sortie du (K101A/B).

4.2.4. Section de traitement:

Cette section a pour fonction d'assurer la production du gaz traité ainsi que l'extraction et dégazage du condensât. Elle est constituée de :

-Deux séparateurs;

-Un stripper;

-Un rebouilleur de stripper;

-Deux pompes de rebouilleur;

-Installation d'évacuation du condensât avec un refroidisseur.

4.2.5. Installations communes:

Les installations communes de la station sont les suivantes:

• Gaz combustible:

Le système de distribution du gaz combustible est composé d'un scrubber BP et HP. La source du gaz combustible et gaz provenant de l'aspiration des (K103 A/B) pour l'utilisation normale, gaz pris de la ligne traité pour la mise en marche et gaz combustible HP avec une pression de 18 bars utilisé pour le démarrage de la turbine ainsi comme combustible pour la turbine.

Système de torche et vide-vite:

Il est composé d'une torche (F-511), d'un ballon-tampon (D-511) et des pompes de drainage de torche (F-511). Tous les gaz à brûler doivent passer à travers le (D-511) où du liquide et des gouttelettes contenus dans le gaz sont éliminés.

• Unité de régénération des huiles lubrifiantes:

Cette unité est composée d'un récipient des huiles neuves (D-561), d'un ballon Circulation d'une unité de purification des huiles (V-561), d'une pompe d'alimentation en huile (G-561).

4.2.6. Utilités :

Energie électrique:

La station comporte les installations de réception d'électricité de 60KV à partir du réseau extérieur et une sous-station pour la distribution est pourvue également d'un générateur de secours de 750KVA à moteur diesel.

✓ Air instrument et air service:

La station comporte un système de production et de distribution de l'air pour assurer l'alimentation en air instrument et e air service. Le système est constitué de deux compresseurs d'air

entraînés par moteurs électriques.

5. Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons vu la situation géographique de la région Tin Fouyé Tabankort et le développent de ses infrastructures, ainsi que les différents gisements sis dans cette région et les différentes installations de surface et la description de l'unité de traitement des gaz associés ou nous avons effectué notre stage pratique.

Chapitre 2 : Généralités sur les Turbine A Gaz

1. Introduction :

Tout processus énergétique consiste à organiser des transferts de travail et de chaleur et de les réaliser dans des appareils appropriés. Les turbomachines (pompes, ventilateurs, compresseurs et turbines) jouent, dans ce concert, un rôle fondamental d'échangeur de travail entre un fluide et un organe mécanique en mouvement constitué par un rotor.

Les turbines à gaz font partie de la catégorie des machines définies par Rateau comme étant des appareils dans lesquels a lieu un échange d'énergie entre un rotor tournant autour d'un axe à vitesse constante et un fluide en écoulement permanent, donc, 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 le processus de détente qui a lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel.

C'est dans l'aéronautique que la turbine à gaz s'est imposée en priorité. Les turboréacteurs sont utilisés de façon quasi universelle pour la propulsion des appareils à voilure fixe : avions et missiles. Seule l'aviation générale (tourisme, affaires) utilise encore les moteurs alternatifs, mais leur domaine est sans cesse grignoté par la turbine à gaz. Pour les voilures tournantes, de façon similaire, les turbomoteurs équipent aussi la quasi-totalité des différents types d'hélicoptères.

Parmi les utilisations non aéronautiques, très diversifiées, on peut citer :

 les turboalternateurs, destinés aux centrales de pointe et aux groupes de secours, bénéficient au mieux des qualités fondamentales de la turbine à gaz que sont la rapidité de démarrage, la facilité de mise en œuvre, la fiabilité élevée ;

 les turbopompes, utilisées dans les stations de pompage et de recompression des gazoducs et oléoducs ainsi que sur les plates-formes pétrolières off-shore, bénéficient des mêmes avantages avec en plus l'emploi d'un carburant local bon marché ;

• la traction terrestre, qu'elle soit ferroviaire avec les turbotrains ou d'application militaire pour les véhicules blindés, utilise en outre la grande puissance volumique de la turbine à gaz comparée à celles des moteurs Diesel ;

Chapitre 2 : Généralités sur les TAG

• les installations industrielles dites à énergie totale où le turbomoteur peut fournir simultanément trois formes d'énergie : électrique (alternateur), pneumatique (par prélèvement d'air sur le compresseur), calorifique (récupérateur de chaleur des gaz d'échappement). Le rendement d'ensemble de telles installations est ainsi fortement revalorisé et peut atteindre 50 à 60 % ;

• les groupes auxiliaires de puissance ou GAP (APU pour les Anglo-Saxons) constituent enfin une classe de machines bien adaptée à la turbine à gaz : les groupes de conditionnement d'air sont utilisés tant sur les aéronefs que sur les turbotrains ; d'autres types de GAP sont employés à des fins militaires (génération d'électricité) ou civiles (groupes de mise en œuvre et de maintenance au sol des avions). [1]

2. Rappel général sur les cycles de puissances :

On appelle cycle thermodynamique la succession des états thermodynamiques par lesquels un système repasse indéfiniment, soit dans le temps (système sans transvasement) soit dans l'espace (système avec transvasement). Un cycle thermodynamique peut en général être représenté dans un diagramme thermodynamique par une courbe fermée. [2]

Les cycles sont construits à partir des modes de conversion énergétique et d'apport de chaleur précédemment définis. Dans la plupart des cas, ils sont constitués d'une compression isentropique du fluide de travail précédant sa mise en contact avec la source chaude et d'une détente isentropique précédant sa mise en contact avec la source froide. Pour les machines cinétiques, l'évolution du fluide de travail au cours de ses mises en contact ne peut être qu'isobare (machines « ouvertes »).

Les principaux cycles qui obéissent à ces règles sont les suivants :

le cycle de JOULE-BRAYTON, applicable aux turbines à gaz ;

• le cycle de BEAU DE ROCHAS, applicable aux moteurs alternatifs à combustion interne, à allumage commandé.

Par contre, obéissent à des règles légèrement différentes :

 les cycles de RANKINE ou de HIRN, applicables aussi bien aux turbines qu'aux machines alternatives à vapeur, pour lesquelles le fluide de travail mis en œuvre est condensable (eau par exemple), ce qui entraîne une compression quasi isochore du fluide à l'état condensé et des mises en contact avec les sources chaudes et froides isobares ;

Chapitre 2 : Généralités sur les TAG

• le cycle de DIESEL, applicable aux moteurs alternatifs à combustion interne où la combustion est isobare ;

• le cycle de STIRLING, applicable au moteur alternatif à combustion externe où les mises en contact avec les sources chaude et froide sont isothermes. Il se présente donc sous une forme proche de celle du cycle de CARNOT ;

• enfin, citons à titre de curiosité historique le cycle de LENOIR, appliqué aux premiers moteurs à combustion interne alternatifs, au cours duquel le fluide de travail n'était pas soumis à une compression préalable à la combustion. [1]

Dans notre présente étude, on va se pencher essentiellement sur le cycle décrivant l'évolution des paramètres thermodynamiques dans une turbine à gaz c'est-à-dire le cycle de JOULE-BRAYTON, on verra si après l'étude détaillée des différentes composantes essentielles d'une turbine à gaz.

3. Classification des turbines à gaz et leurs différentes installations :

3.1. Classification des turbines à gaz :

La figure (2.1) montre un schéma de classification des turbines à gaz.



Figure (2.1) Schéma de classification de turbine à gaz

3.1.1. Selon le mode de construction :

La figure (2.2) montre un schéma simplifié de mode de construction des TAG



Figure (2.2) schéma d'une TAG mono arbre (a) et bi arbre (b)

3.1.1.1. Mono-Arbre :

Un moteur mono arbre se compose d'un compresseur d'une chambre de combustion et d'une turbine montée sur un seul arbre, la turbine fournie la puissance nécessaire pour l'entrainement du compresseur, la puissance restante sert à l'entrainement de la charge. La plus part des turbines à gaz a un seul arbre sont utilisées pour entrainer les générateurs électriques a une vitesse constante.

3.1.1.2. Bi-Arbre :

Elle est constituée d'un générateur de gaz bien distinct du récepteur de puissance, le générateur de gaz peut être mono corps, c'est-à-dire qu'il ne comporte, outre la chambre de combustion, qu'un seul rotor commun au compresseur et à la turbine ; ce dernier organe porte alors le nom de « turbine générateur » pour les machines plus sophistiquées, généralement de plus forte puissance, le générateur de gaz peut être double corps, c'est-à-dire constitué de deux ensembles tournants, avec des vitesses de rotation distinctes : un corps basse pression et un corps haute pression . Ce dispositif, où les deux compresseurs fonctionnent en série, facilite la conduite de la machine lors des régimes transitoires rapides lorsque les taux de compression globaux sont élevés ; on évite ainsi de rencontrer le phénomène de pompage. Le récepteur comprend l'organe de détente, appelé turbine de puissance, monté sur un arbre indépendant de celui du générateur de gaz et pourvu ou non d'un réducteur de vitesse. La prise de mouvement peut être avant ou arrière et l'arbre de puissance concentrique ou non à celui du générateur de gaz.
3.1.1.3. Comparaison entre la TAG mono-arbre et bi-arbre :

Le choix d'employer des centrales d'axe simple ou à deux axes est déterminé par les caractéristiques de la charge motrice. Si la vitesse de charge est constante, comme dans le cas d'un générateur électrique, une unité d'axe simple est souvent indiquée. Si la charge doit être conduite avec des vitesses variables (compresseur, pompe), un moteur à deux arbres est avantageux. [3]

Les caractéristiques du couple sont différentes, et la variation du couple avec la vitesse de sortie à une puissance donnée peut déterminer le moteur convenable pour certaines applications. Le compresseur d'un moteur d'axe simple est destiné pour tourner à un certain multiple de la vitesse de charge, fixé par rapport de vitesse de transmission, de sorte qu'une réduction de vitesse de charge implique une réduction de vitesse de compresseur. Ceci a comme conséquence une baisse du débit massique par conséquent du rendement et du couple. Ce type de turbine est d'utilisation limitée pour l'entrainement mécanique. [3]

L'unité a deux axes ayant une turbine de puissance libre possède la caractéristique de couple très favorable. Pour un débit de combustible constant, et la vitesse du générateur de gaz constante, la turbine de puissance libre peut fournir une puissance relativement constante pour une large gamme de vitesse. C'est dû au fait que le compresseur peut assurer un débit constant à une vitesse donnée, indépendamment de la vitesse de la turbine libre. En outre, pour des conditions de fonctionnement du générateur de gaz fixes, la réduction de la vitesse de sortie et comme une conséquence d'une augmentation du couple. [3]

3.1.2. Selon le mode de fonctionnement :

3.1.2.1. Fonctionnement à cycle ouvert :

Dans la grande majorité des cas, l'aspiration du compresseur est directement reliée à l'atmosphère, soit directement, soit par l'intermédiaire d'un récupérateur de chaleur. L'air comburant fourni à la chambre de combustion est par conséquent constamment renouvelé, et les gaz détendus en principe ne reviennent plus dans le circuit. Une telle turbine à gaz est donc à cycle ouvert. [4]

3.1.2.2. Fonctionnement à cycle fermé :

Dans le cas d'une turbine à gaz à cycle fermé, c'est la même masse gazeuse qui est utilisée indéfiniment pour la production de travail; cette masse se trouve ainsi soustraite à toute communication avec l'atmosphère. [4]

3.1.2.3. Fonctionnement à cycle simple :

C'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production de l'énergie mécanique après la détente, les gaz possèdent encore un potentiel énergétique qui est perdu dans l'atmosphère à travers l'échappement. [4]

3.1.2.4. Fonctionnement a 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. [4]

3.2. Les différentes installations industrielles de la turbine à gaz :

3.2.1. Centrale électrique :

3.2.1.1. Centrale électrique à cycle simple :

Les centrales électriques à cycle simple figure (2.3), se composent d'une turbine à gaz et d'un générateur électrique. Elles sont faciles à installer et de les mettre en service.



Figure (2.3) Production d'électricité avec une TAG à cycle simple

3.2.1.2. Centrale électrique à cycle combinée :

Les centrales électriques à cycle combiné, figure (2.4), utilise les gaz d'échappement de la turbine à gaz pour produire de la vapeur dans une chaudière de récupération de chaleur. La vapeur produite entraine une turbine à vapeur, ce qui améliore l'efficacité de la centrale. Une unité à cycle combiné peut produire, à elle seule, environ 400 MW. Actuellement, ce sont les centrales électriques les plus efficaces.



Figure (2.4) Production d'électricité : Centrale à cycle combiné

3.2.2. Centrale de cogénération :

Une variante de la centrale à cycle combiné, est une installation qui comprend une turbine à gaz et une chaudière de récupération dont la vapeur peut également servir à un procédé industriel.



3.2.3. Utilisation dans l'industrie pétrolière et gazière :

Un des procédés utilisés pour améliorer la production des gisements de pétrole consiste à maintenir la pression du réservoir en injectant du gaz naturel dans le gisement. Compte tenu de la valeur élevée de la pression de réinjection (jusqu'à plusieurs centaines de bars), le taux de compression est très élevé. Il est donc nécessaire de prévoir plusieurs étages de compression avec refroidissement intermédiaire.

Les turbines à gaz sont particulièrement bien adaptées à l'entraînement des compresseurs centrifuges. En effet, ces deux appareils font appel à des technologies voisines, et de nombreux constructeurs sont capables de fournir un ensemble complet. Par ailleurs, les deux machines sont du type rotatif, et il est possible de transmettre directement la puissance motrice au compresseur entraîné, la plupart du temps par un accouplement direct entre la turbine de puissance et le compresseur.



Figure (2.6) Exemple de processus de réinjection

4. Configuration de base d'une turbine à gaz :

Une turbine à gaz est une machine thermique à flux continu, réalisant différentes transformations thermodynamiques, elle est toujours constituée d'un générateur de gaz et d'un récepteur, voir la figure (2.7).



Figure (2.7) : Configuration de base d'une turbine à gaz

Le générateur de gaz se compose d'un compresseur, d'une chambre de combustion et d'une turbine de détente fournissant la puissance juste nécessaire à entraîner le compresseur.

A la sortie de la turbine du générateur, les gaz détendus ont encore un niveau énergétique élevé et ils délivrent leur énergie dans un ensemble transformateur, le récepteur, qui peut être soit une turbine (cas du turbomoteur), soit une tuyère (cas du turboréacteur).Dans le cas du turbomoteur, l'appareil récepteur est appelé turbine de puissance (ou turbine libre ou encore turbine de travail), organe qui transforme l'énergie disponible en puissance mécanique. Suivie par une simple tuyère qui conduit les gaz vers l'atmosphère.

• Dans le cas du turboréacteur, les gaz sortant du générateur se détendent et s'accélèrent dans une tuyère qui transforme ainsi l'énergie disponible en énergie cinétique. L'augmentation de la quantité de mouvement du fluide à travers du turboréacteur engendre la poussée nécessaire à la propulsion. [1]

<image>

Figure (2.8) : Les principaux éléments d'une turbine à gaz industrielle

4.1. Entrée d'air :

L'entrée d'air des turbines à gaz a pour fonction la captation du fluide actif à l'infini amont de la machine pour le délivrer à l'entrée du compresseur dans les meilleures conditions possible : meilleur niveau de pression totale et homogénéité maximale de l'écoulement. On demande aussi aux prises d'air de protéger le moteur contre les ingestions de sable, de corps étrangers et de givre [1].

- Contre le sable, on utilise un séparateur de particule
- Contre les corps étrangers, la protection se fait généralement par une grille.
- Enfin, pour certaines installations elle est conçue pour réduire les émissions sonores.

4.2. Compresseur :

Le compresseur est une machine qui procure de l'énergie cinétique à l'air qui le traverse et transforme cette énergie cinétique en énergie de pression. Son but principal est de fournir la quantité maximale d'air sous pression qui puisse être chauffée dans l'espace limité par la chambre

de combustion dans les conditions minimales d'inflammations.

Un compresseur devra également fournir la quantité d'air suffisante pour :

- Refroidir les parties les plus chaudes du moteur
- Pressuriser les joints d'étanchéités.

4.2.1. Les types de compresseur :

Les compresseurs sont en général de deux types :

- Les compresseurs axiaux ;
- Les compresseurs centrifuges ;

Il y a également une solution mixte : le compresseur « hélico-centrifuge ».

4.2.1.1. Compresseur centrifuge :

Il se compose généralement de 4 organes distincts que le fluide traverse successivement :

- Le distributeur : Dont le rôle est d'amener l'écoulement jusqu'à la roue en lui donnant une vitesse et une direction appropriée.
- La roue (rouet) : munie d'aubages, est l'élément fondamentale du compresseur, car elle fournit la totalité de l'échange de travail ; il s'agit en effet du seul élément mobile de l'étage

• Le diffuseur (aubages fixes) : à la sortie de la roue, la pression statique de l'écoulement a augmenté, mais une partie de la pression totale apportée par la roue est présentée sous forme d'énergie cinétique. Le rôle du diffuseur est alors de ralentir cet écoulement. Ce ralentissement permet de plus la conversion d'une part de l'énergie cinétique en pression statique.

• La volute : son rôle est de collecter l'écoulement radial en sortie diffuseur, pour le restituer au système par un conduit tubulaire

Un tel compresseur présente l'avantage de fournir un taux de compression en un étage supérieur à celui d'un compresseur axial en 5 étages. Il atteint des taux élevés grâce au travail de la force de Coriolis et l'augmentation de la pression statique due à l'action de la force centrifuge, tandis que les rendements sont très sensibles aux paramètres constructifs est généralement inférieurs a ceux des compresseurs axiaux de l'ordre de 0,75 à 0,85.

Dans les ensembles des applications actuelles, les taux de compression varient de 2,5 à 9, pour des vitesses d'entrainement de 350 à 650 m/s à la périphérie du rotor.

4.2.1.2. Compresseur axial :

Un compresseur axial résulte d'un empilage d'étages composés chacun d'un aubage mobile appelé rotor et d'un aubage fixe appelé stator.

Dans un étage d'un tel compresseur, l'aubage mobile est constitué d'un disque circulaire (tambour) sur lequel sont fixées des aubes qui ressemblent à des petites ailes (ailettes), il tourne devant l'aubage fixe, circulaire, qui est également constitué d'aubes, fixes celles-ci. La compression s'effectue en deux phases :

Premièrement : l'aubage mobile procure une accélération aux particules d'air grâce à l'énergie transmise par l'arbre de transmission, en les déviants par rapport à l'axe du moteur.

Deuxièmement : l'aubage fixe qui le suit, ralentit ces particules et transforme une partie de leurs vitesses en pression. Cet aubage s'appelle aussi redresseur, car elle ramène de l'air accéléré par l'aubage mobile dans l'axe du moteur. L'air entre et sort avec une vitesse débitante approximativement axiale.

- Les types de compresseurs axiaux :
- Le compresseur à simple corps ou le compresseur ne forme qu'un bloc.

- Le compresseur à double corps ou le compresseur est partagé en deux groupes : groupe basse pression à l'avant et haute pression en arrière du précédent. Ces compresseurs présentent l'avantage d'un démarrage plus facile, une accélération et une décélération plus rapide, un meilleur rendement et surtout évite l'effet de pompage

Il existe enfin des compresseurs à triple corps dans certain réacteur double flux.

4.3. Chambre de combustion :

La chambre de combustion est une enceinte destinée à chauffer l'air qui sort du dernier étage du compresseur afin d'élever le niveau de température du fluide en écoulement permanent par combustion d'un carburant, et aussi d'assurer à l'entrée du distributeur de turbine une répartition de température tant radiale que circonférentielle convenant au bon fonctionnement et à la tenue mécanique de la turbine. [1]

Les propriétés requises pour une chambre de combustion sont les suivantes :

- combustion complète (moins d'imbrulés, moins polluante)
- perte de pression totale faible
- Stabilité du processus de combustion

- Profil de température bien défini
- Longueur et section faible

4.4. Turbine de détente :

Les turbines des turbomoteurs sont le siège d'une détente adiabatique qui transforme l'énergie disponible dans le fluide actif en énergie mécanique, cette énergie sert d'une part à entrainer le compresseur et d'autre part à entrainer une charge (générateur électrique, pompe..). Il en existe deux types : les turbines axiales et les turbines centripètes ou radiales. [1]

4.4.1. Turbine centripète (radiale) :

Dans ce type de turbine les gaz chauds parvenant de la chambre de combustion s'écoulent radialement dans le distributeur (première détente), les gaz accélérés dans ce dernier abordent les aubes faisant tourner la roue (deuxième détente), entrainant ainsi l'arbre et le compresseur. a la sortie les gaz sont refoulés axialement par rapport à l'axe du moteur.

4.4.2. Turbine axiale :

Elles sont constituées d'étages successifs comprenant une grille fixe suivie d'une grille mobile ; la grille fixe transforme la pression du fluide en énergie cinétique et la grille mobile transforme cette énergie en travail mécanique recueilli sur l'arbre de la roue. Les aubes de la turbine axiale sont montées en sapin sur les disques, immobilisé par un frein rabattable d'un côté et par une couronne vissée de l'autre.

4.5. Echappement de la turbine à gaz :

A la sortie turbine les gaz d'échappement possèdent toujours un potentiel énergétique qui peut être perdu dans l'atmosphère ou exploité dans le cas d'un cycle régénéré.

5. Description de la turbine à gaz MS 5002 C :

5.1. Le rôle de la turbine à gaz MS 5002 C a l'UTGA de TFT :

Les turbines à gaz de l'UTGA sont du type MS 5002 C, elles ont pour rôle d'entrainer les compresseurs centrifuges dans le procédé de traitement et de recompression du gaz associé qui provient des différents puits de la région TFT, pour ensuit les réinjecter a une pression d'environ 80 bars dans le gazoduc ALRAR-HASSI R'MEL.

5.2.	5.2. Caractéristiques techniques de la turbine gaz MS 5002C :		
-	- Marque	GENERALE ELECTRIQUE	
-	- Fabricant	NUOVO PIGNONE	
-	- Série du model	MS 5002C	
-	- Cycle	Simple	
-	- Rotation de l'arbre	Anti-horaire	
-	- Type de fonctionnement	Continu	
-	- Vitesse de l'arbre HP	5100 tr/min	
-	- Vitesse de l'arbre BP	4670 tr/min	
-	- Commande	MARK V	
-	- Température à l'échappement	505°C	
-	- Débit carburant	2.314 m3/s	
-	- Système de démarrage	Turbine à détente	
-	- Rendement thermique	≈ 28%	
-	- Atténuation du bruitSilencieux	d'admission et d'échappement	
-	 Atténuation du bruitSilencieux Plaquette d'identification du régime normal de la turb 	d'admission et d'échappement ine à gaz (conditions ISO) :	
- • -	 Atténuation du bruitSilencieux Plaquette d'identification du régime normal de la turk Température d'aspiration 	d'admission et d'échappement ine à gaz (conditions ISO) : 15°C	
- • -	 Atténuation du bruitSilencieux Plaquette d'identification du régime normal de la turk Température d'aspiration Pression de sortie 	d'admission et d'échappement ine à gaz (conditions ISO) : 15°C 1 bar	
- - -	 Atténuation du bruitSilencieux Plaquette d'identification du régime normal de la turk Température d'aspiration Pression de sortie Section du compresseur : 	d'admission et d'échappement ine à gaz (conditions ISO) : 15°C 1 bar	
- - -	 Atténuation du bruitSilencieux Plaquette d'identification du régime normal de la turk Température d'aspiration Pression de sortie Section du compresseur : Nombre des étages du compresseur axial 	d'admission et d'échappement nine à gaz (conditions ISO) : 	
- - - -	 Atténuation du bruitSilencieux Plaquette d'identification du régime normal de la turb Température d'aspiration Pression de sortie Section du compresseur : Nombre des étages du compresseur axial Type du compresseur 	d'admission et d'échappement ine à gaz (conditions ISO) : 	
- - - - -	 Atténuation du bruitSilencieux Plaquette d'identification du régime normal de la turk Température d'aspiration Pression de sortie Section du compresseur : Nombre des étages du compresseur axial Type du compresseur Plan de joint 	d'admission et d'échappement ine à gaz (conditions ISO) : 	
- - - - -	 Atténuation du bruitSilencieux Plaquette d'identification du régime normal de la turb Température d'aspiration Pression de sortie Section du compresseur : Nombre des étages du compresseur axial Type du compresseur Plan de joint Type d'aubes directrices d'entrée 	d'admission et d'échappement ine à gaz (conditions ISO) : 	
	 Atténuation du bruitSilencieux Plaquette d'identification du régime normal de la turb Température d'aspiration Pression de sortie Section du compresseur : Nombre des étages du compresseur axial Type du compresseur Plan de joint Type d'aubes directrices d'entrée Pression à l'admission 	d'admission et d'échappement ine à gaz (conditions ISO) : 	
	 Atténuation du bruitSilencieux Plaquette d'identification du régime normal de la turb Température d'aspiration Pression de sortie Section du compresseur : Nombre des étages du compresseur axial Type du compresseur Plan de joint Type d'aubes directrices d'entrée Pression à l'admission Pression de refoulement 	d'admission et d'échappement ine à gaz (conditions ISO) : 	
	 Atténuation du bruitSilencieux Plaquette d'identification du régime normal de la turk Température d'aspiration Pression de sortie Section du compresseur : Nombre des étages du compresseur axial Type du compresseur Plan de joint Plan de joint Type d'aubes directrices d'entrée Pression à l'admission Section de la turbine : 	d'admission et d'échappement ine à gaz (conditions ISO) : 	

-	Plan de jointbride horizontale
-	Directrice du premier étagefixe
-	Directrice du deuxième étagevariable
•	Section de combustion :
-	Type12 multiples foyers, types à flux inverses
-	Configuration des chambresconcentrique autour du compresseur
-	Combustible Gaz naturel
-	Bougies d'allumagedeux, types à électrode d'injection-ressort auto rétractant
-	Détecteur de flammedeux, type ultraviolet
•	Ensemble paliers :
•	Quantité04
•	Lubrificationsous pression

5.3. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz MS 5002C :

Le rotor de la turbine HP (compresseur axial) atteint 20% de sa vitesse nominale dans une minute environ grâce à une turbine de lancement avec une roue alimentée par le gaz naturel (un piquage) à 18 Bar, ces gaz détendus dans la roue de cette turbine la quitte à la pression atmosphérique(le gaz détendu est ensuite torché).

L'ensemble se stabilise pendant les 5 minutes qui suivent la vitesse de 20% afin de permettre le balayage des gaz résiduels, et l'alimentation avec le gaz combustible. Après le balayage la flamme est ensuite enflammée et l'air est aspiré de l'atmosphère et puis comprimé dans le compresseur axial jusqu'environ 7 bars. Ensuite refoulé à l'aide d'une conduite aux chambres de combustion où s'effectue une injection du combustible (fuel gaz) par des injecteurs dans les 12 chambres de combustion ,traversent ensuite une turbine en passant par une directrice fixe qui les oriente vers la roue HP qui entraine elle-même le compresseur axial jusqu'à 60% de sa vitesse nominale et cela dure environ 8 minutes.

A ce moment il y un désaccouplement entre la turbine de lancement et le compresseur axial, et la vitesse de rotation du compresseur continue à croitre jusqu'une valeur nominale grâce aux

aubes variable (IGV) a l'admission qui règle le débit d'air aspiré.

Les gaz sortants de la roue HP traversent un diaphragme avant d'être orientés par une directrice à aubes variables pour faire tourner une turbine à basse pression BP à une vitesse variable, cette dernière est couplée à un multiplicateur de vitesse qui a son tour couplé à trois compresseurs centrifuges couplés en série.

Les gaz chauds traversant la turbine BP sont déchargés dans l'atmosphère à travers un caisson d'échappement.

L'allumage se fait à l'aide de deux bougies d'allumage placées à l'intérieur des chambres 01 et 12 où la flamme se propage dans le reste des chambres à travers les tubes d'interconnexion. [2]

L'emploi de deux roues de turbine séparées permet aux deux arbres de tourner à des vitesses différentes pour répondre aux exigences du compresseur axial et de la charge variable.

5.4. Section principale de la turbine à gaz MS 5002C :

Les principaux composants d'une turbine :

5.4.1. Section compression :

La section du compresseur axial comprend le rotor du compresseur et le stator (corps du compresseur). Ce compresseur comporte 16 étage de compression, et les aubes variables de la directrice et deux déflecteurs de sortie.

Dans le compresseur l'air est comprimé par une série d'aubes du rotor qui donnent la force nécessaire pour comprimer l'air dans chaque étage du compresseur et les aubes du stator ralentissent l'air et le guide à l'étage suivant.

L'air comprimé dans les étages du compresseur passe sous une haute pression (16^{éme} étages) à la chambre de combustion tandis qu'une fraction d'air comprimé (10^{éme} étage) contribue au refroidissement de la chambre de combustion.

5.4.1.1. La partie rotor :

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



Figure (2.9) : Rotor de la TAG MS 5002 C

5.4.1.2. La partie stator (Corps du compresseur):

Le stator est composé de quatre éléments principaux :

• Corps du compresseur coté aspiration:

Le Corps coté aspiration se trouve en amont, il est conçu pour diriger l'air de façon uniforme vers le compresseur et il porte le premier palier du stator.

• Corps parti avant du compresseur:

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

• Corps parti arrière du compresseur:

Corps parti arrière du compresseur contient les derniers étages du stator. Les orifices d'extraction prévus dans ce corps permettent de prélever l'air au niveau du dixième étage du compresseur. Cet air est employé pour le refroidissement.

• .Corps du compresseur coté refoulement:

C'est l'élément aval du compresseur, la pièce la plus longue, elle est située à mi-chemin entre les supports avant et arrière, il contient les sept derniers étages de compression et forme avec la paroi intérieure et extérieure le diffuseur qui relie le stator du compresseur et de la turbine.



Figure (2.10) : Stator de la TAG MS 5002 C

5.4.2. Section chambre de combustion :

La section combustion de la turbine à gaz MS5002C comporte l'enveloppe de combustion qui est composée de douze corps de combustion à l'extérieur, douze ensembles chapeaux et chemises de combustion, douze ensemble de pièces de transition et douze injecteurs de combustible, deux bougies d'allumage, deux détecteurs de flamme, douze tubes à foyer et divers garnitures. [2]



Figure (2.11) : Chambre de combustion de la TAG MS 5002 C

L'enveloppe de combustion 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. Le combustible est envoyé dans chaque chemise de chambre de combustion par un injecteur de combustible monté dans le couvercle de cette dernière et pénétrant dans la chemise. Lorsque l'allumage se produit dans les tubes foyers, cela provoque l'allumage du mélange air combustible des autres chambres. [2]

La section combustion comporte :

5.4.2.1. Revêtement externe de la chambre de combustion:

Le revêtement externe de la chambre de combustion supporte les douze chambres de combustion et contient les douze pièces de transition .cette enceinte soudée qui reçoit l'air déchargé du compresseur à flux axial et le transfert dans les chambres de combustion. La partie supérieure et intérieure du revêtement sont assemblé à la section arrière du carter de refoulement du compresseur la plaque arrière de l'ensemble revêtement est boulonnée à la bride verticale de la coquille de la turbine ; la plaque est boulonnée avant la bride arrière du carter de refoulement.



Figure (2.12) : Revêtement externe de la chambre de combustion

5.4.2.2. Corps de combustion:

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

Dans chaque chambre on trouve un tube à flamme, 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 placées dans les tubes à flamme 1 et 12, et deux détecteurs de flamme placés dans les tubes à flamme 3 et 10.

L'air comprimé sortant du compresseur entre dans l'enveloppe de la chambre de combustion qui soutient les douze chambres, sa direction change pour entrer dans l'espace annulaire se trouvant entre le couvercle de la chambre et le tube à flamme, d'où l'appellation de chambre de combustion à flux inverse (pour le cas des avions le flux est direct pour minimiser la taille de la chambre). Une portion de 22% de cet air participe à la combustion, tandis que 10% sert à refroidir le tube à flamme, et les 68% restant est utilisé pour diluer les gaz très chauds (1800°C), afin d'abaisser leur température, qui ne doit pas dans notre cas dépassée 966°C.



Figure (2.13) : Pièces de transition (à gauche) et tubes à flemme (à droite)

Ces douze chambres de combustion sont numérotées de 1a 12, elles ont des positions bien précises (norme de construction), dans le cas de panne d'une chambre (la révision de maintenance de la chambre de combustion de la turbine MS5002C de l'UTGA se fait chaque 12000 heures de fonctionnement) on ne peut la remplacer que d'une chambre de même numéro.

• Bougie d'allumage :

La combustion du mélange air fuel est provoquée par deux bougies d'allumage aux électrodes rétractant qui sont installées dans deux chambres de combustion (N°1 et N°12).ayant un courant

reçu des transformateurs d'allumage .les chambres sans les bougies d'allumage sont allumées avec la flamme provenant des chambres allumées par les tubes d'interconnexions.



Figure (2.14) : Bougie d'allumage

• Injecteurs :

Chaque chambre équipée d'un injecteur de carburant qui émet une quantité mesurée de combustible dans la chemise combustion. Le combustible gazeux est introduit directement dans chaque chambre par des trous de mesurage placés au bord extérieur de la tôle de la turbulence ce qui provoque un feu de forme longitudinale conique.



Figure (2.15) : Les injecteurs à fuel

• Tubes foyers :

De forme cylindrique, ces tubes servent à interconnecter les 12 chambres de combustion. Ils sont conçus pour faire déplacer la flamme provoque par les bougies des chambre (N°1et N°12)



dans les 10 chambres restantes pour uniformiser la combustion.

Figure (2.16) : Tubes foyers

• Détecteurs de flamme ultra-violets :

Pendant la séquence de lancement, il faut envoyer une indication de présence ou absence de flamme au système de commande. Pour cette raison un système de contrôle de flamme est utilisé.

Le capteur de flamme est sensible à la présence des radiations « ultraviolet » émises par la flamme des hydrocarbures.



Figure (2.17) : Détecteur de flamme

5.4.3. Section détente :

Les gaz chauds comprimés provenant de la chambre de combustion entre dans une section de détente pour céder une grande partie de leur énergie emmagasinée, pour cela ils traversent une 1^{ére} directrice fixe qui a pour rôle d'augmenter l'énergie cinétique en réduisant leur énergie

thermique et de pression ; les gaz accélérés traversent ensuite les aubes de la roue HP pour se détendre partiellement ensuite ils traversent un diaphragme puis la 2^{éme} directrice mobile pour finir dans la roue BP et refoulé vers l'ambiance.

5.4.3.1. Le rotor de la turbine :

La TAG MS5002C comporte deux rotors en série mécaniquement indépendant (vitesse de rotation différente) le premier est le rotor à haute pression qui entraine le compresseur axial et les accessoires entraînés par l'arbre et le second est le rotor basse pression qui commande la charge (compresseur centrifuge).

La roue de premier étage de la turbine HP est boulonnée directement au rotor du compresseur arrière de l'arbre tronqué, ce rotor est supporté par deux paliers lisses, l'un avant le compresseur et l'autre avant la roue HP pour former l'ensemble rotor à haute pression et la roue du deuxième étage est boulonnée à un arbre qui est supporté par deux paliers: palier porteur N°3 localisé dans l'extrémité avant de la monture d'échappement et le palier porteur et de butée N°4, assemblée dans le logement du palier qui est boulonné à l'extrémité arrière de la monture d'échappement pour former le rotor à basse pression (charge de turbine).



Figure (2.18) : Rotor de la turbine de détente

5.4.3.2. Le stator de la turbine :

Le corps de la turbine est une partie principale de l'ensemble de la turbine à gaz et il est boulonné extérieurement à son extrémité avant sur les entretoises du corps de refoulement du

compresseur et à l'extérieur arrière au cadre de l'échappement. L'intérieur du corps de la turbine contient les ensembles suivants qui établissent un chemin au flux de gaz à partir des chambres de combustion 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 ,enfin les segments de directrice et de protection de deuxième étage . [2]

Directrice du premier étage :

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

Ce flux d'air permet le refroidissement des aubes de la directrice. [5]

• Directrice du deuxième étage :

La directrice du deuxième étage comprend les cloisons (déflecteurs) formant une directrice à aubes variables dans l'espace circulaire de la veine des gaz juste à l'avant de la turbine du deuxième étage. Ces cloisons peuvent être déplacées au même temps grâce à des arbres saillants dans la caisse de la turbine à travers des douilles. Des leviers fixés à l'extrémité des arbres sont reliés par maillons à des montants d'une bague de commande qui tourne sous l'action d'un cylindre hydraulique. [2]



Figure (2.19) : La directrice du 1^{er} étage (gauche) et la directrice du 2^{éme} étage (droite)

5.4.3.3. Ensemble diaphragme :

Le diaphragme est maintenu entre les roues de la turbine de première et de deuxième étage par six goupilles de soutien vides qui s'allongent radialement par le carter de la turbine et dans les orifices perforés dans la paroi du diaphragme. L'ensemble diaphragme est un élément cylindrique séparé en deux moitiés en plan horizontal. Une étanchéité à air est assemblée dans une rainure dans l'ensemble diaphragme pour séparer le dégagement de roue avant du deuxième étage de la turbine. L'air de refroidissement est introduit dans les dégagements des roues pour refroidir les roues de la turbine et assure l'étanchéité de la voie de gaz .les surfaces extrêmes de l'ensemble de diaphragme porte l'étanchéité à roue qui prévient la circulation des gaz chauds dans les dégagements des roues. L'ensemble de diaphragme supporte aussi la paroi interne de la voie de gaz entre les étages .une rainure est usinée en circonférence après que l'extrémité arrière de la paroi externe de diaphragme pour préserver les épaulements internes de l'ensemble éjecteur de deuxième étage et minimise les fuites autour de la tuyère.

L'air de refroidissement apporté dans le diaphragme de deuxième étage par les goupilles de soutien vide par le perçage central de la roue de premier étage.

Les orifices, perforés selon un angle dans la paroi du diaphragme juste en arrière de l'intersection entre les rainures de déflecteur d'air et les orifices de goupille de soutien et fait que l'air de refroidissement soit apporté dans le dégagement roue avant de le deuxième étage par les goupilles de soutien vide.

L'air de refroidissement provient au diaphragme du 10^{ème} étage du compresseur.



Figure (2.20) : Le diaphragme

5.5. Les parties auxiliaires :

5.5.1. Système d'admission :

Le système d'admission a pour rôle de diriger l'air vers la section admission du compresseur tout en assurant une bonne filtration de l'air et un débit requis pour le bon fonctionnement de la machine.

Les filtres à air utilisés comportent des éléments filtrants autonettoyants d'une forme conique et d'une grande efficacité et de durée de vie de 3ans.

5.5.2. Impact de la mauvaise filtration de l'air sur la machine :

- La présence des agents corrosifs (chlorure de sodium, airo-sols acides) peut induire une dégradation corrosive des équipements.

- La présence de grains de sable non bloqués par filtre surtout dans la sahara cause une usure érosive sur tout à grande vitesse de rotation, et cela peut provoquer des changements du profil aérodynamique des ailettes du compresseur.

- le bouchage des filtres limite la quantité d'air admise ce qui provoque le phénomène de pompage et l'augmentation de la consommation spécifique.



Figure (2.21) : Système d'admission de l'air

5.5.3. Système démarrage :

Avant d'alimenter et démarrer la turbine à gaz, il faut la mettre en rotation au moyen d'un dispositif de démarrage jusqu'à lui faire atteindre la vitesse de départ. Le dit dispositif fait

accélérer la turbine à gaz jusqu'à lui faire atteindre la vitesse requise pour l'allumage, et en même temps aide la turbine à atteindre une vitesse d'auto- soutènement.

Le dispositif de démarrage pour la turbine à gaz MS5002C de l'UTGA est une turbine d'expansion à gaz dont la fonction est d'actionner le réducteur auxiliaire de vitesse et le rotor de la turbine à la vitesse requise pour le démarrage, au moyen d'un réducteur à engrenages et un embrayage à mâchoires.

5.5.4. Système d'alimentation par le combustible :

Le système de gaz combustible est réalisé pour fournir le gaz combustible aux chambres de combustion à la pression adéquate et la valeur de flux pour être en conformité avec toutes les exigences de démarrage, d'accélération et de chargement lors de son fonctionnement.

• Description fonctionnelle :

Le combustible est premièrement nettoyé en le passant par un filtre pendant qu'il circule dans la tuyauterie d'alimentation. Le combustible est mesuré et contrôlé par la valve de gaz (limite d'arrêt de gaz et la valve de réglage) pour fournir le flux nécessaire au système de combustion de la turbine à gaz.

La limite d'arrêt de combustible et la valve de réglage sont formées de deux valves indépendantes (une valve proportionnelle d'arrêt et une valve de régulation), assemblées dans un seul corps. Ces dernières sont à action unique (fonctionnent électro –hydrauliquement).

La valve de réglage de combustible, est par un signal de commande speedtronic pour admettre la quantité adéquate de combustible exigée par la turbine pour une certaine charge ou vitesse. La valve proportionnelle d'arrêt de gaz combustible, est utilisée pour l'arrêt de gaz à la valve de réglage. Cela active la valve de réglage de gaz pour contrôler le débit de combustible dans un domaine large nécessaire par le démarrage de la turbine et les conditions de fonctionnement.

5.5.5. Système de contrôle de la directrice du deuxième étage :

Afin de maintenir relativement constante la température d'échappement sous les différentes charges et suivant la température ambiante, l'angle des aubages orientables de la directrice deuxième étage est ajusté automatiquement pour pouvoir contrôler la vitesse de la charge suivant le besoin.

5.5.6. 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 sortants ;

- 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,...).



Figure (2.22) : Système d'échappement

5.5.7. Système d'huile de lubrification :

La turbine à gaz est lubrifiée par un système d'alimentation d'huile à circulation forcé, type circuit fermé, qui comprend un réservoir d'huile, des pompes, des régénérateurs d'huile, filtres, valves et des divers dispositifs qui assurent la commande et la protection du système. L'huile est envoyée aux quatre paliers principaux de la turbine et les accessoires et l'équipement de la charge entraînée ainsi que pour le système hydraulique d'alimentation et système de contrôle de l'huile et les systèmes des équipements de démarrage.

Le système de lubrification est réalisé pour fournir une large quantité de lubrifiant filtrée à la température et à la pression adéquate pour le bon fonctionnement de turbine et ses équipements auxiliaires.

• Réservoir d'huile :

D'une capacité de 10000 litres, le réservoir se situe en dessous de la pompe de graissage. La vidange se fait en chaque révision générale, généralement l'huile de graissage se trouve en bon état lors de la première révision, vu la quantité d'huile, on la fait recycler dans une centrifugeuse ou les impuretés sont éliminées pour la réutiliser une autre fois.

Dans le cas des fuites un appoint d'huile est nécessaire pour la bonne lubrification de la turbine et ses accessoires.

• Les pompes :

On distingue quatre types de pompes dans la turbine à gaz :

Les pompes mécaniques :

Deux pompes de ce type se situent entre la turbine de lancement et le premier palier du compresseur, elles démarrent d'est que la turbine atteint 85% de sa vitesse nominale, une soutient la pompe de graissage des paliers et l'autre soutient la pompe hydraulique.

• Pompe de vireur :

C'est une petite pompe électrique située au-dessus du réducteur de vitesse, elle a pour rôle de garder la turbine en rotation lors de la phase d'arrêt avec une vitesse angulaire de ¼ de tour chaque trois minutes pendant 12heures pour éviter la flexion du rotor (pour la TAG MS5002C la longueur du rotor est 8 mètres et son poids est 9 tonnes)

• Pompe auxiliaire :

Utilisées au démarrage, ces pompes fonctionnent en courant alternatif elles remplacent les pompes mécaniques en cas de panne (alimenté les vérins hydrauliques, et d'assurer l'ouverture et la fermeture des IGV), l'une produit une pression de refoulement de 14 bar et l'autre avec une pression de refoulement de 85 bars

• Pompe de secours :

Alimentées par une batterie, ces pompes fonctionnent à courant continu : son rôle est d'assurer le graissage en cas de coupure de courant électrique jusqu'à l'arrêt de la machine.

5.5.8. Système d'air de refroidissement et d'étanchéité :

L'air produit par le compresseur axial a trois rôles :

- Refroidissement des différentes parties de la section de la turbine
- Etanchéité au niveau des paliers (c'est à dire empêché l'huile de sortir des paliers).
- Participer dans la combustion.

Les parties de la section de turbine qui sont refroidies par l'air sont :

- Tuyère de premier étage ;
- Carter de rotor de la turbine ;
- Monture d'échappement et entretoises de support à l'intérieur de cylindre interne ;
- Roue arrière premier et deuxième étage et les surfaces arrière;

 Les chemises de la chambre de combustion, les coudes et les pièces de transition sont réalisées pour utiliser l'air de combustion (air comprimé) pour le refroidissement effectif de ces parties.

Air d'extraction du dixième étage :

L'air d'extraction de 10^{éme} étage est utilisé pour l'étanchement des paliers N°1, 3, et 4 contre la perte d'huile de lubrification. L'air au niveau des paliers après refroidissement est retourné au réservoir d'huile de lubrification par les tuyères de drainage de l'huile de palier qui sera mis à l'atmosphère au moyen d'un reniflard. L'air d'extraction est utilisé aussi pour la refroidissement du dégagement arrière de la roue de premier étage de la turbine ,et aussi le dégagement avant et arrière de la roue de deuxième étage de la turbine ,en plus la même air d'extraction est pour refroidir l'enveloppe de la turbine ,la monture d'échappement et les entretoises de support à l'intérieur de cylindre interne.

Avant de drainer l'air d'étanchéité aux paliers N°1, 2, et 4 il est passé par le séparateur centrifuge de saleté qui enlève toues les particules de poussière ou d'autres particules qui peuvent endommager les paliers. Le séparateur est nettoyé par un orifice de purge continu.

5.5.9. Système d'anti-pompage :

Le pompage est un phénomène indésirable qui se produit dans les compresseurs quand ils fonctionnent à bas régime (un débit d'air faible), 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.

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

La protection contre le pompage est donc une nécessité, pour cela deux modes de protection sont appliquées :

• Débit entrant réglable (variable) :

En amont du compresseur axial est placé un étage d'aubes mobiles en rotation (variables) dites IGV, la fermeture de ces aubes permet de limiter le débit d'air admis et cela lors du démarrage, où la vitesse du rotor est encore faible, l'ouverture de ces aubes croit 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^{éme} étage du compresseur vers l'atmosphère, sert à évacuer une partie de l'air admis à l'atmosphère afin d'éviter la pulsation du débit (retour de l'écoulement).

5.5.10. Système de protection :

Le système de protection est constitué par un certain nombre de systèmes secondaires et primaires dont certains travaillent à chaque démarrage ou à 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.

• Système de protection de survitesse :

Le système de protection de survitesse consiste en un système primaire et secondaire. Le système primaire est le système de protection électronique et le système de protection secondaire est le système mécanique, il comprend des masses de survitesse HP et BP. La masse de survitesse HP est assemblée dans l'arbre du réducteur des auxiliaires. La masse de survitesse BP

est placée dans l'arbre de la turbine au second étage.

• Système de protection de dépassement de température :

Pour obtenir le meilleur rendement de la turbine à gaz ,il est souhaitable de travailler avec des températures du gaz à l'entrée de la section turbine aussi hautes que possible.

Cependant, afin de travailler à l'intérieur des limites de résistance des pièces il ne faudra pas dépasser un maximum permis de température d'entrée et d'échappement. Ainsi, un système de protection de contrôle du dépassement de température est nécessaire pour contrôler la vitesse ou la charge dans le cas où la température d'admission ou d'échappement dépasse les limites prescrites, le système déclenché une alarme d'est que ta température dépasse la limite fixée.

Système de protection et de détection des vibrations :

Le système est constitué de plusieurs détecteurs de vibrations. Il agit pour mettre la turbine soit en alarme soit en déclenchement. Les capteurs ou détecteurs de vibrations sont répartis stratégiquement en différents points de la turbine.

6. Influences des agents externes sur cycle :

6.1. Perte de pression:

Dans une installation réelle de turbine à gaz, les pressions, durant les processus (2-3) et (4-1), ne demeurent pas constantes à cause des pertes inhérentes de pression dans les circuits d'air et de gaz. Par conséquent, les rapports de pression et de température dans le compresseur et la turbine ne sont plus identiques. La réduction double du rapport de pression de turbine réduit le travail de l'installation et le rendement thermique. [3]

6.2. Effet de la température ambiante :

Quand la température ambiante augmente, il y aura les conséquences suivantes :

- La densité de l'air diminue.
- Le débit massique de l'air admis dans le compresseur diminue.
- Le rapport de pression du compresseur diminue.
- La puissance de sortie de la turbine à gaz diminue en conséquence de deux facteurs précédents.

- La consommation du carburant diminue, mais la puissance de sortie diminue de plus. Par conséquent, la consommation spécifique augmente et le rendement thermique diminue.

La figure (2.23) montre l'influence de la température à l'entrée compresseur sur la performance de la machine MS5002, en pour-cent des valeurs nominales. On remarque que quand la température ambiante augmente, la puissance de sortie diminue, la consommation massique de carburant diminue et la consommation spécifique augmente.

Exemple : Quand T_1 passe de la valeur nominale de 59° F à 110° F, la puissance de sortie diminue de 20%, la consommation du carburant diminue de 14%, en conséquence, la consommation spécifique augmente de 6%. En outre, la température d'échappement monte de 960° F à 984° F, c'est-à-dire une montée de 24° F.



Figure (2.23) Influence de la température à l'entrée compresseur T_1 sur la performance de la turbine à gaz MS 5002 à la vitesse N_2 nominale.

6.3. Effet de la pression atmosphérique :

L'altitude influence la pression ambiante, Plus l'altitude est haute, moins la pression ambiante.



Figure (2.24) : Influence de l'altitude sur la pression ambiante, d'où sur la puissance de sortie et la consommation spécifique

Quand la pression ambiante est plus basse que la valeur nominale à T_3 constante, on constate les effets suivants :

- La densité de l'air sera plus petite.
- Le débit massique de l'air diminue.
- Le rapport de pression du compresseur diminue.
- La sortie nette de la turbine diminue.
- La consommation de combustible diminue.

- Le rendement thermique de la machine ne sera pas affecté, car la consommation de carburant et la puissance de sortie sont proportionnelles au débit massique de l'air qui est aussi proportionnel à la pression ambiante. Le rendement thermique étant le rapport entre la

puissance de sortie et la consommation de carburant, il sera constant et ne variera pas avec la pression ambiante.

La figure (2.24) aussi montre l'influence de l'altitude donc de la pression ambiante sur la puissance de sortie de la turbine à gaz. Elle montre la variation du facteur de correction avec la pression ambiante. Le facteur de correction ici est défini comme suit :

 $facteur \ de \ correction = \frac{Puissance \ a \ la \ pression \ ambiante \ P_1}{Puissance \ a \ la \ pression \ nominale \ P_n}$

Où la pression nominale P_n est 14.7 PSI selon la norme ISO.

6.4. Effet de l'humidité relative :

L'air humide est plus léger que l'air sec, car le poids moléculaire de l'eau est 18 tandis que le poids moléculaire moyen de l'air est 28.95, le principe d'Avogadro dicte qu'un certain volume de gaz, à une certaine température et une certaine pression, contient toujours le même nombre de molécules.



Figure (2.25) Influence de l'humidité spécifique sur la performance.

Par conséquent, un mètre cube d'air sec à la température T_1 et la pression P_1 , contient N

molécules d'air. Maintenant si l'air est humide cela signifiera qu'un certain nombre de molécules de vapeur (de poids moléculaire 18) vont substituer aux molécules d'air plus lourdes (de poids moléculaire moyen 28.95). Donc la masse du mètre cube d'air humide sera plus légère que celle de l'air sec ou bien dans d'autres mots la densité de l'air humide sera plus petite que celle de l'air sec.

La Figure (2.25) montre l'influence de l'humidité spécifique sur la consommation spécifique et la puissance de sortie. L'humidité spécifique est la fraction massique de la vapeur d'eau dans l'air. Elle est donnée en kg de vapeur d'eau par kg d'air sec.

7. Méthodes d'améliorations du cycle :

L'utilisation des turbines à gaz dans les centrales thermiques et dans l'industrie des hydrocarbures est très répandue, néanmoins leurs hautes sensibilités à la variation de la température de l'air ambiant, fait que leur rendement thermique n'est pas élevé. De nos jours, plusieurs techniques, récupération, réchauffage, refroidissement intermédiaire, traitement d'air à l'amont du compresseur et injection de masse supplémentaire de vapeur dans le cycle sont utilisées pour augmenter la puissance utile des turbines à gaz [3].

7.1. Cycle avec régénération :

La régénération est l'échange interne de la chaleur dans le cycle. Dans le cycle de Brayton, la température sortie turbine T_4 est souvent plus haute que la température sortie compresseur T_2 . La régénération est employée pour préchauffer le gaz comprimé à 2 par les gaz d'échappement à 4 dans un échangeur de chaleur extérieur appelé le régénérateur ou, parfois, le récupérateur. Puisque moins d'énergie est rejetée du cycle, on aura une augmentation du rendement thermique. [3]



Figure (2.26) Cycle de Brayton avec régénération

7.2. Refroidissement intermédiaire du compresseur :

La compression avec refroidissement intermédiaire, figure (2.27) est un autre moyen pour augmenter la puissance utile du cycle. Le refroidissement diminue la puissance requise par la compression .Une compression avec le refroidissement intermédiaire ne fournit pas une augmentation très significative du rendement de la turbine à gaz parce que la température à l'admission de la chambre de combustion exige un transfert thermique additionnel pour réaliser la température désirée d'admission de turbine.



Figure (2.27) Cycle de Brayton avec refroidissement intermédiaire du compresseur

7.3. Injection de fluide :

Beaucoup de processus de turbine à gaz utilisent l'injection de l'eau ou de vapeur d'eau pour améliorer les performances. Par exemple, de l'eau ou de la vapeur est ajoutée au fluide de fonctionnement (air) pour augmenter le rendement et la puissance de sortie et pour diminuer la formation de NOx (oxydes d'azote) dans le processus de combustion. Les points d'injections d'eau ou de vapeur dans un cycle d'une turbine à gaz peuvent être soit à l'amont du compresseur, à la sortie du compresseur ou à l'amont de la combustion et présentés sur la figure (2.28).





L'effet positif de l'injection de vapeur ou d'eau sur les performances d'une turbine à gaz est bien connu. L'injection de l'eau a été employée pour l'augmentation de puissance dans des moteurs d'avion depuis les années 50, et dans des turbines à gaz industrielles depuis les années 60, l'injection augmente le débit massique et la chaleur spécifique du fluide de fonctionnement, qui donne une puissance additionnelle au cycle. Cette méthode consiste aussi en une diminution de la formation de NOx dans la chambre de combustion et un refroidissement plus efficace des aubes de la turbine.

L'injection de vapeur est plus efficace que l'injection d'eau, puisque la vapeur produite est introduite dans la turbine, de ce fait améliorant le rétablissement de la chaleur. Un tel cycle est souvent nommé cycle de STIG (turbine à gaz d'injection de vapeur). La vapeur à haute pression peut être injectée dans la chambre de combustion, comme la vapeur à une pression intermédiaire et à basse pression est souvent injectée dans le premier étage de turbine à gaz. Il y a plusieurs

turbines à gaz particulièrement conçues avec l'injection de vapeur, telle que General Electric LM2500 et les séries de LM5000 STIG, l'Allison 501-K, ou le Ruston TB5000 [109, 110]. Le cycle de STIG est économique et performant est valable dans la gamme de puissance au-dessous de 150 MW comparé à d'autres cycles combinés.

8. Conclusion :

Ce chapitre nous a permis de bien comprendre le rôle des turbines à gaz dans l'industrie, ainsi que ses différents modèles et ses différentes classifications, et les organes constitutifs de la turbine à gaz MS 5002C implantée dans l'unité de traitement des gaz associés a (Tin Fouyé Tabankort), Ain amenas en suivant le cheminement comburant carburant passant par le compresseur axial et la chambre de combustion puis les turbines de détente en fin l'échappement. et de voir l'influence des agents externes (les facteurs de conception telle que la température maximale du cycle, et les facteurs ambiants tels que la température ambiante et l'humidité relative) sur ses performances.

Chapitre 3 :

Calcul des paramètres de l'installation
1. Etude des cycles thermodynamiques et efficacité de la turbine à gaz :

La conversion de la chaleur dégagée dans la chambre de combustion en énergie mécanique dans la turbine de détente est réalisée suivant le cycle de BRAYTON comme le montre la figure (3.1). A présent nous étudions les cycles, idéal et réel, ainsi que les paramètres énergétiques qui régissent une turbine à gaz.



Figure (3.1) Schéma généralisé d'une turbine à gaz

1.1. Etude du cycle idéal :

Le cycle idéal d'une turbine à gaz est le cycle de Brayton, se compose :

-D'une compression isentropique (dans un compresseur)

- D'un apport de chaleur isobare (dans la chambre de combustion)

- D'une détente isentropique (dans une Turbine de détente)

- D'un refroidissement isobare (dans un échangeur de chaleur dans un cycle fermé ou à l'atmosphère dans un cycle ouvert).



Figure (3.2) : Diagramme P-V d'un cycle idéal de Brayton



Figure (3.3) : Diagramme T-S d'un cycle idéal de Brayton

Les grandeurs principales qui fixent le cycle thermodynamique d'une turbine à gaz sont :

- La température minimale T₁ (température ambiante)
- La température maximale T₃ (température maximale du cycle)
- Le taux de compression du compresseur $\tau_c = \left(\frac{P_{t2}}{P_{t4}}\right)$.

1.1.1. Étude de la compression :

Le travail de compression W_c , rapporté au kilogramme de fluide à pour

expression :

$$W_{c} = \int_{T_{1}}^{T_{2} \text{is}} C_{p}(T) dT = \overline{C_{p}}(T_{2} \text{is} - T_{1})$$
(3.1)

Or dans une évolution isentropique :

$$\frac{T_{2is}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$
(3.2)

Donc l'expression du travail idéal par kg de fluide devient :

$$W_c = \overline{C_p} T_1(\tau_c \frac{\gamma - 1}{\gamma} - 1)$$
(3.3)

1.1.2. Étude de la combustion :

On a l'équation de la chaleur fournie par la combustion pour un Kg du mélange gazeux :

$$Q = \int_{T_{2is}}^{T_3} C_p(T) dT = \overline{C_p} T_1(r - \tau_c \frac{\gamma - 1}{\gamma})$$
(3.4)

Avec $r = \frac{T_3}{T_1}$

1.1.3. Étude de la détente :

On a l'équation du travail de détente par Kg de fluide :

$$W_T = \int_{T_3}^{T_{4is}} C_p(T) dT = \overline{C_p}(T_{3is} - T_{4is})$$
(3.5)

On c'est que dans une évolution isentropique :

$$\frac{T_{4\rm is}}{T_3} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \tag{3.6}$$

Donc l'expression du travail idéal par kg de fluide devient :

$$W_T = \overline{C_p} T_3 (1 - \tau_d \frac{1 - \gamma}{\gamma})$$
(3.7)

Avec τ_d Le taux de détente de la turbine $\tau_d = \frac{P_3}{P_4}$

Le travail massique net idéal fourni par la détente :

$$W_{net} = W_T - W_C = \int_{T_3}^{T_{4is}} C_p(T) dT - \int_{T_1}^{T_{2is}} C_p(T) dT$$
(3.8)

En mettant en évidence le rapport de température T_3/T_1 qui caractérise le niveau de technologie de la machine, on obtient:

$$W_{net} = \overline{C_p} T_1 \left[\frac{T_3}{T_1} \left(1 - \tau_d \frac{1 - \gamma}{\gamma} \right) - \left(\tau_c \frac{\gamma - 1}{\gamma} - 1 \right) \right]$$
(3.9)

On définit le rendement thermique comme étant le rapport entre le travail net de la turbine et la chaleur dégagée à la combustion:

$$\eta_{Th} = \frac{\overline{C_p} T_1 \left[\frac{T_3}{T_1} (1 - \tau_d \frac{1 - \gamma}{\gamma}) - (\tau_c \frac{\gamma - 1}{\gamma} - 1) \right]}{\overline{C_p} T_1 (r - \tau_c \frac{\gamma - 1}{\gamma})}$$
(3.10)

Donc on aura :

$$\eta_{Th} = \frac{(T_3 - T_{4is}) - (T_{2is} - T_1)}{(T_3 - T_{2is})}$$
(3.11)

1.2. Étude du cycle réel :

Le cycle réel de la turbine à gaz simple s'écarte du cycle idéal tant par les irréversibilités dans le compresseur et dans la turbine ainsi que par la chute de pression dans la chambre de combustion et les canaux d'écoulement.



Figure (3.4) : Diagramme T-S d'un cycle réel sans pertes de pression.

1.2.1. Étude de la compression :

On définit le rendement polytropique et isentropique du compresseur par :

$$\eta_{poly,c} = \frac{W_{c,poly}}{W_{c,r\acute{e}el}} = \frac{H_{t2,poly} - H_{t1}}{H_{t2} - H_{t1}}$$
(3.12)

$$\eta_{c,is} = \frac{W_{c,is}}{W_{c,r\acute{e}el}} = \frac{H_{t2,is} - H_{t1}}{H_{t2} - H_{t1}}$$
(3.13)

En supposant une chaleur spécifique constante, le rendement isentropique devient :

$$\eta_{is,c} = \frac{T_{t2,is} - T_{t1}}{T_{t2} - T_{t1}} \tag{3.14}$$

On sait que dans une évolution isentropique :

$$P_{t1}^{1-\gamma}T_{t1}^{\gamma} = P_{t2,is}^{1-\gamma}T_{t2,is}^{\gamma}$$
(3.15)

Ce qui donne :

$$\frac{T_{t2,is}}{T_{t1}} = \left(\frac{P_{t2,is}}{P_{t1}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$
(3.16)

Donc l'équation du travail réel par kg de fluide devient :

$$W_{c,r\acute{e}el} = \frac{W_{c,is}}{\eta_{c,is}} = \frac{T_{t1}C_{pa}}{\eta_{c,is}} (\tau_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1)$$
(3.17)

En utilisant la notion du rendement polytropique :

$$\eta_{p,c} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \times \frac{k - 1}{k} \tag{3.18}$$

On peut écrire la relation suivante :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \times \frac{1}{\eta_{p,c}}}$$
(3.19)

Le travail réel de compression $W_{c,réel}$ rapporté par kg de fluide en évolution à pour expression :

$$W_{c,r\acute{e}el} = \int_{T1}^{T2} C_p(T) dT = \overline{C_p} T_1 \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \times \frac{1}{\eta_{p,c}}} - 1 \right)$$
(3.20)

1.2.2. Étude de la combustion :

La quantité de chaleur fournit au fluide par unité de masse :

$$Q = \int_{T_2}^{T_3} C_p(T) dT = \overline{C_p} T_1(r - \tau_c \frac{\gamma - 1}{\gamma})$$
(3.21)

En utilisant la relation polytropique :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \times \frac{1}{\eta_{p,c}}}$$
(3.22)

On obtient :

$$Q = \overline{C_p} \left[(T_3 - T_2) \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma} \times \frac{1}{\eta_{p,c}}} \right]$$
(3.23)

1.2.3. Étude de la détente :

On définit le rendement polytropique et isentropique de la turbine par :

$$\eta_{T,poly} = \frac{W_{T,r\acute{e}el}}{W_{T,poly}} = \frac{H_{t3} - H_{t4}}{H_{t3} - H_{t4,poly}}$$
(3.24)

$$\eta_{T,is} = \frac{W_{T,r\acute{e}el}}{W_{T,is}} = \frac{H_{t3} - H_{t4}}{H_{t3} - H_{t4,is}}$$
(3.25)

Supposant une chaleur spécifique constante, le rendement isentropique devient:

$$\eta_{is,c} = \frac{T_{t3} - T_{t4}}{T_{t3} - T_{t4,is}} \tag{3.26}$$

On c'est que dans une évolution isentropique :

$$P_{t3}^{1-\gamma}T_{t3}^{\gamma} = P_{t4,is}^{1-\gamma}T_{t4,is}^{\gamma}$$
(3.27)

Ce qui donne :

$$\frac{T_{t4,is}}{T_{t3}} = \left(\frac{P_{t4,is}}{P_{t3}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$
(3.28)

Donc l'équation du travail réel devient :

$$W_{T,r\acute{e}el} = \eta_{T,is} W_{T,is} = \eta_{T,is} C_{pg} T_{t3} (1 - \tau_d \frac{1 - \gamma}{\gamma})$$
(3.29)

On peut écrire la relation suivante :

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \times \eta_{p,T}}$$
(3.30)

Le travail réel de compression $W_{c,r\acute{e}el}$ rapporté par kg de fluide en évolution a pour expression :

$$W_{T,r\acute{e}el} = \int_{T3}^{T4} C_{pg}(T) dT$$
 (3.31)

Il vient :

$$W_{T,r\acute{e}el} = \overline{C_{pg}} T_3 \left(1 - \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma} \times \eta_{p,T}} \right)$$
(3.32)

Le travail de détente réellement récupéré est :

$$W_{T,net} = W_{T,r\acute{e}el} - W_{c,r\acute{e}el} = \overline{C_{pg}}T_3\left(1 - \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}\times\eta_{p,T}}\right) - \overline{C_p}T_1\left(\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}\times\frac{1}{\eta_{p,c}}} - 1\right)$$
(3.33)

Donc :

$$W_{T,net} = \frac{\eta_{T,is} C_{pg} T_{t3} \left(\tau_{d} \frac{1-\gamma}{\gamma} - 1 \right) - \frac{T_{t1} C_{pa}}{\eta_{c,is}} (\tau_{c} \frac{\gamma-1}{\gamma} - 1)}{C_{p} \left[T_{t3} - T_{t1} \left(1 + \frac{\tau_{c} \frac{\gamma-1}{\gamma} - 1}{\eta_{is,c}} \right) \right]}$$
(3.34)

1.3. Étude du cycle réel pour un fonctionnement de la TAG MS 5002 C de l'UTGA à T_{amb} = 43°C :

1.3.1. Les données du constructeur :

1.3.1.1. Paramètres de l'air ambiant dans les conditions ISO :

- Température de l'air ambiante : T=15°C = 288.15°K.

- Pression atmosphérique : P=1.013 Bar

1.3.1.2. Caractéristiques du fonctionnement du générateur du gaz :

- Taux de compression du compresseur axial : $\tau_c = 6,55$;
- Rendement isentropique du compresseur axial : $\eta_{isc} = 0.8$;
- Rendement isentropique de la chambre de combustion : η_{cc} = 0.95 ;
- Rendement isentropique de la turbine haute pression : η_{Thp} = 0.92 ;
- Vitesse de rotation de la turbine haute pression : $N_{Thp} = 5100 \text{ tr/min}$;
- Rendement isentropique de la turbine basse pression : $\eta_{bp} = 0.91$;
- Vitesse de rotation de la turbine haute pression : N_{Tbp} = 4670 tr/min
- Température dégagée à la sortie de la chambre de combustion : T₃ = 966°C ;
- Puissance utile : P_u=29 MW ;
- Pouvoir calorifique du combustible : PCI = 44500 kJ/kg.

1.3.2. Calcul suivant les données du site :

Le tableau (3.1) présente les valeurs affichées sur l'écran de la salle de contrôle :

Température	Température	Température	Pression	Vitesse HP	Vitesse BP
Т1 (°К)	Т2 (°К)	Т ₅ (°К)	P ₂ (Bar)	(tr/min)	(tr/min)
316,15	595,15	788,15	6,3	5101	4705

Tableau (3.1) : Valeurs affichées sur le MARK VI

1.3.3. Procédure de calcul :

1.3.3.1. Partie compresseur :

La pression d'admission s'exprime :

$$P_1 = P_0 - \Delta P$$
 [2] (3.35)

Avec : Perte de pression à l'aspiration : $\Delta P = 100 \text{ mmH2O} = 9,8066.10^{-3} \text{ bar}.$

P₀ : la pression atmosphérique régnante au site, qui est en fonction de l'altitude :

$$P_0 = P_{atm} \left[\frac{1 - 0.0065 Z}{288.5} \right]^{5.31}$$
 [5] (3.36)

L'altitude du site où est implantée la turbine : Z=432m.

• Calcul du taux de compression du compresseur axial :

$$\tau_c = \frac{P_2}{P_1}$$
(3.37)

• Le débit massique de l'air à l'entrée compresseur :

Le débit massique de l'air est en fonction de sa masse volumique qui est une fonction de la température ambiante obéissant à la relation (3.38)

$$\rho(T) = \rho(T=0)(\frac{273,15}{T+273,15})$$
(3.38)

Pour
$$T = 0 \,{}^{\circ}C \longrightarrow \rho(T = 0) = 1,227 \,{}^{\text{Kg}}\!/_{\text{m}^3}$$
 (3.39)

D'où :

$$\rho(T = 15^{\circ}C) = \rho(T = 0^{\circ}C) * \left(\frac{273,15}{273,15+15}\right) = 1,163 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$
(3.40)

$$\rho(T = 43^{\circ}C) = \rho(T = 0^{\circ}C) * \left(\frac{273,15}{273,15+43}\right) = 1,060 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$
(3.41)

D'après les données du constructeur, pour des conditions ISO, le débit massique de l'air à l'entrée compresseur est de : $m_a = 445000 \text{ kg/h}$.

$$\dot{m}_{a\,iso} = 445000 \frac{Kg}{h} \,\mathrm{a} \,T = 15^{\circ}C \,\mathrm{avec}\,\dot{m}_{a} = q_{a}*\rho \,(T = 15^{\circ}C)$$
(3.42)

D'où :

$$\dot{q}_a = \frac{445000}{(3600 * 1,163)} = 106,28 \ \frac{m^3}{s} \tag{3.43}$$

Donc :

$$\dot{m}_a = \dot{q}_a \,\rho_a(T_{amb}) \tag{3.44}$$

D'où :

$$\dot{m}_{a\ (T=43^{\circ}C)} = \dot{q}_{a} * \rho(T=43^{\circ}C) = 112,66 \ \frac{Kg}{s}$$
(3.45)

• Calcul de T_{2is} :

En supposant une compression isentropique, on peut calculer T_{2is} comme suit :

$$T_{2is} = T_1 \tau_c^{\frac{R}{C_{pa}}}$$
(3.46)

En supposant que l'air ne contient que de l'oxygène avec une fraction volumique de 0,21 et de l'azote avec une fraction volumique de 0,79.

En utilisant les fonctions des tables données en annexe(1) on calcule la chaleur spécifique moyenne de l'oxygène et du diazote entre la température T_1 et la température T_{2is} .

$$\overline{C_{p_{O_2}}}\Big|_{T_1}^{T_{2is}} = \frac{1}{T_{2is} - T_1} \int_{T_1}^{T_{2is}} C_{p_{O_2}}(T) dT$$
(3.47)

$$\overline{C_{p_{N_2}}}\Big|_{T_1}^{T_{2is}} = \frac{1}{T_{2s} - T_1} \int_{T_1}^{T_{2is}} C_{p_{N_2}}(T) dT$$
(3.48)

D'où : La chaleur spécifique moyenne de l'air entre la température T_1 et T_{2is} s'exprime :

$$\overline{C_{p_a}}\Big|_{T_1}^{T_{2is}} = 0.21 \,\overline{C_{p_{O_2}}}\Big|_{T_1}^{T_{2is}} + 0.79 \,\overline{C_{p_{N_2}}}\Big|_{T_1}^{T_{2is}}$$
(3.49)

Maintenant on remplace l'équation (3.49) dans l'équation (3.46) pour calculer la valeur de T_{2is} et on répète les calculs de (3.46) jusqu'à (3.49) pour avoir la valeur exacte de la température T_{2is} et de la chaleur spécifique moyenne de l'air, et on compare à chaque fois la nouvelle valeur de T_{2is} avec la précédente jusqu'à ce que la différence entre deux valeurs successives de T_{2is} soit inferieure a 0.001, à ce moment on retient la valeur de T_{2is} et de $\overline{C_{p_a}}\Big|_{T_1}^{T_{2is}}$.

1.3.3.2. Combustion

Depuis que l'homme a su les déclencher et les maîtriser, les phénomènes de combustion lui ont permis d'assurer sa survie (chauffage, éclairage, alimentation) puis d'accéder à la civilisation industrielle. Dans notre monde moderne, la combustion vive du charbon, des hydrocarbures ou d'autres produits organiques permet le fonctionnement des foyers domestiques et industriels et des différents types de moteurs utilisés eux-mêmes pour le transport terrestre, fluvial, maritime et aérien, ou encore pour l'agriculture.[6]

Le tableau (3.2) donne la composition du fuel utilisé à l'UTGA pour la turbine MS 5002 C

Elément	N ₂	CO ₂	CH ₄	C_2H_6	C_3H_8	i-C ₄ H ₁₀	n-C ₄ H ₁₀	$i-C_5H_{12}$	$n-C_5H_{12}$	C ₆ H ₁₄
Masse molaire	28	44	16	30	44	58	58	72	72	86
% molaire	5,87	0,21	84,44	6,63	1,87	0,28	0,45	0,09	0,1	0,06

Tableau (3.2) : Composition du gaz naturel de TFT

La masse moléculaire du combustible :

$$M_g = \sum M_i V_i = 18,67 \ kg/kmole$$
 (3.50)

 V_i : est la fraction volumétrique qui est égale à la fraction molaire (x_i) dans le cas des gaz.

Le tableau (3.3) donne la composition des fumés pour 100 Kmoles de combustible.

Composant du combustible	% molaire	O ₂ pour la combustion	Composition des fumées				Composant du combustible
		Kmole	CO ₂	H ₂ O	O ₂	N ₂	
CH ₄	84,4	168,88	84,44	168,88	-	-	CH_4
C ₂ H ₆	6,63	23,205	13,26	19,89	-	-	C ₂ H ₆
C ₃ H ₈	1,87	9,35	5,61	7,48	-	-	C ₃ H ₈
i-C ₄ H ₁₀	0,28	1,82	1,12	1,4	-	-	i-C ₄ H ₁₀
n-C ₄ H ₁₀	0,45	2,925	1,8	2,25	-	-	$n-C_4H_{10}$
i-C₅H ₁₂	0,09	0,72	0,45	0,54	-	-	i-C ₅ H ₁₂
n-C ₅ H ₁₂	0,10	0,8	0,5	0,6	-	-	$n-C_5H_{12}$
C ₆ H ₁₄	0,06	0,57	0,36	4,2	-	-	C_6H_{14}
CO ₂	0,21	-	0,21	-	-	-	CO ₂
N ₂	5,87	-	-	-	-	5,87	N ₂
TOTAL	100	208,27	-	87,698	41,654	940,19	Air de combustion
O₂ dans l'excè	O ₂ dans l'excès d'air 20%		107,75	292,938	41,654	946,06	TOTAL
O ₂ dans l'air de combustion		249,924	7,76	21,1	3,0	68,14	% molaire
N_2 dans l'air de combustion		940,19					
Nombre de Kmoles d'air de combustion pour 100 moles de gaz combustible		1190,114	1388,402			Nombre total de Kmoles de fumées pour 100 moles de combustible	

Tableau (3.3) : Résultat d'analyse et composition des fumées

Cette composition peut s'écrire sous la forme $C_{1.0754}H_{4.0292}$ (Annexe2), tenant compte de la composition du gaz utilisé, la réaction de la combustion complète avec excès d'air sans dissociation s'écrit :

$$C_{x}H_{y} + \lambda\left(x + \frac{y}{4}\right)\left(O_{2} + \frac{79}{21}N_{2}\right) \longrightarrow xCO_{2} + \frac{y}{2}H_{2}O + (\lambda - 1)\left(x + \frac{y}{4}\right)O_{2} + \lambda\frac{79}{21}(x + \frac{y}{4})N_{2}$$
(3.51)
Ou bien :

$$X_{1}CH_{4} + X_{2}C_{2}H_{6} + X_{3}C_{3}H_{8} + i - X_{4}C_{4}H_{10} + n - X_{4}C_{4}H_{10} + i - X_{5}C_{5}H_{12} + n - X_{5}C_{5}H_{12} + X_{6}C_{6}H_{14} + 0,0249N_{2} + 0.0021CO_{2} + \lambda \left(a + \frac{b}{2}\right) \left(O_{2} + \frac{79}{21}N_{2}\right) \longrightarrow (3.52)$$

$$a CO_{2} + b H_{2}O + d N_{2} + e O_{2}$$

La conservation des espèces chimiques donne le système d'équations suivant :

$$Carbon: a = X1 + 2X2 + 3X3 + 4X4 + 4\tilde{X}4 + 5X5 + 5\tilde{X}5 + 6X6 + 0.0021$$
(3.53)

$$Hydrogene: b = 2X1 + 3X2 + 4X3 + 5X4 + 5\tilde{X}4 + 6X5 + 6\tilde{X}5 + 7X6$$
(3.54)

Azote :
$$d = \lambda \left(a + \frac{b}{2} \right) \left(\frac{79}{21} \right) + 0.0587$$
 (3.55)

$$Oxygene: e + \frac{b}{2} + a = \lambda \left(a + \frac{b}{2} \right) + 0.0021$$
 (3.56)

On considère que la chambre de combustion est adiabatique et en négligeant les variations de l'énergie cinétique et potentielle. On trouve que l'enthalpie des réactifs est égale à l'enthalpie des produits :

$$H_a + H_g = H_p \tag{3.57}$$

$$H = H_f^0 + \int_{298}^T \overline{Cp} \, dT \tag{3.58}$$

Connaissant la température des produits et des réactifs et les enthalpies de formation de chaque espèce voir (Annexe 3) on a :

$$\overline{H}_{a} = \lambda \left(a + \frac{b}{2} \right) \left[\left(\int_{298}^{T_{2}} Cp \ dT \right)_{O_{2}} + 3,76 \ \left(\int_{298}^{T_{2}} Cp \ dT \right)_{N_{2}} \right]$$
(3.59)

$$\overline{H}_{g} = \sum_{i=1}^{7} X_{i} \left[(H_{f}^{0})_{298} + \left(\int_{298}^{Tg} Cp \ dT \right) \right]_{i} + 0.0587 \left(\int_{298}^{Tg} Cp \ dT \right)_{N_{2}} + 0.0021 \left[(H_{f}^{0})_{298} + \left(\int_{298}^{Tg} Cp \ dT \right) \right]_{CO_{2}}$$
(3.60)

$$\overline{H}_{p} = a \left[(H_{f}^{0})_{298} + (\int_{298}^{T_{3}} Cp \, dT) \right]_{CO_{2}} + b \left[(H_{f}^{0})_{298} + (\int_{298}^{T_{3}} Cp \, dT) \right]_{H2O} + d \left[\int_{298}^{T_{2}} Cp \, dT \right]_{N_{2}} \right] + e \left[\int_{298}^{T_{2}} Cp \, dT \right]_{O_{2}} \right]$$
(3.61)

En remplaçant les équations (3.59) (3.60) (6.61) dans l'équation 3.57 afin de trouver la valeur du coefficient d'excès d'air (λ) et la composition des produits (a, b, d, e).

La résolution du système d'équations précédent conduit à un coefficient d'excès d'air $\lambda = 4.8$, (annexe 2).

• La masse moléculaire des fumées :

$$M_{mg} = \sum M_i V_I = 27,25 \text{ kg/kmole}$$
 (3.62)

• La masse volumique des fumées :

$$\rho_{mg} = \frac{M_{mg}}{22,413} = 1,2158 \text{ kg/}_{\text{m}^3} \tag{3.63}$$

• La masse moléculaire de l'air :

$$M_a = 0,79 M_{N2} + 0,21 M_{O2} \tag{3.64}$$

• Calcul du pouvoir calorifique inferieur PCI :

$$PCI = \sum PCI.V_i \tag{3.65}$$

Composant	Fraction volumique V _i (%)	PCI Kcal/m ³	PCI* V _i Kcal/m ³
N ₂	5,87		
CO ₂	0,21		
CH ₄	84,44	8090,34	6831,483
C ₂ H ₆	6,63	14397,26	954,538
C ₃ H ₈	1,87	20611,63	385,437
i-C ₄ H ₁₀	0,28	26707,64	74,781
n-C ₄ H ₁₀	0,45	26790,4	120,557
i-C ₅ H ₁₂	0,09	32994,1	29,695
$n-C_5H_{12}$	0,1	32994,1	32,994
C ₆ H ₁₄	0,06	39189,78	23,514
Total	100		8453,000

Tableau (3.4) : Tableau résumant le calcul du PCI

On a la masse volumique du combustible :

$$\rho_{combustible} = \frac{M_g}{22,413} = \frac{18,67}{22,413} = 0,8329 \ kg/m^3 \tag{3.66}$$

D'où :

$$PCI = \frac{PCI_{v}}{\rho_{combustible}} (4,185) = 42468,0191 \frac{kJ}{kg}$$
(3.67)

La température du mélange avant la combustion est obtenue à partir de la relation suivante : [2]

$$T_e = \frac{1.694 \,\gamma \, T_2 + T_g}{1,694 \,\gamma + 1} \tag{3.68}$$

Ou :

 T_2 : est la température sortie compresseur ;

 $T_g:$ est la température du fuel avant le mélange.

La chaleur spécifique du mélange gazeux entre la température T_e et T_3 (la température maximale du cycle) est :

$$\overline{C_{p_{gm}}}\Big|_{T_e}^{T_3} = \frac{a \overline{C_{p_{CO_2}}}\Big|_{T_e}^{T_3} + b \overline{C_{p_{H_2O}}}\Big|_{T_e}^{T_3} + d \overline{C_{p_{N_2}}}\Big|_{T_e}^{T_3} + e \overline{C_{p_{O_2}}}\Big|_{T_e}^{T_3}}{a + b + d + e}$$
(3.69)

La pression de fin de combustion P₃ est obtenue en tenant compte de la chute de pression à travers la chambre de combustion qui est estimée par le constructeur à l'ordre de 4%. [2]

$$P_3 = 0,96.P_2 \tag{3.70}$$

1.3.3.3. Partie détente :

• Turbine génératrice de gaz :

L'équilibre de puissance entre le compresseur et la turbine de haute pression se traduit par l'égalité du travail produit par la turbine haute pression W_{hp} et celui reçu par le compresseur, ainsi on a :

$$w_{hp} = \frac{w_c}{\eta_{mec}} \tag{3.71}$$

Pour cette étape, on commence par le calcul de la chaleur spécifique moyenne pour le processus de détente par la relation suivante :

$$\overline{C_{p_g}}\Big|_{T_4}^{T_3} = \frac{a \,\overline{C_{p_{CO_2}}}\Big|_{T_3}^{T_4} + b \,\overline{C_{p_{H_2O}}}\Big|_{T_3}^{T_4} + d \,\overline{C_{p_{N_2}}}\Big|_{T_3}^{T_4} + e \,\overline{C_{p_{O_2}}}\Big|_{T_3}^{T_4}}{a + b + d + e}$$
(3.72)

La température à la sortie de la turbine haute pression T_4 s'obtient de la manière suivante :

• Le travail de la détente HP est donné par :

$$w_{hp} = \overline{C_{p_g}} \Big|_{T_4}^{T_3} (T_3 - T_4)$$
(3.73)

D'où :

$$T_4 = T_3 - \frac{w_{hp}}{\overline{C_{p_g}}}\Big|_{T_4}^{T_3}$$
(3.74)

La valeur exacte de T_4 et $\overline{C_{p_g}}\Big|_{T_4}^{T_3}$ est obtenu en répétant le calcul de (3.73) jusqu'à (3.71), on réduisant la valeur de T_4 avec un pas de 0,001 a partir de T_3 et on compare à chaque fois la nouvelle valeur de W_{HP} de (3.71) avec (3.73) jusqu'à ce que la différence entre (3.71) et (3.73) devient inférieure à 0.001 ; on retient alors cette dernière valeur de T_4 et de $\overline{C_{p_g}}\Big|_{T_4}^{T_3}$

• Calcul de la pression à la sortie de la turbine HP :

Le rendement isentropique de la turbine HP est donné par la relation :

$$\eta_{is\,hp} = \frac{\overline{C_{p_g}}\Big|_{T_4}^{T_3} (T_3 - T_4)}{\overline{C_{p_g}}\Big|_{T_{4s}}^{T_3} (T_3 - T_{4s})}$$
(3.75)

On calcule alors la pression à la sortie de la turbine HP avec la relation :

$$P_4 = P_3 \left(\frac{T_{4s}}{T_3}\right)^{\frac{\overline{C_{p_g}}|}{R}}$$
(3.76)

On répète les calculs de (3.72) a jusqu'a (3.75) pour avoir la valeur exacte de T_{4is} et $\overline{C_{pg}}\Big|_{T_{4s}}^{T_3}$, on compare à chaque fois la nouvelle valeur de T_{4is} jusqu'à ce que la différence entre deux valeurs successives de T_{4is} devienne inferieure a 0.001 ; on retient alors cette dernière valeur de T_{4is} et de $\overline{C_{pg}}\Big|_{T_{4is}}^{T_3}$

La turbine BP :

Puisque T₅ est connue, on calcule directement $\overline{C_{p_g}}\Big|_{T_4}^{T_5}$ avec les équations de l'annexe (1)

ensuite le travail de la turbine basse pression.

1.3.3.4. Partie échappement :

• Calcul de la puissance maximale récupérable des gaz d'échappement :

$$\dot{Q}_{ech} = \dot{m}_{mg} \overline{C}_{p_g} \Big|_{T_{amb}}^{T_5} (T_5 - T_{amb}) \text{ avec } \dot{m}_{mg} = \dot{m}_a + \dot{m}_g$$
 (3.77)

1.3.4. Calcul des grandeurs énergétiques du cycle :

A présent, on peut calculer les grandeurs énergétiques du cycle en introduisant les pertes mécaniques et thermiques pour corriger les différents paramètres afin d'avoir des résultats précis.

• Travail du compresseur :

$$w_c = \overline{C_{p_a}} \Big|_{T_1}^{T_2} (T_2 - T_1)$$
(3.78)

• Chaleur reçue dans la chambre de combustion :

$$q_{cc} = \overline{C_{p_a}} \Big|_{T_e}^{T_3} (T_3 - T_e)$$
(3.79)

On corrige la valeur de la chaleur reçue par le cycle, par un coefficient de perte thermique égal à 0.9928 [2].

$$Q_{cc} = \frac{q_{cc}}{0,9928} \tag{3.80}$$

- Travail de détente :
 - > Turbine HP :

$$w_{hp} = \overline{C_{p_g}}\Big|_{T_3}^{T_4} (T_3 - T_4)$$
(3.81)

> Turbine BP :

$$w_{bp} = \overline{C_{p_g}}\Big|_{T_4}^{T_5} (T_4 - T_5)$$
(3.82)

Travail net :

$$w_{net} = (1+y)w_{bp}$$
 Avec : $y = \frac{m_{mg}}{\dot{m}_a}$ (3.83)

On corrige la valeur du travail de la turbine basse pression, par un coefficient de perte

68

mécanique égal à 0.9928 [5] :

$$W_{net} = w_{net} . (0,9928) \tag{3.84}$$

• Puissance nette :

$$\dot{W}_{net} = \dot{m}_{ma}.W_{net} \tag{3.85}$$

• Rendement thermique de la turbine a gaz :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{(1+y)Q_{cc}} \tag{3.86}$$

2. Présentation de l'installation améliorée :

La figure (3.5) montre l'installation améliorée dans le cas des conditions sévères de fonctionnement (conditions sahariennes en Algérie avec des températures ambiantes de l'ordre de 60°C en été). Cette figure montre un couplage de trois installations (une turbine à gaz, une installation ORC et une machine frigorifique) afin de refroidir l'air à l'entrée du compresseur de la turbine à gaz.



69

2.1. Principe de fonctionnement de l'installation :

Cette étude porte sur l'amélioration des performances d'une turbine à gaz par la récupération des rejets thermiques. L'idée est de récupérer la chaleur des fumées par un échangeur thermique pour faire chauffer le fluide du cycle organique de Rankine qui sera ensuite détendu dans une turbine de détente qui produira la puissance nécessaire qui entrainera le compresseur de la machine frigorifique.

2.2. Étude du cycle organique de Rankine :

Le cycle organique de Rankine est comparable au cycle à vapeur d'eau de Rankine mais le fluide de travail est un composant organique.

Dans ce cycle, on utilise un fluide condensable qui est refroidi à une pression et une température suffisante pour qu'il soit entièrement liquéfié avant compression. Dans ces conditions, le travail de compression devient quasiment négligeable devant le travail de détente.



Figure (3.6) : Schéma généralisé du cycle organique de Rankine.

Le cycle simple de Rankine se compose : d'une Pompe ; d'un échangeur de récupération, d'une turbine de détente et d'un condenseur.

Le cycle se compose des transformations suivantes :

- 4P → 1P : Aspiration /refoulement dans une pompe
- 2P → 3P : Détente dans une turbine
- 3P → 4P : Désurchauffe puis condensation isobare dans un condenseur

2.2.1. Bilan énergétique sur la pompe :

La circulation du fluide du cycle ORC est assurée par une pompe qui augmente la pression du réfrigérant de la pression de condensation a la pression d'entrée de la turbine, la figure (3.7) illustre un schéma simplifié de la pompe en question.



Figure (3.7) : Schéma simplifié de la pompe

En régime stationnaire, la puissance consommée par la pompe est donnée par :

$$\dot{W}_p = \dot{m}_m (h_{1P} - h_{4P}) = \frac{m_m}{\rho_{4P}} (P_{bouilleur} - P_{condenseur})$$
(3.87)

L'entropie est donnée par :

$$\dot{S}_e = \dot{m}_m (s_{1p} - s_{4p})$$
 (3.88)

2.2.2. Bilan énergétique sur l'échangeur de récupération :

Les gaz d'échappement de la turbine à gaz assurent l'échauffement, l'évaporation puis la surchauffe du fluide par l'intermédiaire d'un échangeur de récupération des rejets thermiques , la figure (3.8) montre le schéma simplifié de cet échangeur.



Figure (3.8) : Schéma simplifié de l'échangeur de récupération

En régime permanent, le bilan d'énergie s'écrit simplement :

$$Q_{ech} = \dot{m}_m (h_{2P} - h_{1P}) = \dot{m}_{ech} C_{p_{ech}} (T_4 - T_{4e})$$
(3.89)

L'entropie générée est donnée par :

$$\dot{S}_{g\acute{e}n} = \dot{m}_{ech}(s_{4e} - s_4) + \dot{m}(s_{2P} - s_{1P})$$
(3.90)

2.2.3. Bilan énergétique sur la turbine de détente :

La turbine a pour objectif d'entrainer le compresseur de la machine frigorifique, elle assure la conversion de puissance calorifique en puissance mécanique.la figure (3.9) montrant un schéma simplifié de la turbine :



Figure (3.9) : Schéma simplifié de la turbine de détente

En régime stationnaire, la puissance fournie par la turbine est donnée par :

$$\dot{W}_{TR} = \dot{m}_m (h_{2P} - h_{3P}) = \frac{W_{CR}}{\eta_m}$$
 (3.91)

 η_m : Rendement de l'accouplement mécanique.

L'entropie générée est donnée par :

$$\dot{S}_e = \dot{m}_m (s_{3p} - s_{2p}) \tag{3.92}$$

2.2.4. Bilan énergétique sur le condenseur de l'ORC :

Le condenseur du cycle ORC et identique à celui de la machine frigorifique, voici donc un schéma simplifié dans la figure (3.10) :



Figure (3.10) : Schéma simplifié du condenseur de l'ORC

On trouve de la même façon que le condenseur de la machine frigorifique :

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_{3P} - h_{4P}) \tag{3.93}$$

L'entropie générée est donnée par :

$$\dot{S}_{g\acute{e}n} = \frac{\dot{Q}_L}{T_{amb}} + \dot{m}(s_{4P} - s_{3P})$$
(3.94)

Le rendement de l'ORC est défini comme le rapport de la puissance nette délivrée par la turbine sur la puissance thermique fournie à l'échangeur de récupération :

$$\eta_{ORC} = \frac{W_{turbine} - W_{pompe}}{\dot{Q}_{ech}}$$
(3.95)

2.3. Etude de la machine frigorifique :

Il s'agit d'une machine frigorifique classique à compression de vapeur décrivant un cycle simple mono-étagée. Elle se compose : d'un évaporateur, un compresseur, un condenseur et une vanne de détente.

Le cycle frigorifique se compose des transformations suivantes :

4R — 1R : évaporation isobare dans un évaporateur

1R — 2R : compression adiabatique dans un compresseur

2R ----- 3R : condensation isobare dans un condenseur



Figure (3.11) : Schéma généralisé de la machine frigorifique

2.3.1. Bilan énergétique sur l'évaporateur :

L'évaporateur sert à refroidir l'air d'admission du compresseur de la TAG et cela en absorbant sa puissance thermique par l'intermédiaire d'un fluide frigorigène qui s'évapore à pression constante, la figure (3.12) montre un schéma simplifié de l'évaporateur :



Figure (3.12) : Schéma simplifié de l'évaporateur

En règle générale, les variations des énergies cinétique et potentielle sont négligeables devant celles de l'enthalpie. De plus, au niveau de l'évaporateur, il n'y a pas d'échange d'énergie mécanique. En régime permanent, le bilan d'énergie s'écrit alors simplement :

$$\dot{Q}_f = \dot{m}(h_{1R} - h_{4R}) = \dot{m}_{air}\overline{C_{p_{air}}}(T_{amb} - T_1)$$
(3.96)

La quantité $\Delta h_{ev} = (h_{1R} - h_{4R})$ est la variation d'enthalpie massique du fluide frigorigène ; on l'appelle production frigorifique massique à l'évaporateur. Pour une puissance frigorifique à fournir, plus la production frigorifique massique est élevée, plus le débit massique de frigorigène nécessaire sera faible.

L'entropie générée est donnée par :

$$\dot{S}_{g\acute{e}n} = \dot{m}(s_{1R} - s_{4R}) + \dot{m}_{air}(s_1 - s_{amb})$$
(3.97)

2.3.2. Bilan énergétique sur le compresseur:

Le compresseur sert à élever la pression du fluide frigorigène jusqu'à la pression de condensation, voici un schéma simplifié du compresseur dans la figure (3.13) :



Figure (3.13) : Schéma simplifié du compresseur frigorifique

Les variations d'énergie cinétique et potentielle sont encore très faibles devant les variations d'enthalpie. En régime stationnaire, le bilan d'énergie au compresseur s'écrit :

$$\dot{W}_{CR} = \dot{m}(h_{2R} - h_{1R}) \tag{3.98}$$

L'entropie générée est donnée par :

$$S_{g\acute{e}n} = \dot{m}(s_{2R} - s_{1R}) \tag{3.99}$$

2.3.3. Bilan énergétique sur le condenseur:

Le condenseur a pour but d'extraire la chaleur afin d'assurer le refroidissement et la condensation du fluide frigorigène, et la figure (3.14) montre un schéma simplifié du condenseur.



Figure (3.14) : Schéma simplifié du condenseur frigorifique

On trouve de la même façon que pour l'évaporateur :

$$\dot{Q}_c = \dot{m}(h_{2R} - h_{3R})$$
 (3.100)

L'entropie générée est donnée par :

$$\dot{S}_{g\acute{e}n} = \frac{\dot{Q}_c}{T_c} + \dot{m}(s_{3R} - s_{2R})$$
(3.101)

2.3.4. Bilan énergétique sur le détendeur:

La détente du fluide frigorigène s'effectue isenthalpiquement et sans échange ni de chaleur ni du travail avec le milieu extérieur ; la figure (3.15) montre un schéma simplifié du détendeur en question :



Figure (3.15) : Schéma simplifié du détendeur

En régime permanent, les variations d'énergie potentielle et cinétique étant négligeables, le premier principe s'écrit :

$$h_{3R} = h_{4R} (3.102)$$

L'entropie générée est donné par :

$$\dot{S}_{g\acute{e}n} = \dot{m}(s_{4R} - s_{3R}) \tag{3.103}$$

Le COP est défini comme le rapport entre la quantité de froid produite par l'évaporateur et l'énergie mécanique consommée par le compresseur:

$$COP = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{W}_{CR}} = \frac{h_{1R} - h_{4R}}{h_{2R} - h_{1R}}$$
(3.104)

2.4. Dimensionnement des échangeurs :

• Le mode de transfert de chaleur :

Dans cette partie on verra les équations utilisées pour représenter le mode de transfert de chaleur dans un échangeur, pour cela on utilisera l'approche de la différence de température logarithmique (DTLM).

La puissance échangée à travers un échangeur de chaleur d'une surface A et de coefficient d'échange global U est donné par :

$$Q_{ech} = U.A.\Delta T_m \tag{3.105}$$

 ΔT_m étant la différence de température logarithmique :

$$\Delta T_m = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{ln \left(\frac{(T_{ce} - T_{fs})}{(T_{cs} - T_{fe})} \right)}$$
(3.106)

 T_{ce} et T_{fe} , les températures d'entrée du fluide chaud et froid respectivement, T_{cs} et T_{fs} , les températures de sortie.

Le coefficient d'échange global U est donné pour l'exemple d'un tube cylindrique :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \ln(r_0/r_i)}{2\pi\theta L} + \frac{A_i}{A_0}\frac{1}{h_0}}}$$
(3.107)

Avec h_i et h_0 les coefficients d'échanges convectifs à l'intérieur et à l'extérieur du tube respectivement, r_i et r_0 les rayons intérieur et extérieur du tube, A_i et A_0 les surfaces intérieur et extérieur du tube, θ la conductivité thermique du matériau constituant du tube et L la longueur du tube.



Figure (3.16): Coupe transversale d'un tube de l'échangeur

2.4.1. Echangeur de récupération de l'ORC :

L'échangeur de récupération est l'un des éléments essentiels de l'installation, car c'est là où s'effectue le transfert d'énergie nécessaire au fonctionnement de tout le système. Le rôle de l'échangeur est de récupérer l'énergie thermique des gaz d'échappement provenant de la turbine à gaz (avec un température de 515°C) pour faire chauffer le fluide moteur circulant dans l'ORC (d'une température maximal de 70°C) jusqu'à a l'état de vapeur saturé a une température de 170°C.

On peut distinguer 3 parties dans l'échangeur :

- La partie de préchauffage du fluide de 70°C à 170°C,

- La partie de l'évaporation du fluide à la température de saturation de 170°C,

- La partie de la surchauffe du fluide jusqu'à une certaine température (T_{sur max}=80°C).

Pour notre cas on a opté pour un échangeur Tube-calandre avec les gaz d'échappement circulant côté calandre et le fluide moteur côté tubes. Le modèle d'échangeur et ces dimensions sont détaillés dans l'annexe (4).

2.4.1.1. Le coefficient d'échange côté gaz d'échappement :

Côté gaz d'échappement, le coefficient de transfert de chaleur est calculé en supposant un écoulement à travers des tubes avec un agencement en quinconce.

Le nombre de Nusselt est calculé à partir de la relation empirique présentée par Zukauskas [7]:

$$Nu = \frac{h_0 d}{\theta_{gaz}} = CRe_{d,max}^n Pr_{gaz}^{0,36} \left(\frac{Pr_{gaz}}{Pr_w}\right)^{1/4}$$
(3.108)

Avec C=0,022 et n=0,84.

Toutes les propriétés exceptées Pr_w sont évaluées par rapport à la température moyenne des gaz d'échappement entre l'entrée et la sortie :

$$T_{moy} = \frac{(T_{gaz} + T_{sgaz})}{2}$$
 (3.109)

Pr_w est évaluée par rapport à la température de parois :

$$T_w = \frac{\left(T_{gaz} + T_{amb}\right)}{2} \tag{3.110}$$

 $Re_{d,max}$ est calculé à la base de la vitesse maximale de l'écoulement dans l'échangeur :

$$u_{max} = u_{\infty} \left(\frac{S_n}{S_n - d} \right) \tag{3.111}$$

$$Re_{d,max} = \frac{\rho_{gaz} u_{max} d}{\mu_{gaz}}$$
(3.112)

 u_{∞} étant la vitesse des gaz d'échappement a l'infini amont, c'est-à-dire à la sortie de la roue BP de la turbine à gaz :

$$u_{\infty} = \frac{4m_{gaz}}{\rho_{gaz}\pi D_{BP}^2} \tag{3.113}$$

 \dot{m}_{gaz} est le débit des gaz d'échappement, D_{BP} le diamètre de la roue BP et ho_{gaz} la masse

volumique des gaz.

2.4.1.2. Le coefficient d'échange coté tube :

Coté tube on à faire a deux modes de transfert de chaleur, on a le cas du préchauffage et de la surchauffe du fluide ,et le cas de l'évaporation à la température de saturation, il est donc préférable de séparer ces deux transformations l'une de l'autre:

1^{er} cas : Préchauffage et surchauffe :

Le coefficient d'échange à l'intérieur des tubes de l'échangeur est calculé à partir de la relation empirique donnée par Gnielinski [8]:

$$Nu_f = \frac{h_i d}{\theta_f} = 0.0214 (Re_f^{0.8} - 100) Pr_f^{0.4}$$
(3.114)

> 2eme cas : évaporation :

Le coefficient d'échange à l'intérieur des tubes de l'échangeur est calculé à partir la relation établie par Chen **[9]**. Il postule que le transfert de chaleur est la somme d'une contribution due à la nucléation et d'une contribution due à la convection dans le fluide. Le coefficient d'échange convectif global s'écrit alors :

$$h_i = Eh_f + Ih_{Nc} \tag{3.115}$$

 h_f : Coefficient d'échange dû à la convection,

 h_{Nc} : Coefficient d'échange dû à la nucléation,

E : Facteur d'amplification et

S : Facteur d'atténuation.

 h_f est calculé à partir de la relation suivante :

$$h_f = (\theta_f / d) 0.023 R e^{0.8} P r^n \tag{3.116}$$

n = 0.3 Pour la condensation et 0.4 pour l'évaporation.

Le facteur d'amplification *E* et introduit par Gungor-Winterton [10] :

$$E = 1 + 24000Bo^{1.16} + 1.37 \left(\frac{1}{X_n}\right)^{0.86}$$
(3.117)

 X_n est le paramètre de Martinelli :

$$X_n = \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0.1} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9}$$
(3.118)

79

Avec x le titre de vapeur, μ la viscosité dynamique et ρ la masse volumique pour chaque phase.

Le nombre d'ébullition *Bo* est défini par:

$$Bo = \frac{\dot{Q}_{ech}}{L_v S_{ech}} \frac{S_p}{\dot{m}}$$
(3.119)

 \dot{Q}_{ech} étant la puissance thermique échangée, L_v la chaleur latente, \dot{m} le débit du fluide, S_{ech} la surface d'échange et S_p la section de passage du fluide.

Le facteur d'atténuation I est introduit par Chen par la relation :

$$I = (1 + 0.00000115(E)^{2}(Re)^{1.17})^{-1}$$
(3.120)

Le coefficient d'échange dû à la nucléation est donné par [9]:

$$h_{Nc} = 55 (P_{rp})^{0.12} (-0.4343 \ln(P_{rp}))^{-0.55} M^{-0.5} \left(\frac{\dot{Q}_{ech}}{S_{ech}}\right)^{0.67}$$
(3.121)

Avec :

$$P_{rp} = P/P_{crit} \tag{3.122}$$

P: Pression de condensation ou d'évaporation,

Pcrit : Pression critique du fluide,

M : Masse molaire du fluide.

2.4.2. Dimensionnement des condenseurs :

On a deux condenseurs dans l'installation :

- Le premier dans la machine frigorifique permet d'évacuer la puissance calorifique vers le milieu extérieur avant le passage du fluide frigorigène dans la vanne de détente.
- Le second dans l'installation ORC permet de refroidir et condenser le fluide provenant de la turbine de détente avant son entré dans la pompe.

Le modèle de condenseur utilisé est de type air-fluide comme il et détaillé dans l'annexe (4), avec le fluide chaud circulant dans des tubes avec ailettes circulaires et

refroidis avec l'air ambiant en convection forcée.

2.4.2.1. Le coefficient d'échange cote fluide caloporteur :

Pour le calcul du coefficient d'échange côté tube, on doit d'abord distinguer 2 cas :

- La Désurchauffe du fluide.
- La condensation à la température de saturation.

Le coefficient d'échange lors du changement de phase est calculé à partir des relations (3.115) jusqu'à (3.122) présenté précédemment. Dans le cas de la désurchauffe, on utilise la relation (3.114).

2.4.2.2. Le coefficient d'échange cote air :

Pour l'air de refroidissement, le coefficient d'échange global est calculé comme suite [11]:

$$h_a = \frac{\alpha_f}{A_t} \left(A_f \eta_f + A_r \right) \tag{3.123}$$

Avec A_r la surface du tube sans ailette, A_f la surface de l'ailette, η_f le rendement de l'ailette et A_t la surface globale du tube.

 α_f étant le coefficient d'échange convectif pour un écoulement autour d'un tube avec ailettes :

$$\alpha_f = 0.19 \left(\frac{k}{d}\right) \left(\frac{a}{b}\right)^{0.2} \left(\frac{s}{d}\right)^{0.18} \left(\frac{h}{d}\right)^{-0.14} Re^{0.65} Pr^{0.33}$$
(3.124)

Les coefficients a, b, s, d et h, sont des paramètres relatifs aux dimensions du condenseur, ils sont détaillés dans l'annexe (4).

2.5. Couplage de l'installation :

A l'aide d'un Couplage entre le logiciel de programmation Simulink MATLAB[®] et du logiciel de référence des propriétés thermodynamiques des fluides frigorigènes REFPROP, on a élaboré un programme de calcul, qui donne l'évolution des différents paramètres de l'installation en fonction de l'évolution de la température ambiante.

Pour la Machine frigorifique, les calculs sont faits à la base de la puissance thermique extraite à l'amont du compresseur de la turbine à gaz qui dépend évidemment de la

température ambiante. La pression au niveau de l'évaporateur est de 1,5 bar.

Le fluide R134a (1,1,1,2-tetrafluoroethane) est utilisé en raison de ces propriétés thermo-physiques appropriées et pour des critères économiques, environnementaux et de sécurités.

Masse molaire	Température critique	Pression critique	Température	Formule
(kg/Kmol)	(°C)	(bar)	minimale (°C)	chimique
102,03	101,06	40,593	-103,3	$C_2H_2F_4$

Tableau (3.5) : Propriétés thermodynamiques du R134a (REFPROP)

Pour le cycle ORC, Les calculs sont faits pour un ORC qui travaille sous le point critique (cycle sous-critique) avec les hypothèses

- Les pertes de pression dans la tuyauterie sont négligées.
- Les procédés des composantes du cycle sont supposés adiabatiques
- le système est en régime stationnaire.

L'air ambiant est utilisé pour les échanges thermiques dans les condenseurs avec une température qui peut atteindre 60°C dans des conditions extrêmes. La pression d'évaporation est de condensation sont les pressions de saturation à la température de travail de chaque procédé.

Les rendements isentropiques des composants suivant sont pris en compte dans le calcul :

- Rendement de la turbine de 0,8
- Rendement de l'accouplement mécanique de 0,8
- Rendement du compresseur de 0,8
- Rendement de la pompe de 0,8

> Choix du fluide du cycle ORC :

La nature du fluide de travail influence remarquablement sur le fonctionnement et la performance du cycle. Les fluides sont en effet classifiés en 3 groupes selon leurs pentes (dT/dS) de la courbe de saturation de vapeur dans le diagramme T-S, voir la figure (3.17): Les fluides mouillant (pente négative), les fluides séchant (pente positive) et les fluides isentropiques (Courbe verticale), les deux derniers sont les plus appropriées aux ORC parce qu'ils sont surchauffés après la détente dans la turbine, cela permet donc d'éviter l'érosion des aubages de la turbine.



Figure (3.17): Les 3 Groupes de fluides selon la courbe de saturation de vapeur dans le diagramme T-S (a) fluide mouillant, (b) fluide séchant, (c) fluide isentropique.

Pour notre étude on a opté pour le fluide séchant R365mfc (1,1,1,3,3pentafluorobutane); pour des critères de performance (température critique élevée (186,5°C)), environnementaux et de sécurité.

Masse molaire	Température	Pression critique	Température	Formule
(kg/Kmol)	critique (°C)	(Bar)	minimale (°C)	chimique
148,07	186,85	32,66	-34,15	C4H5F5

Tableau (3.6): Propriétés thermodynamiques du R365mfc (REFPROP)

2.6. Organigramme de calcul :

Voici un Schéma qui résume la procédure de calcul des paramètres thermodynamiques de l'installation :

 T_{vap} : Température d'évaporation du fluide ORC

T_{amb} : Température ambiante

T_{sur} : Température de surchauffe



Figure (3.18) : Organigramme de calcul des paramètres thermodynamiques de l'installation

2.7. Traçage des cycles thermodynamique :

On peut voir dans les figures suivantes le tracé des diagrammes log P-H et T-S des cycles thermodynamiques de la machine frigorifique dans la figure (3.19) et de l'ORC dans la figure (3.20) avec les donné des cycles résumées dans le tableau (3.7) :

Cycle frigorifique		Cycle ORC	
Pression évaporation (Bar):	1,5	Pression évaporation (Bar):	24,36
Température évaporation (°C):	-17,13	Température évaporation (°C):	170
Pression condensation (Bar):	21,16	Pression condensation (Bar):	2,65
Température condensation (°C):	70	Température condensation (°C):	70
Température fin compression T _{2R} (°C):	90,93	Température sortie turbine T _{3P} (°C):	109,38

Tableau (3.7) : Données du Cycle ORC et frigorifique



Figure (3.19): Diagramme T-S et log P-h du cycle frigorifique

- Le segment (1R-2R) représente une compression réelle de la pression d'évaporation (1.5 Bar) jusqu'à la pression du condenseur (21.16 Bar).

- Le segment (2R-3R) représente une condensation du fluide frigorigène à pression constante (pression du condenseur égal à 21.16 Bar) en dégageant la chaleur soustraite du fluide frigorigène vers l'atmosphère.

- Le segment (3R-4R) représente une détente du fluide frigorigène de la pression du condenseur (21.16) jusqu'à la pression de l'évaporateur (1.5).

- Le segment (4R-1R) représente une évaporation isobarique (P=1.5 Bar) du fluide frigorigène jusqu'à l'état de vapeur saturé, ce qui donne la production du froid qui sert à refroidir l'air ambiant à l'entrée compresseur axiale de la turbine à gaz.



Figure (3.20): Diagrammes T-S et log P-h du cycle ORC

- Le segment (1P-2P) représente une évaporation du fluide de travail du cycle ORC dans l'échangeur de récupération en absorbant la chaleur soustraite des gaz d'échappement de la turbine à gaz.

- Le segment (2P-3P) représente une détente du fluide de travail dans la turbine de l'ORC de la pression de l'échangeur de récupération (P=24.36 Bar) jusqu'à la pression du condenseur de l'ORC (2.65 Bar), et cette détente engendre la rotation de la turbine ; ce qui résulte la production de l'énergie mécanique.

- Le segment (3P-4P) représente la condensation du fluide de travail à pression constante (pression du condenseur de l'ORC, P=2.62 Bar) jusqu'à l'état de liquide saturé.La chaleur soustraite du fluide sera dégagée vers l'atmosphère.

- Le segment (4P-1P) représente l'aspiration de la pompe du liquide a l'état saturé à la sortie su condenseur (P=2.65 Bar), et son refoulement vers l'échangeur de récupération (P=24.36 Bar) pour un nouveau cycle.

La figure (3.21) représente le tracé des courbes : de la machine frigorifique et du cycle organique de Rankine dans un même diagramme T-S :



Figure (3.21): Diagramme T-S des cycles frigorifique et ORC

3. Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons vu, le calcul des cycles thermodynamiques d'une turbine à gaz (cycle idéal et réel pour une température ambiante de 43°C), ainsi que le calcul des différentes puissances de chaque constituant et le rendement de la machine.

Afin d'améliorer l'efficacité de la machine, nous avons proposé un système de refroidissement d'air en amont du compresseur axial de la turbine fonctionnant avec les rejets thermiques de la turbine à gaz. Ce système se compose d'un cycle de Rankine organique (récupérateur de chaleur, turbine de détente, condenseur, pompe) pour transformer la puissance calorifique des gaz d'échappement en puissance mécanique au niveau de la turbine de l'ORC. Et une machine frigorifique mono-étagé à compression de vapeur constituée d'un compresseur, condenseur, détendeur et évaporateur pour produire la puissance frigorifique nécessaire au refroidissement de l'air à l'entrée du compresseur en consommant la puissance mécanique fournie par la turbine de détente de l'ORC.

Chapitre 4 : Résultats & Interprétation

1. Influence de la température ambiante sur les paramètres de l'installation :

Les installations motrices nécessitent généralement une certaine condition d'opération afin d'optimiser les performances de fonctionnement. De ce fait, les turbines à gaz sont parmi les installations les plus utilisées actuellement et dans des différents domaines (production d'électricité, transport, aéronautique,...), néanmoins ces turbines à gaz sont très influencées par l'ambiance (température de l'air, pression de l'air, pollution,...), dans ce stade, notre but est d'étudier l'influence de la température ambiante sur les paramètres influençant les performances des turbines à gaz, ainsi de proposer une installation pour améliorer les performances et minimiser la consommation en combustible.

1.1. Proposition de l'installation :

L'installation proposée est constituée par trois cycles couplés, et la figure (4.1) montre l'installation en question.



Figure (4.1) : Installation proposée pour le refroidissement d'air amont compresseur axial de la TAG
1.2. Objectif de l'installation :

Au cours de l'année, la température de l'air varie avec les saisons, tel qu'elle atteint des températures extrêmement élevées (65°C dans quelque sites en Algérie – Ain-Salah par exemple), ce qui dégrade les performances énergétiques de la turbine à gaz. De ce fait, notre objectif est d'amener toujours la température d'entrée compresseur à une valeur fixe de 20°C.

Dans ce cas, les calculs sont réalisés sur des gammes de températures ambiantes (20-70 °C), et de rapport de compression de la turbine à gaz de 3 à 11, et une pression atmosphérique fixe (0,9620 Bar).

2. Influence des conditions atmosphériques sur le fonctionnement de la turbine à gaz :

La turbine à gaz utilise de l'air atmosphérique, donc ses performances sont considérablement influencées par tous les facteurs qui ont un effet sur le débit massique de l'air aspiré par le compresseur, la figure (4.2) illustre un cycle simple d'une turbine à gaz.



Figure (4.2) : Schéma généralisé d'une turbine à gaz

2.1. Débit d'air aspiré par le compresseur :

D'après la figure (4.3), on remarque que le débit massique de l'air aspiré par le compresseur varie avec la variation de la température ($\dot{m}_a = 117 \text{ Kg/s}$ pour une température ambiante de 30 °C et chute à 107 Kg/s pour une température de 60 °C, c'est-à-dire, une diminution de 8,5% du débit initial), cela est dû à la variation de la masse

volumique de l'air qui varie inversement à la température ambiante.

Donc le refroidissement de l'air à l'entré compresseur jusqu'à 20°C implique une augmentation du débit massique aspiré par le compresseur.



Figure (4.3) : Débit d'air amont compresseur de la turbine à gaz en fonction de la température ambiante.

2.2. Rapport débit carburant/débit air de la TAG :

Le rapport carburant/air nécessaire au fonctionnement de la turbine à gaz pour différentes températures ambiantes en fonction du taux de compression est représenté sur les figures (4.4, et 4.5).

On constate sur la figure (4.4) que le rapport carburant/air est inversement proportionnel au taux de compression (pour une température ambiante de 43 °C, et pour un taux de compression égal à 3, f = 0.0224 et pour un taux de compression égal à 11, f = 0,0152), ceci est dû à l'augmentation de la quantité d'air aspirée par le compresseur ; l'augmentation de la température d'air conduit à l'augmentation de son volume spécifique, ce qui va engendrer une diminution de f.







Figure (4.5) : Rapport (carburant/air) en fonction du taux de compression pour différentes températures ambiantes

Le bilan thermique de la combustion permet de calculer le rapport f pour que la température entrée turbine soit constante (la machine MS 5002 C fonctionne avec une température $T_{it} = 966 \,^{\circ}C$), et tenant compte que l'augmentation du taux de compression entraine à celle de la température de sortie compresseur (l'air comprimé est plus chaud) ; la figure (4.5) montre que pour de haute température ambiante, et pour garder la température entrée turbine fixe la quantité de carburant sera diminuée ceci est dû au fait que l'air est plus chaud ce qui conduit à une consommation plus basse ainsi que le rapport f diminue.

2.3. Travail spécifique de compression et de la turbine de détente :

La figure (4.6) illustre les évolutions des travaux spécifiques de la turbine et du compresseur en fonction de taux de compression pour différentes températures ambiantes.



Figure (4.6) : Travail spécifique du compresseur et de la turbine en fonction du taux de compression pour différente température ambiante.

D'après cette figure, on constate que la variation du travail spécifique du compresseur est proportionnelle à l'élévation de la température ambiante et du taux de compression (pour τ =7, le travail spécifique augmente de 258 kJ/kg pour T_{amb}=20 °C, jusqu'à 340 kJ/Kg pour T_{amb}=70 °C), ceci est dû au débit d'air important aspiré par le compresseur de la turbine à

gaz pour une température ambiante élevée (diminution du poids spécifique qui engendre l'augmentation du volume spécifique de l'air). Par contre, le travail spécifique de la turbine est proportionnel à la variation du taux de compression, cependant, il est légèrement influencé par la température ambiante.

2.4. Puissance utile et rendement thermique :

D'après les figures (4.7, 4.8), on constate que la puissance absorbée par le compresseur et celle délivrée par la turbine sont proportionnelles à la variation du taux de compression, et pour un taux de compression fixe cette variation est plus importante sur la puissance absorbée par le compresseur que celle délivrée par la turbine.





Cette augmentation de puissance absorbée par le compresseur par rapport à celle fournie par la turbine entraine une diminution de puissance utile comme l'indique la figure (4.7), tandis que la variation de la puissance utile est inversement proportionnelle à la variation de la température ambiante (pour un τ =7 la puissance utile à T_{amb}= 20 °C est égale à 26,1 MW, et elle chute jusqu'à 16,1 MW, pour T_{amb}=70 °C), donc la puissance utile chute d'environ 35 % comme l'illustre la figure (4.8). La puissance utile maximale est atteinte en

refroidissant l'air ambiant, ou en augmentant le taux de compression davantage, mais toutes fois il n'est pas possible de dépasser une certaine valeur du taux de compression donnée par le constructeur à cause des limitations imposées par la résistance des matériaux (fluage).



Figure (4.8) puissance utile pour différentes températures ambiantes

2.5. Influence de la température ambiante :

Pour une pression atmosphérique fixe, et pour un taux de compression fixe, l'influence de la température ambiante sur les performances de la turbine à gaz est portée sur la figure (4.9).

D'après la figure (4.9): le rendement thermique de la TAG varie d'une allure inversement proportionnelle à la variation de la température ambiante ; pour un taux de compression égal a 6.55, le rendement thermique chute de 24.9 % pour une température ambiante de 32 °C vers 22.2 % pour une température ambiante de 70 °C (environ10.8 %), cette diminution est due à l'augmentation de la puissance absorbée par le compresseur axial quand la température ambiante augmente.



Figure (4.9) : Rendement thermique en fonction de la température ambiante.

2.6. Influence du taux de compression :

Les figures (4.10) et (4.11) illustrent respectivement les évolutions des rendements en fonction de taux de compression, pour différentes températures ambiantes, et pour une température d'entrée turbine de 966 °C.

On constate, d'après les figures (4.10 et 4.11), que le rendement thermique est proportionnel aux taux de compression du compresseur, il augmente de 16.8 % pour un taux de compression de 3, il atteint une valeur 25,5 % pour un taux de compression de 9, c'est-à-dire il augmente de 51,8 % du rendement initial figure (4.11), et inversement proportionnelle à la température ambiante ; pour τ =6,6 et T_{amb}=20°C, le rendement est d'ordre 25,6%, et chute vers 22 % pour T_{amb}=70°C c'est-à-dire 14 % du rendement initial figure (4.10). Le profil des rendements atteignent des valeurs maximales pour des taux de compression compris entre 7 < τ < 9, mais toutes fois il n'est pas possible de dépasser une certaine valeur de τ donnée par le constructeur à cause des limitations imposées par la résistance des matériaux (fluage).



Figure (4.10) : Rendement thermique en fonction du Taux de compression pour différentes températures ambiantes



96

Figure (4.11) : Rendement thermique en fonction du taux de compression pour $T_{amb} = 43$ °C.

2.7. Influence de la température entrée turbine :

La figure (4.12) illustre que pour un taux de compression fixe, le rendement augmente avec l'augmentation de la température entrée turbine T_{it} , prenant à titre d'exemple pour un τ =7, on remarque que le rendement égal à 22.6%, 27.8%, 28.3%, pour T_{it} égal à 1100°k, 1400°K, 1500°K respectivement, et cela est dû qu'à mesure d'augmenté T_{it} le rapport carburant air diminue, et la différence d'enthalpie à travers la turbine augmente, ainsi que le travail spécifique qui s'accroit, ce qui implique une augmentation du rendement.



ruux de compression

Figure (4.12) : Rendement thermique vs taux de compression pour différentes T_{it}

En pratique en utilise une température entrée turbine inférieure à 1100 °K est cela à cause de la résistance des matériaux utilisés.

Pour des raisons environnementales par rapport à l'émission du CO qui apparait quand la température des gaz est inférieure à 816 °C, et l'émission de NOX qui apparait lorsque la température des gaz dépasse 1000°C, il est préférable de choisir une température

intermédiaire pour minimiser ces émissions toxiques (pour une turbine à gaz MS 5002 C, T_{it} est d'ordre de 966 °C).

2.8. Débit massique des cycles frigorifique et ORC :

La figure (4.13) montre que la variation du débit massique de la machine frigorifique est proportionnelle à la variation de la température ambiante (15 kg/s pour une température de 35 °C et atteint environ 55 kg/s pour une température ambiante de 60 °C),

Sachant que l'enthalpie spécifique (Δh_{ev}) est constante entre les bornes de l'évaporateur de la machine frigorifique, et pour satisfaire la disponibilité d'une quantité de froid nécessaire pour le refroidissement d'air ambiant (à l'entrée compresseur); il est nécessaire d'augmenter le débit du fluide frigorigène dans le cycle frigorifique.



Figure (4.13) : Débit machine frigorifique en fonction de la température ambiante.

La figure (4.14) montre que la variation du débit du fluide du cycle ORC est proportionnelle à la variation de la température ambiante (pour Tamb=35°C le débit est d'ordre de 20 kg/s, ce dernier atteint 130 kg/s pour Tamb=60°C) dans le cas sans surchauffe , et cela, afin que la turbine de l'ORC assure la puissance nécessaire qu'il faut fournir au

compresseur de la machine frigorifique qui consomme davantage avec l'augmentation de la température ambiante(voir figure (4.16)), et inversement proportionnelle au degré de surchauffe (pour Tamb=45°C le débit chute de 48kg/s jusqu'à 37 kg/s pour $\Delta T_{surchauffe}$ =80°C). Et est-ce est dû au fait que la surchauffe fait croitre la différence d'enthalpie spécifique $\Delta h_{turbine}$ aux bornes de la turbine de l'ORC.



Figure (4.14) : Débit cycle ORC en fonction de la température ambiante pour différentes surchauffes.

2.9. Effet de la puissance frigorifique sur le débit du cycle ORC :

La figure (4.15) montre que la variation du débit du cycle ORC est proportionnelle à la variation de la puissance frigorifique délivrée par l'évaporateur (il est d'ordre de 11 kg/s pour 1MW et atteint 130kg/s pour 4,5 MW délivré). Cette croissance s'explique par l'augmentation de la consommation spécifique de la turbine de détente afin de fournir la puissance nécessaire pour entrainer le compresseur de la machine frigorifique qui est fonction de la puissance fournie par l'évaporateur.

Pour une puissance donnée (4,5 MW), et afin de minimiser le débit du cycle ORC on peut imposer des surchauffes à la sortie de l'échangeur de récupération qui ferait chuter le

débit de 129 kg/s jusqu'à 90 kg/s pour un $\Delta T_{surchauffe}$ =80°C (environ 30%).



Débit du cycle ORC vs puissance frigorifique pour différentes surchauffes

Figure (4.15) : Evolution du débit du cycle ORC en fonction de la puissance frigorifique

2.10. Puissance compresseur et effet frigorifique :

La figure (4.16) montre que la variation de la puissance frigorifique et la puissance consommée par le compresseur sont proportionnelles à la variation de la température ambiante, à titre d'exemple la puissance consommée par le compresseur (environ 0,6 MW pour une température ambiante de 30 °C et atteint environ 3,6 MW pour une température ambiante de 60 °C), en raison de l'augmentation du débit de fluide aspiré par ce dernier.

Ainsi de la figure (4.16), on constate que l'augmentation de la puissance consommée par le compresseur est plus élevée par rapport à l'augmentation de la puissance frigorifique est cela se traduit par la diminution du COP avec l'élévation de la température ambiante.



Figure (4.16) Puissance compresseur, effet frigorifique et COP en fonction de la température ambiante.

2.11. Puissance récupérée par l'échangeur de récupération :

La figure (4.17) montre l'évolution de la puissance récupérée par l'échangeur de récupération pour une pression atmosphérique fixe (P=0,9620 Bar), et une température ambiante variante de (de 30 à 60 °C avec $\Delta T_{ambiante}$ = 5°C), et un degré de surchauffe variant de (0 à 80 °C avec $\Delta T_{surchauffe}$ =20°C).

La variation de la puissance récupérée par l'échangeur de récupération est proportionnelle à la variation de la température ambiante (environ 6 MW pour T_{amb} = 35°C, et atteint 32 MW pour T_{amb} = 60°C), est cela pour répondre au besoin de la machine frigorifique.

L'absence de surchauffe au niveau de l'échangeur de récupération engendre un volume minuscule de ce dernier, mais la quantité du fluide a utilisée sera considérable. Et imposé une surchauffe diminuera le débit, mais engendre un surcout de dimensionnement de l'échangeur. Donc le choix se fera sur des critères économiques entre la quantité du fluide organique utilisé et le volume de l'échangeur de récupération.



Figure (4.17) Puissance thermique récupérée en fonction de la température ambiante pour différentes températures de surchauffe.

2.12. Puissance de turbine de détente et rendement de l'ORC :

La figure (4.18) montre l'évolution de la puissance fournie par la turbine en fonction de la température ambiante.

D'après la figure (4.18), on constate que la variation de la puissance fournie par la turbine de détente est proportionnelle à la variation de la température ambiante (environ 0,8 MW pour T_{amb} = 35°C et atteint 4,2 MW pour T_{amb} = 60°C), et ceci pour répondre au besoin du compresseur de la machine frigorifique qui varie avec la variation de la température ambiante (voir la figure (4.16)).

$$\dot{W}_{TR} = rac{\dot{W}_{CR}}{\eta_m}$$



Figure (4.18) : Puissance turbine ORC en fonction de la température ambiante.



Figure (4.19) : Rendement du cycle moteur en fonction de la température ambiante pour différentes surchauffes.

De la figure (4.19), on constate que le rendement de l'ORC diminue avec l'augmentation de la température ambiante, à titre d'exemple le rendement est d'ordre de 15,1 % pour T_{amb} = 40°C et chute jusqu'à 12,9% pour T_{amb} = 60°C. Ainsi que la surchauffe qui entraine une diminution du rendement (pour T_{amb} = 45°C, le rendement est d'ordre de 14,5% dans le cas sans surchauffe et chute jusqu'à 13,5% pour ΔT_{surchauffe}=80°C), car le la quantité de chaleur récupérable (puissance calorifique) au niveau du bouilleur est plus élevé par rapport à la puissance fournit par la turbine.

3. Effet de la surchauffe sur la surface des échangeurs :

3.1. Echangeur de récupération :

Etant donné que la surface totale est la somme des surfaces des trois parties de l'échangeur (préchauffeur, évaporateur, surchauffeur), la figure (4.20) illustre que la surface d'échange totale de l'échangeur de récupération augmente avec l'augmentation du degré de surchauffe, (200 m² pour un cycle sans surchauffe jusqu'à 250 m² pour une surchauffe de 80°C).



Surface d'échangeur de récupération, débit du cycle

Figure (4.20) : Surface d'échange de l'échangeur en fonction de la température de surchauffe.

La surchauffe implique une puissance thermique supplémentaire à récupérer par l'échangeur de récupération, donc pour récupérer cette puissance il faudra une plus grande surface d'échange comme le montre la figure (4.20), à titre d'exemple pour T_{amb} = 60°C, la surface globale varie de 130 m² jusqu'à 150 m² pour $\Delta T_{surchauffe}$ =70°C (environ 15,38%)

Pour une puissance requise au niveau de la turbine de détente, l'augmentation du degré de surchauffe engendre une diminution du débit du cycle (environ 118 kg/s pour une surchauffe de 10°C et chute jusqu'à 94 kg/s pour une surchauffe de 70 °C), cette diminution du débit réduit la puissance échangée au niveau du préchauffeur et de l'évaporateur, car la différence d'enthalpie massique reste approximativement constante, par contre dans le surchauffeur la différence d'enthalpie massique augmente considérablement avec l'augmentation de la température de surchauffe.

3.2. Condenseur :

La surchauffe a également un effet sur les dimensions du condenseur, en effet la figure (4.21) montre une augmentation considérable de la surface d'échange globale (jusqu'à 12000 m² pour 80°C de surchauffe).

On remarque aussi que la surface nécessaire à la condensation du fluide augmente avec l'augmentation du degré de surchauffe (environ $4500m^2$ pour une surchauffe 10° C et augmente jusqu'à 10000 m² pour une surchauffe de 70 °C)environ deux fois plus la surface pour $\Delta T_{surchauffe}=60^{\circ}$ C, cela s'explique par la diminution du débit du cycle (environ 118 kg/s pour une surchauffe égal à 10 °C et chute jusqu'à 92 kg/s pour une surchauffe de 70°C) alors que la chaleur latente de condensation reste constante, par contre la partie de désurchauffe du condenseur augmente considérablement, cela est dû à l'enthalpie de sortie de la turbine de détente (h_{3R}) qui est très élevée avec une grande température de surchauffe.

Chapitre 4 : Résultats & Interprétations Surface d'échangeur du condenseur, débit du cycle 140 15000 Désurchauffe Condensation • Totale Débit Débit du fluide [Kg/s] Surface d'échange en [m²] 000 120 100 000 0L 0 ₈₀ کے 10 20 30 40 50 60 70 Température de surchauffe



4. Présentation des résultats :

Les résultats d'analyse du cycle de la turbine à gaz MS5002 C avant et après refroidissement sont représentés sur les tableaux (4.1) et (4.2) respectivement.

4.1. Résultat d'analyse avant refroidissement :

Les résultats d'analyse du cycle de la turbine à gaz MS5002 C implantée à l'UTGA avant le refroidissement de l'air ambiant à l'entrée du compresseur axial sont résumés dans le tableau (4.1) :

Paramètre	Valeur
Température entrée compresseur	T ₁ = 316,15 К
Pression entrée compresseur	P ₁ = 0,9620 Bar
Taux de compression	τ _c =6,55
Température réelle de fin de compression	<i>T_{2r}</i> = 591,28 К
Température isentropique de fin de compression	T _{2is} = 536,25 К
Pression sortie compresseur	P ₂ = 6,3 Bar
Pression dans la chambre de combustion	<i>P</i> ₃ = 6,17 Bar
Température de fin de détente	T ₄ = 932,78 К
Température des gaz à l'échappement	T_5 = 798,23 К
Débit massique d'air	\dot{m}_a = 112,66 Kg/s
Débit massique du combustible	<i>m</i> _c = 2,07 Кg/s
Travail réel du compresseur	<i>W_{r,cr}</i> = 302,29 Kj/Kg d'air
Travail de détente HP	W_{HP} = 311,64 Kj/Kg de gaz produits
Travail de détente BP	W_{BP} = 188,87 Kj/Kg de gaz produits
Puissance utile	₩=21,28 MW
Rendement thermique de la turbine à gaz	η _{<i>Th</i>} = 24,19 %

Tableau (4.1) : Résultats de fonctionnement de la turbine à gaz avant le refroidissement de l'air ambiant à l'entrée du compresseur axial.

4.2. Résultat d'analyse après refroidissement :

Les résultats d'analyse du cycle de la turbine à gaz MS5002C implantée à l'UTGA après le refroidissement de l'air ambiant à l'entrée du compresseur axial sont résumés dans le tableau (4.2) :

Paramètre	Valeur
Température entrée compresseur	T ₁ = 293,15 К
Pression entrée compresseur	<i>P</i> ₁ = 0,9620 Bar
Taux de compression	τ _c =6,55
Température réelle de fin de compression	<i>T_{2r}=</i> 549,84 К
Température isentropique de fin de compression	<i>T_{2is}</i> = 498,50 К
Pression sortie compresseur	<i>P</i> ₂ = 6,3 Bar
Pression dans la chambre de combustion	P ₃ = 6,17 Bar
Température de fin de détente	T_4 = 952,48 К
Température des gaz à l'échappement	T_5 = 799,38 К
Débit massique d'air	<i>m</i> _a = 121,52 Kg/s
Débit massique du combustible	\dot{m}_{c} = 2,39 Кg/s
Travail réel du compresseur	<i>W_{r,cr}</i> = 277,62 Kj/Kg d'air
Travail de détente HP	W_{HP} = 286,20 Kj/Kg de gaz produits
Travail de détente BP	W_{BP} = 214,75 Kj/Kg de gaz produits
Puissance utile	₩=26,11 MW
Rendement thermique de la turbine à gaz	η _{<i>Th</i>} = 25,68 %

Tableau (4.2) : Résultats de fonctionnement de la turbine à gaz après le refroidissement de l'air ambiant à l'entrée du compresseur axial.

4.3. Données de fonctionnement de la machine frigorifique et de l'ORC :

Les données de fonctionnement de la machine frigorifique et l'ORC prise à une température ambiante extrême de 60 °C, et une température ambiante moyenne de la saison estivale de 45 °C sont représentées sur le tableau (4.3).

Paramètre	Température ambiante			
	T _{amb} = 45 °C	T _{amb} = 60 °C		
Puissance frigorifique maximale (MW)	\dot{Q}_{f} = 2,963	\dot{Q}_{f} = 4,5389		
Débit maximal du fluide frigorigène (Kg/s)	\dot{m}_f = 27,219	\dot{m}_f = 54,009		
Puissance maximale du compresseur (MW)	<i>.</i> \dot{W}_{CR} = 1,6358	$\dot{W}_{CR} = 3,7387$		
COP minimal	<i>COP</i> = 1,811	<i>COP</i> = 1,214		
Puissance maximal de la turbine (MW)	\dot{W}_{TR} = 1,817	\dot{W}_{TR} = 4,154		
Débit maximal du fluide moteur (Kg/s)	\dot{m}_m = 45,935	\dot{m}_m = 128,582		
Puissance maximale de la pompe (KW)	\dot{W}_{P} = 109,422	\dot{W}_{P} = = 302,1801		
Puissance thermique maximal (MW)	\dot{Q}_{ech} = 12,408	$\dot{Q}_{ech} = 31,9202$		
Rendement minimal de l'ORC (%)	η _{ORC} = 13,766	η _{<i>ORC</i>} = 12,067		

Tableau (4.3) donné de fonctionnement de l'ORC et de la machine frigorifique pour une température ambiante de 45 °C et de 60 °C.

4.4. Comparaison entre les deux systèmes (avec et sans refroidissement) :

Le tableau (4.4) illustre les paramètres de fonctionnement de la turbine à gaz MS 5002 C implantée à l'UTGA avec et sans le système de refroidissement de l'air ambiant à l'entrée compresseur axial de la turbine a gaz.

	Sans le système de	Avec le système de	
	remolaissement	remolaissement	
Température d'admission (°C)	43	20	
Débit massique de l'air (Kg/s)	112,66	121,52	
Débit massique du combustible (Kg/s)	2,07	2,39	
Travail massique de compresseur (Kj/Kg)	302,29	277,62	
Travail massique de la turbine BP (Kj/Kg)	188,87	214,75	
Puissance utile (MW)	21,28	26,11	
Rendement thermique (%)	24,19	25,68	

Tableau (4.4) : Comparaison des résultats

4.5. Discussion des résultats :

Le tableau (4.4) montre clairement que le refroidissement de l'air amont compresseur améliore les performances de la turbine et cela est dû qu'à fur et à mesure que la température ambiante diminue, le débit massique de l'air ambiant à l'entrée compresseur augmente (121,52 Kg/s avec refroidissement contre 112,66 Kg/s sans refroidissement), et cela fait diminuer le travail spécifique du compresseur, et l'augmentation du travail spécifique de la turbine basse pression ; ce qui engendre l'augmentation de la puissance utile.

5. Conclusion :

Les résultats obtenus montrent que les performances de la turbine à gaz MS 5002C sont améliorées grâce au système de refroidissement où l'augmentation de la puissance utile est de 4,83 MW et l'augmentation du rendement thermique est de 6,16 %.

Ainsi qu'on peut déduit de cette étude qu'il est préférable d'appliquer un cycle sans surchauffe à notre installation (ORC) pour éviter un surcout de dimensionnement de l'échangeur, et vue que le fluide organique utilisé est de type séchant, l'absence de surchauffe n'entrainera pas la dégradation de la turbine de détente par érosion vu que le fluide reste surchauffé à la sortie de la turbine.

Conclusion

Conclusion générale

Conclusion

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

Les turbines à gaz sont très sensibles à la variation des paramètres atmosphériques, de ce fait il est important de rendre la turbine à gaz utilisée dans les conditions du sud algérien insensible à la variation de la température ambiante.

Le cycle de la turbine à gaz est un cycle très souple de sorte que ses performances peuvent être améliorées en ajoutant des composantes supplémentaires à l'installation classique de la turbine à gaz.

Le refroidissement de l'air ambiant en amont du compresseur axial de la turbine à gaz est lié aux conditions climatiques, il est peu fréquent dans le monde, juste employé dans les régions les plus chaudes de la planète (cas du sud algérien).

Ce travail décrit une analyse théorique de l'influence de la température ambiante sur les performances de la turbine à gaz. À cet effet, plusieurs techniques de refroidissement d'air sont appliquées dans un cycle de joule, cette dernière cause l'augmentation de la charge massique à l'admission permettant une certaine amélioration de performance de l'installation.

Après que l'étude est achevée, elle nous donne de bonnes constatations sur l'efficacité de la turbine à gaz en refroidissant l'air ambiant amont compresseur axial avec une machine frigorifique trainée par un cycle organique de Rankine. Pour cela nous avons effectué un stage de 18 jours au niveau de l'unité de traitement des gaz associés (UTGA) sise à Tine fouye tabankort (TFT) wilaya d'Illizi afin de collecter les données nécessaires pour le calcul ainsi que les caractéristiques relatives au fonctionnement de la turbine à gaz MS 5002 C placé à la station pour trainer un compresseur centrifuge.

Conclusion générale

Nous avons procédé aux calculs de performance de la turbine à gaz MS 5002 C dans les conditions d'exploitation de 43°C afin de montrer que l'abaissement de la température amont compresseur à des degrés inférieurs provoque une augmentation du débit massique de l'air et donc l'augmentation du rendement thermique.

Les résultats obtenus montrent que les performances de la turbine à gaz étudiée sont améliorées grâce à l'utilisation de la machine frigorifique trainée par un ORC où la puissance utile passe de 21,28 MW jusqu'à 26,11 MW et le rendement thermique de la turbine augmente de 24,19 % jusqu'à 25,68 %.

Malgré l'augmentation de la puissance utile de 4,83MW (environ 22,69 %) et l'augmentation du rendement thermique de la turbine à gaz de 6,16 % ; on est dans donc obligé à faire une étude économique pour estimer le coût de notre nouvelle installation (ORC, et machine frigorifique)enfin de bien déterminer un temps d'amortissement.

La réalisation de ce thème dans notre mémoire de fin d'étude, nous a permis de combler les lacunes autant théoriques que pratiques et d'approfondir notre connaissance dans ce domaine complexe de turbine à gaz et nous incorporés dans vie professionnelle.

Bibliographie

Références bibliographiques

- [1] M.Giraud, J.Silet. [Turbine à gaz aéronautiques et terrestres] .[10/05/2016].
- [2] Manuel d'utilisation de la Turbine à gaz MS 5002 C . 1999. Nuovo Pignone- Florence
- [3] BOUAM Abdellah, Amélioration des performances des TAG dans l'industrie des hydrocarbures par injection de vapeur d'eau en amont de la chambre de Combustion, thèse de doctorat de l'université de Boumerdes,05/10/2009
- [4] SONTRACH, Documentation interne de la direction régionale TFT
- [5] P.Chambadal.1997. La turbine à gaz. Paris: Eyrolles.
- [6] J.C.Guibet. [Les carburants et la combustion].[08/08/2016].
- [7] Zukauskas, A. Heat transfer from tubes in cross flow. Adv. Heat Transfer, 1972, 8, 93-160.
- [8] Gnielinski, V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe channel flow. Int. Chem. Eng., 1976, 16, 359-368.
- [9] Chen ,J.C , A Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow ,ASME Preprint 63-HT-34 presented at 6th national heat transfer conference, Boston, 1963a, 11-4 August
- [10] K. E. GUNGOR and R. H. S. WINTERTON, A general correlation for flow boiling in tubesand annuli, international journal of heat mass transfer, 29, 1986, pp.351-358
- [11] Mueller, A.C. Hand Book of Heat Exchanger Design. (Begell House, Inc., 1992).

Annexes:

Annexe1

	а	b.10 ²	c.10 ⁵	d.109	INTERVALLE DE TEMPÉRATURE
Méthane	4,75	1,2	0.303	- 2,63	273-1500°K
Ethane	1,648	4,124	- 1.53	1,74	
Propane	- 0,966	7,279	- 3.755	7,58	
<i>n</i> -Butane	0,945	8,873	- 4.38	8,36	
Isobutane	- 1,89	9,936	- 5.495	11,92	
<i>n</i> -Pentane	1,618	10,85	- 5.365	10,10	
Isopentane	- 2,273	12,434	- 7.097	15,86	
Néopentane	- 3,865	13,305	- 8.018	18,83	
<i>n</i> -Hexane	1,657	13,19	- 6.844	13,78	
Ethylène .	0,944	3,735	- 1,993	4,22	
Propylène .	0,753	5,691	- 2,91	5,88	
1-Butène .	- 0,24	8,65	- 5,11	12,07	
Isobutène .	1,65	7,702	- 3,981	8,02	
Butène 2- <i>cis</i> .	- 1,778	8,078	- 4,074	7,89	
Butène 2- <i>trans</i> .	2,34	7,22	- 3,403	6,07	
Cyclopropane	- 6,481	8,206	5,577	15,61	15
Cyclopentane	- 12,957	13,087	7,447	16,41	
Méthylcyclopentane	- 12,114	15,38	8,915	20,03	
Cyclohexane	- 15,935	16,454	9,203	19,27	
Méthylcyclohexane	- 15,07	18,972	10,989	24,09	
Benzène	- 8,65	11,578	7,54	18,54	
Toluène	- 8,213	13,357	8,23	19,2	
Ethylbenzène	- 8,398	15,935	10,003	23,95	
Styrène	- 5,968	14,354	9,15	22,03	
Cumène	- 9,452	18,686	11,869	28,8	
o-Xylène	- 3,789	14,291	8,354	18,8	
m-Xylène	- 6,533	14,905	8,831	20,05	
o-Xylène	- 5,334	14,22	7,984	17,03	
Acétylène	5,21	2,2008	- 1,559	4,349	
Méthylacétylène	4,21	4,073	- 2,192	4,713	
Diméthylacétylène	3,54	5,838	- 2,76	4,974	
Propadiène Butadiène-1-3 Isoprène	- 1,29 - 0,44	4,693 8,35 10,418	- 2,781 - 5,582 - 6,762	6,484 14,24 16,93	

Substances minérales

	а	b.104	c.107	d.10 ¹⁰	INTERVALLE DE TEMPÉRATURE
Azote	6,903	- 3.753	19.3	- 6,861	273-1800°K
Oxygène	6,085	36.31	- 17,09	3,133	273-1800°K
Air	6,713	4.697	11,47	- 4,696	273-1800°K
Hydrogène	6,952	- 4.576	9,563	- 2,079	273-1800°K
Oxyde de carbone	6,726	4.001	12,83	- 5,307	273-1800°K
Gaz carbonique	5,316	142.85	- 83,62	17,84	273-1800°K
Vapeur d'eau	7,7	4.594	25,21	- 8,587	273-1800°K
Soufre biatomique S ₂	6,499	52,98	- 38,88	9,52	273-1800°K
Anhydride sulfureux SO ₂	6,157	138,4	- 91,03	20,57	273-1800°K
Anhydride sulfurique SO ₃	3,918	348,3	- 267,5	77,44	273-1500°K
H ₂ S	7.07	31,28	13,64	- 7,867	273-1800°K
Sulfure de carbone	7,39	148,9	- 109,6	27,6	273-1800°K
Oxysulfure de carbone	6,222	153,6	- 105,8	25,6	273-1800°K
Fluor Chlore. Brome Iode HF HCI HBr HI	6,115 6,8214 8,051 8,504 7,201 7,244 7,169 6,702	58,64 57,095 24,62 13,135 - 11,78 - 18,2 - 16,04 4,546	- 41.86 - 51.07 - 21.28 - 10,684 15.76 31.7 33.14 12.16	9,797 115,47 6,406 3,125 - 3,76 - 10,36 11,61 - 4,813	273-2000°K 273-1500°K 273-1500°K 273-1800°K 273-2000°K 273-1500°K 273-1500°K 273-1500°K 273-1900°K
NO	6,461 5,758 5,48 7,9	23,58 140,04 136,5 446	- 7,705 - 85,08 - 84,1 - 271	0,8729 25,26 18,8 0	
Cyanogène	9,82	148,58	- 65,71	3	273-1500°K
Acide cyanhydrique	6,34	83,75	- 26,11		273-1000°K

File	Edit	t Text Go Cell Tools Debug Desktop Window Help
: 🎦	2	🛃 🕹 🐂 🖏 🤊 🕅 🍓 🖅 - 🚧 🖛 🔶 😥 - 🛃 💌 - 🛃 🦓 🖷 🐃 🗊 📖 🖓 Stack: Base 🕞 fiz
+=	Ç	-1.0 + $\div 1.1$ × $\%^{*}_{+} \%^{*}_{+} $
1 -	-	<pre>T1=input('entrer la valeur de la temperature T:');</pre>
2		
3 -		T=T1+273.15;
4		
5 -	-	a1=6.903; b1=3.753*(10^-4); c1=19.3*(10^-7); d1=6.861*(10^-10);% N2
6 -	-	a2=6.085; b2=36.31*(10^-4); c2=17.09*(10^-7); d2=3.133*(10^-10); %02
7 -	-	a3=6.726; b3=4.001*(10^-4); c3=12.83*(10^-7); d3=5.307*(10^-10); CO2
8 -	-	a4=7.7; b4=4.594*(10^-4); c4=25.21*(10^-7); d4=8.587*(10^-10);%H20
9 -	-	$CpN2 = 4.1858 * (a1 + (b1 * T) + (c1 * T^2) + (d1 * T^3))$
10 -	-	$CpO2 = 4.1858 * (a2 + (b2 * T) + (c2 * T^2) + (d2 * T^3))$
11 -		$CpC02 = 4.1858 * (a3 + (b3 * T) + (c3 * T^{2}) + (d3 * T^{3}))$
12 -	-	$CpH20=4.1858*(a4+(b4*T)+(c4*T^2)+(d4*T^3))$
13		
14 -	-	Mh2o=18;Mn2=28;Mco2=44;Mo2=32;
15 -	-	Xh2o=0.211;Xn2=0.6814;Xco2=0.0776;Xo2=0.03;
16 -	-	Cp_melange=((CpN2*Xn2)/Mn2)+((CpO2*Xo2)/Mo2)+((CpCO2*Xco2)/Mco2)+((CpH2O*Xh2o)/Mh2o);
17 -	-	Cp_melange

Annexe2

Accueil	Insertion	Mise en page	e Formules	Données	Révision	Affichage					
er <mark>∢</mark>	Calibri G I S	• 11 • A		= <mark>=</mark> ≫- , : = := := :=	Renv	oyer à la ligne a onner et centrer	utomatiquemen	t Standard	▼ 000 0,00 000	Mise en forme conditionnelle	Mettre sous fo de tableau
apiers 🖻	P	olice	G		Alignemer	t		Nom	bre 🕞		Style
K24	- (9	f_{x}									
Α	В	С	D	E	F	G	Н	- I	J	K	L
	Composition	Fraction	С	H2	Hf	Ср	Cp+Hf	Hg	Нр		
	N2	0,0587				-11330		-665,071	(λ+7,9)*113	30	
	CO2	0,0021			-26,416	-13089	-13115,416	-27,5423736	-14129,2377	(
	CH4	0,8444	0,8444	1,6888	-17,889	-661440	-661457,889	-558535,041			
	C2H6	0,0663	0,1326	0,1989	-20,236	-2273200	-2273220,24	-150714,502			
	C3H8	0,0187	0,0561	0,0748	-24,812	-4012300	-4012324,81	-75030,474			
	i-C4H10	0,0028	0,0112	0,014	-34,452	-5476900	-5476934,45	-15335,4165			
	n-C4H10	0,0045	0,018	0,0225	-29,812	-4891000	-4891029,81	-22009,6342			
	i-C5H12	0,0009	0,0045	0,0054	-36,92	-6853900	-6853936,92	-6168,54323			
	n-C5H12	0,001	0,005	0,006	-35	-5980700	-5980735	-6578,8085			
	C6H14	0,0006	0,0036	0,0042	-39,96	-7270600	-7270639,96	-4362,38398			
	somme	1	1,0754	2,0146							
				4,0292							
	02					-190110			(λ+20,867)*1	190110	
	H2O				-57,798	-14757	-14814,798		-29845,8921	1	
							somme	-839427,417			
	a=1,0773	b=2,0146	d=12,72	e=6,9067	λ=4,82						

Annexe3

CHALEUR DE FORMATION : $(\Delta H_f)_{298}$ en kcal/mole (3)

CHALEUR DE COMBUSTION : (ΔH_c^{o})₂₉₈ en kcal/mole (3)

États standards : carbone graphite

hydrogène ou hydrocarbures... gaz parfait (1 atm.)

eau de combustion liquide

	$(\Delta H_f^o)_{298}$	$-\Delta H_c$		$(\Delta H_f^0)_{298}$	$-\Delta H_c$
Méthane Ethane Propane n-Butane Isobutane Isopentane Néopentane Néopentane n-Hexane Ethylène Butène-I Isobutène Butène-2-cis Butène 2-trans	$\begin{array}{r} -17,889\\ -20,236\\ -24,820\\ -29,812\\ -31,452\\ -35,000\\ -36,920\\ -39,670\\ -39,960\\ 12,496\\ 4,879\\ -0,03\\ -4,04\\ -1,67\\ -2,67\\ 54,194\end{array}$	212,8 372,82 530,6 687,65 685,65 845,16 843,24 840,49 1 002,57 337,23 491,99 649,45 645,43 647,81 646,81 310,62	Cyclopropane. Cyclopentane Méthylcyclopentane Cyclohexane Méthylcyclohexane Benzène Toluène Ethylbenzène Styrène Cumène o-Xylène m-Xylène Propadiène Butadiène-1-3 Isoprène		793,39 948,72 944,79 1099,59 798,08 943,58 1101,13 1060,90 1257,31 1098,54 1098,54 1098,29 464,71 607,49 761,61
Méthylacéthylène Diméthylacétylène	44,319 34,97	463,11 616,13			

CHALEUR DE FORMATION : $(\Delta H_f^{\circ})_{298}$ en kcal/mole (3) (état de gaz parfait)

	(∆H [°] _f) ₂₉₈		(∆H [°] _f) ₂₉₈
Oxyde de carbone Gaz carbonique Eau Soufre diatomique SO ₂ SO ₃ H ₂ S CS ₂ COS Brome diatomique Iode diatomique Iode diatomique	26,416 94,052 57,798 29,860 70,960 94,450 4,815 27,550 32,800 7,340 14,876	NO	21,6 19,49 8,091 2,309 48,1 56,24 61,0 65,13 23,05
HF HCI. HBr HI. Cyanogène . Acide cyanhydrique . CH ₃ CI. CH ₂ Cl ₂ CHCI ₃ . CCI ₄ .	64,200 22,063 8,66 6,20 73,6 31,2 19,58 31,48 24,0 25,5	Formol Acétaldéhyde Oxyde d'éthylène Acétone Cétène Acide formique Méthanethiol Ethanethiol Diméthylsulfure	29,73 39,76 12,19 51,79 14,6 90,49 5,47 11,18 24,40

Annexe 4 :

Le tableau suivant donne les dimensions de l'échangeur de récupération

	Préchauffeur	Economiseur	Surchauffeur	Total
Diamètre interne des tubes [mm]	19,45	19,45	19,45	
Diamètre externe des tubes [mm]	21,53	21,53	21,53	
Distance entre les des tubes S _n [mm]	23,63	23,63	23,63	
Longueur des tubes [m]	10,72	10,72	10,72	

Tableau (1) : Dimensions de l'échangeur de récupération

Le tableau suivant donne les différents paramètres des tubes des condenseur ORC et frigorifique.

Symboles	Valeur	Symboles	Valeur
<i>s</i> ₁	57.00 [mm]	d	25.41 [mm]
<i>s</i> ₂	99.75 [mm]	d_i	23.41 [mm]
<i>s</i> ₃	63.73 [mm]	D	57.00 [mm]
S	2.54 [mm]	h	15.80 [mm]
Ь	4.09 [-]	а	2.24 [-]
A_f	28.44 [m2]	A_i	1.35 [m2]
A_t	29.61 [m2]	A_r	1.17 [m2]
A_{nb}	1.46 [m2]	\mathcal{Y}_{b}	1.0 [mm]
b_w	1 [mm]		

Tableau (2) : Les différant paramètres des tubes des condenseurs ORC et frigorifique

Source:

Thermodynamic Modelling and Simulation for High Efficiency Designand Operation of Geothermal Power Plants - Submitted in partial fulfilment of the requirements for the Degree of Ph.D. in Mechanical Engineering in the University of Canterbury by Mohammed Imroz Sohel

Résumé :

Dans le cadre de cette étude, nous avons étudié l'amélioration des performances de la turbine à gaz MS 5002C par le refroidissement de l'air a l'entrée du compresseur axial par une machine frigorifique fonctionnant avec le cycle organique de Rankine qui utilise les gaz d'échappement de cette turbine comme une source de chaleur.

Des températures ambiantes variantes de 20°C à 70°C afin de déterminer rendement de la turbine ainsi que la puissance utile produite.

Le couplage de notre système est réalisé par le logiciel de programmation Simulink MATLAB[®] et du Logiciel de référence des propriétés thermodynamiques des fluides frigorigènes REFPROP.

Les résultats de la simulation ont donné des valeurs approximatives du rendement thermique de la turbine ainsi que la puissance utile produite.

Mots clés :

Turbine, Puissance utile, rendement thermique, température ambiante, ORC, machine frigorifique.