

**République Algérienne Démocratique et Populaire**  
**Ministre de L'Enseignement Supérieure et de la Recherche Scientifique**  
**Université Abderrahmane Mira - Bejaia**  
**Faculté de Technologie**  
**Département Génie Mécanique**

**Mémoire de fin Cycle**

En vue de l'obtention du diplôme de Master en Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Thème :

***Etude et amélioration des performances énergétiques des turbines à gaz PRATT & WHITNEY FT 8 de la centrale thermique Sonelgaz spe Amizour-Bejaia***

**Présenté par :** AGUERCIF Fahim

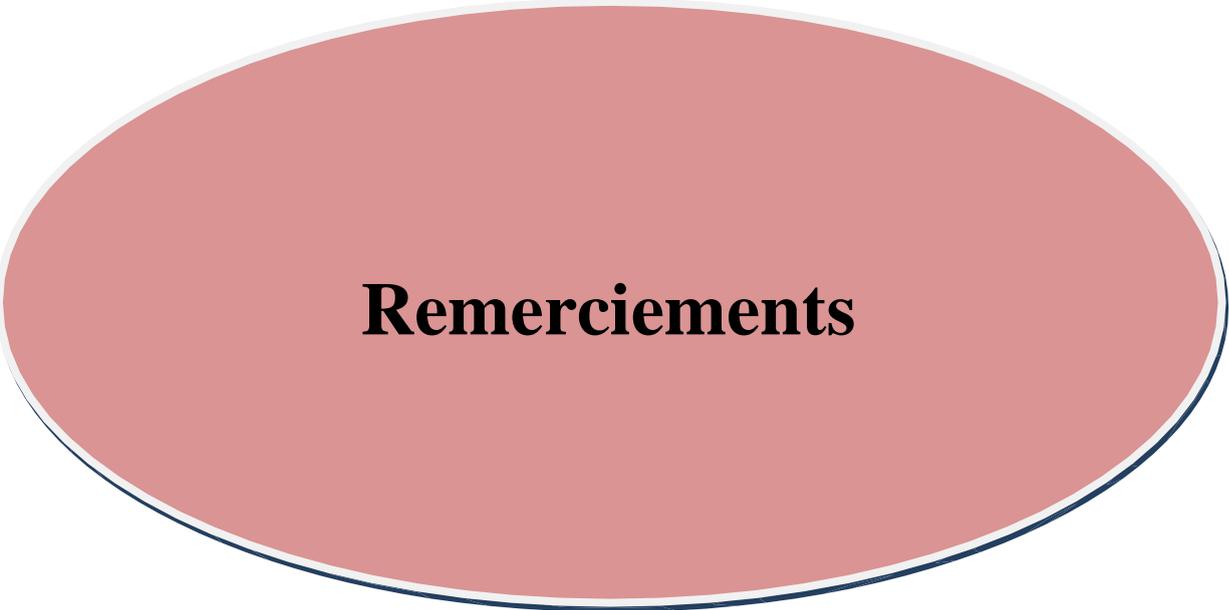
BELLAL Ghilas

**Suivi par :** Mr DJERRADA A.

**Devant le jury :**

HAMOUCHE A.	Président
ALI AGHA H.	Examineur
BENSLIMANE A	Examineur

Année universitaire 2014/2015

A large, horizontally-oriented oval with a solid red fill and a thin dark blue border. The word "Remerciements" is centered within the oval in a bold, black, serif font.

# **Remerciements**



**Dédicaces**

## REMERCIEMENTS

Au terme de ce modeste travail, nous tenons à remercier Dieu, qui nous a donné le courage pour arriver au bout de nos études.

Nous tenons à exprimer nos vifs remerciements à notre promoteur Mr Djerrada A.

Nous tenons à lui exprimer toutes notre reconnaissance pour sa disponibilité et la confiance qu'il a su nous témoigner.

Nous remercions également Mr Kermani E, de Sonelgaz d'amizour, pour leur encadrement, leurs conseils, et leur confiance au sein de l'entreprise.

Nous remercions chaleureusement les membres du jury pour l'honneur qu'ils nous ont fait en acceptant d'évaluer ce travail.

Que tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce modeste travail trouvent ici l'expression de notre sincère gratitude.

**Fahim & Ghilas**

# Dédicaces

*À mes chers parents qui ont fait de moi ce que je suis.*

*À mes frères qui ont crus en moi.*

*À mes sœurs à qui je tenais à donner le meilleur de moi-même.*

*À tous mes amis.*

*À tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.*

**Fahim & Ghilas**

A large, horizontally-oriented oval with a reddish-pink fill and a thin dark blue border. The text "Liste des figures" is centered within the oval.

## **Liste des figures**

## Liste des figures

---

Fig .I.1: Position géographique du lieu de stage. ....	03
Fig. I.2: Organigramme de l'entreprise .....	04
Fig. I.3 : Centrale Amizour .....	05
Fig. I.4: Schéma de la centrale.....	06
Fig. I.5 : L'ensemble alternateur.....	07
Fig .II.1 : Principe de fonctionnement.....	09
Fig.II.2: Classification des turbines à gaz.....	11
Fig .II.3 : Turbine à gaz :a) mono arbre, b) Turbine bi-arbre.....	11
Fig II.4 : variation de pression et de la vitesse dans la turbine action et réaction.....	12
Fig .II.5 : Turbine à gaz à cycle ouvert direct, (a) d'un seul arbre, et (b) à deux arbres.....	13
Fig .II.6 : Cycle ouvert indirect de turbine à gaz.....	14
Fig .II.7 : Cycle d'une turbine à gaz fermé direct.....	15
Fig.II.8: Cycle d'une turbine à gaz fermé indirect.....	15
Fig .II.9: Diagramme T-S.....	16
Fig .II.10 : Diagramme T-s pour un cycle réel sans pertes de pression.....	16
Fig .II.11 : Diagramme T-s pour un cycle Réel avec pertes de pression.....	16
Fig.II.12 : Cycle d'Ericsson sur les diagrammes (P-V) et(T-S).....	17
Fig.II.13 : Cycle de Stirling sur le diagramme (P-V) et (T-S).....	17
Fig.II.14 : Schéma TAG avec récupération.....	24
Fig.II.15 : Cycle thermique de la turbine à gaz avec récupération.....	24
Fig .II.16 : Cycle de Brayton avec refroidissement intermédiaire de l'air.....	25

## Liste des figures

---

Fig .II.17 : Cycle de Brayton avec réchauffage inter-turbines.....	26
Fig.II.18 : Cycle combiné.....	27
Fig.II.19 : Diagramme (T-S) du cycle combiné TG avec TV à simple pression.....	28
Fig. II.20 : Différentes configurations d'injection d'eau ou de la vapeur dans un cycle simple d'une TAG.....	29
Fig.II.21 : Suralimentation d'une turbine à gaz avec filtre de particule et un refroidissement d'évaporation.....	30
Fig.II.22 : Turbine à gaz avec injection d'eau dans le compresseur.....	30
Fig.II.23 : Refroidissement de l'air en amont du compresseur.....	31
Fig. III.1 : Turbine à gaz FT8 Pratt & Whitney (MOBILEPAC).....	32
Fig.III.2 : Principaux composants de la turbine à gaz FT8.....	33
Fig.III.3 : Principaux groupes et section de générateur de gaz.....	35
Fig.III.4 : Système de lubrification.....	38
Fig.III.5 : Système de refroidissement.....	39
Fig.III.6 : Système de démarrage hydraulique.....	40
Fig.III.7 : système de protection anti-incendie.....	42
Fig. IV.1 : Schéma de l'installation turbine à gaz.....	45
Fig. IV.2 : Cycle de la turbine à gaz sur diagramme (T-S).....	46
Fig. IV.3 : Influence de la température sur les performances de la turbine à gaz.....	59
Fig. IV.4 : Influence de l'humidité relative sur les performances de la turbine à gaz.....	60
Fig. V.1 : Buses de pulvérisation.....	62

## Liste des figures

---

Fig. V.2 : Refroidisseur évaporatif.....	64
Fig. V.3. Schéma illustrant le refroidissement par évaporation avec recyclage d'eau.....	65
Fig. V.4 : Cellules d'évaporation (en cellulose).....	66
Fig. V.5. Abaque pour calculer le débit de purge de refroidisseur.....	67
Fig. V.6 : Variation du rendement du refroidisseur en fonction de l'épaisseur et de la vitesse.....	68
Fig. V.7 : Schéma représentatif du refroidisseur.....	68
Fig. V.8 : Turbine à gaz avec injection de vapeur dans la chambre de combustion.....	70
Fig. V.9 : Schéma de l'installation de la turbine à gaz avec injection de la vapeur d'eau dans la chambre de combustion.....	74
Fig. V.10 : Variation de travail net $W_{TP}$ en fonction de fraction de la vapeur injectée.....	79
Fig. V.11 : Variation de la puissance en fonction de fraction de la vapeur injectée.....	79
Fig. V.12 : Variation de rendement en fonction de la vapeur injectée.....	80

## Liste des figures

---

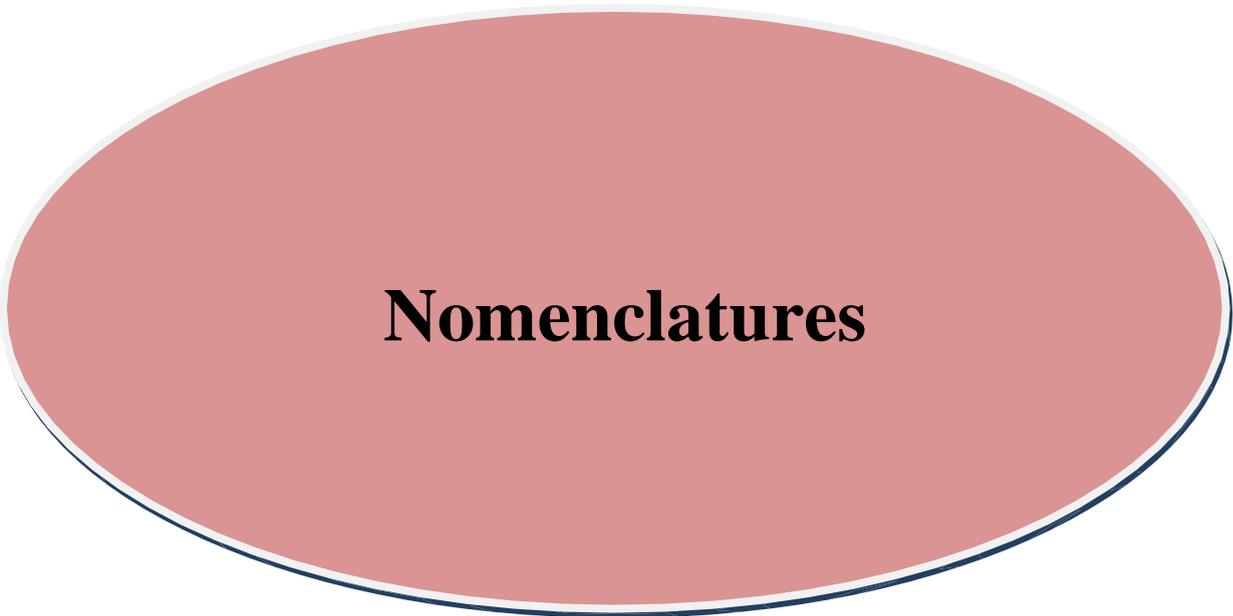
A large, horizontally-oriented oval with a solid red fill and a thin dark blue border. The text is centered within this oval.

## **Liste des tableaux**

## Liste des tableaux

---

Tableau. IV.1: Caractéristique du gaz naturel.....	44
Tableau. IV.2 : Paramètres thermodynamique des différents points du cycle.....	56
Tableau. IV.3 : les performances de la turbine à gaz calculées d'après les données de constructeur.....	57
Tableau. IV.4 : Les Performances de la turbine à gaz sur le site.....	57
Tableau. IV.5 : La Consommation spécifique de la turbine à gaz.....	58
Tableau. V.1 Caractéristique d'eau de pulvérisation.....	63
Tableau. V.2. Comparaison avec et sans refroidissement.....	69
Tableau. V.3 : Produits de combustion dans la turbine à gaz.....	71
Tableau. V.4. Durée de vie de quelques éléments dans l'atmosphère.....	73
Tableau. V.5. Les Performances de la turbine à gaz après injection de la vapeur d'eau.....	78

A large, horizontally-oriented oval with a reddish-pink fill and a thin dark blue border. The word "Nomenclatures" is centered within the oval in a bold, black, serif font.

# **Nomenclatures**

## Nomenclature

Symboles	Désignations	Unités
$C_p$	Chaleur spécifique à pression constant	$\text{kJ/kg.K}$
$C_{p_m}$	Chaleurspécifique moyenne	$\text{kJ/kg.K}$
$C_s$	Consommation spécifique	$\text{Kg/MWh}$
$C_v$	Chaleur spécifique à volume constant	$\text{kJ/kg.K}$
$E$	Efficacité	/
$G$	Débit massique	$\text{Kg/s}$
$G_0$	Pouvoir comburivore	/
$h$	Enthalpie massique	$\text{kJ/kg}$
$Ma$	Nombre de mach.	/
$M$	Masse molaire du gaz naturel	$\text{g/mole}$
$M$	Masse molaire du composant	$\text{g/mole}$
$N$	Vitesse	$\text{tr/min}$
$P$	Pression	bar
$PCI$	Pouvoir calorifique inférieur du carburant	$\text{kJ/kg}$
$Q$	Quantité de chaleur massique fournie au fluide	$\text{kJ/kg}$
$q_c$	Débit massique relatif du combustible	/
$q_r$	Débit massique relatif de l'air de refroidissement	/
$q_f$	Débit massique relatif des fuites	/
$r$	Constante caractéristique de l'air	$\text{kJ/kg.K}$
$S$	Entropie	$\text{kJ/kg.K}$
$T$	Température	$\text{K}$
$W$	Travail massique	$\text{kJ/kg}$
$\dot{W}_{net}$	Puissance nette	$\text{MW}$
$X$	Fraction de vapeur soutirée	/
$Z$	Altitude	$\text{m}$

## Nomenclature

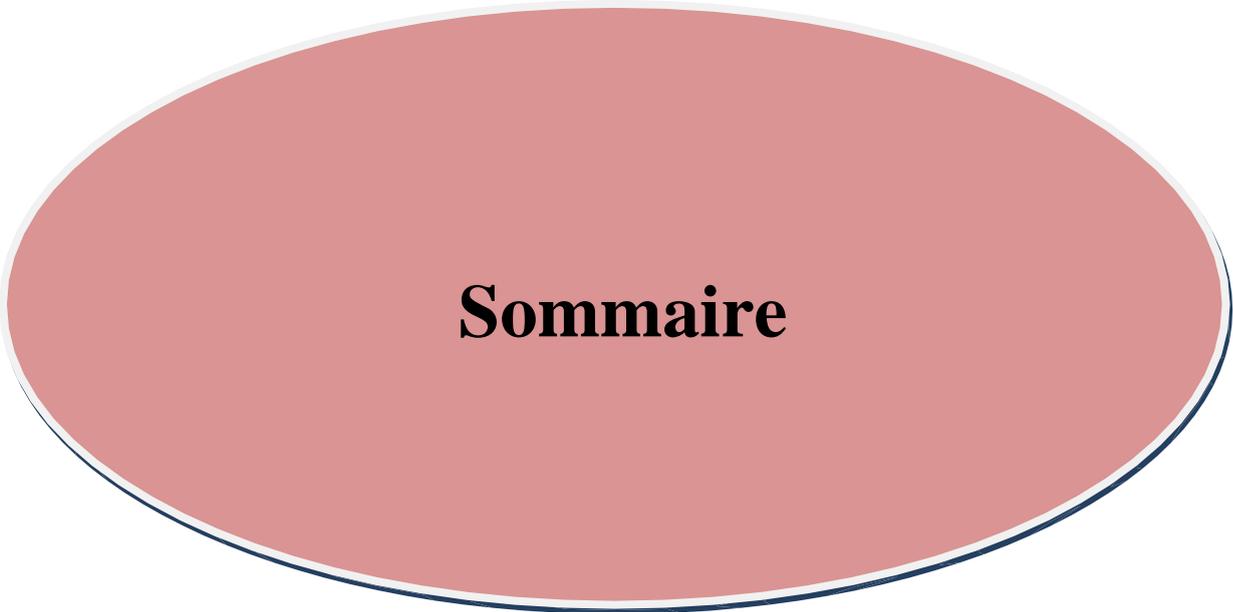
---

Symboles grecs	Désignations	Unités
$\alpha$	Coefficient d'excès d'air	/
$\gamma$	Coefficient isentropique	/
$\varepsilon_K$	Taux de compression	/
$\varepsilon_T$	Taux de détente	/
$\sigma$	Coefficient de Perte de pression à l'entrée du compresseur	/
$\Delta P$	Pertes de charge	bar
$\eta$	Rendement	/
$\rho$	Masse volumique	kg/m <sup>3</sup>
$\delta$	Épaisseur de refroidisseur	/
$\lambda$	Coefficient polytropique	/

## Nomenclature

---

Indices	Désignations
atm	Atmosphère
a	Air
bh	Bulbe humide
BP	Basse pression
c	Carburant (combustible)
cc	Chambre de la combustion
ev	Evaporation
EPA	Environmental protection agency
f	Fuite
g	Gaz
HP	Haute pression
HR	Humidité relative
ISO	Organisation standard internationale
K	Compresseur
net	Nette
NOx	Oxyde d'azote
PWPS	Pratt &whitney power systems
ré	Réel
rec	Récupération
ref	Refroidissement
s	Isentropique
SOx	Oxyde de soufre

A large, horizontally-oriented oval with a solid red fill and a thin dark blue border. The word "Sommaire" is centered within the oval in a bold, black, serif font.

# **Sommaire**

# Sommaire

---

Introduction générale.....	1
<b>Chapitre I : Présentation de la centrale d'Amizour</b>	
Introduction.....	2
I.1. Localisation de lieu de stage .....	3
I.2. Présentation de la centrale de production.....	4
I.3. Description de la centrale Amizour.....	5
I.4. Schéma unifilaire de la centrale.....	6
I.5. Le générateur Brush.....	7
I.6. Les transformateurs ABB 60MVA.....	8
<b>Chapitre II : Généralités et théories des turbines à gaz</b>	
II.1 Généralités.....	9
II.1.1. Définition et principe de fonctionnement.....	9
II.1.2. Principales applications .....	9
II.1.3. Limites techniques et avantages .....	10
II.1.4. Classification des turbines à gaz.....	11
I.1.4.1. Par le mode de construction .....	11
I.1.4.2. Par le mode de travail .....	12
I.1.4.3. Par le mode de fonctionnement thermodynamique.....	12
II.1.5. Configuration des cycles de turbine à gaz .....	13
II.1.5.a.1. Cycle ouvert direct .....	13
II.1.5.a.2. Cycle ouvert indirect .....	13
II.1.5.b.1. Cycle fermé direct .....	14
II.1.5.b.2. Cycle fermé indirect .....	15
II.1.6. Cycles thermodynamique d'une turbine à gaz .....	15
II.1.6.1. Cycle idéal de Brayton Joule .....	16
II.1.6.2. Cycle réel de Joule .....	16

## Sommaire

---

II.1.6.3. Cycle d'Ericsson .....	16
II.1.6.4. Cycle de Stirling .....	17
II.2. Rappels théoriques .....	18
II.2.1. Enthalpie totale .....	18
II.2.2. Premier Principe de la thermodynamique .....	18
II.2.3. Le théorème d'Euler .....	18
II.2.4. Nombre de Mach et grandeurs d'arrêt ou totales dans un gaz parfait.....	18
II.2.5. Travaux et rendements de compression .....	20
II.2.6. Travaux et rendements de détente .....	21
II.2.7. Efficacités diverses .....	21
II.2.8. La quantité de chaleur fournie au fluide .....	22
II.3. Amélioration du cycle de base de la turbine à gaz .....	22
II.3.1. Cycle avec récupération .....	23
II.3.2. Refroidissement intermédiaire de l'air.....	24
II.3.3. Réchauffage inter-turbines .....	25
II.3.4. Cycle combiné .....	26
II.3.5. Injection de masse de fluide dans le circuit de TAG .....	27
II.3.5.1. Injection d'eau à l'amont du compresseur .....	28
II.3.5.2. Injection d'eau dans le compresseur .....	29
II.3.5.3. Injection d'eau à l'aval du compresseur .....	29
II.3.5.4. Injection de vapeur dans la chambre de combustion .....	30
II.3.6. Refroidissement de l'air en amont du compresseur.....	30
<b>Chapitre III : Description de la turbine à gaz FT8 Pratt &amp;Whitney</b>	
Introduction.....	31
III.1.Description de la turbine FT-8.....	31
III.2.Principaux composants de la turbine.....	32
III.3. Sectorisation de la turbine .....	33

## Sommaire

---

III.3.1. Groupe générateur de gaz .....	34
III.3.2. Groupe de la turbine de puissance .....	37
III.4. Différents systèmes des FT8 .....	37
III.4.1. Système de lubrification .....	37
III.4.2. Système de refroidissement de la turbine .....	38
III.4.3. Système d'allumage .....	39
III.4.4. Système de démarrage hydraulique .....	39
III.4.4.1. Start Pac hydraulique .....	39
III.4.4.2. Démarreur hydraulique .....	40
III.5. Système de l'injection d'eau (mélange).....	40
III.6. Système de protection anti-incendie .....	41

## Chapitre IV : calculs thermodynamiques

Introduction.....	42
IV.1. Données initiales .....	42
IV.1.1. Les paramètres de l'air ambiant.....	42
IV.1.2. Caractéristiques du fonctionnement de générateur de gaz.....	42
IV.1.3. Les caractéristique de fonctionnement de la turbine de puissance TP.....	42
IV.1.4. Caractéristiques du combustible.....	43
IV.2. Le cycle thermodynamique de l'installation de la turbine à gaz .....	44
IV.2.1. Les points particuliers du cycle de l'installation.....	44
IV.2.2. Diagramme (T-S) de la turbine à gaz .....	45
IV.3. Calcul les paramètres thermodynamique de la turbine à gaz .....	45
IV.3.1. Le pouvoir comburivore.....	45
IV.3.2. Coefficient d'excès d'air.....	46
IV.3.3. Calcul de la densité.....	46
IV.3.4. Etudes les différentes transformation du cycle.....	47

## Sommaire

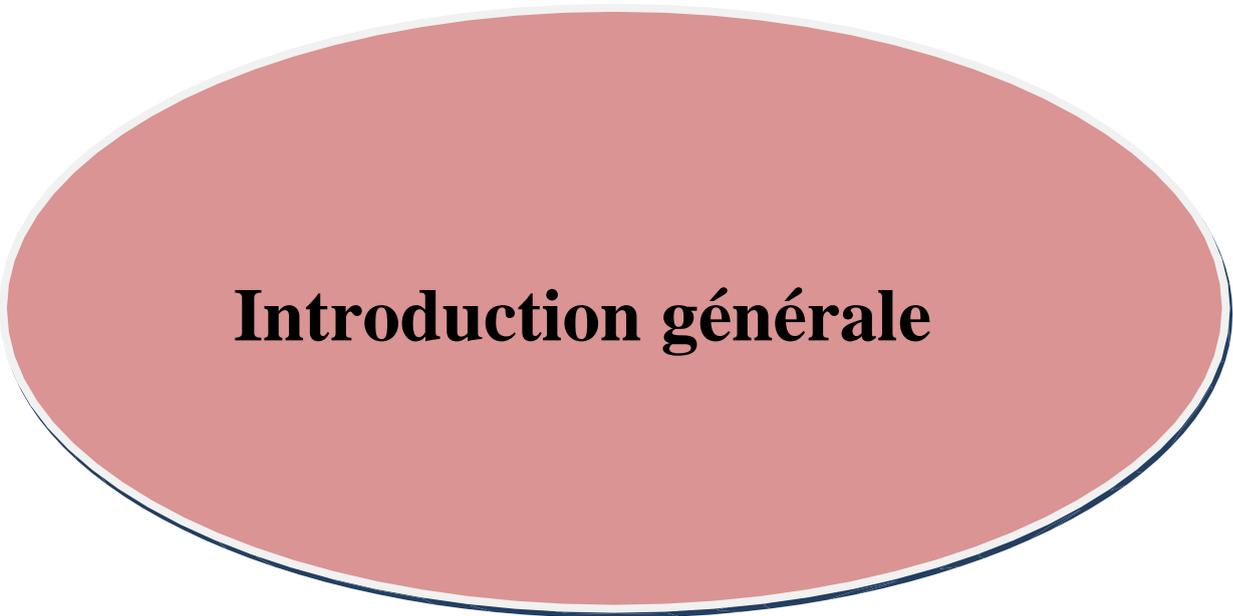
---

IV.4.Calcul du rendement thermique .....	52
IV.4.1.Travail de la turbine TP.....	52
IV.4.2.La chaleur fournie par la chambre de la combustion .....	52
IV.5.Calcul des débits .....	53
IV.6.Vérification du coefficient d'excès d'air.....	54
IV.7. Les performances thermodynamique affichées sur l'écran de la machine .....	56
IV.8.Calcul le rendement de l'installation d'après les données de la machine.....	57
IV.9.Les facteur influence sur les paramètres de la turbine à gaz .....	58
IV.9.1. Influence des facteurs extérieurs sur les performances de l'installation de la turbine à gaz.....	58
IV.9.1.1.La température ambiante.....	58
IV.9.1.2 .La pression ambiante.....	58
IV.9.1.3.L'humidité relative .....	59
IV.9.1.4.La poussière .....	59
IV.10.Influence des facteurs intérieurs sur les performances de l'installation de la turbine à gaz.....	59
IV.10.1.Chute de pression dans la section d'aspiration du compresseur.....	59
IV.10.2.Chutes de pression dans le système d'échappement.....	60
IV.10.3.Influence du type de combustible.....	60
Conclusion .....	60
<b>Chapitre V : Amélioration des performances</b>	
Introduction .....	61
V.1. Le refroidissement par l'évaporation .....	61
V.1.1. Principe de fonctionnement.....	61
V.1.2. Description de notre système de refroidissement .....	64
V.I.3.Géométrie de média humide .....	65
V.I.4. Calcul de la consommation d'eau en recyclage par la pompe .....	65

## Sommaire

---

V.1.5.Effet de la géométrie du refroidisseur sur le rendement d'évaporation .....	66
V.1.6.Calcul de la température de l'air après refroidissement .....	67
V.1.7.Comparaison entre les deux systèmes (avec et sans refroidissement).....	69
V.1.8.Interprétation des résultats.....	69
V.2.Injection de vapeur.....	69
V.2.1. Production des polluants atmosphériques.....	70
V.2.2. Description.....	73
V.2.3.Étude paramétrique .....	73
V.2.4.Etude numérique .....	75
V.2.5. Influence de la fraction de la vapeur injectée sur les performances de la turbine à gaz.....	77
V.2.6.Interprétation des résultats.....	79
Conclusion.....	79
Conclusion générale.....	80
Bibliographie	
Annexes	

A large, horizontally-oriented oval with a solid red fill and a thin white border, centered on a white background. The text "Introduction générale" is centered within the oval.

# **Introduction générale**

### **Introduction générale :**

Les turbines à gaz ont connu ces dernières années un développement considérable dans de nombreuses applications industrielles en particulier dans le domaine des hydrocarbures et de la production d'énergie électrique. Malgré de nombreux avantages, leur haute sensibilité à l'influence de la température de l'air ambiant qui varie considérablement entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté.

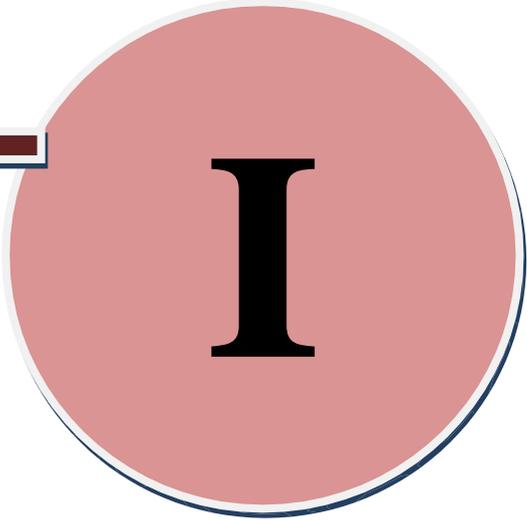
Les systèmes de production d'électricité entraînés par les turbines à gaz souffrent du rendement très bas, car le processus thermodynamique d'un cycle simple de turbine à gaz peut être approximativement modélisé sous forme du cycle de Brayton, dont la puissance délivrée est habituellement bonne, mais aussi la température d'échappement qui souvent au-dessus de 500°C. La haute température des gaz d'échappement implique l'abondance d'une énergie utile gaspillée à l'environnement. La récupération de cette énergie gaspillée peut être employée pour améliorer la capacité de production d'électricité ou/et le rendement par des modifications dans le cycle de base, tel que la récupération des gaz d'échappement, injection de vapeur, refroidissement de l'air à l'admission et le cycle combiné...etc.

Dans notre étude nous allons proposer des technologies pratiques courantes pour augmenter le rendement de la production d'électricité comme l'injection de vapeur et le refroidissement par évaporation à l'admission.

Ces solutions va nous ramène a un rendement plus élevé par l'augmentation de débit massique de fluide et diminution de formation NOx.

# CHAPITRE

---



# I

## Présentation de la centrale d'Amizour

---

**Introduction :**

Le boom économique que vit l'Algérie durant ces dernières années et l'augmentation du pouvoir d'achat des ménages ont induit une surconsommation de l'énergie électrique. La Société Nationale SONELGAZ le monopole de gestion de l'énergie électrique dans notre pays. Elle est née de l'ancienne Société Public de l'Electricité et du Gaz d'Algérie, (EGA) en 1968.

Actuellement, la SONELGAZ assure la production, le transport, la distribution, l'ingénierie et des travaux de réalisation de certains projets de l'électricité et de gaz sur le territoire national tout en visant à répondre de manière régularisée, sûre et permanente aux besoins réclamés par l'immense clientèle.

En 2003, elle produisait 29 milliards de kilowattheures par an et vendait 4,6 milliards de mètres cubes de gaz par an. En 2006, elle employait environ 28 000 personnes.

Pour subvenir à cette forte demande nationale en électricité, le groupe SONELGAZ et à travers sa filiale de production SPE et dans de le cadre du programme national d'urgence a opté pour les centrales mobiles à gaz de Pratt & Whitney qui ont les facultés d'être faciles au montage et au démontage comme au remorquage pour leurs transferts éventuels vers d'autres destinations.

L'autre avantage du choix de ces centrales est la possibilité d'utiliser en plus du gaz naturel un autre combustible dont l'Algérie dispose qui est le gasoil.

Le choix de la région d'Amizour est doublement avantageux car, elle est proche du poste de transformation d'El kseur et non loin des différentes zones industrielles de la wilaya de Bejaia qui sont El kseur, Bejaia, Akbou en plus d'une forte concentration de population, par voie de conséquence un besoin croissant en énergie électrique.

L'autre choix porté sur le site d'Amizour est la disponibilité des combustibles gazeux et liquides sur place.

Le but de cette description est de bien connaître la région d'implantation de notre turbine. En effet chaque région est caractérisée par des conditions climatiques est géologiques bien précises.

### I.1. Localisation de site d'implantation :

Amizour est située à 24km de Bejaia et 53m d'altitude par rapport au niveau de la mer, elle caractérisé par un climat méditerranéen avec été chaud (classification de Koppen).

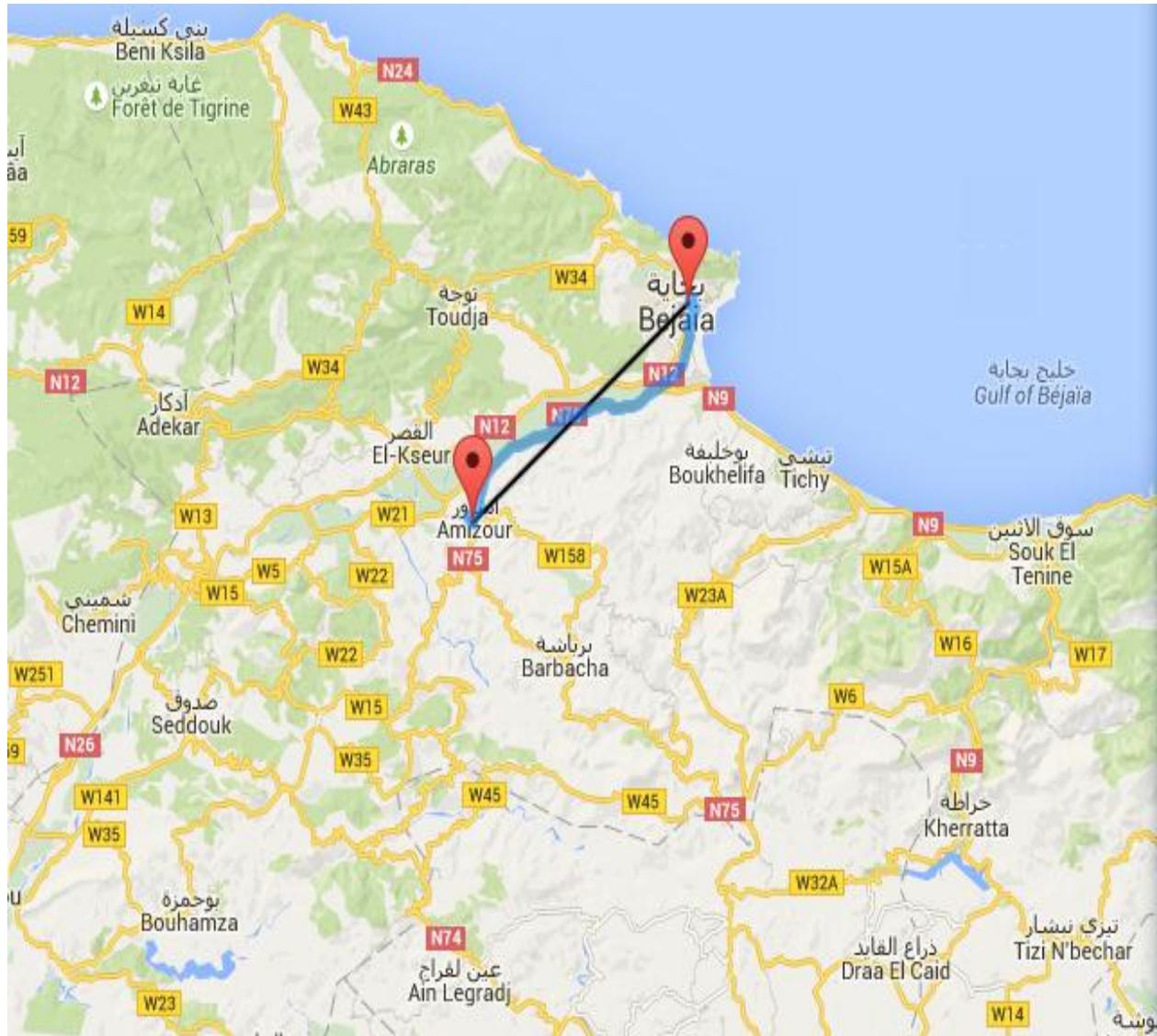


Fig. (I.1) : Position géographique du site d'implantation.

## I.2. Présentation de la centrale de production:

La centrale d'Amizour est rattachée administrativement à la division exploitation SPE Darguina dont l'organigramme hiérarchique de cette dernière est comme illustré ci-dessous.

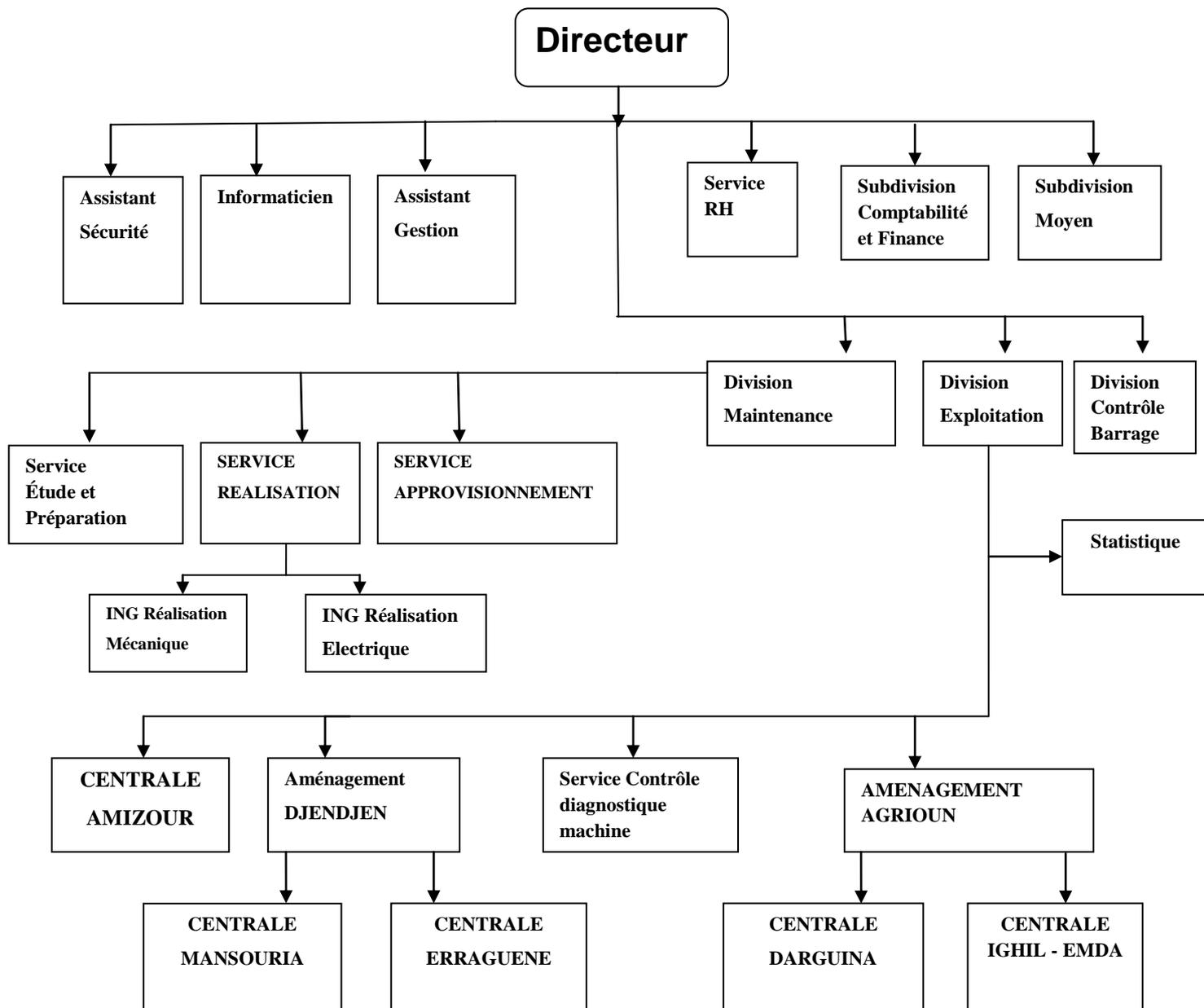


Fig. I.2: Organigramme de l'entreprise.

### I.3. Description de la centrale Amizour :



**Fig. I.3 :** Centrale Amizour.

La centrale d'Amizour est équipée de 08 turbines à gaz (11.5 KV /23.8 MW) mobiles, de 04 transformateurs 220KV/11.5KV 60MVA et d'une tête blindée.

L'alimentation de chaque transformateur se fait par le biais de 2 turbines à gaz et la synchronisation est assurée par synchroniseur automatique; l'ensemble de 02 turbines et du transformateur est protégé par un disjoncteur de ligne nommé 52L et deux sectionneurs, un en amont et l'autre en aval du disjoncteur de ligne 52L nommés respectivement (89UT-1 et 89UT-2), alors que la protection de chaque turbine est assurée par un disjoncteur nommé 52G.

Les sorties des 04 transformateurs sont connectés à un jeu de barre 220KV qui alimente une tête blindée 220KV dépendante de GRTE, cette dernière débite et protège la ligne haute tension Darguina /El kseur via le disjoncteur QOHT.

I.4. Schéma unifilaire de la centrale:

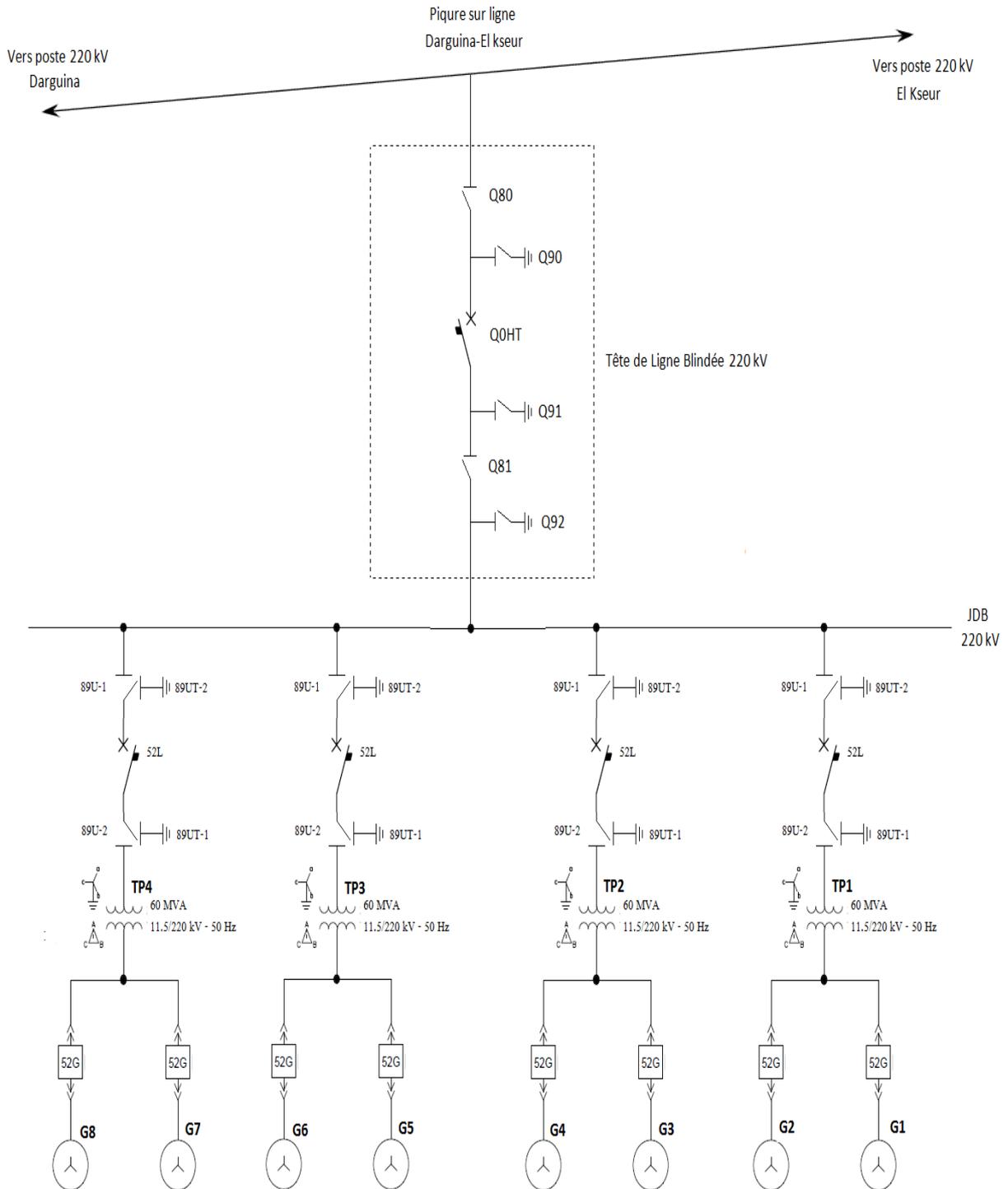


Fig. I.4: Schéma de la centrale.

## I.5. Le générateur Brush:

### Caractéristiques nominales :

Tension entre phases : 11,5 KV. - Puissance active : 22,5 MW - Fréquence : 50 Hz

Vitesse nominale : 3000 tr /min

### L'ensemble alternateur est composé de:

- Alternateur Brush
- D'un disjoncteur du générateur
- Circuits de protection et de déclenchement
- Equipement de régulation de la puissance
- Circuits de déclenchement.

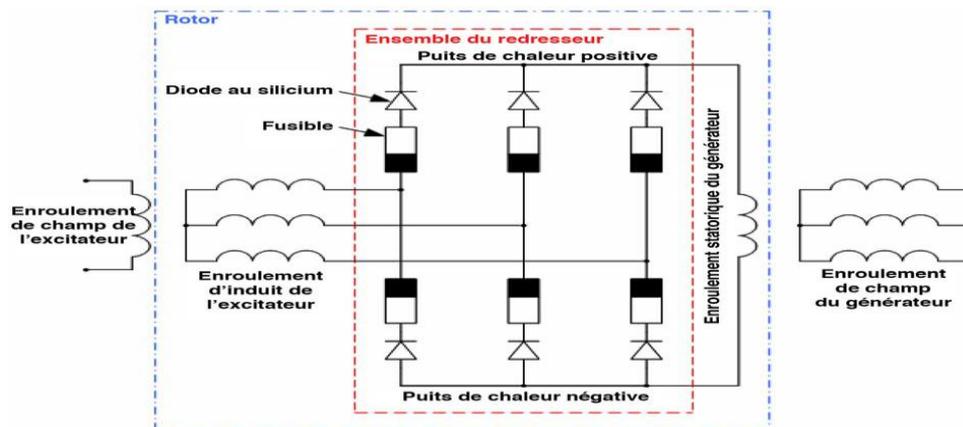


Fig. I.5 : L'ensemble alternateur.

Le générateur est composé d'un rotor cylindrique refroidi à l'air. Il fait appel à un excitateur sans balai pour l'excitation initiale et peut produire des charges de base ou de pointe.

Il est composé de:

- Rotor
- Stator
- Excitateur
- Système de lubrification
- Système de mise à la terre
- Chauffages
- Système de ventilation

**I.6. Les transformateurs ABB 60MVA:**

Les transformateurs de la centrale d'Amizour sont uniques en leurs genres car ils ont la spécificité d'être mobiles et d'abaisser la tension primaires de 220 KV à 11.5 KV et vis versa.

Chaque transformateur est équipé de son propre poste transformateur abaisseur 11.5 kV/400v pour alimenter ses propres auxiliaires.

L'entrée de chaque transformateur est alimentée par 02 turbines à gaz de 11.5KV avec une puissance totale de 2x23.8MW.

La synchronisation du transformateur avec les deux turbines, l'alimentation est assurée par un synchroniseur automatique. L'ensemble de 02 turbines et du transformateur est protégé par un disjoncteur de ligne nommé 52L et deux sectionneurs, un en amont et l'autre en aval du disjoncteur de ligne 52L nommés respectivement (89UT-1 et 89UT-2), alors que la protection de chaque turbine est assurée par un disjoncteur nommé 52G.

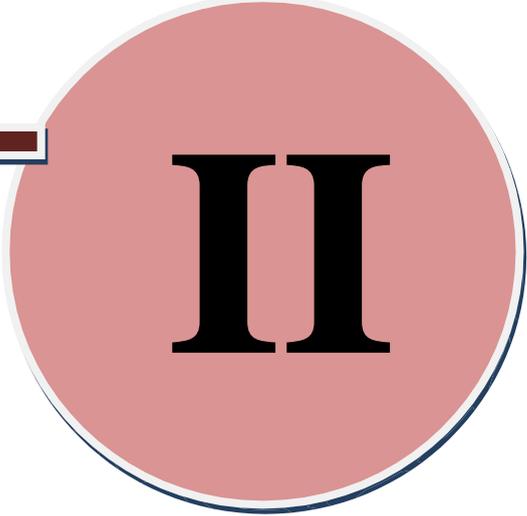
Chaque transformateur communique avec les autres transformateurs de la centrale et avec le réseau via le bureau de reliage.

Le compartiment secondaire du transformateur jusqu'à la tête blindée est isolé avec le gaz SF<sub>6</sub> une baisse de pression de ce gaz est synonyme d'un court-circuit.

Le compartiment primaire du transformateur jusqu'au secondaire est isolé et refroidis avec l'huile.

# CHAPITRE

---



# II

## Généralités et théories des turbines à gaz

---

## II.1. Généralités :

### II.1.1. Définition et principe de fonctionnement :

Les turbines à gaz font partie de la catégorie des TURBOMACHINES, 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.

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne. De tous les points de vue, elle peut être considérée comme un système autosuffisant, elle aspire et comprime l'air atmosphérique dans son compresseur axial, augmente la puissance énergétique de l'air comprimé dans sa chambre de combustion, en utilisant la chaleur dégagée par la combustion, et convertit cette puissance thermique en puissance 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 peut-être un compresseur, un alternateur, ...etc.

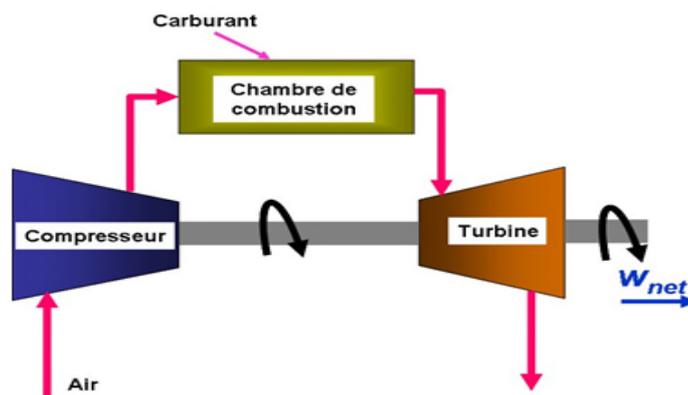


Fig. II.1 :Principe de fonctionnement.

### II.1.2. Principales applications :

La turbine à gaz est utilisée dans différents domaines :

- Turbines à gaz pour la production d'énergie électrique :

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

- Aéronautique (turbocompresseur, turbine à gaz d'avion, turboréacteur, moteur de turbo propulseur, moteur de turbo-jet, moteur de turbo fusée.

- Turbines à gaz pour des véhicules (automobiles, locomotives ferroviaires, suralimentations par les gaz d'échappements).
- Turbines à gaz dans l'industrie pétrochimique.
- Utilisation des turbines à gaz dans les stations de réinjection dans un gisement de pétrole et de gaz.

### II.1.3. Limites techniques et avantages :

La turbine à gaz présente de sévères limitations dues aux contraintes techniques de sa réalisation. Ces principales limites sont les suivantes :

- Taux de compression limité par le nombre d'étage de compression nécessaires.
- Baisse importante de rendement des compresseurs centrifuges à un régime plus faibles que le régime nominal.
- Température de combustion limitée par la résistance mécanique de la turbine.
- Démarrage facile au froid .
- Chute importante de rendement à charge partielle en particulier pour les machines à simple arbre.
- Cout d'usinage des aubages élevés, notamment de la turbine.

Les avantages inhérents à ce type de machines sont les suivantes :

- Puissance massique et volumique très élevée du fait de fonctionnement continu.
- Simplicité apparente de construction (un rotor dans un carter et un brûleur) et équilibrage (peu de vibrations).
- Pollution limitée en HC et NOx du fait de l'excès d'air et de la température limitée.
- Aptitude a la récupération de chaleur (cogénération).
- Aptitude potentielle à utiliser des combustibles variés et de moindre qualité (gaz pauvre, fuel lourd).

### II.1.4. Classification des turbines à gaz :

On peut classer les turbines à gaz selon différents mode :

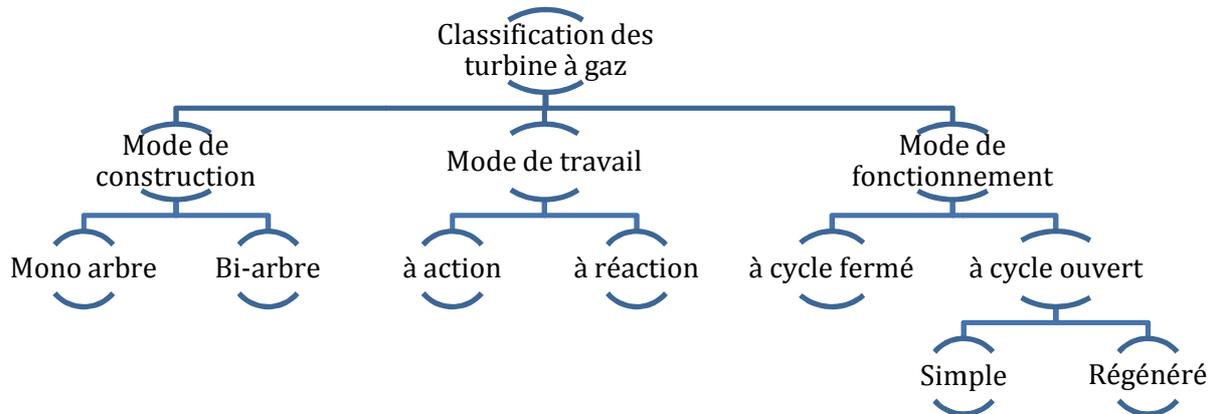


Fig.II.2: Classification des turbines à gaz

#### I.1.4.1. Par le mode de construction :

**a-Les turbines à un seul arbre** : dite aussi mono-arbre, le compresseur et les sections de la turbine sont montés sur un même arbre ce qui permet de tourner à la même vitesse, ce type est utilisé pour les applications qui n'ont pas besoin des variations de vitesse, telle que l'entraînement des génératrices pour production de l'électricité.

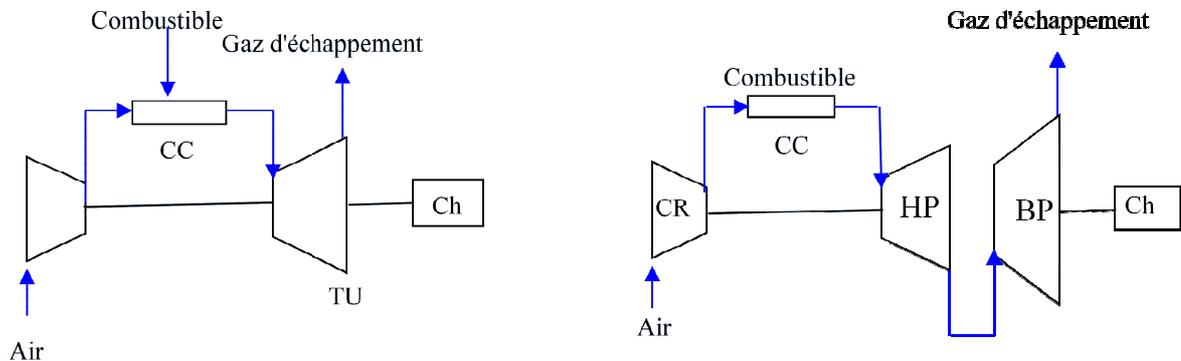


Fig. II.3 :Turbine à gaz :a) mono arbre, b) Turbine bi-arbre

**b-Les turbines à deux arbres (bi-arbres)** : La turbine à gaz se compose de deux roues turbines indépendantes mécaniquement. La roue turbine HP entraîne le rotor du compresseur axial et les accessoires, tandis que la roue BP deuxième étage sert à entraîner l'organe récepteur (ex : les compresseurs).

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

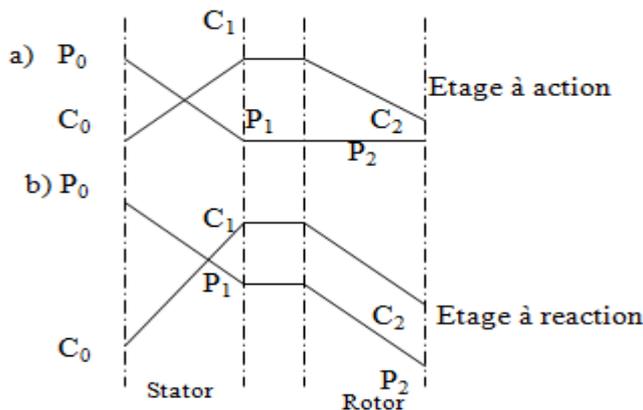
Un troisième type peut être aussi cité, ce sont les turbines dites dérivées de l'aéronautique, elles ont une conception spéciale suivant le domaine dans lequel elles sont utilisées, dans ce troisième

type la partie qui assure l'autonomie de la turbine existe toujours, et l'énergie encore emmagasinée dans les gaz d'échappement est utilisée pour créer la poussée, en transformant cette énergie (thermique et de pression) en une énergie cinétique de jet dans une tuyère.

**I.1.4.2. Par le mode de travail :**

**a. Turbine à action :** Le principe de fonctionnement d'une turbine à action, est que la transformation thermodynamique du fluide se fait uniquement dans la directrice (entre aubages fixes). Les aubes mobiles n'ont qu'un rôle à jouer, c'est de transformer l'énergie cinétique acquise par la détente ( $P_0 > P_1$ ) en travail mécanique communiqué au rotor. L'évolution des gaz dans la roue se fait sans variation de pression statique ( $P_1 = P_2$ ).

**b. Turbine à réaction :** Dans les turbines à réaction, nous savons que la détente se fait aussi bien dans les canaux fixes que dans les canaux mobiles, c'est à dire qu'une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique. L'évolution des gaz dans la roue se fait avec variation de la pression statique  $P_0 > P_1 > P_2$ . Le taux de réaction  $\epsilon$  caractérisera le % d'énergie thermique totale.



**Fig. II.4 :** Variation de pression et de la vitesse dans la turbine action et réaction.

**I.1.4.3. Par le mode de fonctionnement thermodynamique :**

**a. Turbine à gaz à cycle fermé :** Dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

**b. Turbine à gaz à cycle ouvert :** C'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère, ce type qui est le plus répandu se divise en deux classes :

- Turbine à cycle simple : C'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique, après leur détente, les gaz possédant encore un potentiel énergétique sont rejetés dans l'atmosphère à travers l'échappement.

➤ Turbine à cycle régénéré : C'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait intervenir plusieurs fluides moteurs, les pertes de chaleur causées par les gaz d'échappement sont les plus importantes dans l'installation de turbines à gaz. Pour cela le rendement des installations de turbines a gaz peut être augmenté, en conduisant les gaz d'échappement dans un échangeur thermique ou ils réchauffent l'air sortant du compresseur avant son entrée dans les chambres de combustion. On récupère une partie de chaleur sensible de ces gaz qui se trouvait perdue dans l'atmosphère [1].

### II.1.5. Configuration des cycles de turbine à gaz :

Les gaz chauds provenant d'une chambre de combustion ou d'un réacteur refroidi par gaz peuvent être employés directement comme fluide de fonctionnement primaire, c.-à-d., par l'extension par une turbine à gaz, ou indirectement, en chauffant un fluide secondaire agissant en tant que fluide moteur. Pour chacun des cas, le cycle direct ou indirect, nous pouvons également prendre un cycle ouvert ou fermé, suivant les combinaisons possibles [1,2], figures (II-5) et (II-6).

#### II.1.5.a.1. Cycle ouvert direct :

Le cycle ouvert direct est monté schématiquement sur la figure (II-5). L'air entre dans un compresseur au point 1, où il est comprimé puis dirigé dans la chambre de combustion ou le réacteur, où il reçoit la chaleur à la pression constante et sort chaud au point 3. La détente s'effectue au niveau de la turbine qui assure l'entraînement du compresseur et de la charge utile point 4. Puisque c'est un cycle ouvert, l'air est le seul fluide de fonctionnement utilisé [1].

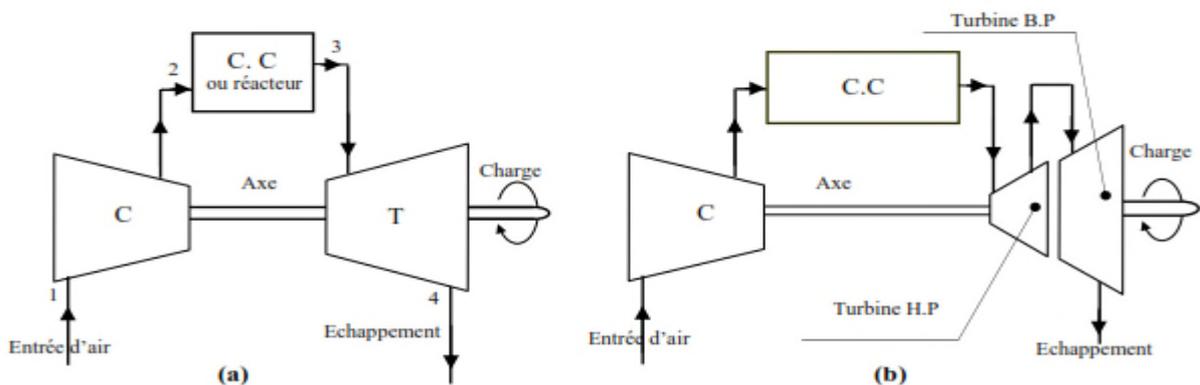


Fig. II.5 : Turbine à gaz à cycle ouvert direct, (a) d'un seul arbre, et (b) à deux arbres.

#### II.1.5.a.2. Cycle ouvert indirect :

Les éléments du cycle figure (II-6) sont semblables à ceux du cycle ouvert direct, sauf qu'ici l'air est un fluide secondaire qui reçoit sa chaleur d'un liquide réfrigérant primaire dans un

échangeur de chaleur. Ce cycle convient pour des usages où les soucis environnementaux empêchent l'air de recevoir la chaleur directement, comme d'un réacteur nucléaire où les dégagements de radioactivité peuvent aller à l'atmosphère.

L'utilisation de réacteur nucléaire est cependant, mieux servie par un cycle fermé.

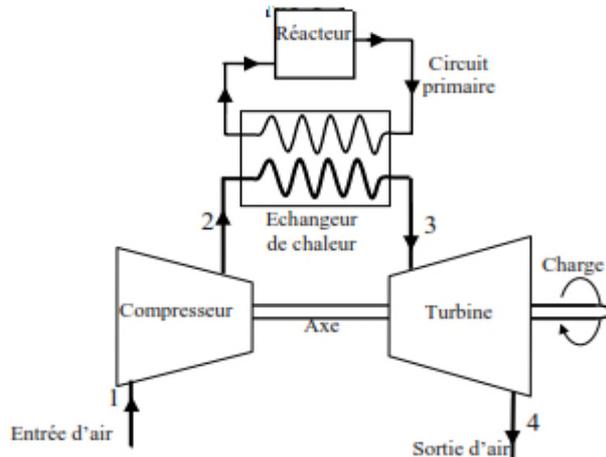
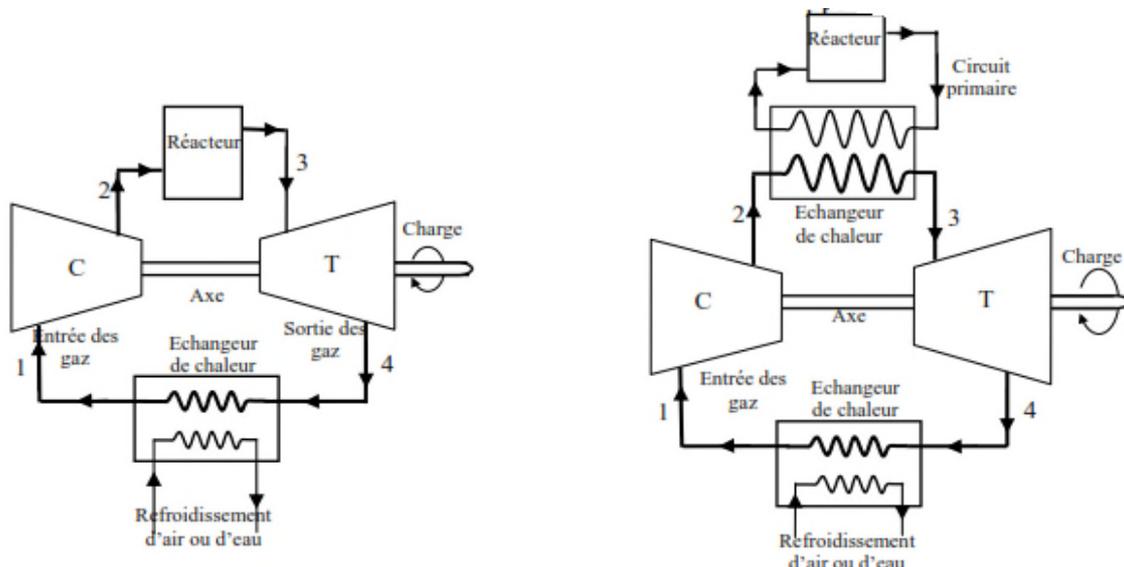


Fig. II.6: Cycle ouvert indirect de turbine à gaz.

**II.1.5.b.1. Cycle fermé direct :**

Dans le cycle fermé direct figure (II-7) le liquide réfrigérant de gaz est chauffé dans le réacteur, détendu dans la turbine, refroidit dans un échangeur de chaleur et comprimé de nouveau au réacteur. Dans ce cycle un gaz autre que l'air peut être employé. Aucun effluent des gaz radioactifs ne passe dans l'atmosphère en fonctionnement normal. Les cycles fermés permettent la pressurisation du fluide de fonctionnement avec la réduction conséquente de la taille des machines rotatives. Le fluide moteur le plus approprié est dans ce cas l'hélium.



**Fig. II.7 :** Cycle d'une turbine à gaz fermé direct. **Fig. II.8:** Cycle d'une turbine à gaz fermé indirect.

**II.1.5.b.2. Cycle fermé indirect :**

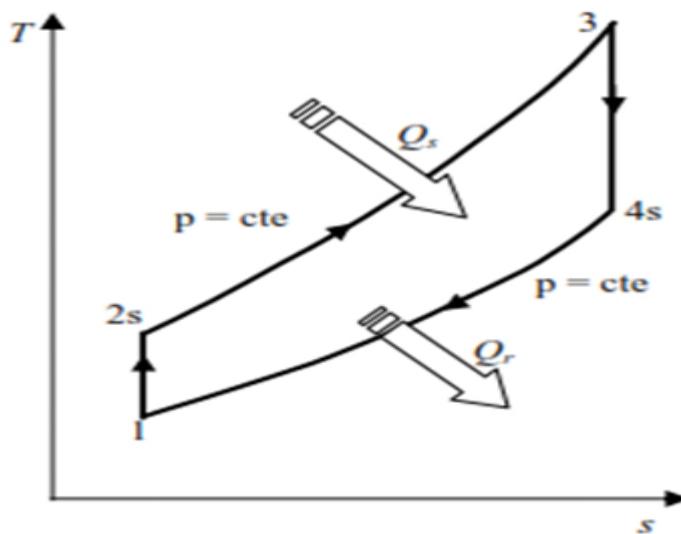
Le cycle fermé indirect, combine le cycle ouvert indirect et le cycle fermé direct parce que le réacteur est séparé du fluide de fonctionnement par un échangeur de chaleur, tandis que le gaz fonctionnant rejette la chaleur à l'atmosphère par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur (figure II-8). Le liquide réfrigérant primaire peut être l'eau, un métal liquide ou un gaz tel que l'hélium.

**II.1.6. Cycles thermodynamique d'une turbine à gaz :**

**II.1.6.1. Cycle idéal de Brayton Joule :**

Dans ce cycle les processus : la compression (1-2) et la détente (3-4) se produisent dans le compresseur et la turbine sont supposés isentropiques. La chaleur additionnée (2-3) dans la chambre de combustion et le rejet (4-1) se produisent à pression constante.

Le cycle idéal de Joule Brayton dans le diagramme T-S est montré sur a figures (II-9).

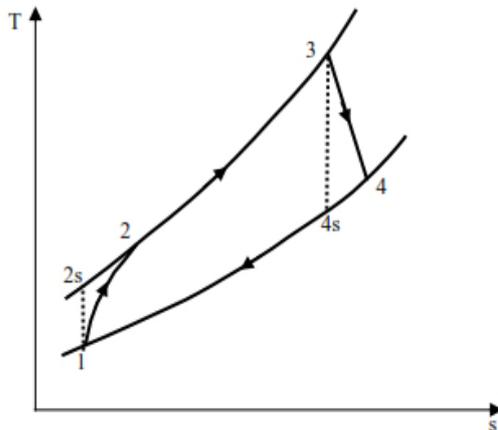


**Fig. II.9:**Diagramme T-S.

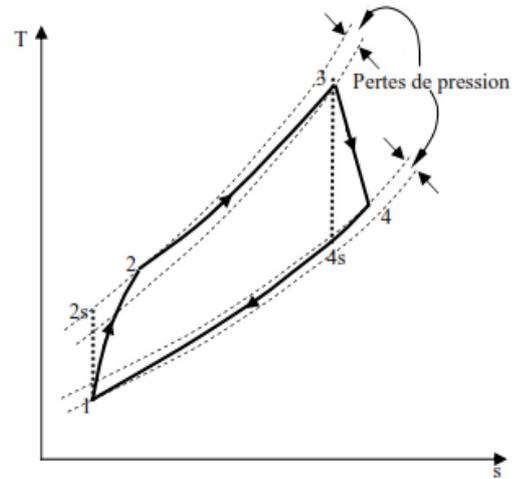
**II.1.6.2. Cycle réel de Joule :**

Dans le cycle réel à pression constante le travail dans le compresseur et la turbine est adiabatique au lieu d'isentropique comme montré à la figure (II-10).

Dans le cycle réel figure (II-11), 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.



**Fig.II.10 :** Diagramme T-S pour un cycle réel sans pertes de pression

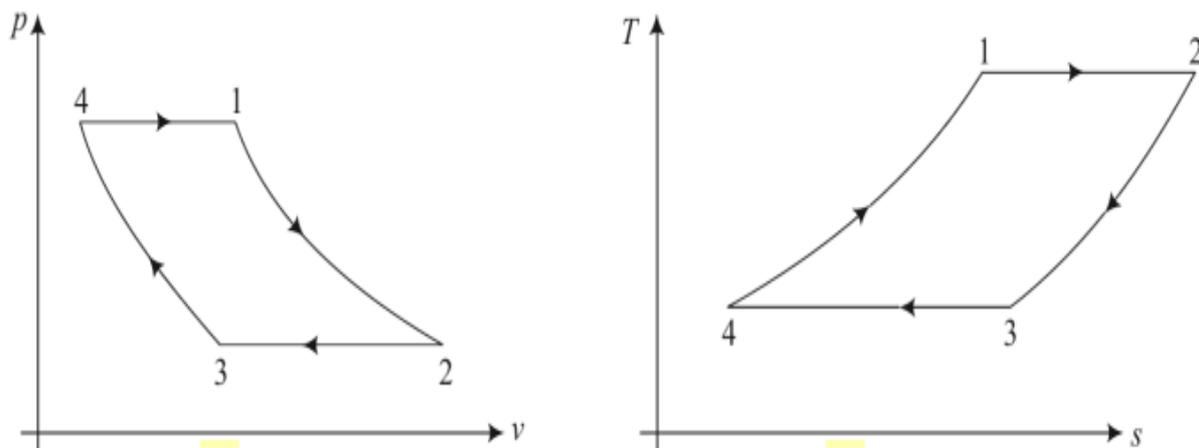


**Fig.II.11 :** Diagramme T-s pour un cycle réel avec pertes de pression.

### II.1.6.3. Cycle d'Ericsson :

Supposons que la compression et la détente, isentropiques soient remplacées par une compression et une détente isothermes aux températures maximale et minimale des cycles réels précédents.

Il est évident que ce cycle à même rendement que le cycle de Carnot fonctionnant entre les mêmes températures.



**Fig. II.12 :** Cycle d'Ericsson sur les diagrammes (P-V) et(T-S).

### II.1.6.4. Cycle de Stirling :

Ce cycle diffère du cycle d'Ericsson par le fait, que les transformations isobares sont remplacées

par des transformations isochores, comme il à le même rendement que Carnot correspondant aux mêmes températures extrêmes.

Les difficultés qui se présentent dans la réalisation de tels cycles (Ericsson et Stirling) sont surtout rattachées au transfert de chaleur. il est difficile de réaliser une compression et une détente isothermes [3].

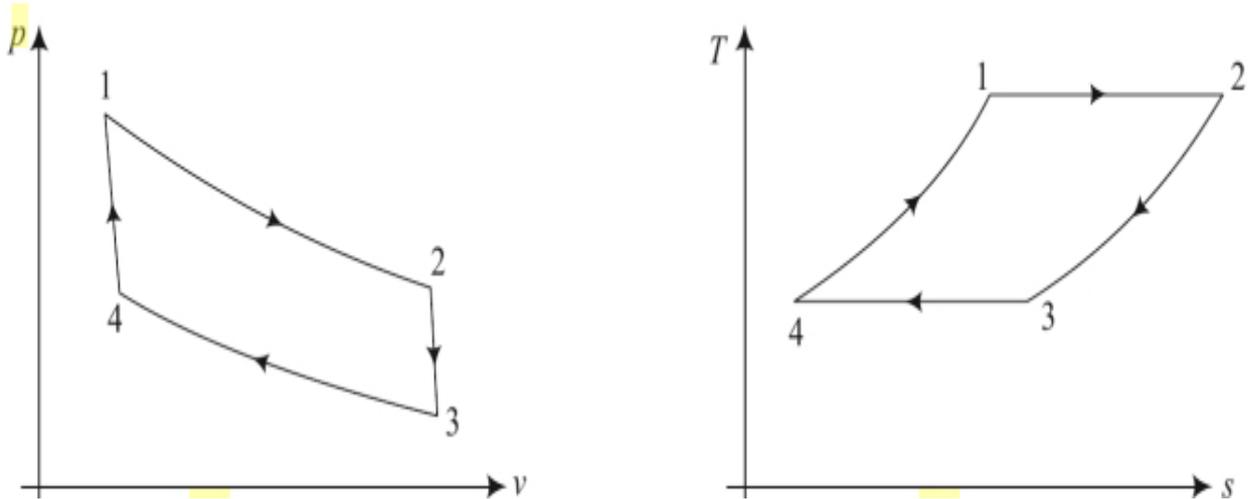


Fig. II.13 : Cycle de Stirling sur le diagramme (P-V) et (T-S).

**II.2. Rappels théoriques :**

Les formules et notions théoriques rappelées ci-après sont celles strictement nécessaires aux calculs des cycles et performances des turbines à gaz.

**II.2.1. Enthalpie totale :**

Par définition :

$$h_{tot} = h + \frac{C^2}{2} \text{ (Energie potentielle négligée)} \dots \dots \dots (II.1)$$

**II.2.2. Premier Principe de la thermodynamique :**

Appliqué aux turbines à gaz, il s'écrit entre l'entrée (1) et la sortie (2) du fluide [14] :

$$W + Q = \Delta h = h_2 - h_1 \dots \dots \dots (II.2)$$

En écoulement adiabatique ( $Q = 0$ ), cette relation devient :

Soit

$$W = \Delta h = h_2 - h_1 \dots \dots \dots (II.3)$$

- pour un compresseur :

$$W_k = \Delta h = h_2 - h_1 > 0 \dots\dots\dots (II.4)$$

- pour une turbine :

$$W_t = \Delta h = h_2 - h_1 < 0 \dots\dots\dots (II.5)$$

- pour une tuyère ( $W = 0$ ):

$$h_{tot1} = h_{tot2} \dots\dots\dots (II.6)$$

**II.2.3. Le théorème d’Euler :**

Il donne l’expression du travail sur l’arbre  $W$  fourni ( $W < 0$ ) ou reçu ( $W > 0$ ) par chaque kilogramme de fluide traversant une grille d’aubages mobiles. Si l’on néglige l’influence des fuites internes, on a entre l’entrée et la sortie d’un étage de turbomachine :

$$W = U_2 C_{U2} - U_1 C_{U1} \dots\dots\dots (II.7)$$

Les indices (1) et (2) étant respectivement relatifs à l’amont et à l’aval de la roue [14].

**II.2.4. Nombre de Mach et grandeurs d’arrêt ou totales dans un gaz parfait :**

Pour caractériser la vitesse des écoulements gazeux, on utilise souvent le nombre de Mach :

$$Ma = \frac{C}{a}$$

Avec  $a$  vitesse du son telle que :

$$a = \sqrt{\gamma \cdot r \cdot T}$$

Considérons maintenant un écoulement qui n’échange ni chaleur ni travail avec l’extérieur. Un observateur entraîné à la vitesse du fluide relèverait des températures et pressions statiques  $T$  et  $P$ , seules grandeurs physiques réelles. Au contraire, un observateur fixe, faisant face à l’écoulement, mesurerait des valeurs dites d’arrêt ou totales ou encore génératrices :

- température totale :

$$T_{tot} = T + \frac{C^2}{2C_p} \dots\dots\dots (II.8)$$

- pression totale :

$$P_{tot} = P \left( \frac{T_{tot}}{T} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \dots\dots\dots (II.9)$$

Cette dernière supposant que le retour au repos s’effectue de façon réversible.

Ces grandeurs s’expriment aussi en fonction du nombre de Mach de l’écoulement :

$$T_{\text{tot}} = T \left( 1 + \frac{\gamma - 1}{\gamma} \text{Ma}^2 \right) \dots \dots \dots (\text{II.10})$$

$$P_{\text{tot}} = P \left( 1 + \frac{\gamma - 1}{2} \text{Ma}^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \dots \dots \dots (\text{II.11})$$

Pour l'écoulement considéré, la relation (I.6), compte tenu de la définition de l'enthalpie totale, peut s'écrire :

$$h_2 + \frac{C_2^2}{2} = h_1 + \frac{C_1^2}{2}$$

En utilisant la relation :  $dh = C_p dt$ , il vient :

$$T_2 + \frac{C_2^2}{2C_p} = T_1 + \frac{C_1^2}{2C_p} \dots \dots \dots (\text{II.12})$$

D'où

$$T_{\text{tot}2} = T_{\text{tot}1} = \text{Cte}$$

Si, en outre, l'écoulement est réversible :

$$\frac{P_{\text{tot}1}^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}}{T_{\text{tot}1}^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}} = \frac{P_1^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}}{T_1^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}} = \frac{P_2^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}}{T_2^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}} = \frac{P_{\text{tot}2}^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}}{T_{\text{tot}2}^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}} \dots \dots \dots (\text{II.13})$$

Et ;

$$P_{\text{tot}2} = P_{\text{tot}1} = \text{Cte} \dots \dots \dots (\text{II.14})$$

Ainsi, pour tout écoulement d'un gaz parfait qui n'échange ni travail ni chaleur avec l'extérieur :

- même en présence de pertes, la température totale se conserve ;
- si l'écoulement est sans pertes (donc isentropique), la pression totale se conserve aussi.

Pour les écoulements adiabatiques qui échangent du travail (compresseurs et turbines),

Par application de (I.3), on obtient la puissance :

$$\dot{W} = \dot{q}_m W = \dot{q}_m (h_2 - h_1) \dots \dots \dots (\text{II.15})$$

Soit, encore (si  $C_p$  est constant) :

$$\dot{W} = \dot{q}_m C_p (T_2 - T_1) \dots \dots \dots (\text{II.16})$$

### II.2.5. Travaux et rendements de compression :

- Pour une transformation adiabatique, intéressant encore un débit unitaire, le travail réel de compression est fourni par les relations (I.15) et (I.16) :

$$W_k = h_2 - h_1 = Cp(T_2 - T_1) \dots \dots \dots (II.17)$$

Le travail de compression isentropique est égal à :

$$W_{ks} = h_{2s} - h_1 = Cp(T_{2s} - T_1) \dots \dots \dots (II.18)$$

Il peut s'exprimer en fonction des pressions puisque, pour cette transformation réversible, la relation (14) donne :

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \dots \dots \dots (II.19)$$

D'où

$$W_{ks} = CpT_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \dots \dots \dots (II.20)$$

- Rendement isentropique :

$$\eta_{ks} = \frac{W_{ks}}{W_{kré}} \dots \dots \dots (II.21)$$

**II.2.6. Travaux et rendements de détente :**

Les formules concernant la détente présentent une grande analogie avec celles relatives à la compression.

Ainsi, le travail fourni par la turbine au cours d'une détente réversible isotherme est :

$$W_{tith} = rT_3 \ln \frac{P_3}{P_4} \dots \dots \dots (II.22)$$

Pour les détentes isentropiques, les formules (II.17), (II.18), (II.19) et (II.20) de la compression deviennent :

$$W_t = h_3 - h_4 = Cp(T_3 - T_4) \dots \dots \dots (II.23)$$

$$W_{ts} = h_3 - h_{4s} = Cp(T_3 - T_{4s}) \dots \dots \dots (II.24)$$

$$\frac{T_{4s}}{T_3} = \left( \frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \dots \dots \dots (II.25)$$

$$W_{ts} = C_p T_3 \left[ \left( \frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \dots\dots\dots (II.26)$$

Les rendements de détente se définissent en comparant les évolutions réelles aux évolutions réversibles. On a donc, par définition :

$$\eta_{ts} = \frac{W_{ts}}{W_{tré}} \dots\dots\dots (II.27)$$

**II.2.7. Efficacités diverses :**

▪ **Dans la chambre de combustion** est introduit le débit de carburant  $G_c$ ; mais la combustion n'étant pas parfaite, il subsiste des imbrûlés dans les gaz d'échappement et seul le débit de carburant brûlé  $G_{c,b}$  apporte de l'énergie au fluide actif. L'efficacité ou rendement de combustion est donc :

$$\eta_{cc} = \frac{G_{c,b}}{G_c} \dots\dots\dots (II.28)$$

Au régime nominal, sa valeur est très élevée, généralement :  $0.99 \leq \eta_{cc} \leq 1$ . Aux régimes de ralenti ou en fonctionnement à haute altitude,  $\eta_{cc}$  peut descendre à 0,90 voire 0,80.

▪ **Dans un échangeur de chaleur**, le flux chaud se refroidit de la température d'entrée  $T_{ce}$  à la température de sortie  $T_{cs}$  en cédant de la chaleur au flux froid dont la température s'élève de  $T_{fe}$  à l'entrée à  $T_{fs}$  à la sortie. L'efficacité  $Er$  de l'échangeur est donnée par sa formule de définition [3].

$$Er = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{cs} - T_{fe}} \dots\dots\dots (II.29)$$

Dans la pratique,  $(Er)$  varie de 0,60 à 0,85 et est surtout fonction des surfaces d'échanges, soit, pour une technologie donnée, des dimensions et de la masse de l'échangeur. L'amélioration de  $(Er)$  se paye, de manière générale, par un accroissement des pertes de charge dans les circuits chaud et froid, ce dont il importe de tenir compte dans les calculs de cycles.

**II.2.8. La quantité de chaleur fournie au fluide :**

L'air porté à une pression suffisamment élevée pénètre dans la chambre de combustion qui se mélange avec du combustible pour donner lieu à une réaction chimique de combustion. La quantité de chaleur fournie au fluide est donnée par l'équation du bilan suivante :

$$Q_{cc} = (q_a + q_c) \cdot h_{sortie} - q_a \cdot h_{entrée} \dots\dots\dots (II.30).$$

### II.3. Amélioration du cycle de base de la turbine à gaz :

#### II.3.1. Cycle avec récupération :

Les rejets des turbines à gaz ou gaz d'échappement à l'atmosphère, contenant de la chaleur élevée pourraient être encore utilisés pour augmenter la production d'énergie ou pour d'autres applications.

Dans un cycle simple de turbine à gaz, la température de sortie de la turbine est toujours presque plus haute que la température d'air à la sortie du compresseur. Évidemment, le débit de carburant peut être réduit par l'utilisation d'un régénérateur, dans lequel le gaz d'échappement chaud de la turbine préchauffe l'air à l'entrée de la chambre de combustion. La fig (II.14) montre un schéma du cycle régénérateur et sa représentation dans le diagramme T-S en fig (II.14). Dans un cas idéal l'écoulement qui passe à travers le régénérateur est à pression constante. L'efficacité de régénérateur est donnée par le rapport suivant [3].

$$E_{\text{réc}} = \frac{T_3 - T_2}{T_5 - T_6} \dots \dots \dots (II.31)$$

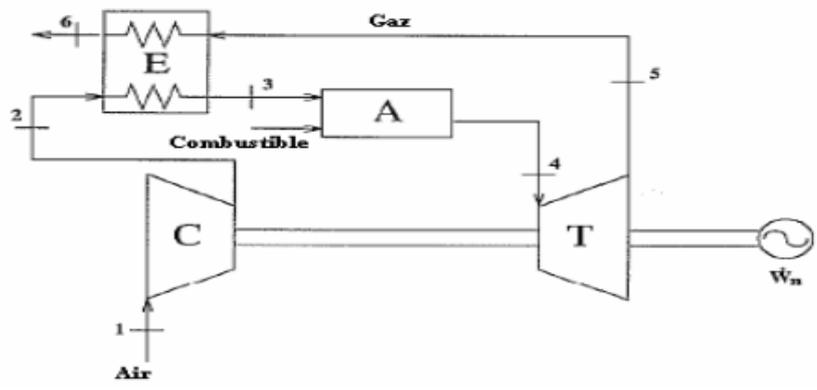


Fig. II.14 : Schéma turbine à gaz avec récupération.

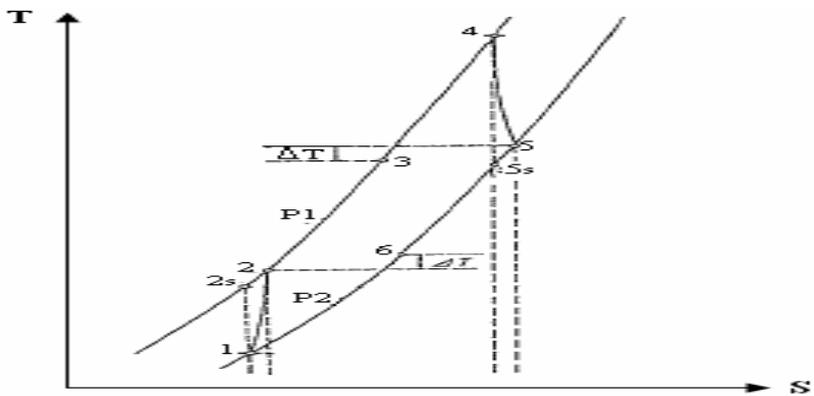


Fig. II.15 : Cycle thermodynamique de la turbine à gaz avec récupération.

**Analyse thermodynamique :**

La Fig. (II.14) représente le cycle thermique de la turbine à combustion avec récupérateur, on peut écrire l'expression du travail comme suit:

$$W_{ré} = C_p [(T_4 - T_5) - (T_2 - T_1)] \dots \dots \dots (II.32)$$

Cette expression du travail moteur est identique à celle que l'on obtient pour la turbine à gaz simple:

Le rendement global pour le cycle de ce système s'écrit :

$$\eta = \frac{W}{Q} = \frac{(h_4 - h_5) - (h_2 - h_1)}{(h_4 - h_3)} = \frac{(T_4 - T_5) - (T_2 - T_1)}{(T_4 - T_5) + (T_5 - T_3)} = \frac{\frac{T_4}{T_1} \left(1 - \frac{T_5}{T_4}\right) - \left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right)}{\frac{T_4}{T_1} \left(1 - \frac{T_5}{T_4}\right) + \frac{T_5 - T_3}{T_1}} \dots \dots \dots (II.33)$$

L'expression (II.42) fait apparaître le rapport:  $\frac{T_5 - T_3}{T_1} = e \dots \dots \dots (II.34)$

En admettant que les deux fluides dans le récupérateur aient la même capacité calorifique, on obtient le même écart de température des deux côtés de l'échangeur et on peut alors exprimer la puissance calorifique de l'échangeur de deux manières différentes, à savoir:

$$Q = \dot{m} C_p (T_3 - T_2) = \dot{m} C_p (T_5 - T_6)$$

$$Q = K S (T_5 - T_3) \dots \dots \dots (II.35)$$

Avec : K coefficient d'échange global et S : surface d'échange. On fait apparaître le nombre d'unités de transfert thermique

NUT qui désigne l'expression adimensionnelle classique de la surface d'échange de chaleur :

$$NUT = \frac{KS}{[\dot{m} C_p]_{\min}} \dots \dots \dots (II.36)$$

Les équations (II.43), (II.44) et (II.45) permettent d'écrire la relation finale:

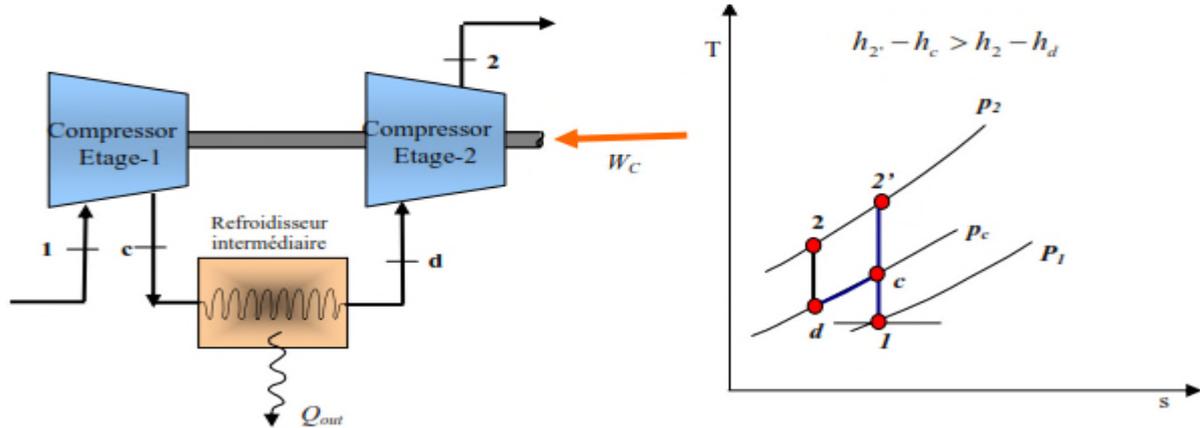
$$e = \frac{T_5 - T_3}{T_1} = \frac{T_3 - T_2}{NUT} * \frac{1}{T_1} \dots \dots \dots (II.37)$$

- La récupération est surtout intéressante pour des faibles rapports de compression  $\frac{P_2}{P_1}$ .
- La récupération est d'autant plus intéressante que NUT est grand, ce qui signifie un Récupérateur pourvu d'une grande surface d'échange de chaleur. En pratique, il y sera associé une chute de pression importante, ce qui constitue une perte. Pour des calculs plus détaillés, il est

Impératif de tenir compte de cette chute de pression pour déterminer la surface d'échange optimale pour le récupérateur. D'un point de vue économique, le coût du récupérateur doit être comparé à l'économie que peut entraîner son utilisation.

**II.3.2. Refroidissement intermédiaire de l'air :**

Une compression avec le refroidissement intermédiaire, figure (II.16) est un autre moyen pour augmenter la puissance utile du cycle. Le refroidissement diminue la puissance requise par la compression :



**Fig. II.16 :** Cycle de Brayton avec refroidissement intermédiaire de l'air.

La puissance absorbée par le compresseur sans refroidissement intermédiaire est :

$$\dot{W}_{Kbase} = \dot{q}_m [(h_{2'} - h_2)] + (h_c - h_1) \dots\dots\dots (II.38)$$

La puissance totale absorbée par le compresseur avec refroidissement intermédiaire est :

$$\dot{W}_{Kavec\ ref} = \dot{W}_{K,1} + \dot{W}_{K,2} = \dot{m} [(h_c - h_1)] + (h_2 - h_d) \dots\dots\dots (II.39)$$

Puisque :  $h_{2'} - h_c > h_2 - h_d$

On a donc :  $\dot{W}_{Kavec\ ref} < \dot{W}_{Kbase}$

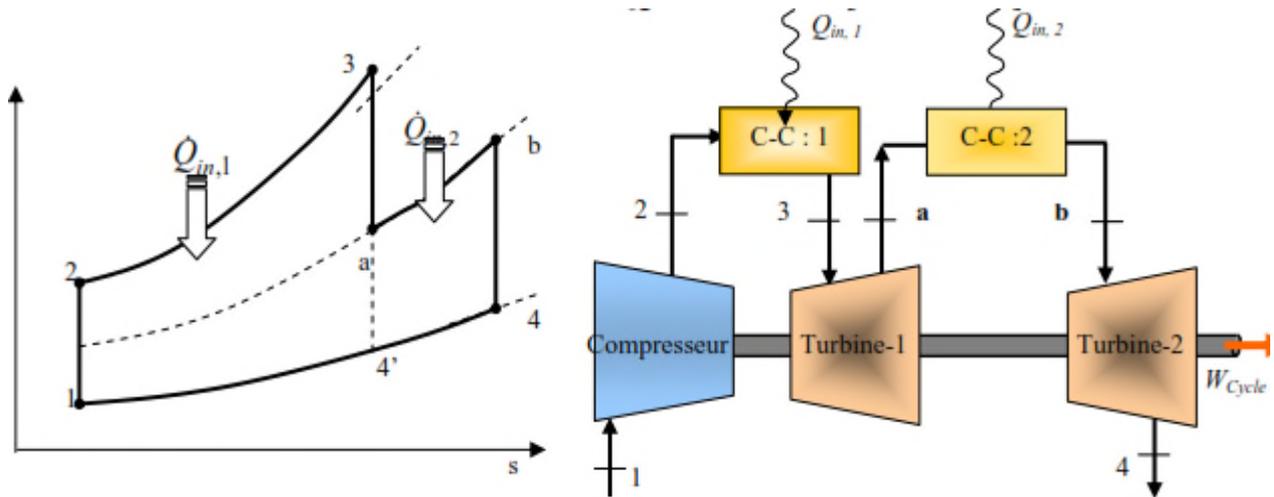
Et puisque le travail de la turbine de détente ( $h_3 - h_4$ ) est inchangé, on a donc :

$$\dot{W}_{cycle\ avec\ ref} > \dot{W}_{cycle\ base}$$

Une compression avec le refroidissement intermédiaire ne fournit pas 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.

**II.3.3. Réchauffage inter-turbines :**

Une chambre de combustion de réchauffage est un composant qui peut être à un cycle de turbine à gaz pour améliorer ses performances. Dans cette méthode le processus de détente dans la turbine est divisé en deux processus et une chambre de combustion additionnelle est placée entre les turbines à haute pression et à basse pression comme il est indiqué sur la figure (II.17). Les gaz d'échappement de la turbine à haute pression (HPT), qui contiennent suffisamment d'oxygène, décrivent une chambre de combustion de réchauffage, et la température des gaz peut être augmentée en raison de la combustion supplémentaire [4].



**Fig.II.17:** Cycle de Brayton avec réchauffage inter- turbines.

On a :  $h_b - h_4 > h_2 - h_{4'}$

La puissance utile de la turbine sans le réchauffage est :

$$\dot{W}_{K\text{base}} = \dot{m}[(h_3 - h_a)] + (h_a - h_{4'}) \dots\dots\dots (II.40)$$

La puissance nette de la turbine avec le réchauffage est :

$$\dot{W}_{T\text{avec rech}} = \dot{W}_{T,1} + \dot{W}_{T,2} = \dot{m}[(h_3 - h_a) + (h_b - h_4)] \dots\dots\dots (II.41)$$

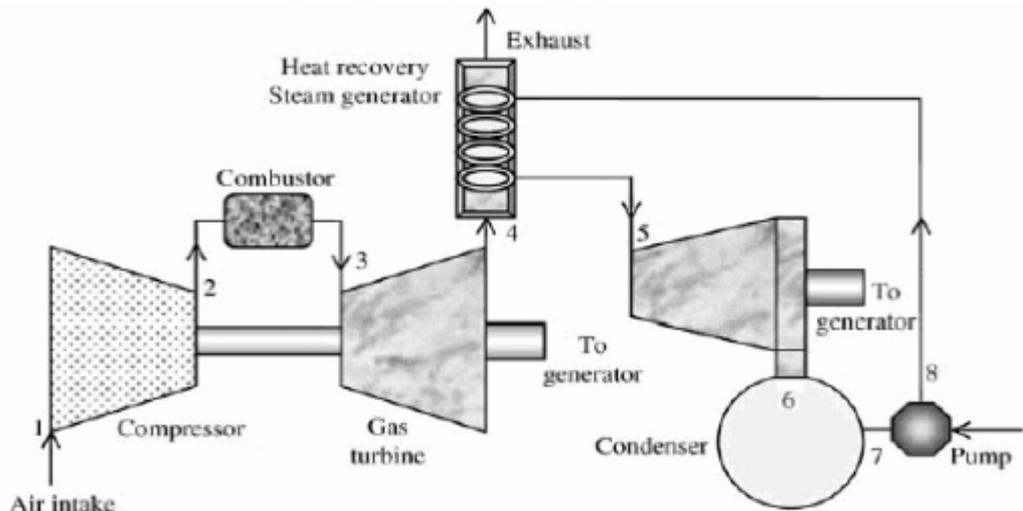
Puisque le travail du compresseur :  $h_2 - h_1$  est inchangé par le réchauffage :

$$\dot{W}_{\text{cycle avec rech}} > \dot{W}_{\text{cycle base}}$$

### II.3.4. Cycle combiné :

Une centrale de turbine à gaz est caractérisée par son coût relativement bas comparé à une centrale à vapeur et elle a des délais de constructions qui sont courts. Cependant, son rendement est faible, particulièrement à charge partielle. Une des technologies adoptées de nos jours pour l'amélioration du rendement de la turbine à gaz est "le cycle combiné". La technologie du cycle combiné est maintenant bien établie et offre une efficacité supérieure à n'importe quel système basé sur la concurrence de turbine à gaz disponibles à moyen terme pour des applications de

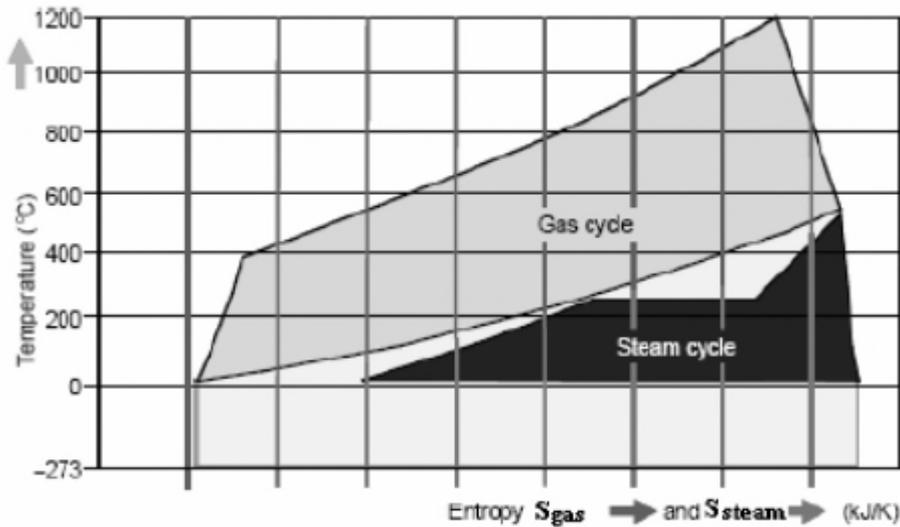
production d'électricité. On arrive ainsi à combiner un cycle ouvert de turbine à gaz avec un cycle fermé à vapeur, du type de celui de Rankine. Les deux cycles sont évidemment partiellement juxtaposés (Fig. II.18), car tous deux doivent comporter une source froide. La combinaison des deux cycles se fait dans la chaudière de récupération CR qui n'est en fait qu'un échangeur de chaleur à contre-courant (gaz comburés,  $H_2O$ ) .le transfert de chaleur s'y fait essentiellement par convection, la part du rayonnement étant très faible.



**Fig.II.18 :**Cycle combiné (gaz -vapeur).

**Thermodynamique du cycle combiné :**

La température de gaz d'échappement des turbines à gaz d'aujourd'hui change entre  $500^{\circ}\text{C}$  pour les petites et plus anciennes turbines à gaz et  $700^{\circ}\text{C}$  pour les turbine à gaz avancées, et le jet spécifique du gaz d'échappement s'élève à 2–3 kg/s par mégawatts. En employant la chaleur de ce gaz d'échappement dans un cycle d'eau -vapeur, le rendement totale du cycle peut être enté considérablement parce qu'une différence totale très élevée de la température peut être utilisée dans le cycle combiné (Fig. II.19) comparé à un cycle simple de turbine à gaz [5].

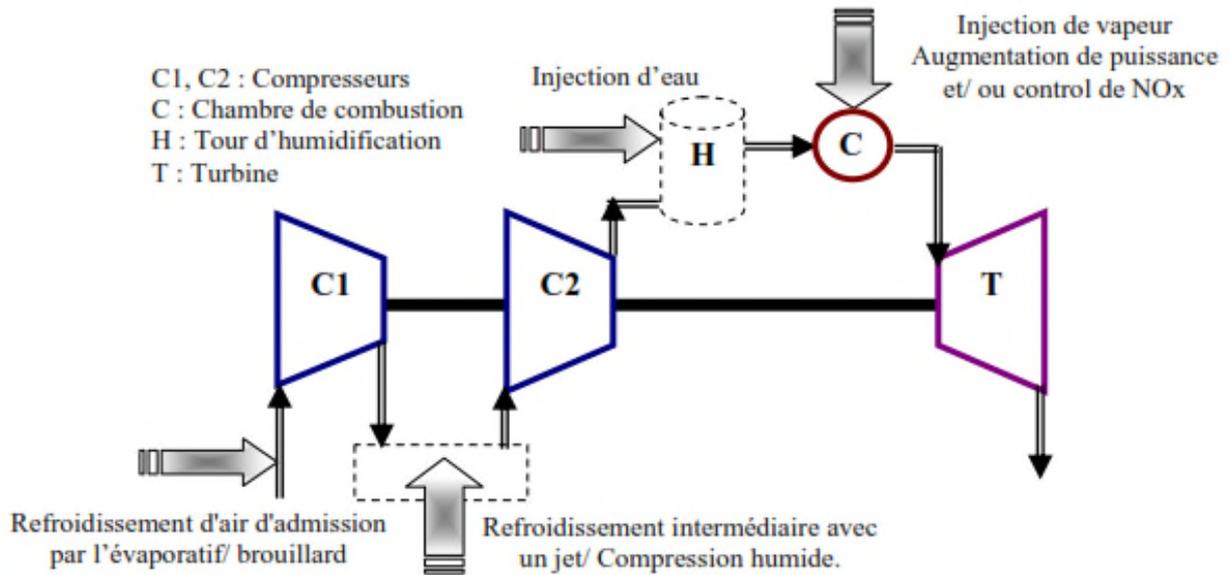


**Fig. II.19 :**Diagramme (T-S) du cycle combiné TG avec TV à simple pression.

Avec l'amélioration des turbines à gaz qui est accompagnée par l'augmentation dans la température d'échappement, la pression et la température du cycle de vapeur sont aussi augmentées à plus de 165 bars et 565°C. En outre, des générateurs de vapeur par récupération de la chaleur à double pression (HRSGs/heat-recovery steam generators) avec réchauffage sont utilisés, qui représente une autre amélioration de l'utilisation de la chaleur d'échappement. De cette façon, les pertes peuvent être réduites [5].

### II.3.5. Injection une masse d'eau dans le circuit de turbine à gaz :

Beaucoup de processus à turbine à gaz utilisant 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 à l'amont du compresseur, à la sortie du compresseur ou à l'amont de la combustion et présentes sur la figure (II.20)



**Fig. II.20 :** Différentes configurations d'injection d'eau ou de la vapeur dans un cycle simple d'une TAG.

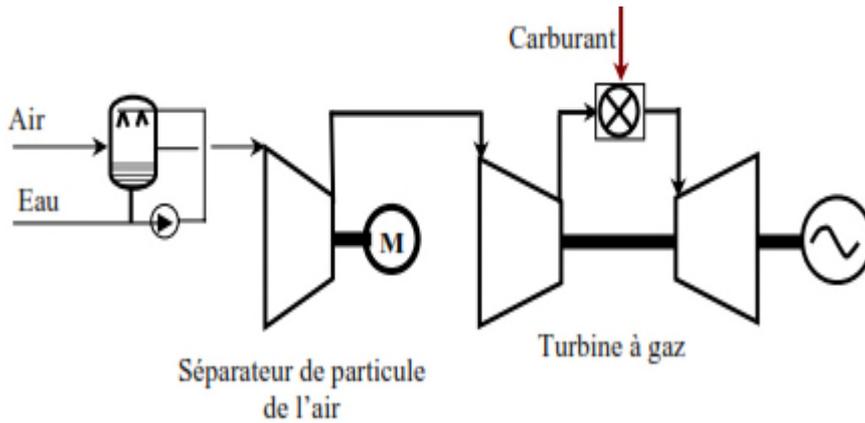
L'effet positif de l'injection de vapeur ou d'eau sur les performances d'une turbine à gaz est bien connu. L'injection de l'eau a été employée pour l'augmentation de la puissance dans des moteurs d'avion depuis les années 50.

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.

### II.3.5.1. Injection d'eau à l'amont du compresseur :

L'injection de l'eau pour le refroidissement d'air d'admission du compresseur est une méthode établie pour l'augmentation de puissance lors des journées chaudes, quand la température ambiante est haute car la puissance de sortie d'une turbine à gaz est réduite en raison de la diminution du débit massique d'air fourni par le compresseur. [6]

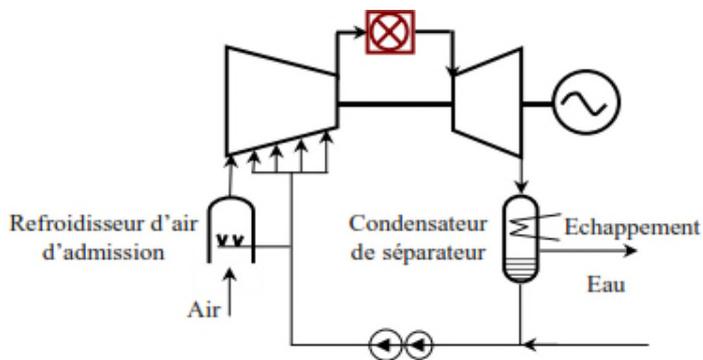
L'utilisation d'un séparateur de particule tournant peut donner deux objectifs : comme filtre à air d'admission, et comme suralimentation (figure II.21) .Le séparateur tournant permet une séparation efficace des particules solides et liquide [7] .Pour une production importante de puissance, il est préférable d'ajouter un refroidisseur évaporatif à l'amont du filtre. Les avantages du refroidissement d'air pour l'augmentation de puissance sont décrits par plusieurs auteurs [8].



**Fig. II.21 :** Suralimentation d'une turbine à gaz avec filtre de particule et un refroidissement d'évaporation.

### II.3.5.2. Injection d'eau dans le compresseur :

Dans les systèmes de sur vaporisation, plus d'eau que celle qui est nécessaire pour la saturation est injectée et les gouttelettes de l'eau entrent dans le compresseur ou elles s'évaporent pour donner un effet d'un refroidissement intermédiaire figure(II.22). L'eau injectée peut être froide ou chaude [9]. L'eau peut également être ajoutée sans interruption à l'intérieur du compresseur pour refroidissement l'air [9], pour les turbines à gaz multi-arbres, il est possible d'injecter de l'eau entre les compresseurs pour réaliser un refroidissement intermédiaire [10].



**Fig. II.22 :** Turbine à gaz avec injection d'eau dans le compresseur.

### II.3.5.3. Injection d'eau à l'aval du compresseur :

L'eau peut être injectée après le compresseur dans un évaporateur entrainé par l'énergie des gaz d'échappement pour améliorer le rendement du cycle. Cette augmentation de puissance par un débit massique supplémentaire est le principe de base de tous les cycles avec l'injection d'eau ou de vapeur. [11]

#### II.3.5.4. Injection de vapeur dans la chambre de combustion :

L'injection d'eau ou de vapeur dans la chambre de combustion est employée initialement pour réduire l'émission de NOx, particulièrement avant l'introduction de brûleurs à bas NOx secs dans le début des années 90 [12]. La formation de NOx est fortement dépendante de la température et l'eau ou la vapeur réduit la température de combustion, dans ce cas la génération de NOx est réduite dans une certaine mesure.

La vapeur produite à l'aide de l'énergie gratuite des gaz d'échappement peut être injectée, par exemple avant la chambre de combustion, dans la chambre de combustion, après la chambre de combustion ou entre les turbines (s'il y a plusieurs détente), l'augmentation du débit massique du fluide moteur à travers la détente relève le rendement et la puissance utile de la turbine à gaz.

Les constructeurs signalent que pour permettre l'injection de vapeur dans la chambre de combustion, il est nécessaire de la produire sous une pression de l'ordre de 12 à 16 bars, donc supérieure à celle qui règne au refoulement du compresseur [13]. Il est noté qu'un accroissement du rapport du débit vapeur au débit d'air, peut rendre nécessaire une modification de brûleur.

#### II.3.6. Refroidissement de l'air en amont du compresseur :

On utilise des systèmes de refroidissement d'air en amont du compresseur afin d'améliorer les performances des turbines à gaz par l'augmentation de masse d'air qui passe par la machine. Ceci en abaissant la température de l'air à l'entrée du compresseur qui diminue par la suite les émissions de l'oxyde d'azote dans la chambre de combustion [14].

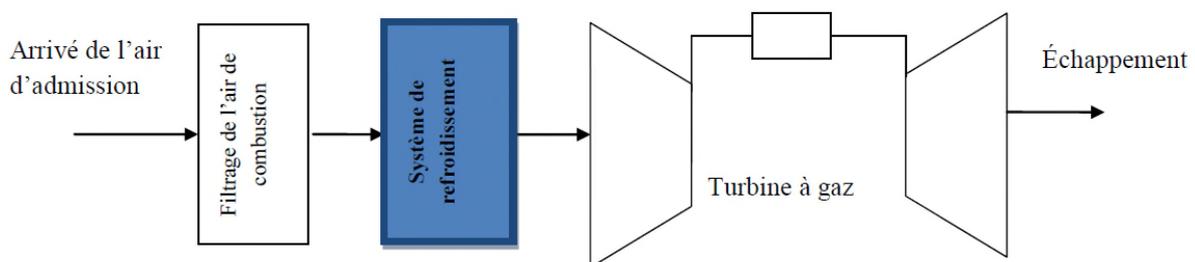
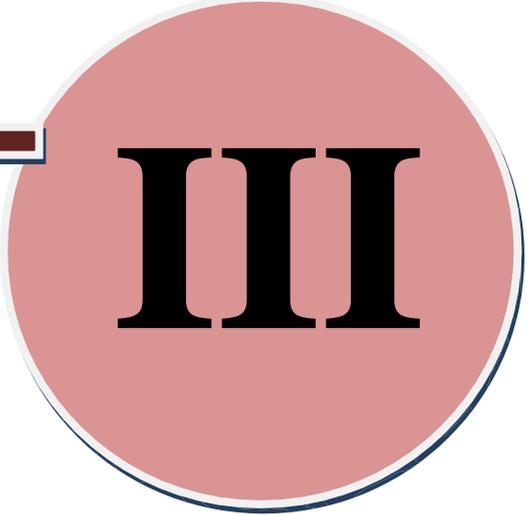


Fig. II.23 : Refroidissement de l'air en amont du compresseur.

# CHAPITRE

---



# III

## Description de la turbine à gaz FT8 Pratt & Whitney

---

## Introduction :

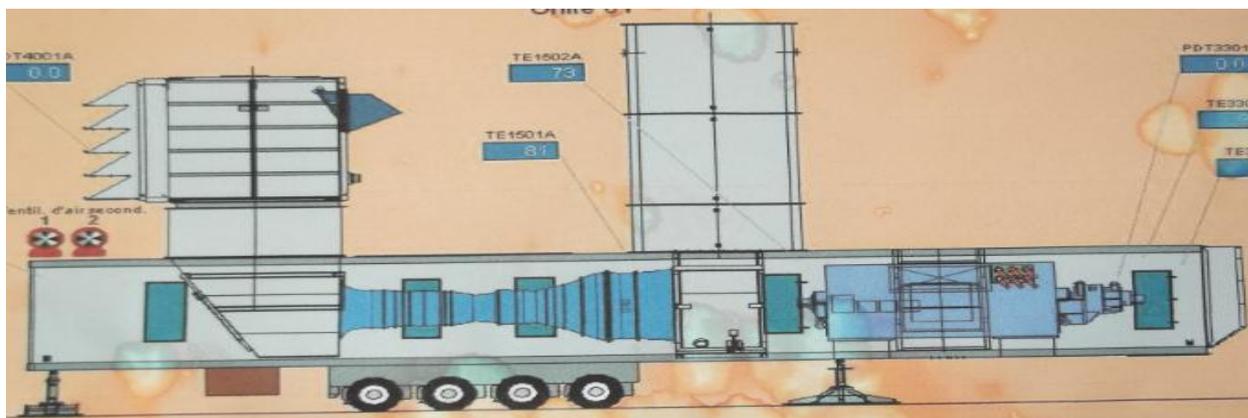
Le FT8-MOBILEPAC, c'est 25 mégawatts sur roues. Ce tout nouveau produit de Pratt & Whitney Power Systems est une unité de production d'électricité autonome alimentée par la turbine à gaz FT8 de PWPS. Cette nouvelle base mobile se compose de deux unités principales : Une remorque d'alimentation et une remorque de commande. La remorque d'alimentation contient la turbine à gaz et le générateur électrique, tandis que la remorque de commande renferme l'unité de commande électrique.

Le MOBILEPAC peut se raccorder au réseau électrique et être opérationnel en moins d'un jour (c'est-à-dire prêt pour le site). C'est la solution idéale pour produire de l'électricité en cas d'urgence ou lors des périodes de pointe.

Le MOBILEPAC est la centrale électrique mobile la moins encombrante du secteur. Ainsi, il peut s'installer pratiquement n'importe où et être associé à d'autres unités pour répondre aux besoins d'électricité d'urgence ou temporaire d'une zone. L'unité peut être transportée par voie routière, maritime ou aérienne aux quatre coins du monde.

Par ailleurs, des options modulaires peuvent s'ajouter pour permettre un fonctionnement à long terme et respectueux de l'environnement. À l'instar du FT8, le MOBILEPAC fonctionne au combustible gazeux ou liquide.

Autre avantage du MOBILEPAC, il est doté de l'option de redémarrage à froid.



**Fig. III.1 :** Turbine à gaz FT8 Pratt & Whitney (MOBILEPAC).

### III.1.Description de la turbine FT-8 :

Les unités de production d'énergie de Pratt & Whitney sont dotées d'un moteur à turboréacteur et double compresseur aérodérivé FT-8. Il s'agit d'un moteur adapté du moteur JT8D-200 utilisé dans l'aéronautique.

**Le moteur contient les éléments suivants :**

- Un Compresseur basse pression
- Un Compresseur haute pression
- Une section comportant un brûleur ou une chambre de combustion
- Une Turbine basse pression
- Une Turbine haute pression

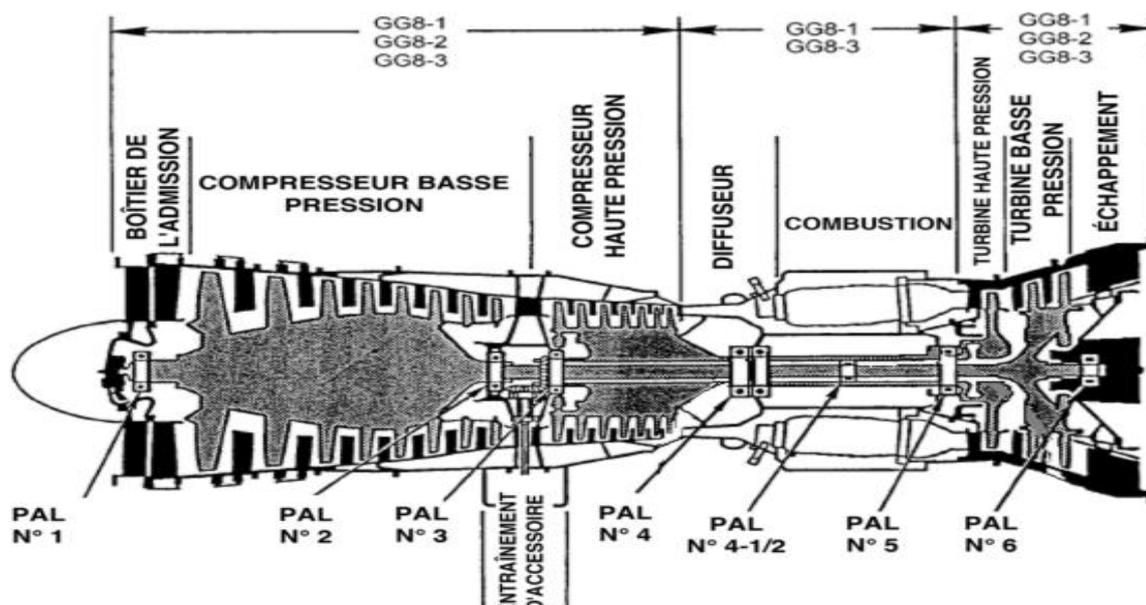
Le générateur de gaz est un moteur de turbine à gaz à écoulement axial. L'air passe par le premier compresseur (basse pression) puis le second compresseur (haute pression). Ensuite, il entre dans la chambre de combustion où le combustible est introduit par les injecteurs.

Une partie de l'air fourni à la chambre de combustion est utilisée pour refroidir la zone de combustion et les turbines.

L'allumage est assuré par deux bougies indépendantes. Par la suite, la combustion s'auto-entretient.

Les gaz chauds s'écoulent dans la turbine haute pression à un étage et la turbine basse pression à deux étages qui en extraient de l'énergie pour entraîner les deux compresseurs. L'énergie restante des gaz chauds sera utilisée pour entraîner la turbine de puissance.

La sortie des gaz chauds est régulée en contrôlant le débit de combustible vers la chambre de combustion.[15]

**III.2.Principaux composants de la turbine :**

**Fig.III.2 :** Principaux composants de la turbine à gaz FT8.

**Caractéristiques du moteur FT-8 :**

- Longueur totale : 330,20 cm
- Diamètre de l'admission : 104,14 cm
- Diamètre de l'échappement : 121,92 cm
- Poids à sec : 2 926,58 kg

**Caractéristiques nominales :**

Pour le gaz naturel

25,4 MW

35 000 SHP

8 950 Btu/kW heure

Cas de combustible liquide

24,3 MW

33 550 SHP

9 095 Btu/kW heure

**Limites de température des gaz d'échappement (moyenne maximum) :**

Inférieure au ralenti : 887 °F (475 °C)

Supérieure au ralenti : 1 450 °F (788 °C)

- TGE moyenne maximum continue du FT8-1 supérieure au ralenti = 1 450 °F (788 °C),
- Moyenne maximum continue inférieure au ralenti = 925 °F (496 °C)
- TGE moyenne maximum continue du FT8-3 supérieure au ralenti = 1 490 °F (810 °C),
- Moyenne maximum continue inférieure au ralenti = 925 °F (496 °C)

**Limites de survitesse (vitesses maximum) :**

- Compresseur haute pression (NH) : 12 550 tr/min
- Compresseur basse pression (NL) : 7 650 tr/min
- Turbine de puissance (NP) : 3 960 tr/min

**III.3. Sectorisation de la turbine :**

Un groupe de construction est le plus grand assemblage pratique d'éléments de moteur pouvant être installé ou enlevé afin d'accélérer l'accès et l'accumulation.

Les groupes de construction permettent d'effectuer des réparations rapides sur le terrain (remplacements de section).

### III.3.1. Groupe générateur de gaz :

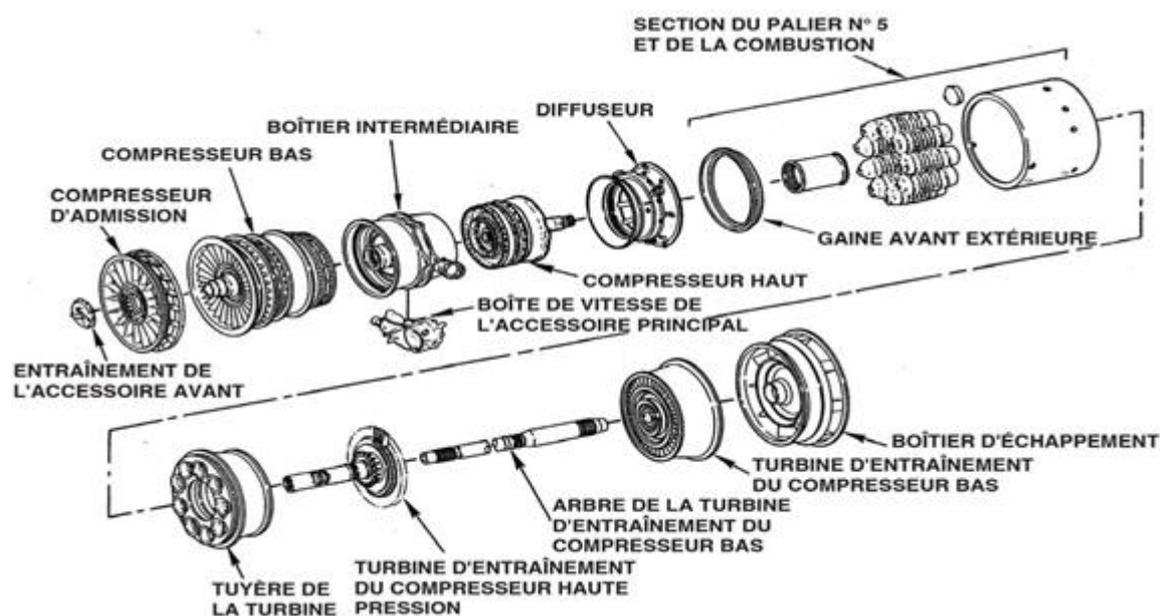


Fig.III.3 : Principaux groupes et section de générateur de gaz.

#### III.3.1.a. Groupe du carter d'entrée d'air :

Ce groupe comprend le carter d'entrée d'air, le roulement n° 1 et le logement du roulement n° 1. Le carter intègre les aubes directrices d'entrée pour diriger l'air vers le compresseur basse pression. Il sert également de support au roulement n° 1.

Le couvercle interne accueille les capteurs de vitesse du rotor à faible vitesse.

#### III.3.1.b. Groupe du compresseur basse pression :

Le compresseur basse pression se compose de huit étages de pales et de sept étages d'aubes fixes. Les étages sont numérotés 1.1, 1.3, 1.5 et 2 à 6. Les deux premiers étages d'aubes (1.1 et 1.3) intègrent des aubes variables.

La veine gazeuse du compresseur avant est reliée au compresseur arrière par le carter intermédiaire. Ce dernier fournit également une connexion structurelle entre les sections de compresseur avant et arrière, garantit un support pour les roulements n° 2 et 3 et représente l'emplacement des bâtis avant du générateur de gaz.

Le rotor du compresseur basse pression est physiquement relié au rotor de la turbine basse pression par un arbre qui passe par la turbine et le compresseur haute pression.

#### III.3.1.c. Groupe du compresseur haute pression :

Le compresseur (haute pression) arrière se compose de sept étages de pales et de six étages d'aubes de stator. Ces étages sont numérotés de 7 à 13.

Le compresseur arrière est commandé par la turbine haute pression par le biais d'un arbre de couplage et tourne à une vitesse supérieure à celle du compresseur avant.

La boîte d'engrenages, fixée au carter intermédiaire, est commandée par un entraînement au niveau de la partie avant de la section du compresseur haute pression.

#### **III.3.1.d. Groupe du diffuseur :**

Le carter du diffuseur renferme le roulement n° 4 qui soutient le rotor haut pression. Pour les modèles des GG8-1 et GG8-3, le carter comprend aussi les neuf injecteurs de combustible. Les modèles GG8-2 sont dotés de 16 injecteurs de combustible.

Les injecteurs de combustible alimentent la chambre de combustion en combustible.

La zone d'écoulement du carter du diffuseur réduit la vitesse et augmente la pression statique de l'air comprimé avant son entrée dans la zone de combustion.

#### **III.3.1.e. Section de combustion :**

La section de combustion se compose de neuf chambres disposées en anneau autour des arbres de la turbine et placées entre le compresseur basse pression et la turbine haute pression. Les chambres de combustion sont conçues pour relâcher de faibles émissions et sont protégées par des carters interne et externe.

Le carter externe peut être déboulonné et déplacé vers l'arrière lors de l'inspection ou de la dépose des chambres de combustion et des injecteurs de combustible.

Les chambres de combustion sont numérotées de 1 à 9 dans le sens des aiguilles d'une montre lorsqu'on regarde de l'arrière.

La chambre n° 1 se trouve sur la ligne médiane verticale, en haut du générateur de gaz. Chaque chambre de combustion est soutenue radialement à l'avant par un injecteur de combustible et un ensemble de support et radialement à l'arrière par une bague de guidage qui fixe la chambre de combustion à sa conduite de sortie.

Le mouvement axial est retenu à l'avant de chaque chambre par la fixation d'une cheville au carter du diffuseur.

Les chambres de combustion n° 4 et 7 sont dotées d'une bougie d'allumage.

Au premier allumage, les flammes se propagent de ces deux chambres vers les autres chambres par des tubes de transition de flammes intégraux qui relient les neuf chambres.

#### **III.3.1.f. Groupe de la tuyère de la turbine :**

Ce groupe comprend les aubes directrices de la tuyère de la turbine qui dirigent les gaz chauds de la chambre de combustion vers les pales de la turbine haute pression.

Les parties de ce groupe fournissent également un support pour la sortie de la chambre de combustion.[15]

Le support interne des aubes directrices de la tuyère comprend le système d'injection tangentielle embarquée (ITE) qui refroidit le compresseur du 13e étage avec de l'air provenant des pales de la turbine haute pression.

#### **III.3.1.g. Groupe de la turbine d'entraînement du compresseur arrière :**

La turbine d'entraînement du compresseur (haute pression) arrière est une turbine à étage simple dotée de pales de turbine dépourvues de carénage et refroidies à l'air.

La turbine est soutenue par les roulements n° 4 et 5. Elle est physiquement reliée au compresseur arrière par l'arbre de la turbine haute pression.

Les pales sont refroidies par l'air du compresseur du 13e étage qui s'écoule via les passages présents dans chaque pale.

L'air de la conduite de l'ITE entre dans les pales au niveau de la zone de fixation après être passé par les passages situés à l'avant du rotor de la turbine du 1er étage.

La turbine d'entraînement du compresseur arrière convertit l'énergie cinétique de la veine gazeuse en chevaux vapeur sur l'arbre (SHP) pour entraîner le compresseur haute pression.

#### **III.3.1.h. Groupe de la turbine d'entraînement du compresseur avant :**

Le groupe de la turbine d'entraînement du compresseur (basse pression) avant se compose de deux étages de rotors de turbine et de deux étages d'aubes de turbine.

Les deux étages de turbine utilisent des aubes à talon et des aubes de turbine disposées en groupes. Chaque groupe d'aubes se compose de trois plateformes d'aubes.

L'arbre de la turbine d'entraînement du compresseur avant relie la turbine basse pression au compresseur basse pression.

La turbine d'entraînement du compresseur avant entraîne le compresseur basse pression.

#### **III.3.1.i. Groupe de l'échappement de la turbine :**

Dans ce groupe, le carter de l'échappement de la turbine forme le chemin d'évacuation des gaz dans la turbine de puissance.

Le carter établit également un lien physique à la turbine de puissance et renferme le roulement n° 6 qui soutient l'arrière du rotor à faible vitesse.

L'huile pressurisée fournie au carter de l'échappement lubrifie le roulement n° 6 et son joint ainsi que le roulement n° 4-1/2 et ses joints.

### III.3.2. Groupe de la turbine de puissance :

La turbine de puissance comprend un assemblage de pales et de disques à quatre étages.

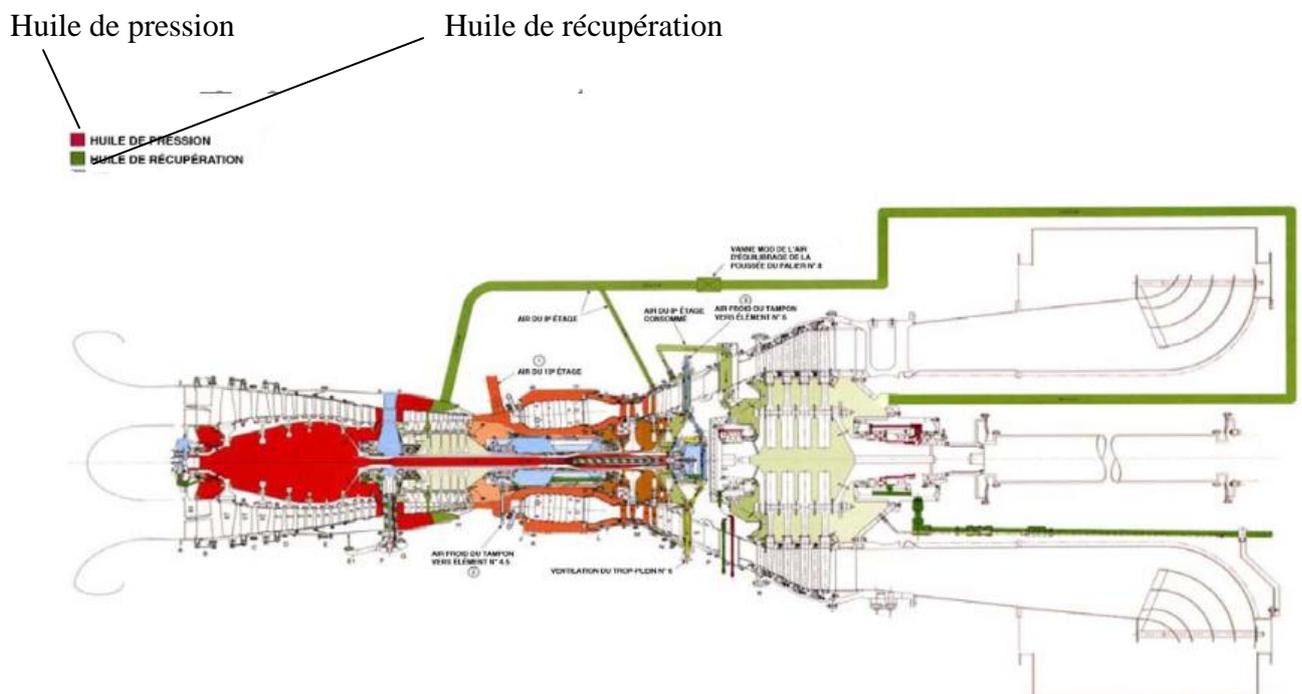
La turbine de puissance est couplée de manière aérodynamique au générateur de gaz. Le seul raccord physique se trouve au niveau des brides.

Il comporte 03 paliers (n°07- n°08- n°09).

La turbine de puissance entraîne le générateur électrique à travers un accouplement.

### III.4. Différents systèmes des FT8 :

#### III.4.1. Système de lubrification :



**Fig.III.4** : Système de lubrification.

C'est un système qui consiste à la lubrification des différents paliers et roulement du générateur de gaz (paliers 01 à 06) et les roulements de la turbine de puissance (palier 07 à 09). Le circuit de lubrification de circuit de graissage du générateur de gaz et celui de la turbine de puissance ont le même réservoir hydraulique.

A noter que Le générateur de gaz (moteur), la turbine de puissance et le système hydraulique utilisent la même huile.

La consommation d'huile normale se situe entre 0,04 et 0,98 litre par heure.

La consommation d'huile autorisée maximum s'élève à 1,32 litre par heure.

### III.4.2. Système de refroidissement de la turbine :

Le système de commande d'espacement de la turbine fournit de l'air de refroidissement au stator de la turbine basse pression afin d'éviter une croissance (expansion) excessive du métal lors des périodes de chauffe. Cette opération est nécessaire car le taux d'expansion du stator à paroi fine est rapide par rapport au taux d'expansion plus lent des pales de la turbine. Si le stator n'était pas refroidi, il n'y aurait plus d'espacement entre les pales et le stator et le système perdrait de l'air autour des pales. Tout ceci amoindrit son efficacité.

Pour maintenir un bon espacement mais aussi une bonne efficacité, l'air des 8e et 13e étages du compresseur est utilisé pour le refroidissement. L'air du 8e étage est conduit vers le carter de la turbine basse pression par deux soupapes d'air de refroidissement du carter de la turbine.

Le point de consigne de l'espacement et du refroidissement (refroidissement du stator) du 8e étage est configuré sur 4 650 tr/min (vitesse du rotor à faible vitesse).

L'air de refroidissement du 13e étage est fourni en interne au carter de la turbine haute pression. Il n'existe aucune soupape dans cet écoulement et le débit d'air est proportionnel à la vitesse du compresseur.

Lors de l'arrêt, l'air est alimenté par la SOV 1301. Le PSL 1302 fournit une indication au système de commande pour l'annonce et l'autorisation. (Par exemple : avant le nettoyage à l'eau, l'air doit être alimenté vers les soupapes de prélèvement.)[15]

### Système de tampon d'air froid :

- LE SYSTÈME DE TAMPON D'AIR FROID ISOLE LES COMPARTIMENTS DES PALIERS N° 4, 5 ET 6 DES GAZ CHAUDS ENVIRONNANTS.
- L'ÉCHANGEUR DE CHALEUR REFRROIDIT L'AIR DU 13E ÉTAGE.
  - L'AIR REFRIGÉRIÉ EST DISTRIBUÉ VERS LES COMPARTIMENTS DES PALIERS.

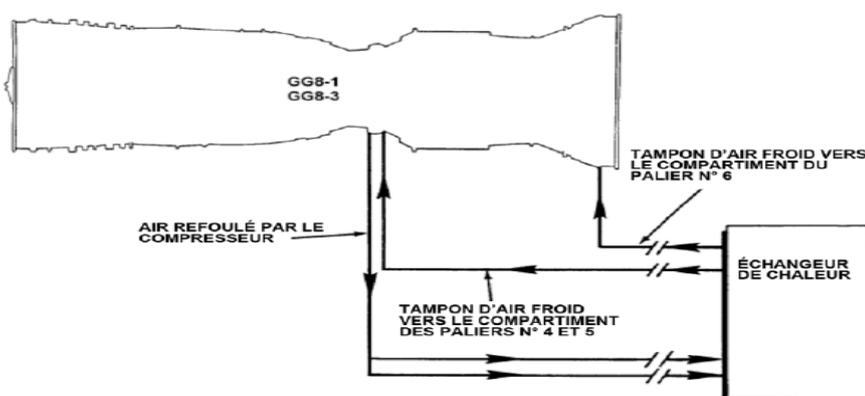


Fig.III.5 : Système de refroidissement.

Le système de tampon d'air froid empêche la formation de coke dans les compartiments des paliers des sections de fonctionnement plus chaud (paliers n° 4, 5 et 6). L'air du compresseur haut (13e étage) est évacué du moteur et refroidi par un échangeur de chaleur air-air. L'air chaud du compresseur est utilisé au lieu de l'air extérieur du refroidisseur afin que les paliers chauds ne subissent pas de choc thermique au contact de l'air trop froid. L'air est expulsé juste avant d'atteindre l'échangeur de chaleur pour un meilleur refroidissement. Un ventilateur à plusieurs vitesses de 3,68 kW, commandé par un variateur de vitesse, fournit un débit d'air dans l'échangeur de chaleur.

### III.4.3. Système d'allumage :

En mode GG-1, le système d'allumage produit des étincelles pour que les chambres de combustion n° 1 et n° 4 puissent allumer le combustible.

En mode GG-2, les bougies sont définies sur les positions de 4 h et 4 h 30. Le système se compose d'un excitateur, de fils à haute tension et de deux bougies d'allumage. Le système est exprimé en joules. 1 joule équivaut à 1 Watt/seconde.

Le boîtier de l'excitateur se situe à la position de 6 h 30 entre les brides E et F. L'alimentation est fournie par un réducteur de tension de 125 V cc en 28 V cc situé dans le coffret de la borne principale.[15]

### III.4.4. système de démarrage hydraulique :

#### III.4.4.1. Start Pac hydraulique :



**Fig.III.6** : Système de démarrage hydraulique.

Le réservoir doit être rempli, conformément à la liste des lubrifiants approuvés de PWPS et à la procédure du manuel de vérification du FT-8 intitulée Mobile DTE 13M ISO VG 46.

Le système de démarrage hydraulique contient de l'huile pressurisée chaude. Le Start PAC hydraulique est un système d'huile sous haute pression en circuit fermé qui comprend un moteur et une pompe, un réservoir, quatre filtres et un démarreur pour chaque moteur.

Tous les composants sont situés dans le skid du démarreur, excepté le démarreur lui-même qui est relié à la boîte d'engrenages de l'accessoire principal du moteur. Le démarreur est connecté au rotor haute pression via l'arbre tour et un ensemble d'engrenages coniques.

#### **III.4.4.2. Démarreur hydraulique :**

Le démarreur hydraulique est relié à la boîte d'engrenages de l'accessoire principal. Le démarreur utilise le même principe que la pompe à une exception près les pistons du démarreur reçoivent le fluide et mettent le plateau cyclique amovible en rotation.

Un embrayage à roue libre interne permet au démarreur de débrayer au fur et à mesure que la vitesse du moteur augmente.

Cet embrayage est un ensemble à roue libre soutenu par un palier. Il débraye lorsque la vitesse de coupure du démarreur du rotor à grande vitesse atteint environ 4 800 tr/min.

Trois conduites sont reliées au démarreur : un tuyau d'alimentation, un tuyau de retour et un tuyau de vidange du carter.

Leur taille et leur forme respectives peuvent varier en fonction des installations. L'huile est renvoyée vers le démarreur via un filtre de retour. Le filtre de retour est contrôlé par PDSH-104 qui est configuré de manière à se déclencher à 0,1 bar. Une partie de l'huile quittant le démarreur passe par le tuyau de vidange du carter et est acheminée vers le réservoir. Ce débit assure le refroidissement et la lubrification du démarreur.

#### **III.5. Système de l'injection d'eau (mélange):**

Le combustible est dirigé depuis les vannes d'arrêt vers le bloc de mélange où l'eau déminéralisée est mélangée au combustible liquide notamment pour le contrôle des émissions mais aussi pour permettre à l'utilisateur d'avoir davantage de puissance.

La section de mélange combustible/eau est constituée d'une chambre aluminée contenant un manchon en acier inoxydable percé radialement dans lequel le combustible s'écoule. L'eau entoure le manchon dans une cavité extérieure. Elle est ensuite injectée dans le combustible par les orifices du manchon.

### III.6. Système de protection anti-incendie :



**Fig.III.7** : système de protection anti-incendie.

L'élément FCC est le tableau de commande du matériel anti-incendie. Au niveau de la partie supérieure se trouvent 4 détecteurs de fumée (éléments BS). Des extincteurs à CO2 portatifs (lettre F encadrée) se situent en dehors de l'enceinte.

Des interrupteurs à tirette situés sur un poste anti-incendie manuel (lettres HS encadrées et lettre M dans un carré) se trouvent en dehors de l'enceinte.

Une centrale incendie avec avertisseur sonore, stroboscope et interrupteur à tirette manuelle est installée en dehors de l'enceinte.

Les chemins de câbles allant de la salle de commande aux enceintes sont équipés de détecteurs de chaleur linéaires.

Parmi les options de protection anti-incendie de la salle de commande figure l'utilisation d'un agent extincteur FM200.

Les actions de protections devront assurer la sauvegarde des équipements mécaniques et électriques.

Ces protections agissent par actions de verrouillages et/ou de déclenchements lors de défauts électriques ou mécaniques.

Tous les déclenchements sont annoncés comme alarmes. Des pré-alarmes sont également données au fur et à mesure que des contre-mesures appropriées puissent être prises justes à temps pour éviter le déclenchement.

**CHAPITRE**

---

**IV**

**Calculs thermodynamiques**

---

**Introduction :**

Dans ce chapitre, nous allons calculer les paramètres thermodynamique de la turbine à gaz FT8, d'après les données standard du constructeur et les conditions climatiques (particulièrement aux températures ambiantes).

L'objectif principal de ce calcul thermodynamique est de déterminer tous les paramètres et performances de la turbine.

**IV.1. Données initiales :****IV.1.1. Les paramètres de l'air ambiant:**

Température de l'air ambiant:  $T_0 = 15^\circ \Rightarrow T_0 = 288,15\text{K}$ .

Pression de l'air ambiant:  $P_0 = 1,01325\text{ bar}$ .

**IV.1.2. Caractéristiques du fonctionnement de générateur de gaz:****Caractéristiques du fonctionnement des compresseurs axiaux :**

Taux de compression du compresseur basse pression  $\epsilon_{BP} = 5$

Taux de compression du compresseur haute pression  $\epsilon_{HP} = 3.8$

Rendement isentropique des compresseurs  $\eta_{sk} = 0.85$

Vitesse maximum de compresseur haute pression :  $N = 12\ 550\text{ tr/min}$

Vitesse maximum compresseur basse pression :  $N = 7\ 650\text{ tr/min}$

**Turbines haute pression HP et basse pression BP :**

Rendement mécanique de la transmission: compresseurs-turbines :  $\eta_m = 0.98$

Rendement isentropique des turbines:  $\eta_{sT} = 0.88$

**Chambre de combustion :**

Rendement de la chambre de combustion  $\eta_{cc} = 0.98$

Température à la chambre de combustion  $T_4 = 1420\text{ K}$ .

Perte de charge de 1%

**IV.1.3. Les caractéristique de fonctionnement de la turbine de puissance TP:**

Puissance utile = **25 MW**

Rendement mécanique de transmission: turbine-alternateur (machine réceptrice):  $\eta_m = 0.98$

Vitesse maximum de la turbine TP:  $N = 3960\text{tr/mn}$ .

**IV.1.4. Caractéristiques du combustible :**

Le gaz combustible utilisé peut varier d'une région à une autre.

Gaz	Symbole	Formule chimique	Masse Molaire Partielle $M_i$ (Kg / kmole)	Fraction molaire $N_i$ (%)	$PCI_i$ (kcal/mole)
Azote	$N_2$	$N_2$	28,013	2,49	-
Dioxyde de carbone	$CO_2$	$CO_2$	44,01	1,07	-
Méthane	$C_1$	$CH_4$	16,043	77,48	192,51
Ethane	$C_2$	$C_2H_6$	30,07	10,83	340,92
Propane	$C_3$	$C_3H_8$	44,097	6,06	485,10
I – butane	I - $C_4$	I - $C_4H_{10}$	58,124	0,53	625,71
N – butane	N - $C_4$	N - $C_4H_{10}$	58,124	1,22	625,71
I – pentane	I - $C_5$	I - $C_5H_{12}$	72,151	0,13	770,32
N – pentane	N - $C_5$	N - $C_5H_{12}$	72,151	0,16	770,32
Hexane	$C_6$	$C_6H_{14}$	86,178	0,03	915,46
Total	-	-	-	100	-

**Tableau. IV.1:** Caractéristiques du gaz naturel.

**Masse molaire du gaz naturel utilisé**

$$M_{GN} = \sum(X_i m_i)$$

$m_i$ : Masse molaire du composant i

$X_i$ = fraction molaire du composant i

$$M_{GN} = 20.77 \text{ g/mole}$$

**Pouvoir calorifique inférieur**

$$PCI = \sum(X_i PCI_i)$$

$PCI_i$ : Pouvoir calorifique inférieur du composant i.

$$PCI = 11414 \text{ kcal/kg de combustible} \Rightarrow PCI = 47710,52 \text{ kJ/kg de combustible}$$

## IV.2. Le cycle thermodynamique de l'installation de la turbine à gaz :

### IV.2.1. Les points particuliers du cycle de l'installation:

0: Entrée dans le canal d'aspiration.

0-1: Entrée et sortie de la tuyère à l'amont du compresseur.

1-2: entrée et sortie de compresseur basse pression kBP .

2-3: entrée et sortie de compresseur haute pression kHP.

3-3' : Entrée et sortie du diffuseur à la sortie de compresseur haute pression.

3': Entrée de la chambre de combustion.

4 : Sortie de la chambre de combustion.

4-4': Entrée et sortie de la tuyère à l'entrée de la turbine haute pression THP.

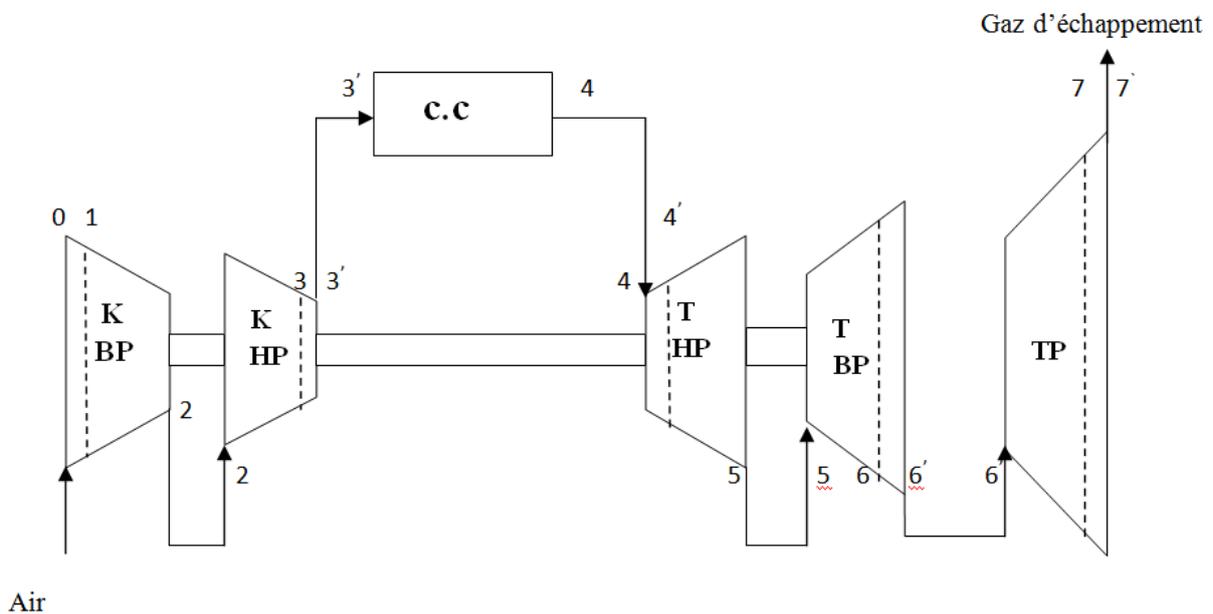
4'-5: Entrée et sortie de la turbine haute pression THP.

5-6: Entrée et sortie de la turbine basse pression TBP.

6-6': Entrée et sortie de la tuyère à la sortie de la TBP.

6-7 : Entrée et sortie de la turbine de puissance (libre) TP.

7-7' : Entrée et sortie dans le canal d'échappement.



**Fig. IV.1** : Schéma de l'installation turbine à gaz.

### IV.2.2. Diagramme (T-S) de la turbine à gaz :

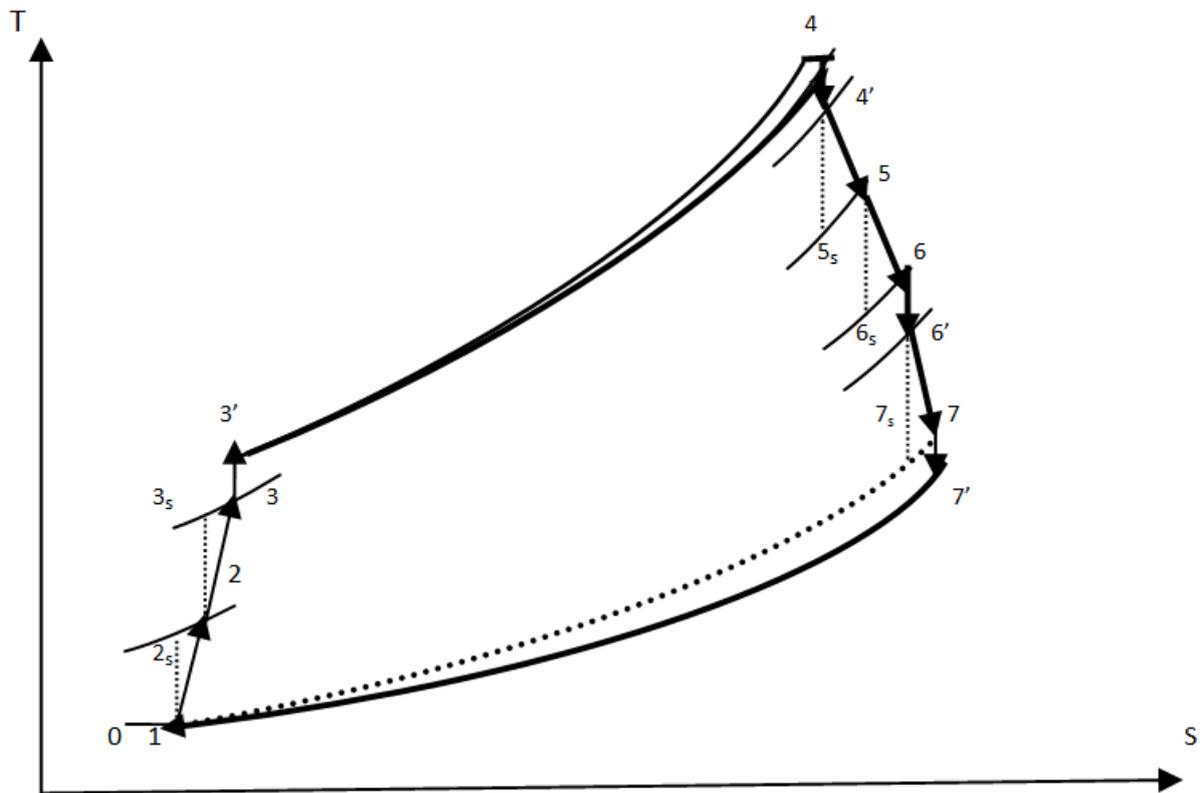


Fig. IV.2 : Cycle de la turbine à gaz sur diagramme (T-S).

### IV.3. Calcul des paramètres thermodynamique de la turbine à gaz :

#### IV.3.1. Le pouvoir comburivore «Go»

Le pouvoir comburivore est la quantité d'air nécessaire à la combustion d'un kilogramme de combustible gazeux. La valeur de  $G_o$  dépend de la composition chimique du combustible et de l'air.

D'après l'analyse chromatographique du combustible on a la quantité d'oxygène en mole :

$$N_{(O_2)} = 2,49 \text{ moles}$$

On calcule la quantité d'oxygène nécessaire pour la combustion qui représente 21 % molaire de l'air.

$$N_{\text{air}} = \frac{N_{(O_2)}}{0,21} = \frac{2,49}{0,21} = 11,8571 \text{ kmole air/kmole comb}$$

➤ 1 Kmole de gaz combustible nécessite 11,8571 kmole d'air

Pour une masse molaire d'air de  $M_{\text{air}} = 28,85 \text{ kg / kmole}$ , La masse d'air nécessaire pour brûler 1 kmole de combustible.

$$M_{\text{air}} = 11,8571 \cdot 28,85 = 342,077 \text{ kg /kmole}$$

➤ 1kmole de gaz combustible nécessite 342,077 kg d'air

Finalement, pour une masse molaire de gaz:  $M_{\text{GN}} = 20,77 \text{ kg /kmole}$ , la masse d'air nécessaire pour brûler 1kg de combustible :

$$G_o = \frac{342,077}{20,77} = 16,47 \text{ kg air / kg combustibl}$$

1 kg du gaz combustible nécessite 16,47 kg d'air.

### IV.3.2.Coefficient d'excès d'air :

Faisons le bilan énergétique de la chambre de combustion :

$$PCI \cdot \eta_{cc} \approx \alpha \cdot G_o \cdot C_{p_m} (T_4 - T_3') \dots\dots\dots(IV.1)$$

Où:  $\eta_{cc}$  : rendement de la chambre de combustion;

$C_{p_a}$ : chaleur spécifique isobare moyenne de l'air entre températures d'entrée  $T_3'$  et de sortie  $T_4$  de la chambre de combustion. [4]

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

$$C_{p_{\text{air}}}(T) = a * T^4 - b * T^3 + c * T^2 - d * T + e \dots\dots\dots(IV.2)$$

$C_{p_{\text{air}}} \text{ [kJ/kg.K]}, T \text{ [K]}$

Avec:

$$a = 1,9327 * 10^{-10} \quad b = 7,9999 * 10^{-7}$$

$$c = 1,1407 * 10^{-3} \quad d = 4,4890 * 10^{-1} \quad e = 1,0575 * 10^3$$

$$C_{p_m}(T_3', T_4) = \frac{C_{p_{\text{air}}}(T_3') + C_{p_f}(T_4)}{2} \Rightarrow C_{p_m} = 1,1474 \text{ kJ/kg.K}$$

$$\alpha = \frac{(PCI \cdot \eta_{cc})}{G_o \cdot C_{p_m} (T_4 - T_3')} = \frac{47710,52 \cdot 0,98}{16,47 \cdot 1,10755(1420 - 733,75)} = 3,73$$

Soit :  $\alpha = 4$

### IV.3.3.Calcul de la densité :

La densité de l'air à l'entrée de canal d'aspiration :

$$T_0 = 288,15\text{K}$$

$$\rho_0 = \frac{P_0}{r \cdot T_0} = \frac{1,01325 \cdot 10^5}{287,1 \cdot 288,15} = 1,22 \text{ kg / m}^3$$

$$\rho_0 = 1,22 \text{ kg/m}^3$$

#### IV.3.4. Etudes les différentes transformations du cycle :

##### Transformation 0 → 1 : (tuyère) :

##### Calcul de la pression $P_1$ :

L'air est aspiré par le compresseur aux conditions ISO, mais, à cause du dispositif de canal d'admission (filtre et tuyère), il en résulte des pertes de charge à l'aspiration et par conséquent la pression à l'entrée du compresseur  $P_1$  est plus faible que la pression ambiante, pour cela, on admet une perte de pression à l'entrée du compresseur de  $\sigma = 2.5\%$  pour cela, la différence de pression à l'entrée du compresseur aura la valeur :

$$P_1 = P_0 - \Delta P$$

$$\text{Avec: } \Delta P = \sigma \cdot P_0 \Rightarrow \Delta P = 0,025 \cdot 1,01325 = 0,025 \text{ bar}$$

$$\Rightarrow P_1 = 1,01325 - 0,025 = 0,9882 \text{ bar}$$

$$\Rightarrow P_1 = 0,9882 \text{ bar}$$

##### Calcul de la température $T_1$ :

$$\text{Soit : } T_1 = T_0 = 288,15 \text{ K}$$

##### Transformation 1 → 2 (compresseur BP)

##### Calcul de la pression $P_2$ :

$$P_2 = \varepsilon_{\text{KBP}} \cdot P_1 \Rightarrow P_2 = 5 \cdot 0,9882 = 4,941 \text{ bars}$$

On a aussi :

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \dots\dots\dots (IV.3)$$

$$\text{Donc : } T_{2s} = T_1 \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$\text{Sachant que : } \varepsilon_{\text{KBP}} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right) = 5$$

$$\text{Avec : } \gamma = \frac{C_{pm}}{C_{pm} - r} \dots\dots\dots (IV.4)$$

r: constante caractéristique de l'air : (r = 0,2871 kJ/kg.K)

$$C_{p\ m} = \frac{C_p(T_1) + C_p(T_2)}{2}$$

$$C_{p(T1)}=1,0046 \text{ kJ/kg.K} \text{ et } C_{p(T2)}=1,0259 \text{ kJ/kg.K} \Rightarrow C_{p_m} = 1,01526 \text{ kJ/kg.K}$$

$$\text{Donc : } \gamma = 1,39$$

$$\Rightarrow T_{2s} = 452,62 \text{ K}$$

### Calcul de la température $T_2$ :

$$\eta_{sk} = \frac{W_{ks}}{W_{kré}} \dots\dots\dots(IV.5)$$

$$\eta_{sk} = \frac{(T_{2s} - T_1)}{(T_2 - T_1)} \dots\dots\dots(IV.6)$$

$$\Rightarrow T_2 = \frac{(T_{2s} - T_1)}{\eta_{sk}} + T_1$$

$$\Rightarrow T_2 = 481,64 \text{ K}$$

$$T_2 = 481,64 \text{ K} \quad ; \quad P_2 = 4,941 \text{ bar}$$

### Transformation 2 →3 (compresseur HP)

#### Calcul la température $T_3$ :

$$\text{On a : } \varepsilon_{KHP} = \left( \frac{P_3}{P_2} \right) = 3,8$$

$$\text{Avec : } C_{p_m(T2,T3)} = 1,0529 \text{ kJ/kg.K} \text{ et } \gamma = 1,374$$

$$T_{3s} = T_2 \cdot \left( \frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 692,68 \text{ K}$$

$$\eta_{sKHP} = \frac{W_{Ks}}{W_{Kr}} = \frac{(T_{3s} - T_2)}{(T_3 - T_2)} = 0,85 \quad \Rightarrow T_3 = 729,92 \text{ K}$$

#### Calcul la pression $P_3$ :

$$P_3 = \varepsilon_{KHP} \cdot P_2 \Rightarrow P_3 = 18,775 \text{ bar}$$

$$T_3 = 729,92 \text{ K} \quad ; \quad P_3 = 18,775 \text{ bar}$$

### Transformation 3→3' (diffuseur)

#### Calcul de la pression $P_{3'}$ :

On a une augmentation de pression 4% dans le diffuseur

$$P_{3'} = P_3 + 0,04 \cdot P_3 = 19,52 \text{ bar}$$

$$P_{3'} = 19,52 \text{ bar}$$

**Calcul de La température T<sub>3'</sub>**

$$T_{3'} = T_3 \cdot \left( \frac{P_{3'}}{P_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 737,69 \text{ K}$$

$$T_{3'} = 737,69 \text{ K} \quad P_{3'} = 19,52 \text{ bar}$$

**Transformation 3'→4 (chambre combustion) :****Calcul de la pression P<sub>4</sub> :**

On prend en considération la perte de charge de 1% dans la chambre de combustion

$$\Rightarrow P_4 = P_{3'} - P_{3'} \cdot 0,01 = 19,320 \text{ bar}$$

**La température T<sub>4</sub> :**

D'après le constructeur : T<sub>4</sub> = 1420 K

$$T_4 = 1420 \text{ K} \quad P_4 = 19,32 \text{ bar}$$

**Transformation 4→4' (tuyère)****Calcul de la pression P<sub>4'</sub> :**

On a une chute de pression de 2% dans la tuyère.

$$\text{Donc : } P_{4'} = P_4 - P_4 \cdot 0,02 = 18,5662 \text{ bar}$$

**Calcul de la température T<sub>4'</sub> :**

$$T_{4'} = T_4 \cdot \left( \frac{P_{4'}}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Pour le calcul de C<sub>p,g</sub>, en utilise l'expression polynomiale de la chaleur spécifique à pression constante en fonction de la température (IV.7). [4]

$$C_{p,g} = 0,9718 + \frac{0,0414}{\alpha} + \left( \frac{0,0536}{\alpha} + 0,0927 \right) \cdot \left( \frac{T}{1000} \right) \dots \dots \dots (IV.7)$$

$$C_{p,g}(T_{4'}, T_4) = 1,13245 \text{ kJ/kg.K} \Rightarrow \gamma = 1,31$$

$$\Rightarrow T_{4'} = 1412,70 \text{ K}$$

$$T_{4'} = 1412,70 \text{ K} \quad P_{4'} = 18,5662 \text{ bar}$$

**Transformation 4'→5 (turbine HP)****Calcul de la température T<sub>5</sub> :**

$$\text{On a : } \eta_m = \frac{W_{kHP}}{W_{THP}} \dots \dots \dots (IV.8)$$

$$\Rightarrow W_{THP} = \frac{W_{kHP}}{\eta_m} = \frac{W_{kHP}}{0,98} = C_{p,m}(T_3, T_2) \cdot \frac{(T_3 - T_2)}{0,98}$$

$$Cp_{m(T_2, T_3)} = \frac{Cp_{T3} + Cp_{T2}}{2} = \frac{1,0813 + 1,0269}{2} = 1,0541 \text{ kJ/kg.K}$$

$$\Rightarrow W_{THP} = 267,053 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{On a aussi: } W_{THP} = Cp_{m(T_4', T_5)} \cdot (T_4' - T_5)$$

$$\text{Avec : } Cp_{m(T_4', T_5)} = \frac{Cp_{T4'} + Cp_{T5}}{2} = \frac{1,1323 + 1,10734}{2} = 1,11985 \text{ kJ/kg.K}$$

$$\Rightarrow T_5 = T_4' - \frac{W_{THP}}{Cpm} = 1174,22 \text{ K}$$

**Calcul de la pression P<sub>5</sub> :**

$$\eta_{sTHP} = \frac{W_{Ré}}{W_s} = \frac{(T_4' - T_5)}{(T_4' - T_{5s})} = 0,88 \Rightarrow T_{5s} = T_4' - \frac{(T_4' - T_5)}{0,88} = 1145,6 \text{ K}$$

$$\Rightarrow T_{5s} = 1145,6 \text{ K}$$

$$P_5 = P_4' \cdot \left( \frac{T_4'}{T_{5s}} \right)^{\frac{\gamma}{1-\gamma}} \text{ Avec } \gamma = \frac{Cp_{g(T_4', T_5)}}{Cp_{g(T_4', T_5)} - r} = \frac{1,1175}{1,1175 - 0,2891} = 1,345$$

$$\text{Donc: } P_5 = 8,0963 \text{ bar}$$

$$T_5 = 1174,22 \text{ K} \quad , P_5 = 8,0963 \text{ bar} \quad , W_{THP} = 267,053 \text{ kJ/kg}$$

**Transformation 5→6: (turbine BP)**

**Calcul de la température T<sub>6</sub> :**

Avec T<sub>6</sub> : température des gaz d'échappement du générateur de gaz.

$$\text{On a: } \eta_m = \frac{W_{kBP}}{W_{TBP}} = 0,98 \Rightarrow W_{TBP} = \frac{W_{kBP}}{0,98} = Cp_{m(T_1, T_2)} \frac{(T_2 - T_1)}{0,98}$$

$$\text{Avec : } Cp_{m(T_1, T_2)} = \frac{Cp_{T1} + Cp_{T2}}{2} = \frac{1,0046 + 1,0269}{2} = 1,01575 \text{ kJ/kg.K}$$

$$\Rightarrow W_{TBP} = 202,54 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{On a aussi: } W_{TBP} = Cp_{m(T_5, T_6)} \cdot (T_5 - T_6)$$

$$\text{Avec : } Cp_{m(T_5, T_6)} = \frac{Cp_{T5} + Cp_{T6}}{2} = \frac{1,10678 + 1,08825}{2} = 1,09751 \text{ kJ/kg.K} \Rightarrow \gamma = 1,354$$

$$\Rightarrow T_6 = T_5 - \frac{W_{TBP}}{Cpm} = 991,97 \text{ K}$$

$$\Rightarrow T_6 = 991,97 \text{ K}$$

$$\eta_{sTBP} = \frac{W_{Ré}}{W_s} = \frac{(T_5 - T_6)}{(T_5 - T_{6s})} = 0,88 \Rightarrow T_{6s} = T_5 - \frac{(T_5 - T_6)}{0,88}$$

$$\Rightarrow T_{6s} = 1174,22 - \frac{(1174,22 - 991,97)}{0,88}$$

$$\Rightarrow T_{6s} = 984,04 \text{ K}$$

**Calcul de la pression  $P_6$  :**

$$P_6 = P_5 \cdot \left( \frac{T_5}{T_{6s}} \right)^{\frac{\gamma}{1-\gamma}} = 8,775 \cdot \left( \frac{1174,22}{984,04} \right)^{\frac{1,354}{1-1,354}}$$

$$\Rightarrow P_6 = 3,858 \text{ bar}$$

$$\text{Taux de détente : } \varepsilon_{\text{TBP}} = \frac{P_5}{P_6}$$

$$\Rightarrow \varepsilon_{\text{THP}} = 2.09$$

$$T_6 = 991,97 \text{ K} \quad P_6 = 3,858 \text{ bar}, W_{\text{TBP}} = 200,54 \text{ kJ/kg}$$

**Transformation 6 → 6' :(tuyère)****Calcul de la pression  $P_{6'}$  :**

On a une chute de pression d'ordre de 3% dans la tuyère à la sortie de générateur de gaz :

$$P'_{6'} = P_6 - P_6 \cdot 0,03 = 3,7422 \text{ bar}$$

**Calcul de la température  $T_{6'}$  :**

On estime  $T_{6'} = 980 \text{ K}$

$$\text{Donc : } C_{p_{m(T_{6'}, T_6)}} = \frac{C_{p_{T_{6'}}} + C_{p_{T_6}}}{2} = \frac{1,10861 + 1,0873}{2} = 1,09795 \text{ kJ/kg.k} \Rightarrow \gamma = 1,359$$

$$T_{6'} = T_6 \cdot \left( \frac{P_6}{P_{6'}} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = 991,97 \cdot \left( \frac{3,858}{3,7422} \right)^{\frac{1-1,359}{1,359}}$$

$$\Rightarrow T_{6'} = 984,01 \text{ K}$$

$$T_{6'} = 984,01 \text{ K} \quad P_{6'} = 3,7422 \text{ bar}$$

**Transformation 6' → 7 :(turbine Puissance) :****Calcul la pression  $P_7$  :**

On a une perte de pression d'ordre de 3% dans le cheminé et le silencieux à la sortie de la turbine de puissance.

$$\text{Donc : } P_7 = P_{\text{atm}} + (P_{\text{atm}} \cdot 0,03) \Rightarrow P_7 = 1,01325 + (1,01325 \cdot 0,03)$$

$$\Rightarrow P_7 = 1,04364 \text{ bar}$$

**Calcul de la température d'échappement  $T_7$  :**

$$\text{On a : } T_{7s} = T_{6'} \cdot \left( \frac{P_{6'}}{P_{7s}} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$$

$$\text{On estime : } T_{7s} = 695 \text{ K}$$

$$\text{Donc : } C_{p_{m(T_{7s}, T_{6'})}} = \frac{C_{p_{T_{7s}}} + C_{p_{T_{6'}}}}{2} = \frac{1,0558 + 1,08655}{2} = 1,07122 \text{ kJ/kg.K} \Rightarrow \gamma = 1,366$$

$$T_{7s} = 993,98 \cdot \left( \frac{3,858}{1,0436} \right)^{\frac{1-1,366}{1,366}}$$

$$\Rightarrow T_{7s} = 693,19 \text{ K}$$

$$\text{A partir de : } \eta_{sTP} = \frac{W_r}{W_s} = \frac{(T_{6'} - T_7)}{(T_{6'} - T_{7s})} = 0,88$$

$$\Rightarrow T_7 = T_{6'} - (T_{6'} - T_{7s}) \cdot 0,88$$

$$\Rightarrow T_7 = 728,08 \text{ K}$$

$$T_7 = 728,08 \text{ K} \quad P_7 = 1,04364 \text{ bar}$$

### Transformation 7→7' :

#### Calcul de la température sortie de cheminé :

$$T_{7'} = T_7 \cdot \left( \frac{P_7}{P_{7'}} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = 728,08 \cdot \left( \frac{1,04364}{1,01325} \right)^{\frac{1-1,366}{1,366}}$$

$$\Rightarrow T_{7'} = 722,33 \text{ K}$$

#### Calcul de la pression :

$$P_{7'} = P_0 = 1,01325 \text{ bar}$$

$$T_{7'} = 722,33 \text{ K} \quad P_{7'} = 1,01325 \text{ bar}$$

### IV.4. Calcul du rendement thermique :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{cc}} = \frac{W_{TP}}{Q_{cc}} \dots\dots\dots (IV.9)$$

#### IV.4.1. Travail de la turbine TP:

$$W_{TP} = C_{p_{(T_{6'}, T_7)}} (T_{6'} - T_7) \dots\dots\dots (IV.10)$$

$$\text{Avec : } C_{p_{(T_{6'}, T_7)}} = \frac{C_{p_{T_{6'}}} + C_{p_{T_7}}}{2} = \frac{1,08655 + 1,0593}{2} = 1,07297 \text{ kJ/kg.K}$$

$$\text{Donc : } W_{TP} = 1,07297 \cdot (984,01 - 728,08)$$

$$\Rightarrow W_{net} = 274,60 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{net} = 274,60 \text{ kJ/kg}$$

#### IV.4.2. La chaleur fournie par la chambre de la combustion :

$$Q_{cc} = C_{p_{(T_{3'}, T_4)}} \cdot (T_4 - T_{3'})$$

$$\text{Avec : } C_{p_{(T_4, T_{3'})}} = \frac{C_{p_{T_4}} + C_{p_{T_{3'}}}}{2} = \frac{1,1330 + 1,0821}{2} = 1,10755 \text{ kJ/kg.K}$$

$$\text{Donc : } Q_{cc} = 1,10755 \cdot (1420 - 737,69)$$

$$\Rightarrow Q_{cc} = 755,62 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{cc} = 755,62 \text{ kJ/kg}$$

Donc le rendement thermique de l'installation est :

$$\eta_{th} = \frac{W_{TP}}{Q_{cc}} = \frac{274,60}{755,62}$$

$$\Rightarrow \eta_{th} = 36,34 \%$$

$$\eta_{th} = 36,34 \%$$

#### IV.5. Calcul des débits :

Sur l'arbre de la machine réceptrice, la puissance est égale à 25 MW, le débit massique des gaz ( $G_g$ )<sub>TBP</sub> sera:

$$W_{net} = \eta_m \cdot G_g \cdot W_{TP} \dots\dots\dots (IV.11)$$

$$\text{Donc : } G_g = \frac{\dot{W}_{net}}{\eta_m W_{TP}} \Rightarrow G_g = \frac{25 \cdot 10^6}{0,98 \cdot 274600} = 92,89 \text{ kg/s}$$

$$\Rightarrow G_g = 92,89 \text{ kg/s}$$

On faisant le bilan thermique dans la chambre de combustion :

$$PCI \cdot G_c \cdot \eta_{cc} = (G_a - G_r - G_f) \cdot C_p(T_{3'} - T_4) \cdot (T_3 - T_2) + G_c \cdot C_{p_c} (T_4 - T_C) \dots\dots\dots (IV.12)$$

$$\text{Ou : } \eta_{cc} \cdot PCI \cdot q_c = (1 - q_r - q_f) \cdot C_p(T_{3'} - T_4) \cdot (T_3 - T_2) + q_c \cdot C_{p_c} (T_4 - T_C)$$

Avec :

$T_c$  : température de combustible

$C_{p_{comb}}$  : chaleur spécifique de combustible

$G_a$  : débit massique de l'air.

$G_r$  : débit massique de refroidissement

$G_f$  : débit massique des fuites

$G_c$  : débit de combustible

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

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

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

$$q_c = \frac{C_{p_a} \cdot (T_4 - T_{3'}) \cdot (1 - q_r - q_f)}{\eta_{cc} \cdot PCi - C_{p_c} \cdot (T_4 - T_c)}$$

Où  $T_c$ : température de combustible (15 à 60°C)

On prend  $T_c = (50 + 273,15) = 323,15$

$$\Rightarrow q_c = \frac{1107,25 \cdot (1420 - 733,75) \cdot (1 - 0,05 - 0,01)}{0,98 \cdot 47710520 - (1420 - 323,15) \cdot 1800}$$

$$\Rightarrow q_c = 0,015$$

$$\text{Et: } q_g = \frac{G_g}{G_a} = \frac{G_a(1 - q_r - q_f) + G_c}{G_a} = 1 - q_f - q_r - q_c$$

D'où le débit d'air:

$$G_a = \frac{G_g}{q_g} = \frac{92,89}{1 - 0,05 - 0,01 + 0,015949} = 97,26 \text{ kg/sec}$$

$$\Rightarrow \boxed{G_a = 97,26 \text{ kg/s}}$$

Le débit massique de combustible sera:

$$G_c = G_a \cdot q_c = 97,26 \cdot 0,015 = 1,46 \text{ kg/sec}$$

$$\Rightarrow \boxed{G_c = 1,46 \text{ kg/s}}$$

#### IV.6. Vérification du coefficient d'excès d'air:

$$\alpha = \frac{G_a}{G_c \cdot G_0} \dots \dots \dots (IV.13)$$

$$\alpha = \frac{90,97}{1,46 \cdot 16,47} = 3,78$$

Le tableau suivant présente les valeurs thermodynamique des points du cycle, calculée d'après les données de constructeur :

Point de cycle	Température [K]	Pression [bar]
0	288,15	1,01523
1	288,15	0,9882
2	692,68	4,941
3	729,92	18,775
3'	737,65	18,948
4	1420	19,320
4'	1412,70	18,566
5	1174,22	8,096
6	991,97	3,858
6'	984,01	3,742
7	728,08	1,0436
7'	722,45	1.01325

**Tableau. IV.2** : Paramètres thermodynamique des différents points du cycle.

Ce tableau dessus représente les performances de la turbine calculée d'après les données de constructeur :

Ga [kg/s]	Gg [kg/s]	Gc [kg/s]	W net (TP) [kJ/kg]	Ẇnet [MW]	$\eta_{th}$ (%)
97,26	92,89	1,46	274,60	25	36,14

**Tableau. IV.3 :** les performances de la turbine à gaz calculées d'après les données de constructeur.

#### IV.7. Les performances thermodynamique affichées sur l'écran de la machine :

Calculées d'après les conditions ambiantes du site (voir annexes : 1, 2, 3):

$$\text{Pression ambiante : } P_0 = 1,01325 \cdot \left[ 1 - \frac{0,0065 \cdot Z}{288,5} \right]^{5,31} \dots\dots\dots (IV.14)$$

Avec Z : altitude de site (z=53)

Donc :  $P_0 = 1,00684$  bar

T <sub>0</sub> [K]	HR (%)	P <sub>1</sub> [bar]	P <sub>3</sub> [kJ/kg]	T <sub>6</sub> [K]	(P <sub>6</sub> ) [bar]	Ẇnet [MW]
287,15	72	1,006	17,92	999,15	3,73	23,86
285,37	55,3	0,993	17,980	990,32	3,771	23,7
317,15	12	0,981	15,791	1026	3,340	19,68

**Tableau. IV.4 :** les performances de la turbine à gaz sur le site.

### IV.8. Calcul le rendement de l'installation d'après les données de la machine (sur site) :

- Pour la température (T=14°C)

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{G_c \cdot PCI \cdot \eta_{cc}} \dots\dots\dots (IV.15)$$

$$\eta_{th} = \frac{23,86 \cdot 10^6}{1,47 \cdot 47710520 \cdot 0,98}$$

$$\Rightarrow \boxed{\eta_{th} = 34,71 \%}$$

- Pour la température (T=12 °C)

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{G_c \cdot PCI \cdot \eta_{cc}} = \frac{23,7 \cdot 10^6}{1,47 \cdot 47710520 \cdot 0,98}$$

$$\Rightarrow \boxed{\eta_{th} = 34,48 \%}$$

- Pour la température ( T= 44°C)

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{G_c \cdot PCI \cdot \eta_{cc}} = \frac{19,68 \cdot 10^6}{1,27 \cdot 47710520 \cdot 0,98}$$

$$\Rightarrow \boxed{\eta_{th} = 33,07 \%}$$

### Calcul de la consommation spécifique:

$$C_s = \frac{3600 \cdot G_c}{\dot{W}_{net}} \dots\dots\dots (IV.16)$$

Les résultats obtenus sont illustrés dans ce tableau ci-dessous :

Température ambiante T <sub>0</sub> [K]	Consommation spécifique [kg/MWh]
287,15	221,79
285,15	223,29
317,15	232,31

**Tableau. IV.5** : la consommation spécifique de la turbine à gaz.

## IV.9. Les facteurs influençant sur les paramètres de la turbine à gaz :

### IV.9.1. Influence des facteurs extérieurs sur les performances de l'installation de la turbine à gaz :

Une turbine à gaz emploie 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 refoulé au compresseur.

Ces facteurs sont:

- La température
- La pression
- L'humidité
- La poussière

#### IV.9.1.1. La température ambiante:

A mesure que la température d'admission du compresseur augmente, le débit massique d'air diminue (en raison d'une diminution de masse spécifique). En conséquence, le rendement de la turbine et le travail utile (et donc, la puissance) diminuent.

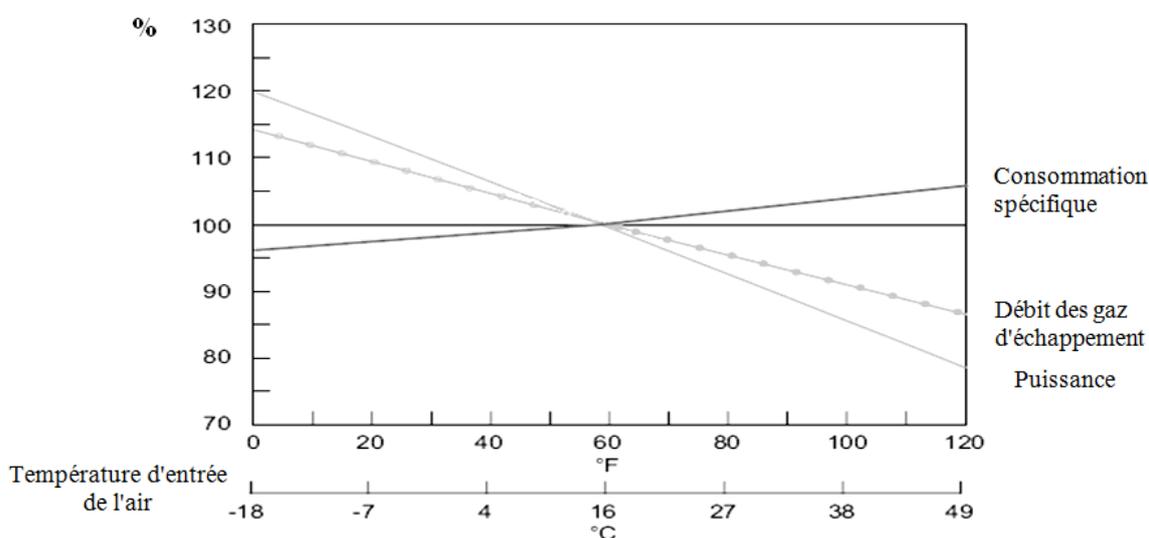


Fig. IV.3 : Influence de la température sur les performances de la turbine à gaz.

#### IV.9.1.2 .La pression ambiante:

Si la pression atmosphérique diminue par rapport à la pression de référence, le débit massique de l'air diminue (en raison d'une diminution de sa masse spécifique) et la puissance utile proportionnellement réduite parce que elle est proportionnelle au débit massique du gaz.

#### IV.9.1.3.L'humidité relative:

L'air humide est moins dense que l'air sec, donc si l'humidité relative augmente, la puissance débitée diminue et la consommation spécifique augmente.

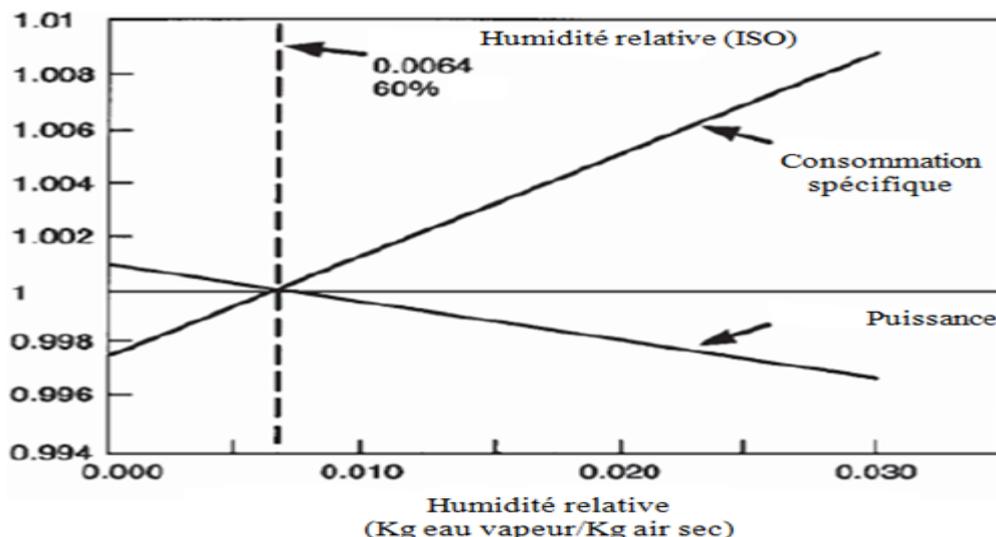


Fig. IV.4 : Influence de l'humidité relative sur les performances de la turbine à gaz.

#### IV.9.1.4.La poussière:

Lorsque la concentration de poussière dans l'atmosphère a augmenté à cause du vent de sable, la quantité d'air admise dans le compresseur diminue, ce qui fait diminuer la puissance de la turbine.

### IV.10.Influence des facteurs intérieurs sur les performances de l'installation de la turbine à gaz :

Outre les facteurs externes décrits dans le paragraphe précédent, il y a d'autres facteurs qui influencent sérieusement les performances de la turbine à gaz. Ceux-ci peuvent être nommés comme les facteurs intérieurs, parce qu'ils sont liés aux systèmes auxiliaires de la turbine à gaz.

Ils sont énumérés ci-dessous:

- chute de pression dans la section d'admission du compresseur;
- chute de pression dans le système d'échappement de la turbine;
- type de combustible;

**IV.10.1.Chute de pression dans la section d'aspiration du compresseur:**

Les chutes de pression sont provoquées par le système d'admission de la turbine. Ce dernier est composé d'un filtre à air, un silencieux, un coude, des variations de section des tuyauteries...etc. Installés en amont de la bride d'aspiration du compresseur. Quand l'air traverse ce système, il est soumis au frottement qui réduit la pression et poids spécifique. Ces chutes causent une réduction de la puissance utile et l'augmentation de la consommation spécifique, comme précédemment à cause de l'influence exercée par la pression ambiante.

**IV.10.2.Chutes de pression dans le système d'échappement:**

Celles-ci sont provoquées par le système d'échappement de la turbine, composé d'un ou plusieurs silencieux, de coudes, diffuseurs...etc., par lesquels les gaz d'échappement traversent ce système sont expulsées à l'atmosphère.

Les gaz d'échappement traversant ce système sont soumis aux pertes dues aux frottements, qui augmentent la valeur de la contre pression, par rapport à la valeur de la pression extérieure ou atmosphérique. Les pertes réduisent la détente de la turbine, car cette dernière s'arrête à une isobare plus haute que celle de référence, et ceci a comme conséquence la réduction de la puissance utile et l'augmentation de la consommation spécifique.

**IV.10.3.Influence du type de combustible:**

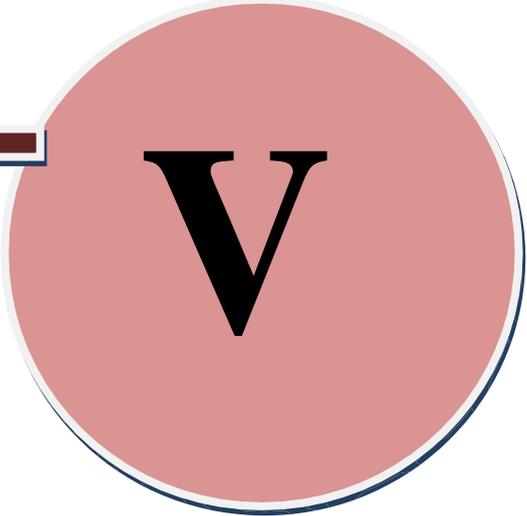
On obtient de meilleures performances si l'on emploie le gaz naturel plutôt que le gasoil. En effet la puissance débitée quand la charge est basse et les autres conditions (température ambiante, chute de pression, ...etc.) sont identiques et supérieure d'environ 2%, tandis que la consommation spécifique est inférieure de 0,7 jusqu' à 1% selon le modèle de turbine à gaz. Ces différences deviendront d'autant plus remarquables si nous comparons les performances obtenues avec du gaz naturel et avec des types de combustible de plus en plus lourds, tel que les combustibles résiduels. Ce comportement est dû au pouvoir calorifique plus élevé des produits générés par la combustion du gaz naturel.

**Conclusion :**

Il est clair qu'à travers ces résultats que la température de l'air ambiant affecte de façon remarquable sur les performances de la turbine à gaz. L'augmentation significative de la température ambiante de 15 °C à 44 °C, correspondant aux conditions de fonctionnement hivernale et estivale, respectivement, conduit à une diminution du rendement global du cycle thermodynamique de la turbine.

# CHAPITRE

---



# V

## Amélioration des performances

---

## Introduction :

L'utilisation des turbines à gaz dans les centrales thermiques et dans l'industrie des hydrocarbures est très répandue, néanmoins leur haute sensibilité à la variation de la température de l'air ambiant, fait que leur rendement thermique n'est pas élevé. De nos jours, plusieurs techniques sont utilisées pour augmenter la puissance utile des turbines à gaz mais notre étude est basée sur le refroidissement par évaporation et l'injection de vapeur dans la chambre de combustion.

### V.1. Le refroidissement par évaporation :

#### V.1.1. Principe de fonctionnement :

Le principe de refroidissement par évaporation est le même que celui qui se déroule dans la nature. On évapore une masse d'eau traitée dans le canal d'admission, la chaleur latente nécessaire à l'évaporation provient de l'air lui-même. L'air qui sort après ce système de refroidissement est donc refroidit et humidifié. Le processus de refroidissement n'exige par un apport d'énergie.[14]

Deux techniques existent assurent le refroidissement par évaporation d'eau :

##### V.1.1.a. Refroidissement par atomisation ou pulvérisation d'eau :

Dans ce système l'humidification est réalisée à partir de pulvérisation d'eau sous forme de petites particules au moyen de buses d'atomisation à haute pression (60 à 140 bar), figure (V.1). L'eau s'évapore dans l'air, la température d'air diminue et l'humidité spécifique augmente. L'efficacité des humidificateurs à pulvérisation peut atteindre 100%. La taille de gouttelette d'eau pulvérisée est très fine (environ  $10\mu\text{m}$  à  $20\mu\text{m}$ ) donc elle s'évapore facilement dans l'air

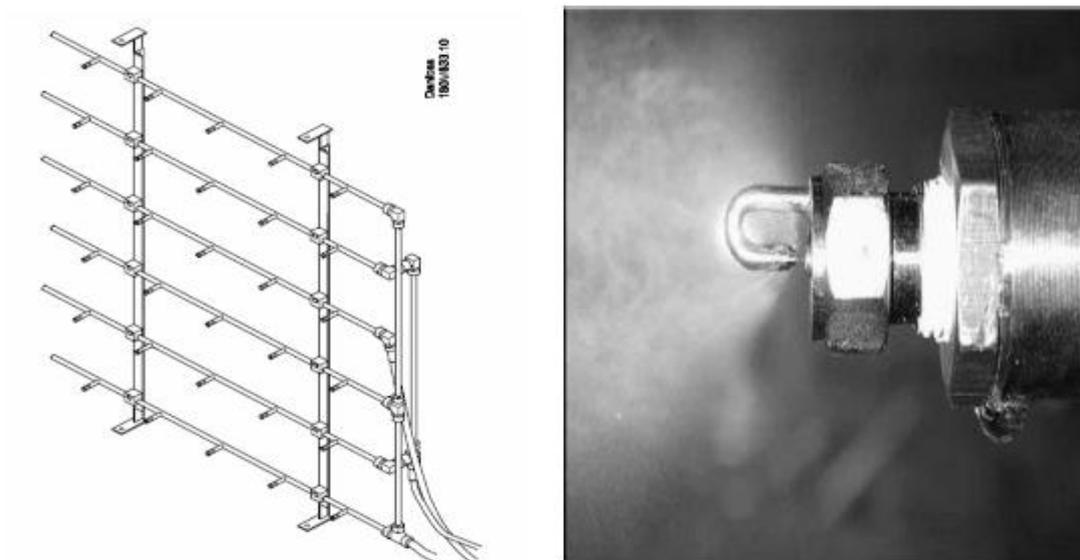


Fig. V.1 : Buses de pulvérisation

Avant d'utiliser un système de pulvérisation d'eau pour refroidir l'air de combustion des turbines à gaz, l'eau doit être traitée dans une station de traitement ou de déminéralisation. Les caractéristiques de cette eau sont résumées dans le tableau ci dessous

Quantité des solides dissociés	5 PPM maximum
PH	6-8
Na + K	0.1 PPM maximum
Silica (SiO <sub>2</sub> )	0.1 PPM maximum
Chlorides	0.5 PPM maximum
Sulfate	0.5 PPM maximum

**Tableau. V.1 :** Caractéristique d'eau de pulvérisation.

**Avantages :**

- Installation facile.
- Bas coût d'investissement.
- Augmentation des performances des turbines

**Inconvénients :**

- L'amélioration de capacité est limitée.
- Il s'adapte qu'avec les sites secs.
- Il nécessite une pompe de grande puissance.

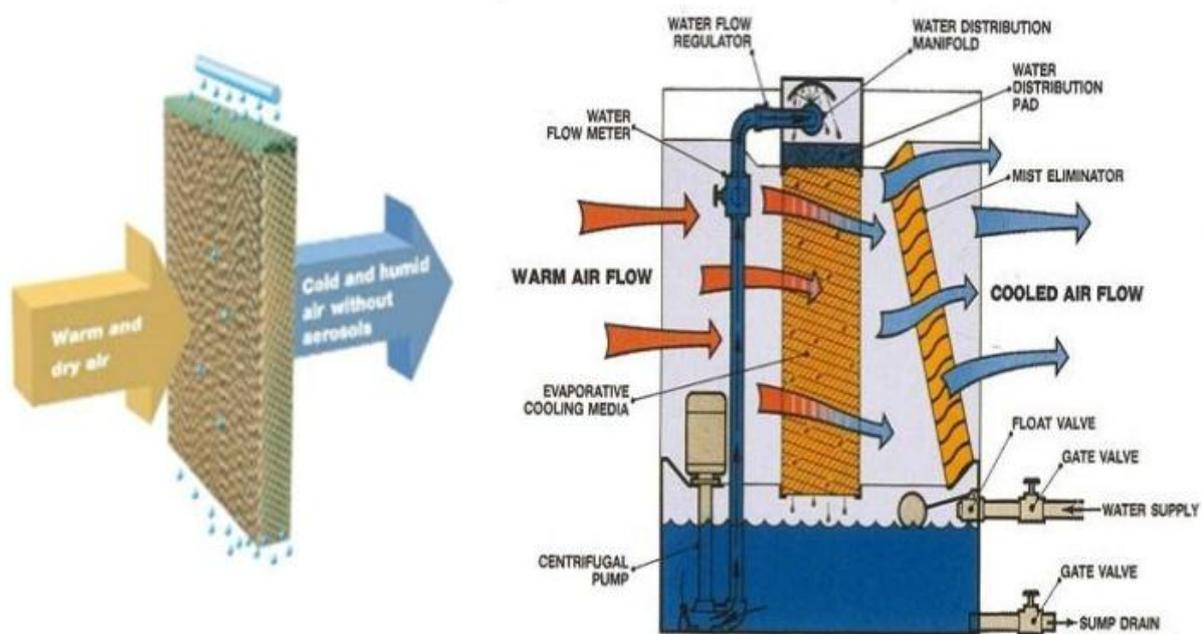
**V.1.1.b. Refroidisseur évaporatif par module humidifié (Evaporatore cooler) :**

Le refroidissement par ruissellement d'eau comme montré sur la figure (V.2) consiste à faire passer l'air après filtrage par un média humidifié composé de surfaces ondulées en papier de cellulose traité, ce média joue le rôle d'un évaporateur conventionnel. L'eau s'écoule sur la surface ondulée du panneau évaporant. Une partie de l'eau est évaporée sous l'action de l'air chaud qui traverse le panneau évaporant.

Le reste d'eau va tomber dans un bac situé en dessous de l'évaporateur. L'air à la sortie du refroidisseur est refroidi et avant de passer par le compresseur de la turbine à gaz, il passe par un système d'élimination des gouttelettes d'eau pour assurer un bon fonctionnement du compresseur.

L'élément principal du refroidisseur par ruissellement d'eau est le média humide, il est en papier ondulé sous forme d'un nid d'abeille. L'eau s'écoule par un système de distribution

positionné en dessus de média. L'eau s'écoule dans le refroidisseur évaporatif avec média humidifié peut atteindre jusqu'à 90%. [14]



**Fig. V.2 :** Refroidisseur évaporatif.

Généralement, il est recommandé de placer le refroidisseur évaporatif après le filtre à air d'admission et non pas avant. Cet arrangement protégera les médias contre la poussière et d'autres contaminants aéroportés.

#### Avantages :

- Facile et rapide à installer.
- Coût de l'installation est bas.
- Fonctionne comme un laveur et nettoyeur d'air d'admission.
- Augmentation de puissance de la turbine à gaz surtout dans les périodes chaudes

#### Inconvénients :

- Consomme une quantité d'eau.
- L'eau doit être traitée avant utilisation.
- Limitation sur l'amélioration de capacité.

### V.I.2. Description de notre système de refroidissement (refroidissement par ruissellement d'eau) :

Dans notre étude on a choisi le refroidisseur par ruissellement d'eau car il est favorable pour les zones chaudes (saison estival).

L'humidificateur sert à augmenter la teneur en eau dans l'air, l'humidité absolue va augmenter et la température de l'air diminue. Pour qu'il y ait humidification, il faut un contact étroit et intensif entre l'air et la source d'humidité. L'humidificateur à ruissellement avec recyclage par pompe, figure (V.3) fonctionne comme suit [14] :

- l'eau ruisselle sur un support dont la surface est très importante ;
- l'air circule à travers l'épaisseur de ce support et se trouve en contact avec la surface humide
- l'eau s'évapore sous l'effet de la chaleur cédée par l'air.
- l'humidification est adiabatique.

L'élément principal dans un refroidisseur par ruissellement d'eau est le média humide, figure (V.3) où l'eau est en contact direct avec l'air. La matière de ce média est caractérisée par une bonne porosité afin de garantir un bon contact entre les deux fluides; elle est généralement en papier de cellulose traité et au-dessus il y a un distributeur pour assurer la répartition de l'eau sur toute la surface. Un bac se trouve en dessous de la surface de ruissellement sert à collecter l'eau qui n'est pas évaporée.

Après l'ajout d'une quantité d'eau bien définie afin de déconcentrer l'eau du bac (PH, teneur en bicarbonate et en calcium) celle-ci sera par la suite ruisselée en utilisant une pompe.

En aval de ce système de refroidissement l'air humide passe par un éliminateur des gouttelettes d'eau de passer à travers le compresseur.

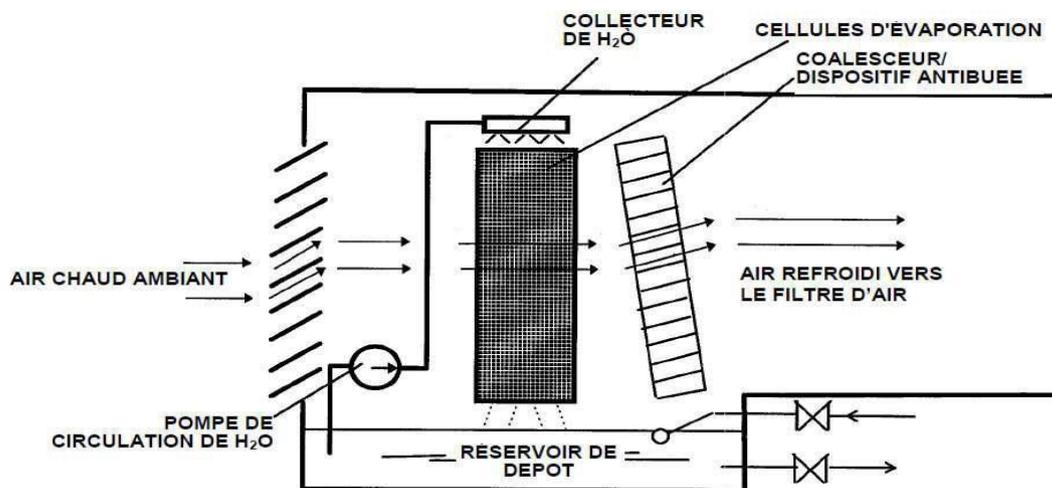


Fig. V.3 : Schéma illustrant le refroidissement par évaporation avec recyclage d'eau.

### V.I.3. Géométrie de médian humide :

La surface de ruissellement sous forme d'un nid d'abeille est composée par des panneaux ondulés. L'eau tombe par gravité et passe par des panneaux inclinés avec un angle de 60° en sens inverse de la direction de l'air. Par contre l'air passe par des panneaux inclinés à 45° en dessous. Le but essentiel d'inclinaison des panneaux est de garder un long contact entre l'air et l'eau et d'empêcher l'air de soulever des gouttelettes d'eau, figure(V.4).

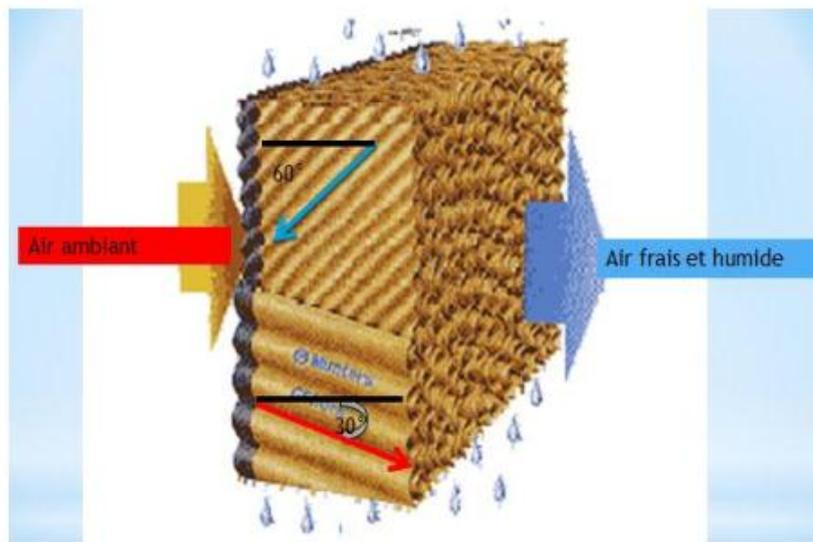


Fig. V.4 : Cellules d'évaporation (en cellulose).

### V.I.4. Calcul de la consommation d'eau en recyclage par la pompe :

En plus de la compensation due à l'eau évaporée, il est nécessaire de prévoir un apport d'eau neuve afin de déconcentrer l'eau du bac. La méthode la plus efficace consiste à créer un débit de purge en continu en aval de la pompe.

La consommation d'eau est la somme du débit d'eau évaporée et de débit de purge :

$$C = E + B$$

Avec C : débit d'eau consommée

E : débit d'eau évaporé

B : débit d'eau de purge

Le débit de purge est calculé en fonction de la qualité d'eau utilisée (PH, teneur en bicarbonate et en calcium). Il existe des abaques comme le montre la figure (V.5), qui permettent de déterminer un facteur B/E en fonction de l'analyse chimique de l'eau.

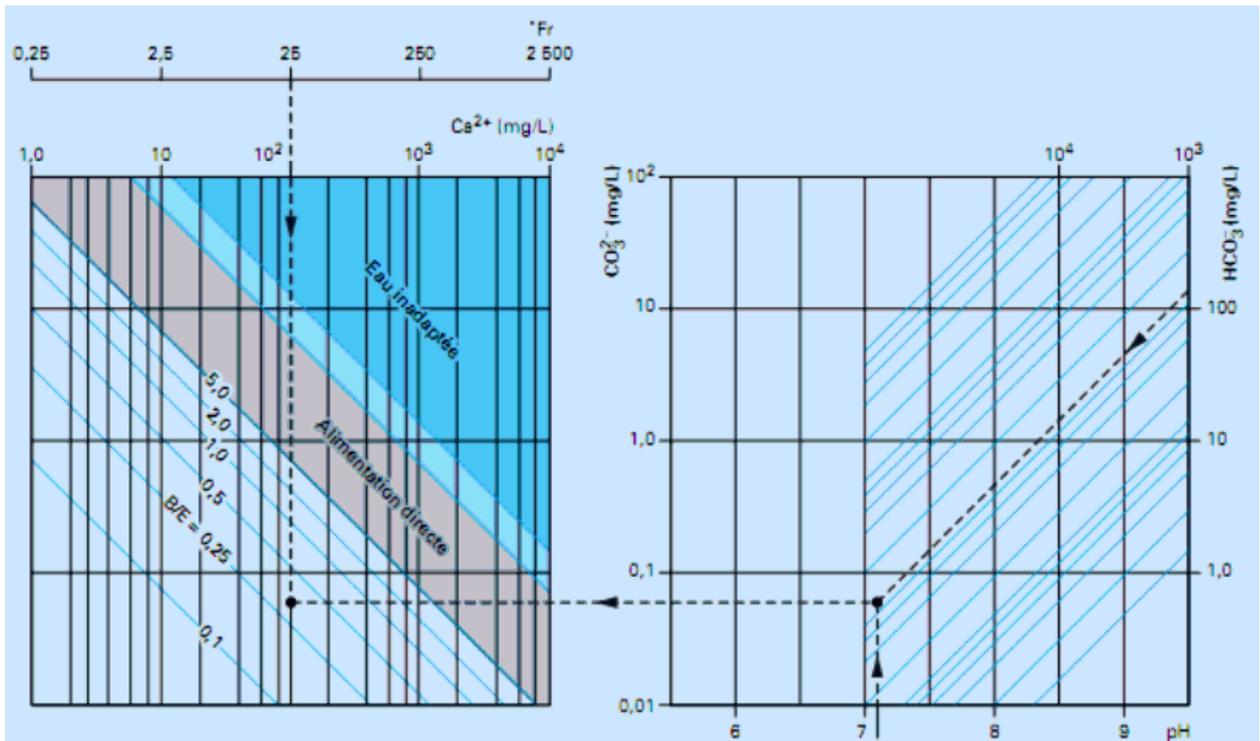


Fig. V.5 : Abaque pour calculer le débit de purge de refroidisseur.

**V.1.5.Effet de la géométrie du refroidisseur sur le rendement d'évaporation :**

Le rendement de refroidisseur varie en fonction de l'épaisseur de la surface de ruissellement et de sa porosité. Dans notre étude on utilise une relation empirique pour définir l'efficacité du refroidisseur par ruissellement (V.1), publiée par Huang, H, ZHANG qui permet de calculer le rendement de refroidissement selon la configuration GLAS7090.[18]

$$\eta_{ev} = 1 - \exp \left[ - \frac{A \cdot \delta^2}{\rho_a \cdot C_p \cdot V^{0,35}} \right] \dots \dots \dots (V.1)$$

Avec Cp: chaleur spécifique.

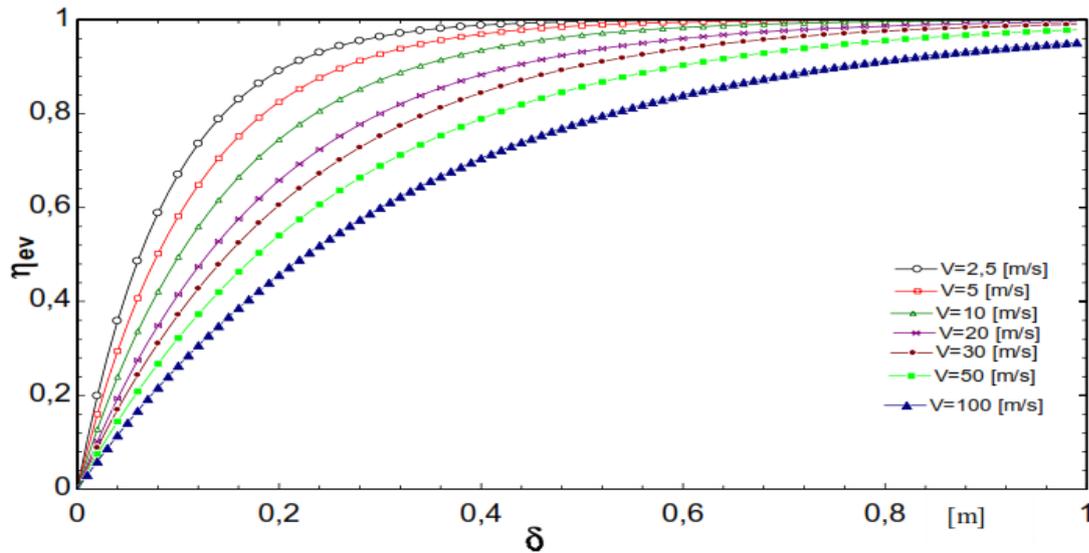
$\rho_a$  : Densité de l'air.

$\delta$  : Épaisseur de refroidisseur.

A : Section.

V : Vitesse de l'air.

La figure suivante (V.6) représente l'allure de l'efficacité du refroidisseur évaporatif en fonction de l'épaisseur pour différentes valeurs de la vitesse d'air

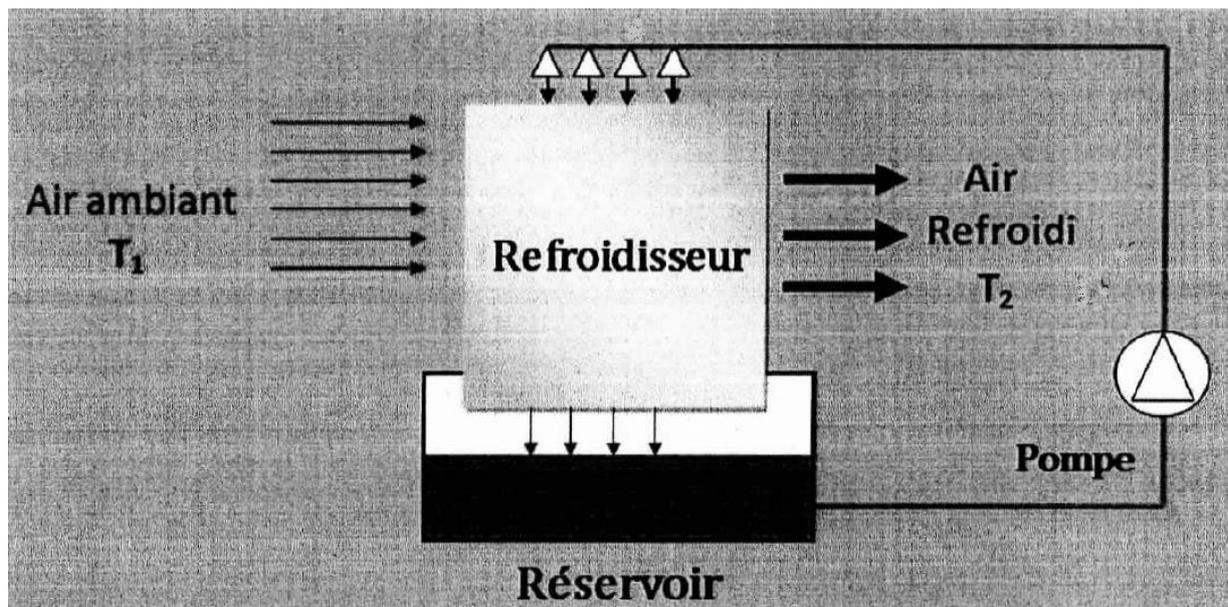


**Fig. V.6 :** Variation du rendement du refroidisseur en fonction de l'épaisseur et de la vitesse.

L'épaisseur du refroidisseur et de la vitesse de l'air influent directement sur l'efficacité de refroidissement comme il est montré dans la figure (V.7), il est bien clair que plus le refroidisseur est épais plus le rendement est grand avec une vitesse petite, mais il y a une contrainte qui empêche d'augmenter l'épaisseur du refroidisseur, c'est les pertes de charge. Alors il faut adapter entre les deux facteurs épaisseur et pertes de charge.[14]

Dans notre étude on choisit un refroidisseur de 45 cm avec un rendement de 85%.

#### V.1.6. Calcul de la température de l'air après refroidissement :



**Fig. V.7 :** Schéma représentatif du refroidisseur.

La température de l'air  $T_2$  sortant du refroidisseur doit être connue, elle peut être calculée à partir de l'efficacité de refroidisseur, celle-ci est un indice permettant d'estimer la performance du refroidisseur.

$$E_{\text{ref}} = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{\text{bh}}} \dots\dots\dots(\text{V.2})$$

Avec :

$E_{\text{ref}}$  : Efficacité refroidisseur

$T_1$  : Température ambiante

$T_2$  : Température après refroidissement

$T_{\text{bh}}$  : Température de bulbe humide (correspond à 100% humidité relative ; la température à laquelle un air humide est à la pression de vapeur saturante. A cette température l'air ne peut plus emmagasiner de la pression de vapeur d'eau sans que celle-ci ne se condense.)

Donc nous avons :

$$T_1 = 44^\circ\text{C}$$

$$E_{\text{ref}} = 85 \%$$

$$\text{HR} = 12 \%$$

$$T_{\text{bh}} = 21.68^\circ\text{C} \text{ (voir l'annexe 4)}$$

$$\text{D'après la relation (V.2), on a : } T_2 = T_1 - E_{\text{ref}} \cdot (T_1 - T_{\text{bh}})$$

$$\text{Donc} \quad T_2 = 25,02^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 298,17\text{K}$$

#### Calcul de la consommation spécifique :

$$\text{On rappelle : } C_s = \frac{3600 \cdot G_c}{W_{\text{net}}}$$

- Pour ( $T = 44^\circ\text{C}$ ) :  $C_s = \frac{3600 \cdot 1,27}{19,68} = 232,32 \text{ kg/ MWh.}$
- Pour ( $T = 25,17^\circ\text{C}$ ) :  $C_s = \frac{3600 \cdot 1,26}{23,56} = 194,05 \text{ kg/ MWh.}$

**V.I.7. Comparaison entre les deux systèmes (avec et sans refroidissement) :**

Température ambiante [K]	Cs [kg/MWh]	$W_{TP}$ [kJ/kg]	$\dot{W}_{net}$ [W]	$\eta_{th}$ %
317,15	232,32	218,66	19,68	33,07
298,17	194,05	259,30	23,56	35,5

**Tableau. V.2 :** Comparaison avec et sans refroidissement.**V.I.8. Interprétation des résultats :**

Grace à ce système nous avons pu diminuer la consommation spécifique, c'est-à-dire que la turbine consomme moins de combustible pour produire un MWh (194,05 MWh) contre (232,32 MWh). Durant cette étude les gains de puissance nette de l'installation de cette turbine à gaz est d'ordre de 4MW, ce qui permet d'assurer une charge supplémentaire.

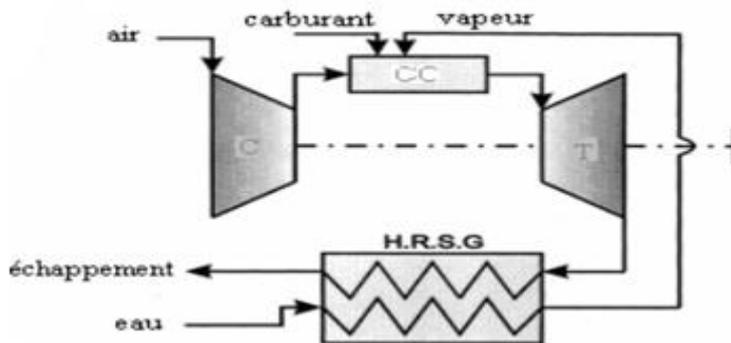
**V.2. Injection de vapeur :**

Maximiser le rendement des turbines à gaz aura comme conséquence des charges thermiques accrues sur les composants chauds qui provoque l'échec prématuré des matériaux et des émissions plus élevées de NOx.

Plusieurs études proclament que la technologie et les techniques disponibles aujourd'hui sont capables de pousser l'efficacité thermique plus haut et de doubler également la puissance avec une meilleure commande du rapport air-carburant et des températures de la flamme. Parmi beaucoup de technologies bien prouvées, le cycle avec injection de vapeur dans la chambre de combustion est peut-être la manière la plus populaire.

En 1976 CHENG proposa un cycle de turbine à gaz dans lequel la chaleur des gaz d'échappement de la turbine à gaz sert à produire la vapeur dans un générateur (récupérateur de chaleur) comme le montre la Figure (V.8). Cette vapeur est injectée dans la chambre de combustion de la turbine à gaz, ayant pour résultat un gain d'efficacité et une augmentation de puissance.[17]

Le cycle s'appelle généralement le « cycle de CHENG » ou « cycle d'injection de vapeur ».



**Fig. V.8 :** Turbine à gaz avec injection de vapeur dans la chambre de combustion.

### V.2.1. Production des polluants atmosphériques :

D'un degré à un autre nous vivons tous avec la pollution atmosphérique. Qui est plus accentuée autour des usines qui brûlent du combustible fossile dans nos grandes villes. Tony Giampaolo a identifié les composants de la pollution atmosphérique comme hydrocarbures, oxyde de carbone, oxydes de soufre, et oxydes d'azote. On a également déterminé que, sur une base mondiale, la nature produit plus de polluant de trois fois la quantité d'oxydes du soufre et dix fois la quantité d'oxydes d'azote que les machines. Les produits de la combustion dans les turbines à gaz sont détaillés dans le tableau suivant [17] :

Constituant	Par masse (%)	Remarques
N <sub>2</sub> – Nitrogène	74,16	Dans la plupart inerte, de la part de l'atmosphère
O <sub>2</sub> – Oxygène	16,47	De l'excès d'air
CO <sub>2</sub> – Bioxyde de carbone	5,47	Produit d'une combustion complète
H <sub>2</sub> O – L'eau	2,34	Produit d'une combustion complète
A- Argon	1,26	Inerte, de la part de l'atmosphère
UHC- Hydrocarbure non brûlés.	Trace	Produit d'une combustion incomplète
CO- mono Oxyde de carbone	Trace	Produit d'une combustion incomplète
NO <sub>x</sub> – Oxyde d'azote	Trace	Fixation de N <sub>2</sub> de l'atmosphère
♦Thermique		Formé pendant la combustion
♦Organique		
SO <sub>x</sub> – Oxyde de soufre		Sulfure dans le carburant

**Tableau. V.3 :** Produits de combustion dans la turbine à gaz

**Oxyde de carbone (CO) :** Les émissions d'oxyde de carbone dépendent de la conception de la chambre de combustion, spécifiquement la zone primaire de la chambre de combustion.

De nouvelles conceptions de chambre de combustion sont évaluées pour réduire ces émissions. Dans l'intérim, le CO peut être efficacement traité avec un convertisseur catalytique.

**Oxydes d'azote (NO<sub>x</sub>) :** Ces oxydes sont formés par deux mécanismes : NO thermique et NO organique. Le mécanisme prédominant dans la formation de NO<sub>x</sub> dans des chambres de combustion de turbines à gaz dépend des conditions telles que la température de réaction, le temps de résidence à une température élevée, le rapport de carburant/air dans et après la zone de réaction de combustion, la composition en carburant, la géométrie de la chambre de combustion, et le modèle de mélange à l'intérieur de la chambre de combustion.

- **NO thermique** dépend des températures extrêmes, et il est donc produit dans les régions les plus chaudes de la chambre de combustion. L'injection de l'eau et de vapeur contribue à réduire la température de combustion à une charge donnée.

- **Le NO organique** est formé pendant la combustion par la combinaison chimique des atomes d'azote, qui font partie de la molécule de carburant, et de l'oxygène dans l'air. La quantité de NO organique produit est affectée par la teneur en azote du carburant, du rapport de carburant/air, et des techniques de réduction telles que l'injection de l'eau et de vapeur.

Généralement les émissions d'oxyde d'azote augmentent directement proportionnellement avec l'augmentation de la température de combustion.

Les modifications dans la conception de chambres de combustion d'un certain nombre de modèles de turbine à gaz ont déjà démontré que les réductions significatives de NO<sub>x</sub> sont réalisables.

Un autre facteur influençant le degré de niveau de polluant dans l'atmosphère est le temps nécessaire pour chaque constituant pourra être consommé par les divers mécanismes disponibles.

Comme le montre le tableau (V.4), des oxydes d'azote peuvent durer jusqu'à 5 jours tandis que l'oxyde de carbone peut durer jusqu'à 3 ans .

Emissions	Durée de vie
CO	1-3 année
NO	1/2 - 1 jour
NO <sub>2</sub>	3 - 5 jours
HC (comme CH <sub>4</sub> )	1,5 jour
SO <sub>x</sub>	3 - 4 jours
P-M	Une heure à un jour (troposphère). Un jour à une année (stratosphère).

**Tableau. V.4 :** Durée de vie de quelques éléments dans l'atmosphère.

Les règlements actuels de l'agence de protection de l'environnement (EPA : Environmental Protection Agency) ont promulgué des normes de plus en plus restrictives des limites des émissions de NO<sub>x</sub>. Par conséquent afin d'essayer de réduire ces émissions de NO<sub>x</sub>, ils ont trouvé que l'injection de la vapeur dans une chambre de combustion de la turbine à gaz peut réduire ces émissions de NO<sub>x</sub> [17].

### V.2.2. Description :

L'injection de la vapeur dans une turbine à gaz pour augmenter la puissance représente une combinaison du cycle de Brayton avec celui de Rankine. Le cycle ainsi constitué porte parfois le nom de cycle de Cheng. Le fonctionnement est illustré dans le schéma de la Fig. (V.8). D'un point de vue conceptuel, le cycle est semblable au cycle combiné gaz-vapeur.

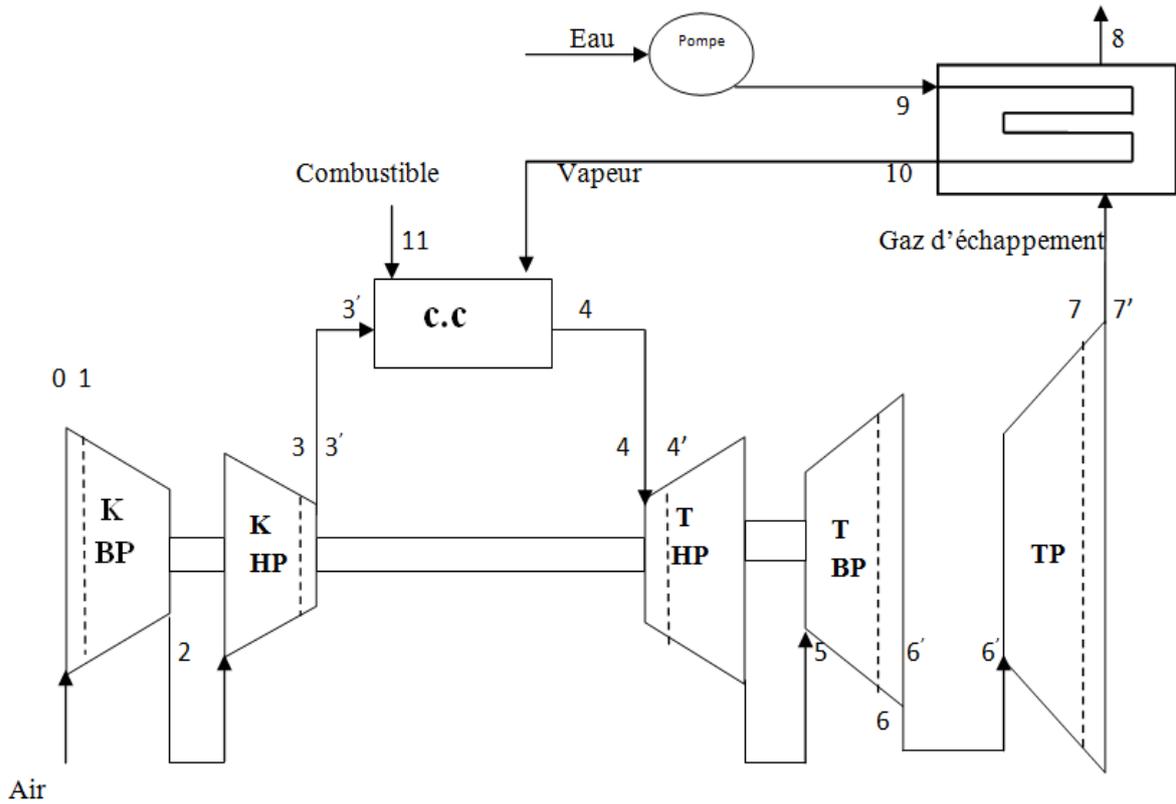
Toutefois, dans le cycle combiné, les écoulements du fluide de travail dans la turbine à gaz et dans la turbine à vapeur sont physiquement séparés alors que dans le cycle de turbine à gaz avec injection de vapeur, la vapeur se détend avec les gaz comburés dans la même turbine. Le débit massique de la vapeur injectée ne dépasse généralement pas 15 à 20 % du débit massique d'air à l'entrée du compresseur.

L'injection de vapeur permet d'augmenter le rendement thermique et la puissance délivrée. Pour une température d'entrée turbine fixée, il faut fournir du combustible supplémentaire pour élever la vapeur injectée jusqu'à la température spécifiée. Toutefois, la puissance additionnelle produite par la détente de cette vapeur dans la turbine compense largement cet apport supplémentaire d'énergie, et le rendement thermique global est ainsi augmenté [16].

Sur une base énergétique, la vapeur contient plus d'énergie que l'air, le Cp de la vapeur est approximativement deux fois celui de l'air.

**V.2.3.Étude paramétrique :**

Pour l'étude thermodynamique du cycle, nous nous référons au schéma de principe de la figure (V.9).



**Fig. V.9 :** Schéma de l'installation de la turbine à gaz avec injection de la vapeur d'eau dans la chambre de combustion.

**Bilan énergétique :**

- La puissance net :

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{TP} + \dot{W}_{THP} + \dot{W}_{TBP} - \dot{W}_{KHP} - \dot{W}_{KBP}$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{TP} = (G_{a,3'} + G_c + G_v). (h_6' - h_7) \dots\dots\dots(V.3)$$

- Le travail net est :

$$W_{TP} = (1 + q_c + q_v) \cdot (h_6' - h_7) \dots\dots\dots(V.4)$$

Avec :  $q_c$  : débit massique relatif du combustible  $\frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a}$

$q_v$  : débit massique relatif du vapeur d'eau  $\frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a}$

- bilan enthalpie sur la chaudière de récupération aboutit à :

$$q_v \cdot (h_{10} - h_9) = (1 + q_c + q_v) \cdot (h_7' - h_8)$$

$$q_v \cdot h_{10} = (1 + q_c + q_v) \cdot (h_7' - h_8) + q_v \cdot h_9 \dots\dots\dots(V.5)$$

- La chaleur fournie au fluide dans la chambre de combustion est donnée par :

$$Q_{cc} = (1 + q_c + q_v) \cdot (h_4 - h_3') - q_v \cdot h_{10} - q_c \cdot h_{11} \dots\dots\dots(V.6)$$

On remplace (V.6) dans (V.5) est en trouve :

$$Q_{cc} = (1 + q_c + q_v) \cdot (h_4 - h_3') - (1 + q_c + q_v) \cdot (h_7' - h_8) - q_v \cdot h_9 - q_c \cdot h_{11} \dots\dots\dots(V.7)$$

- Le rendement thermique du cycle :

$$\eta_{th} = \frac{W_{TP}}{Q_{cc}} \dots\dots\dots(V.8)$$

Pour maintenir la température de sortie de la chambre de combustion constante, en présence de la vapeur d'eau (dont les paramètres d'injection  $T, P$ ), nous devons ajouter encore plus de carburant. Donc pour calculer ces rapports (écoulement de carburant et la quantité de la vapeur injectée), nous devons faire un équilibre thermique au niveau de la chambre de combustion.

Energie entrante = Energie sortante

$$G_a \cdot h_3' + G_c \cdot P_{ci} \cdot \eta_{cc} + G_v \cdot h_v = (G_a + G_c + G_v) \cdot h_4$$

Le débit de combustible sans injection est donné par :

$$G_c = \frac{Q_{cc}}{P_{ci} \cdot \eta_{cc}} \dots\dots\dots(V.9)$$

$$\text{On a aussi : } q_c = \frac{G_c}{G_a} \qquad q_v = \frac{G_v}{G_a}$$

La relation précédente devient :

$$h_{3'} + q_c \cdot P_{ci} \cdot \eta_{cc} + q_v \cdot h_v = (1 + q_v) \cdot h_4 + q_c \cdot h_4$$

A partir du bilan énergétique, le débit de combustible injecté avec injection est donnée par :

$$q_c = \frac{q_v(h_4 - h_{10}) + (h_4 - h_{3'})}{P_{ci} \cdot \eta_{cc} - h_{3'}} \dots\dots\dots(V.10)$$

On assimile le fluide moteur au gaz parfait.

Les enthalpies sont obtenues à partir de logiciel (ASPEN HYSYS).

**Les paramètres thermodynamique du point 11 :**

Donnés constructeur :

$$P_{11} = 30 \text{ bar}$$

$$T_{11} = 298,15 \text{ K}$$

$$h_{11} = -4037 \text{ kJ/kg}$$

**Les paramètres thermodynamique du point 10 :**

La pression d'injection de la vapeur d'eau doit être supérieur à la pression de la chambre de combustion [16], en choisi  $P_{10} = 25 \text{ bar}$ .

$$T_{10} = 393,15 \text{ K}$$

$$h_{10} = 4,182 \text{ kJ/kg}$$

**Les paramètres thermodynamique du point 9 :**

$$P_9 = 25 \text{ bar}$$

$$T_9 = 298,15 \text{ K}$$

$$h_9 = 2,979 \text{ kJ/kg}$$

**Les paramètres thermodynamique du point 4 :**

$$\text{On a : } P_4 = 18,32$$

$$T_4 = 1420$$

$$h_4 = 1241 \text{ kJ/kg}$$

**Les paramètres thermodynamique du point 3' :**

$$P_4 = 18,775 \text{ bar}$$

$$T_4 = 729,92 \text{ K}$$

$$h_4 = 446,6 \text{ kJ/kg}$$

**Les paramètres thermodynamique du point 8 :**

$$P_{\text{atm}} = 1,013 \text{ bar}$$

**Calcul  $T_8$  :**

On pratique le degré de récupération des gaz d'échappement varie entre 50% à 80%, nous en prendre 80%.

$$\text{Donc on a : } E_{\text{réc}} = \frac{T_{10} - T_9}{T_{7'} - T_8} \dots\dots\dots(V.11)$$

$$\Rightarrow T_8 = T_7 - \frac{T_{10} - T_9}{E_{\text{réc}}} \Rightarrow T_8 = 603,40 \text{ K}$$

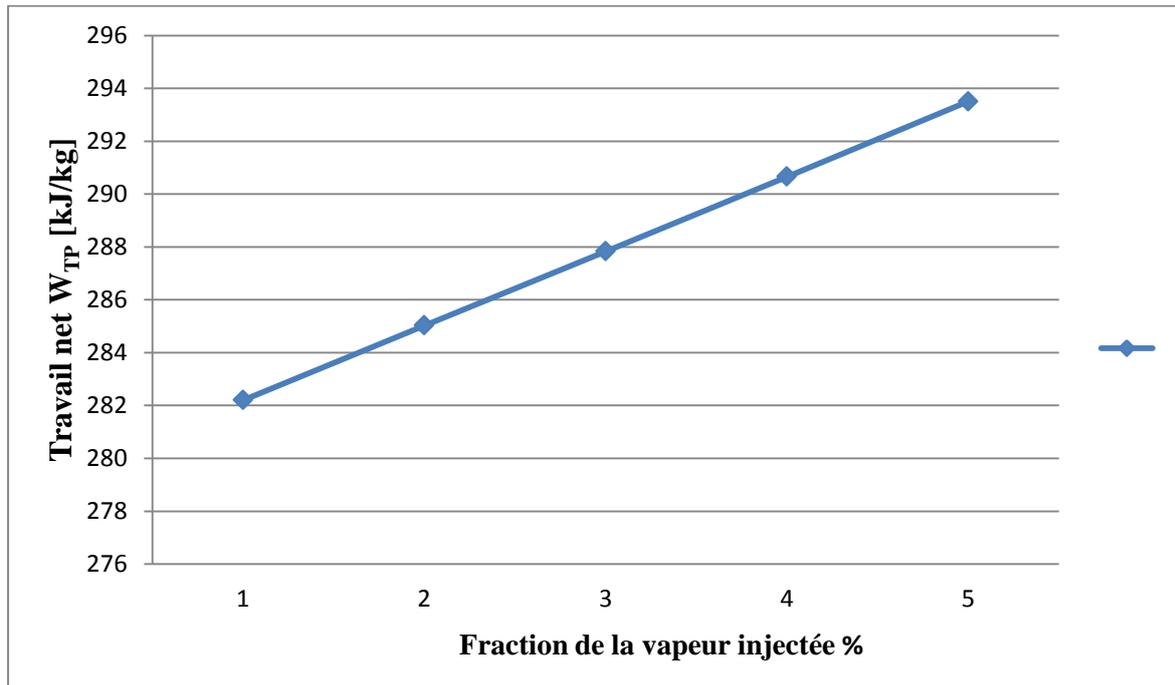
Pour l'étude des performances d'une turbine à gaz typique avec injection de vapeur, la fraction de la vapeur injecté ne dépasse pas (5 %) [15].

Les résultats obtenus sont illustrées dans ce tableau ci dessous :

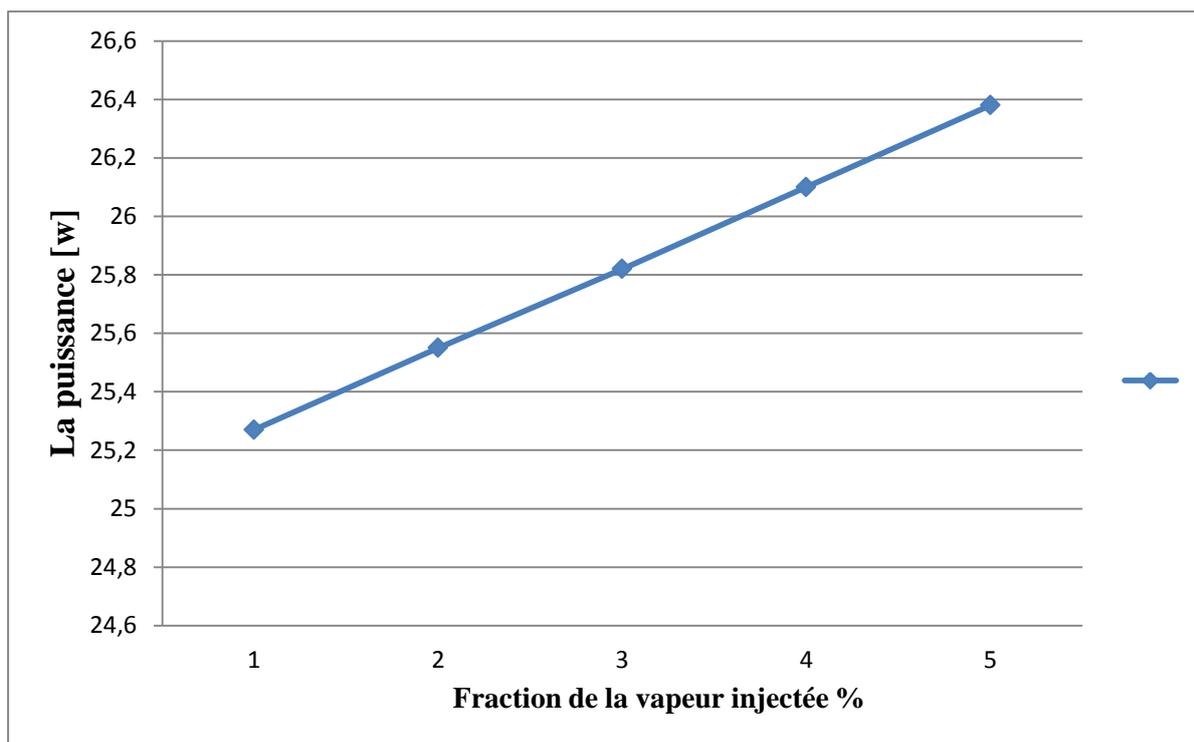
$q_v$ (%)	$q_c$	$Q_{cc}$ [kJ/kg]	$W_{TP}$ [kJ/kg]	$\dot{W}_{net}$ [MW]	$\eta_{th}$ (%)
0	0,015	755,95	274,62	25	36,34
1	0,0177	724,33	282,20	25,27	38,96
2	0,0180	731,22	285,03	25,55	38,98
3	0,0182	736,49	287,83	25,82	39,02
4	0,0185	743,76	290,66	26,10	39,08
5	0,0188	750,06	293,50	26,38	39,13

**Tableau. V.5 :** Les performances de la turbine à gaz après injection de la vapeur d'eau.

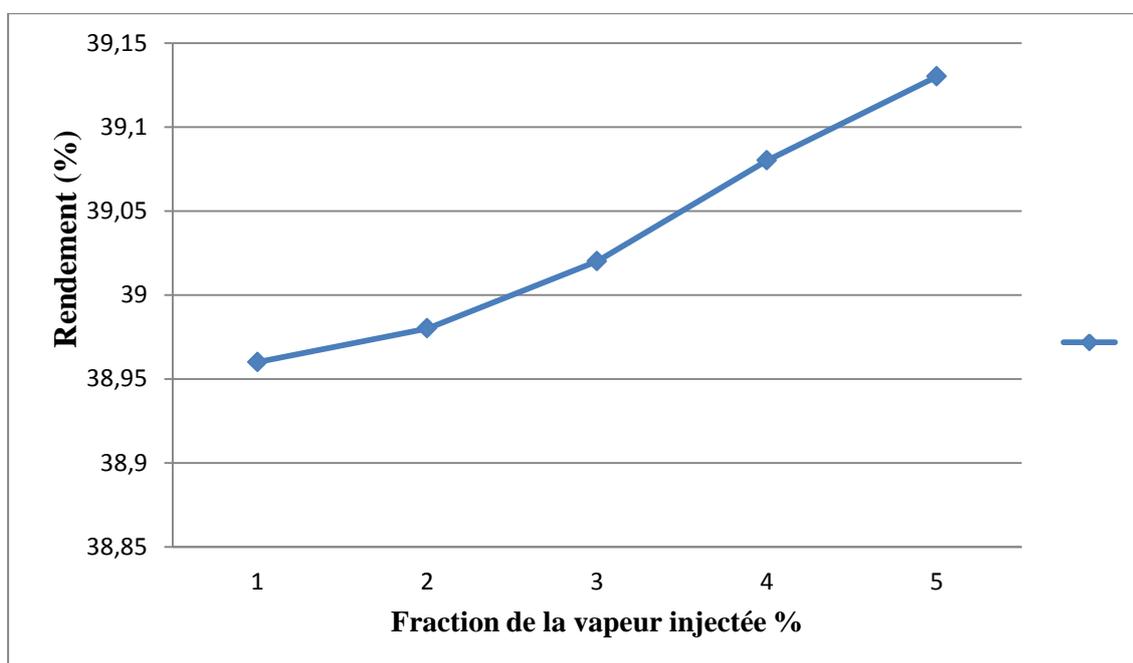
### V.2.5 Influence de la fraction de la vapeur injectée sur les performances de la turbine à gaz:



**Fig. V.10.** Variation de travail net  $W_{TP}$  en fonction de fraction de la vapeur injectée.



**Fig. V.11 :** Variation de la puissance en fonction de fraction de la vapeur injectée.



**Fig. V.12 :** Variation de rendement en fonction de la vapeur injectée.

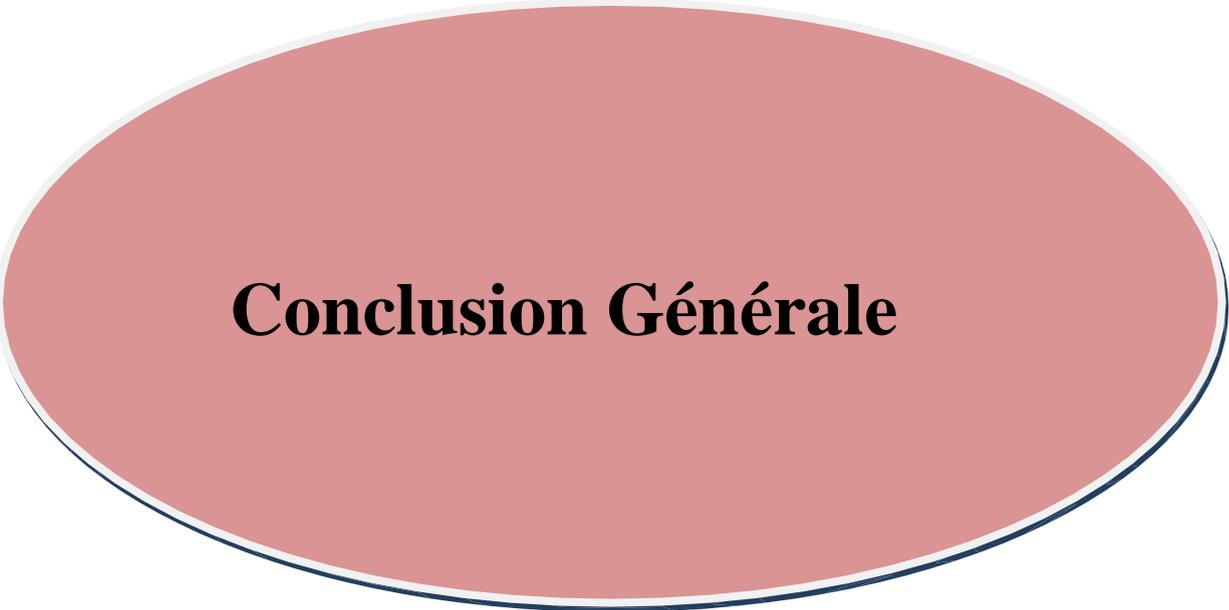
**V.2.6. Interprétation des résultats :**

L'injection de vapeur dans les installations de cycle simple permet de d'augmenter le rendement et la puissance et diminuer la formation des polluants atmosphériques.

L'augmentation de la quantité de la vapeur d'eau injectée dans la chambre de combustion de la turbine à gaz permet d'augmenter le travail massique ainsi la puissance délivrée.

**Conclusion :**

Dans ce chapitre, on a présenté les différents résultats obtenus, tel qu'on peut voir que les deux méthodes permettent d'augmenter le rendement et la puissance du cycle simple

A large, horizontally-oriented oval with a solid red fill and a thin white border, centered on the page. The text "Conclusion Générale" is centered within this oval.

# **Conclusion Générale**

## Conclusion générale

---

### Conclusion :

Ce projet de fin d'étude nous a permis, à travers le stage effectué dans l'entreprise de production d'électricité (SPE) Sonelgaz, de confronter l'ensemble des connaissances acquises tout au long de notre formation avec la réalité du terrain, d'enrichir et d'approfondir nos connaissances concernant les aspects liés aux turbines à gaz.

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 en température, pression et humidité relative.

Les turbines à gaz sont très sensibles à la variation de la température de l'air ambiant. De ce fait, il est important de rendre les turbines utilisées dans les conditions du site d'Amizour insensibles à la variation de la température de l'air ambiant.

Le cycle de turbine à gaz est un cycle très souple de telle sorte que ses performances, peuvent être améliorées en ajoutant des composants supplémentaires à l'installation, c'est pour cela que nous proposons deux méthodes d'améliorations par refroidissement de l'air à l'admission et l'injection de la vapeur d'eau dans la chambre de combustion.

Les calculs thermodynamiques ont montré que les performances de ces machines sont influencées par les paramètres extérieurs qui varient considérablement durant les différentes saisons.

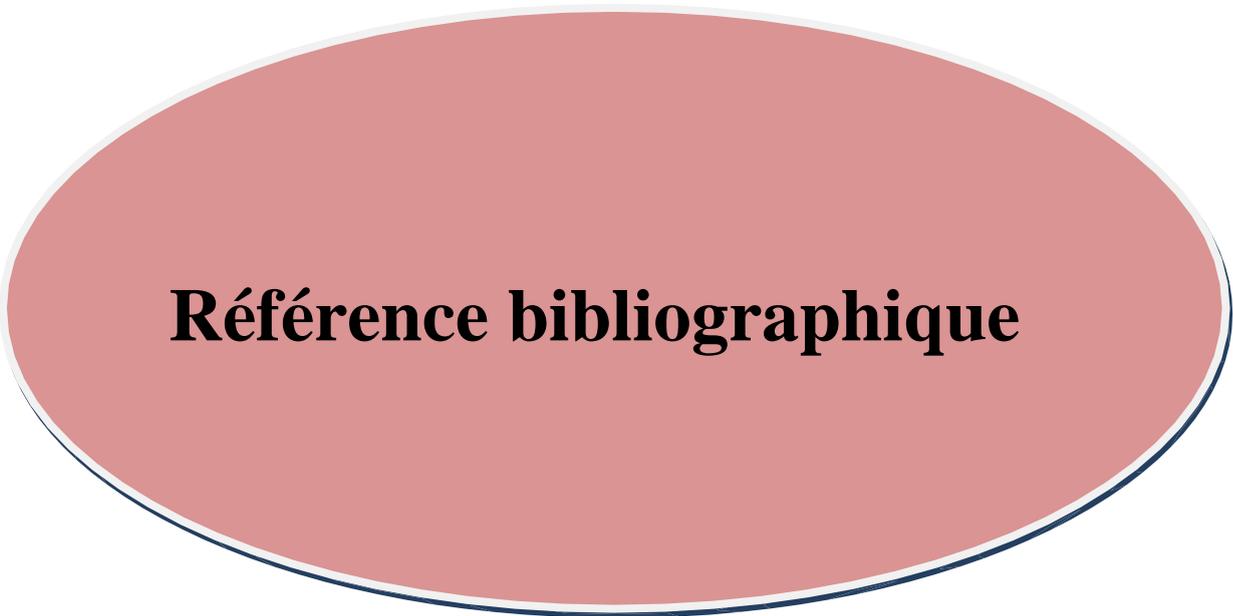
Les résultats trouvés d'après cette étude sont récapitulés comme suit :

- Le refroidissement de l'air à l'admission permet de diminuer la consommation spécifique et d'augmenter le rendement et la puissance délivrée.
- L'injection de la vapeur est l'une des méthodes qui permet de profiter des gaz d'échappement pour évaporer une quantité d'eau qui va être injectée dans la chambre de combustion de la turbine à gaz. Le rendement, la puissance sont supérieurs à ceux d'un cycle simple.
- L'injection de vapeur et le refroidissement à l'admission jouent un rôle environnemental très intéressant dans la résolution d'un des grands problèmes des turbines à gaz qui est l'émission des NOx.

## **Conclusion générale**

---

Enfin, nous souhaitons que ce mémoire puisse servir comme outil de travail pour les futurs étudiants ainsi que pour l'entreprise, et qu'il sera amélioré et complété pour rendre son utilité plus complète.

A large, horizontally-oriented oval with a solid red fill and a thin white border, centered on a white background. The text is centered within this oval.

**Référence bibliographique**

## Référence bibliographie

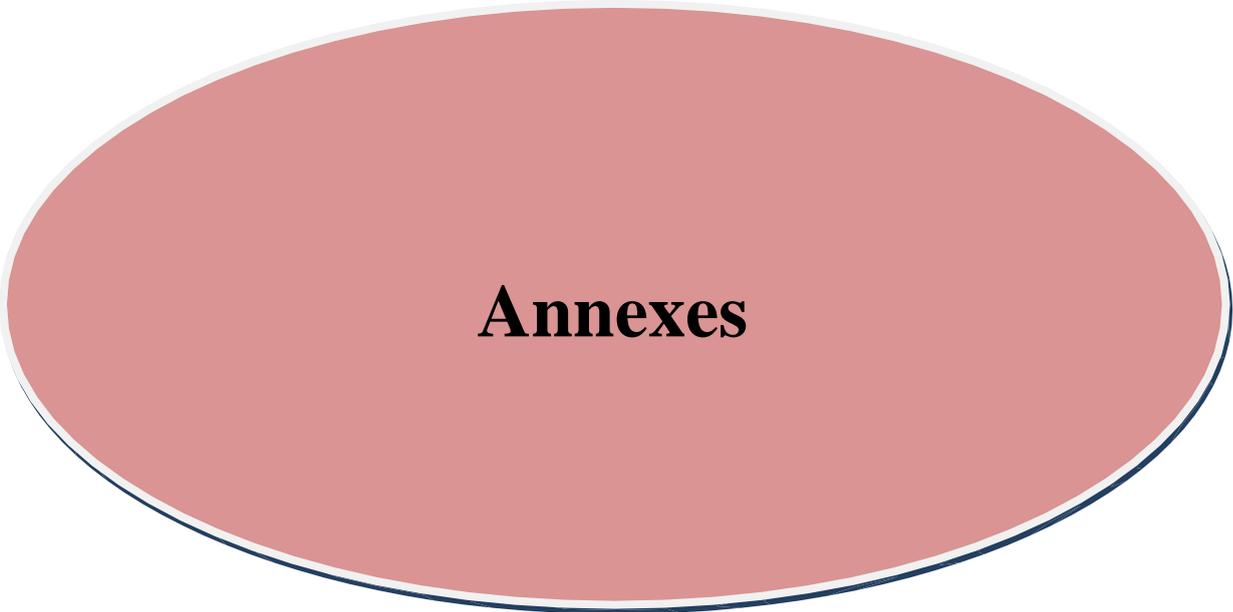
---

- [1] POTTER J, *Power plant theory and design*, 2<sup>nd</sup> edition of steam power plant John Wiley & sons New York Chichester Brisbane Toronto,1976.
- [2] PASCAL ANZIEU, JEAN FRANÇOIS PARISOT et BERNARD BIGOT, *Les réacteurs nucléaires à caloporteur gaz*, CEA Saclay et Groupe Moniteur (Edition du Moniteur), Paris.2006.
- [3] STOUFFS P, SHavery,*Thermodynamique appliqué* :Cycles thermodynamiques moteurs ,2000/2001,cours donneses dans le cadre de l'école doctorale EDDDED 2007/2008
- [4] COHEN H, ROGERS G and SARAVANAMUTTOO H, *Gas Turbine theory*,4 Edition, Longman, London,1996.
- [5] GOSWAMI and FRANK KEITH, *Energy Convension*, by Taylor et Francis Group, LLC.2007.
- [6] QUN Z, GUOXUE W et al, *Experiment on water spraying internal cooling within the compressor of gas turbine*, ASME paper 97-GT-158,1997.
- [7] LARSON E and WILLIAMS R, *steam-injected gas turbines*, journal of engineering for gas turbines and power, vol, 109, 1987.
- [8] KOROBISYN M, *new and advanced energy conversion technologies analysis of cogeneration, combined and integrated cycles*, cover by Anja Astapova, Amsterdam, 1998, Printed by Febodruk BV,Enshede,1998.
- [9] Anonymous, *The top hat turbine cycle*, modern power systems, 2001.
- [10] BIASI V, *LM6000 sprint design enhanced to increase power and efficienncy*,Gas turbine world,30(4).2000
- [11] GASPAROVIC N and STAPERSMA D ,*Gas turbines with heat exchanger and water injection in the compressed air*, combustion,45(6).1973.
- [12] SCHOR, M. M, *NOx emission control for gas turbines: A1992 Update on regulations and technology*, Proc, 1992 ASME cogen-Turbo, USA, IGTI-Vol 7.1992
- [13] CHAMBADAL P, 1976, *La turbine à gaz*, collectioun de la direction des études et recherches d'électricité de France, , Edition Paris, Eyrolles 1976.

## Référence bibliographie

---

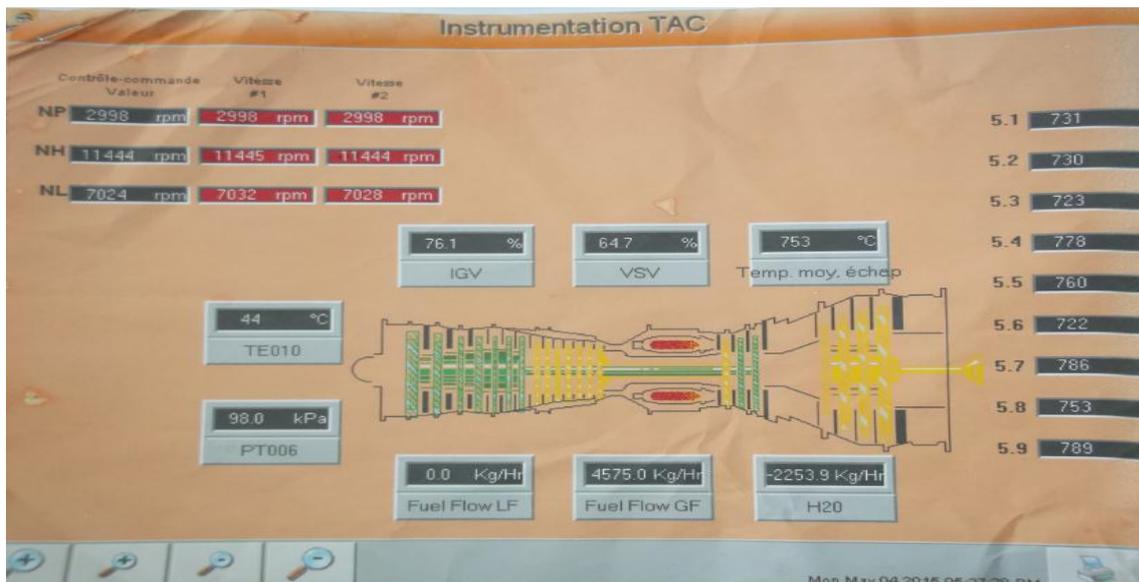
- [14] LAISSAOUI Mohammed, Thèse, *Amélioration des performances d'une installation de turbine à gaz par refroidissement de l'air d'admission*, Université M'Hamed Bougara Boumerdes, 2012.
- [15] Pratt et Whetney power système, *Familiarisation générale au FT8*, 2009.
- [16] BOUAM Abdallah, Thèse, *Amélioration des performances des turbines à gaz utilisées dans l'industrie des hydrocarbures par l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion*, Université M'Hamed Bougara Boumerdes, 2009.
- [17] AOUDACHE Malika , *Effets du brouillard et de l'injection de la vapeur sur les Performances d'une installation de turbine à gaz*, Université M'Hamed Bougara Boumerdes, 2009.
- [18] HUANG, HANG H, *Theoretical analysis on heat and masse transfer in a directe evaporative cooler*, China Scince, 2008.

A large, horizontally-oriented oval with a solid red fill and a thin dark blue border. The word "Annexes" is centered within the oval in a bold, black, serif font.

# **Annexes**

# Annexes

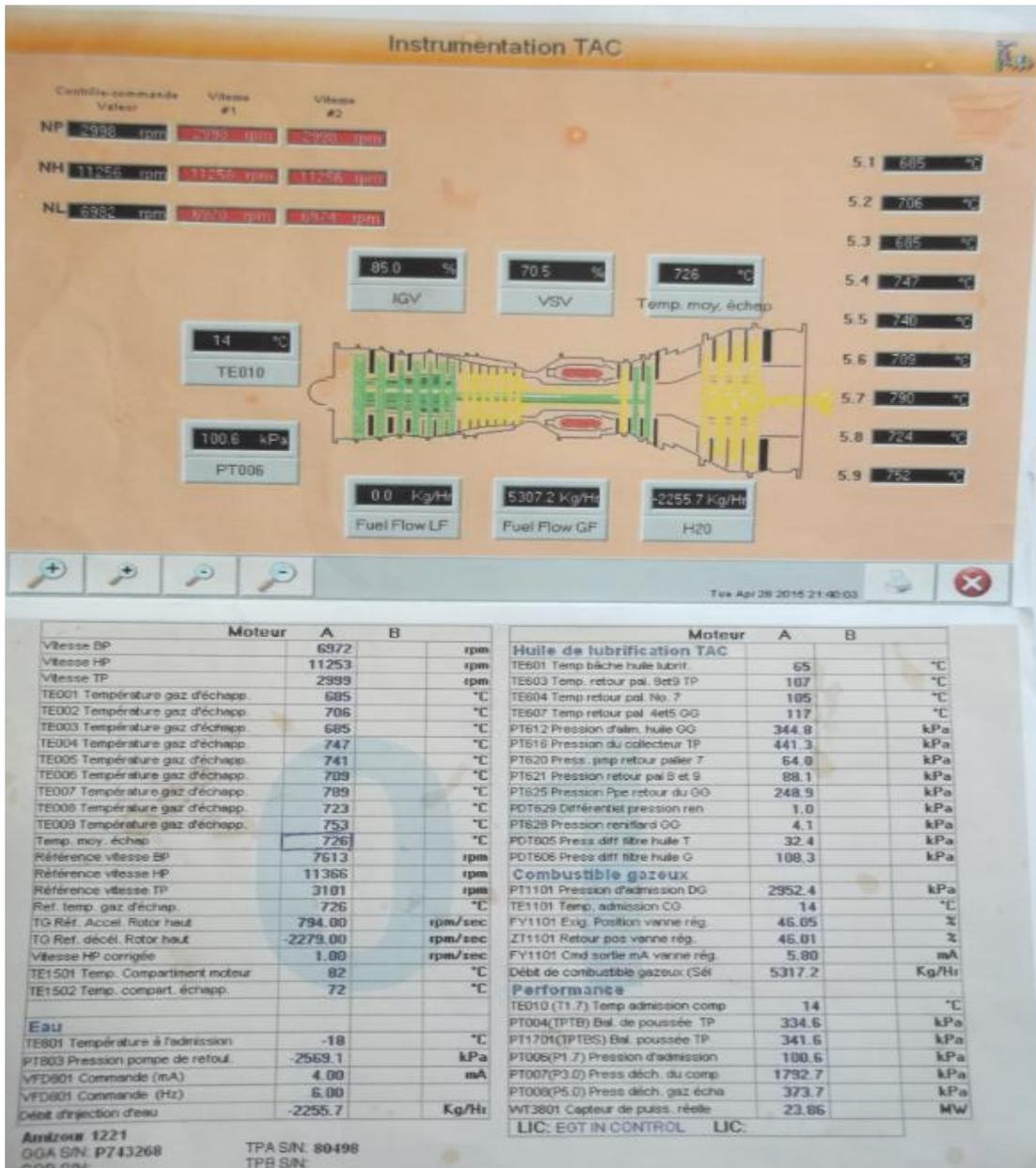
## Annexe 1 : Les performances de la turbine à température ambiante (T = 44°C)



Variable	Valeur	Unité
Vitesse HP	7037	0 rpm
Vitesse TP	11446	0 rpm
0001 Température gaz d'échapp.	2998	0 rpm
0002 Température gaz d'échapp.	729	-18 Deg C
0003 Température gaz d'échapp.	730	-18 Deg C
0004 Température gaz d'échapp.	724	-18 Deg C
0005 Température gaz d'échapp.	779	-18 Deg C
0006 Température gaz d'échapp.	760	-18 Deg C
0007 Température gaz d'échapp.	723	-18 Deg C
0008 Température gaz d'échapp.	786	-18 Deg C
0009 Température gaz d'échapp.	753	-18 Deg C
Temp. moy. échapp.	789	-18 Deg C
Différence vitesse BP	753	0 rpm
Différence vitesse HP	11549	0 rpm
Différence vitesse TP	3089	0 rpm
Temp. moy. échapp.	753	-18 Deg C
Accel. Rotor haut	774.00	0.00 rpm/sec
Décél. Rotor haut	-2215.00	0.00 rpm/sec
Vitesse HP corrigée	2.00	0.00 rpm/sec
1501 Temp. Compartiment moteur	91	-18 Deg C
1502 Temp. compart. échapp.	87	-18 Deg C
Température à l'admission	-18	-18 Deg C
Pression pompe de refoul.	-3419.2	0.0 kPa
Commande (mA)	4.00	0.00 mA
Commande (Hz)	6.00	0.00
Debit d'injection d'eau	-2253.4	0.0 Kg/Hr
Temp bache huile lubrif.	96	-18 Deg C
Temp retour pal. Set9 TP	123	-18 Deg C
Temp retour pal. No. 7	120	-18 Deg C
Temp retour pal 4et5 GG	121	-18 Deg C
Pression d'alim. huile GG	375.8	0.0 kPa
Pression du collecteur TP	462.7	0.0 kPa
Press. pmp retour palier 7	45.4	0.0 kPa
Pression retour pal 8 et 9	83.3	0.0 kPa
Pression Ppe retour du GG	193.1	0.0 kPa
Différentiel pression ren	1.2	0.0 kPa
Pression reniflard GG	4.8	0.0 kPa
Press diff filtre huile T	17.9	0.0 kPa
Press diff filtre huile G	42.7	0.0 kPa
Pression d'admission DG	3101.4	0.0 kPa
Temp. admission CG	25	-18 Deg C
Exig. Position vanne rég.	40.37	0.00 %
Retour pos vanne rég.	40.36	0.00 %
Cmd sortie mA vanne rég.	4.06	0.00 mA
Debit de combustible gazeux (Sél)	4580.9	0.0 Kg/Hr
Temp admission comp	44	-18 Deg C
(TPTB) Bal. de poussée TP	273.0	0.0 kPa
(TPTBS) Bal. poussée TP	279.4	0.0 kPa
(P1.7) Pression d'admission	98.0	0.0 kPa
(P3.0) Press déch. du comp	1579.0	0.0 kPa
(P5.0) Press déch. gaz écha	334.4	0.0 kPa
Capteur de puiss. réelle	19.68	0.00 MW
Commission TAC (Bride A, VT001)	0.33	0.00 MILS
Combustion TAC (Bride K, VT002)	0.32	0.00 MILS
Chappement TAC (Bride S, VT003)	0.33	0.00 MILS
Vibration fréquence d'alignement	0.60	0.00 mm
Fréquence vibrst. d'inj. eau	0.00	0.00 mm
Sté excitatrice Sonde X	0.61	0.00 MILS
Sté excitatrice Sonde Y	0.30	0.00 MILS
Sté opp. excitatrice Sonde X	1.34	0.00 MILS
Sté opp. excitatrice Sonde Y	1.23	0.00 MILS
Press. sortie ppe CC	124.1	0.0 kPa
Press adm. filtre huile	227.5	0.0 kPa
Pression du collecteur	206.8	0.0 kPa
Temp alimentation palier	58	-18 Deg C
Température bache	67	-18 Deg C
Temp retour pal. NEE	66	-18 Deg C

# Annexes

Annexe 2 : Les performances de la turbine à température ambiante (T=14°C).



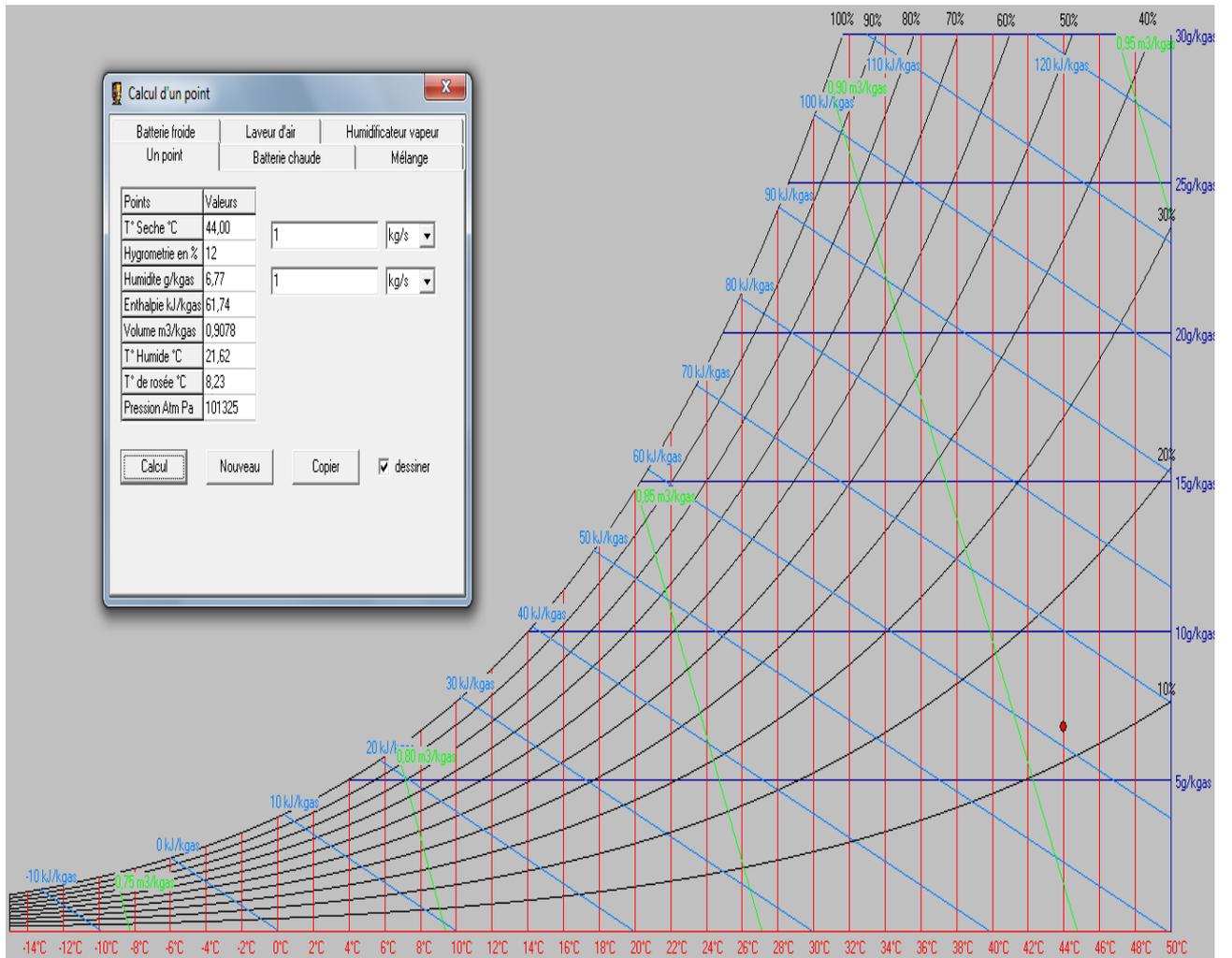
## Annexes

### Annexe 3: Les performances de la turbine à température ambiante (T=12°C).

Sonelgaz - AMIZOU 1138 Rapport analogique Thursday, April 30, 2015 10:46		
Vitesse BP	6944	0 rpm
Vitesse HP	11245	0 rpm
Vitesse TP	3002	0 rpm
TE001 Température gaz d'échapp.	1288	0 Deg F
TE002 Température gaz d'échapp.	1306	0 Deg F
TE003 Température gaz d'échapp.	1268	0 Deg F
TE004 Température gaz d'échapp.	1366	0 Deg F
TE006 Température gaz d'échapp.	1297	0 Deg F
TE007 Température gaz d'échapp.	1269	0 Deg F
TE008 Température gaz d'échapp.	1434	0 Deg F
TE009 Température gaz d'échapp.	1309	0 Deg F
TE009 Température gaz d'échapp.	1382	0 Deg F
Temp. moy. échapp	1324	0 Deg F
Référence vitesse BP	7613	0 rpm
Référence vitesse HP	11352	0 rpm
Référence vitesse TP	3103	0 rpm
Ref. temp. gaz d'échap.	1323	0 Deg F
TG Ref. Accel. Rotor haut	789.0	0.0 rpm/sec
TG Ref. décél. Rotor haut	-2275.0	0.0 rpm/sec
Vitesse HP corrigée	4.0	0.0 rpm/sec
TE1501 Temp. Compartiment moteur	144	0 Deg F
TE1502 Temp. compart. échapp.	117	0 Deg F
<b>Eau</b>		
TE801 Température à l'admission	0	0 Deg F
PT803 Pression pompe de refoul.	-495.8	0.0 PSIG
VFD801 Commande (mA)	4.0	0.0 mA
VFD801 Commande (Hz)	6.0	0.0
Débit d'injection d'eau	-4961.0	0.0 PPH
<b>Huile de lubrification TAC</b>		
TE601 Temp bache huile lubrif.	161	0 Deg F
TE603 Temp. retour pal. Set9 TP	215	0 Deg F
TE604 Temp retour pal. No. 7	217	0 Deg F
TE607 Temp retour pal 4et5 GG	210	0 Deg F
PT612 Pression d'alim. huile GG	53.6	0.0 PSIG
PT616 Pression du collecteur TP	66.3	0.0 PSIG
PT620 Press. pmp retour palier 7	9.1	0.0 PSIA
PT621 Pression retour pal 8 et 9	11.9	0.0 PSIA
PT625 Pression Ppe retour du GG	25.1	0.0 PSIG
PDT629 Différentiel pression ren	0.4	0.0 PSID
PT628 Pression reniflard GG	0.5	0.0 PSIG
PDT605 Press diff filtre huile T	1.7	0.0 PSID
PDT606 Press diff filtre huile G	3.2	0.0 PSID
<b>Combustible gazeux</b>		
PT1101 Pression d'admission DG	465.6	0.0 PSIG
TE1101 Temp. admission CG	57	0 Deg F
FY1101 Exig. Position vanne rég.	43.2	0.0 %
ZT1101 Retour pos vanne rég.	43.2	0.0 %
FY1101 Cmd sortie mA vanne rég.	4.6	0.0 mA
Débit de combustible gazeux (Sél)	11514.0	0.0 PPH
<b>Performance</b>		
TE010 (T1.7) Temp admission comp	54	0 Deg F
PT004 (TPTB) Bal. de poussée TP	48.0	0.0 PSIG
PT1701 (TPTBS) Bal. poussée TP	48.6	0.0 PSIG
PT006 (P1.7) Pression d'admission	14.500	0.000 PSIA
PT007 (P3.0) Press déch. du comp	260.9	0.0 PSIA
PT008 (P5.0) Press déch. gaz échapp	54.7	0.0 PSIA
WT3801 Capteur de puiss. réelle	23.7	0.0 MW
<b>Vibration TAC</b>		
Admission TAC (Bride A, VT001)	0.6	0.0 MILS
Combustion TAC (Bride K, VT002)	0.3	0.0 MILS
Echappement TAC (Bride S, VT003)	0.3	0.0 MILS
Vibration fréquence d'alignement	0.8	0.0 mm
Fréquence vibrat. d'inj. eau	0.0	0.0
<b>Vibration de l'alternateur</b>		
Côté excitatrice Sonde X	0.5	0.0 MILS
Côté excitatrice Sonde Y	0.3	0.0 MILS
Côté opp. excitatrice Sonde X	1.1	0.0 MILS
Côté opp. excitatrice Sonde Y	0.8	0.0 MILS
<b>Huile de lubrification de l'alte</b>		
PIT3001 Press. sortie ppe CC	17.0	0.0 PSIG
PIT3003 Press adm. filtre huile	31.0	0.0 PSIG
PIT3004 Pression du collecteur	30.0	0.0 PSIG
TE3001 Temp alimentation palier	120	0 Deg F
TE3002 Température bache	133	0 Deg F
TE3003 Température bache	140	0 Deg F

# Annexes

## Annexe 4 : Diagramme psychrométrique d'air.



## **Résumé :**

Notre travail consiste à présenter les différents procédés qui permettent l'étude et l'amélioration des performances d'une turbine à gaz, les différentes étapes suivies étaient comme suit :

- ❖ Une étude thermodynamique de cycle simple.
- ❖ Elaboration des procédés d'amélioration par : refroidissement de l'air à l'admission et injection de la vapeur d'eau dans la chambre de combustion
- ❖ Un autre facteur qui n'est pas négligeable est le facteur environnemental. Les deux techniques permettent de diminuer les émissions des NOx et SOx par rapport au cas simple.

## **Mots clés :**

Turbine à gaz, cycle simple, refroidissement de l'air à l'admission, injection de la vapeur, émissions des NOx et SOx.

## **Abstract:**

Our work consists to present the various processes which allow the study and the improvement of the performances of a gas turbine; the different steps were as follows:

- ❖ A thermodynamic study of simple cycle
- ❖ Development of the processes of improvement by:  
cooling of the air to the admission and injection of the steam in the combustion chamber.
- ❖ Another factor which is not negligible is the environmental factor. The two techniques possible to reduce the emissions of NOx and Sox compared to the simple case.

## **Key words:**

Simple cycle, gas turbine, cooling of the air to the admission, injection of the steam, emission of NOx and SOx.