

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE M'HAMED BOUGUERRA, BOUMERDES

Faculté des Sciences de l'Ingénieur

Département Energétique



Mémoire de fin d'études

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

Spécialité : CONVERSION D'ENERGIE

Thème

**Amélioration des performances de la turbine à gaz
MS5382C de Hassi R'mel par intégration d'un
système d'injection d'air**

Présenté par :

- ❖ **MLELLOUCHE Mohamed**
Meskeddine
- ❖ **BATAT Seif El Islam**

Suivi par :

M^{me} : F.BRAHIMI

ANNEE UNIVERSITAIRE : 2016/2017

Remerciement

Avant tout nous remercions "Allah" tout puissant qui nous a donné le courage, la volonté et la force pour accomplir ce modeste travail. Merci de nous avoir éclairé chemin de la réussite.

Nos remerciements sont formulés aussi à nos parents de nous avoir élevé, instruit, pour tous leurs sacrifices,...les mots s'épuisent sans doute, mais vous comprendrez que tout un univers de paroles ne pourrait suffire pour vous dire merci.

*Nous tenons à remercier notre promotrice **Mme BRAHIMI** pour nous avoir confié ce sujet et pour son aide précieux, son suivi, ses conseils judicieux et son soutien toute carrière estudiantine à la FSI.*

Nous remercions aussi les membres de jury qui nous ont fait l'honneur d'accepter le jugement de notre travail.

Une pensée pleine de reconnaissance à tous les enseignants du département énergétique, qui ont contribué à notre formation pendant toute la durée de nos études, afin d'acquérir ce modeste savoir.

Enfin nous remercions tous nos amis et tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à l'élaboration de ce modeste travail, trouvent ainsi l'expression de notre profonde gratitude et respects

Sommaire

NOMENCLATURE

LISTE DES TABLEAUX

LISTE DES FIGURES

INTRODUCTION :.....1

CHAPITRE 1 : Présentation de l'installation de la turbine à gaz MS5382C de Hassi R'mel

1.	Introduction :.....	4
2.	Différentes unités de Hassi R'mel :.....	5
2.1.	Unités de zone nord :.....	5
2.2.	Unités de zone centre :.....	5
2.3.	Unités de zone sud :.....	6
3.	Parc des turbines à gaz de Hassi R'mel :.....	7
4.	Présentation de la station de Boosting :.....	8
5.	Présentation de l'installation de la turbine à gaz MS 5382C :.....	9
6.	Caractéristiques de la turbine MS 5002C :.....	10
7.	Principe de fonctionnement de la turbine à gaz MS5382C:.....	11
8.	Description de la section de la partie auxiliaire :.....	12
9.	Description de la section principale de la turbine :.....	14
9.1.	Section d'aspiration :	15
9.2.	Section compresseur :	16
9.2.1.	Rôle du compresseur axial :	17
9.2.2.	Composition de compresseur axial :	17
9.3.	Section combustion :.....	19
9.3.1.	Rôle de la chambre de combustion :	19
9.3.2.	Enveloppe de combustion :	20
9.3.3.	Chambres de combustion :.....	21
9.3.4.	Pièces de transition :.....	21
9.3.5.	Brûleurs, bougies et détecteurs :	22

Sommaire

9.4.	Section Turbine :.....	22
9.5.	Section Echappement :.....	25
10.	Principaux systèmes de la turbine :.....	26

CHAPITRE 2: Analyse énergétique de cycle simple de la turbine à gaz MS5382C

1.	Introduction :.....	30
2.	Données du constructeur :.....	31
3.	Analyse thermodynamique à partir des données de constructeur :.....	32
3.1.	Paramètres de l'air ambiant :.....	32
3.2.	Paramètres d'air après les filtres :.....	32
3.3.	Compresseur axial :.....	33
3.4.	Chambre de combustion	35
3.5.	Turbine HP :.....	40
3.6.	Turbine BP :.....	42
3.7.	Rendement thermique de l'installation :.....	43
4.	Résultats de calcul :.....	44
4.1.	Organigramme de calcul de l'analyse énergétique de cycle simple :	44
4.2.	Résultats de calcul d'après les données du constructeur :.....	45
4.3.	Influence des conditions ambiantes sur les performances de la turbine :	46
5.	Conclusion :.....	49

CHAPITRE 3 : Recherche bibliographique sur les méthodes d'amélioration des turbines à gaz

1.	Introduction :.....	51
2.	Note Historique sur le développement des turbines à gaz MS5002 :	51
3.	Technique d'amélioration des turbines à gaz :.....	52
3.1.	Refroidissement intermédiaire du compresseur :.....	52
3.2.	Réchauffage inter-turbines de détente :.....	53
3.3.	Régénération (cycle de récupération) :.....	54
3.4.	Injection de masse de fluide dans le circuit de la turbine :.....	55
3.5.	Système de refroidissement d'air d'admission :.....	56
3.5.1.	Refroidissement par absorption :.....	56
3.5.2.	Système de refroidissement à brouillard haute pression (le fogging system) :.....	58
3.5.3.	Refroidissement par réfrigération mécanique :.....	59
3.5.4.	Systèmes de réfrigération mécanique avec stockage :.....	62

3.5.5. Refroidissement évaporatif :.....	64
3.6. Système d'injection d'air :.....	67
4. Conclusion :	69

CHAPITRE 4 : Amélioration des performances de la turbine à gaz MS5382C

1. Introduction :.....	71
2. Amélioration des performances par le système d'injection d'air :.....	71
2.1. Description et principe de fonctionnement de système d'injection d'air :.....	72
2.1.1. Moteur d'entraînement :.....	72
2.1.2. Compresseur d'air :.....	73
2.1.3. Echangeur de chaleur :.....	73
2.2. Analyse énergétique de système d'injection d'air :	74
2.2.1. Compresseur du système d'injection :.....	74
2.2.2. Echangeur de chaleur de système d'injection :.....	77
2.3. Analyse énergétique de la l'installation amélioré avec le système d'injection d'air : .	78
2.3.1. Compresseur axial de la turbine :.....	78
2.3.2. Chambre de combustion :.....	78
2.3.3. Turbine HP :.....	79
2.3.4. Turbine BP :.....	80
2.3.5. Rendement thermique de l'installation avec injection d'air :.....	80
3. Amélioration des performances par le système de refroidissement d'air d'admission :.....	81
3.1. Description du système de refroidissement par évaporation d'eau:.....	81
3.2. Analyse énergétique de l'installation améliorée par le système de refroidissement :.	83
3.2.1 Analyse du panneau d'évaporation :.....	83
3.2.2. Compresseur axial de la turbine :.....	86
3.2.3. Chambre de combustion :.....	87
3.2.4. Turbine HP :.....	87
3.2.5. Turbine BP :.....	88
3.2.6. Rendement thermique de l'installation avec injection d'air :.....	88
4. Résultats et interprétation :.....	89
4.1. Organigrammes de calcul :.....	89

Sommaire

4.1.1. Organigramme de calcul du système d'injection d'air :.....	89
4.1.2. Organigramme de calcul du système refroidissement d'air d'admission :.....	90
4.2. Débit d'air ajouté :.....	91
4.3. Débit massique d'air refoulé dans la chambre de combustion:.....	92
4.4. Débit massique de combustible :.....	93
4.5. Travail spécifique de compresseur axial :.....	94
4.6. Température à la sortie de la chambre de combustion :.....	95
4.7. Puissance utile de l'installation :.....	96
4.8. Rendement thermique de l'installation :.....	97

CHAPITRE 5 : Choix et dimensionnement du système d'injection d'air.

1. Choix de moteur d'entraînement :	100
2. Choix du compresseur :	102
2.1. Critères de choix du type de compresseur :.....	103
3. Dimensionnement de compresseur centrifuge :.....	105
3.1. Nombre d'étage :.....	106
3.2. Dimensions de la roue :.....	107
3.3. Conclusion :.....	110
4. Choix de l'échangeur :.....	110
4.1. Type des échangeurs :.....	110
4.1.1. Echangeur de chaleur à tube à ailettes :.....	110
4.1.2. Echangeur de chaleur à calandre multitubulaire :.....	111
4.1.3. Echangeur de chaleur à serpentin :.....	111
4.1.4. Echangeur de chaleur à tubes concentriques :.....	112
4.1.5. Echangeur de chaleur à plaques :.....	112
4.2. Choix finale de type de l'échangeurs :.....	113

Conclusion générale :...	115
---------------------------------	------------

Perspectives :.....	117
----------------------------	------------

Références :.....	118
--------------------------	------------

Annexes:	121
-----------------------	------------

NOMENCLATURE

Nomenclature :

Symbole	Désignation	Unité
c_p	Capacité calorifique a pression constant	[J/kg.K]
f	Fraction de fuel par rapport à l'air	/
h	Enthalpie	[J/kg]
H_r	Humidité relative	[%]
H_s	Humidité spécifique	/
M_i	Les masses molaires du composant i du gaz	[kg /kmole]
P	Pression	[Pa]
P	Puissance	[W]
P_{amb}	Pression ambiant	[Pa]
PCI	Pouvoir calorifique du combustible :	[kJ/kg]
Q_{ma}	Débit massique de l'air	[kg/s]
Q_{va}	Débit volumique de l'air	[m ³ /s]
Q_{mc}	Débit massique de combustible	[kg/s]
Q_{cc}	Energie fournie dans la chambre de combustion	[kJ]
R	Constant des gaz parfait	[J/mole.K]
S	Surface	[m ²]
T_{amb}	Température ambiante	[K]
T	Température	[K]
V	Volume	[m ³]
W	Travail	[J/kg]
X_i	Fraction molaire du composant i du gaz	/

NOMENCLATURE

Grecques :

Grecques	désignation	
ρ	Masse volumique	[kg/m ³]
η_{th}	Rendement thermique	[%]
η_{ic}	Rendement de compresseur axial	[%]
η_{pc}	Rendement polytropique du compresseur	[%]
η_{cc}	Rendement de la chambre de combustion	[%]
η_{mc}	Rendement mécanique	[%]
γ	Exposant polytropique	/
τ	Taux de compression du compresseur axial	/
τ_c	Taux de compression du compresseur centrifuge	/
ε	Rapport de pression	/
λ_a	Coefficient d'excès d'air.	/
ζ	Taux de pertes de pression	/
σ	Coefficient de perte de pression	/
ΔP_c	perte de pression	/

Abréviation :

Abréviation	Désignation
BP	Basse pression
HP	Haute pression
TG	Turbine à gaz

NOMENCLATURE

Indice :

Indice	Désignation
1, 2, 2 _c , 3, 4, 4bp, 5	position sur la turbine à gaz
asp	aspiré
a	air
c	compresseur
cc	compresseur centrifuge
e	entré
inj	injection
g	gaz
mc	mécanique
m	moyenne
p	pompe
u	Utile
v	vapeur
s	spécifique
S	Sortie
T	Turbine

LISTE DES FIGURES

Liste des figures :

Chapitre 1 :

Figure 1.1 : Champ de Hassi R'mel.....	4
Figure 1.2 : Schéma simplifié du rôle de CNDG.....	6
Figure 1.3 : Turbine à gaz MS5002C.....	9
Figure 1.4: Présentation de la partie auxiliaire de la turbine MS 5382C.....	12
Figure 1.5 : Schéma de réducteur auxiliaire.	13
Figure 1.6: Différentes sections d'une turbine à gaz MS5382C.....	15
Figure 1.7: Schéma de la section d'aspiration.	15
Figure 1.8: Compresseur axial.	16
Figure 1.9 : Rotor de compresseur (rotor HP).	17
Figure 1.10 : Représentation des IGV (Inlet Guide Valve).	18
Figure 1.11 : Stator du compresseur.	18
Figure 1.12 : Schéma de Chambre de combustion.	20
Figure 1.13: Enveloppe de combustion et la chambre de combustion.	20
Figure 1.14 : Pièces de transition.....	21
Figure 1.15: Directrice première étage.	22
Figure 1.16: Aube directrice.	23
Figure 1.17: Roue de turbine HP et BP.....	24
Figure 1.18: Principe éléments du système d'échappement.	25

Chapitre 2 :

Figure 2. 1 : Schéma d'installation de la turbine à gaz à deux arbres.	30
Figure 2. 2 : Cycle réel pour une turbine à gaz à deux arbres	30
Figure 2. 3 : Variation de travail spécifique et de débit massique de compresseur en fonction de la température ambiante.....	46
Figure 2. 4 : Variation de la puissance utile de l'installation en fonction de la température ambiante.	47
Figure 2. 5: Variation du rendement de l'installation en fonction de la température ambiante.	48

LISTE DES FIGURES

Chapitre 3 :

Figure 3. 1 : a)- Installation avec refroidissement intermédiaire du compresseur. b)- Cycle de Brayton avec refroidissement intermédiaire du compresseur.	53
Figure 3. 2 : a)- Installation avec réchauffage de la turbine. b)- Cycle de Brayton avec réchauffage de la turbine.	53
Figure 3. 3 : a)- Installation avec la régénération. b)- Cycle de Brayton avec la régénération.	54
Figure 3. 4 : Différentes configurations d'injection d'eau ou de vapeur dans un cycle simple.....	55
Figure 3. 5 : Disposition schématique de réfrigérateur à absorption H ₂ O-LiBr de simple effet et de refroidisseur évaporatif pour le refroidissement d'air.	57
Figure 3. 6: Disposition schématique de refroidissement à brouillard haut pression.	58
Figure 3. 7: a)- Cycle bas d'une machine frigorifique par compression composants. b)- le cycle thermodynamique	59
Figure 3. 8 : Disposition schématique de refroidissement par réfrigération mécanique direct.	60
Figure 3. 9 : Disposition schématique de refroidissement par réfrigération mécanique indirect.	61
Figure 3. 10: Système de réfrigération mécanique avec stockage de glace	62
Figure 3. 11: Système de réfrigération mécanique avec stockage d'eau froide.....	63
Figure 3. 12 : Disposition schématique de refroidissement évaporatif.	64
Figure 3. 13 : Amélioration de cycle simple par injection d'air.	67
Figure 3. 14 : Variation de la puissance de sortie d'une turbine avec et sans injection en fonction de la température ambiante.	68

Chapitre 4 :

Figure 4. 1: Schéma descriptif de l'installation de la turbine à gaz avec l'amélioration par le système d'injection d'air.....	72
Figure 4. 2 : Modèle de système d'injection d'air (Turbophase).....	73
Figure 4. 3 : Schéma descriptive d'un échangeur de chaleur.	77
Figure 4. 4: Schéma de système d'amélioration par évaporation d'eau.	81
Figure 4. 5: Refroidisseur par évaporation d'eau avec recerclage.	82
Figure 4. 6: Détermination de la température de sortie de refroidisseur sur diagramme psychométrique.....	85
Figure 4. 7 : Variation de travail spécifique de compresseur axial en fonction de la température ambiante.....	91

LISTE DES FIGURES

Figure 4. 8: Variation de débit massique de l'air refoulé par le compresseur dans la chambre de combustion en fonction de la température ambiante.	92
Figure 4. 9 : Variation de débit massique de combustible de la turbine et le débit massique de combustible de moteur en fonction de la température ambiante.	93
Figure 4. 10 : Variation de travail spécifique de compresseur axial en fonction de la température ambiante.	94
Figure 4. 11 : Variation de la température à la sortie de la chambre de combustion en fonction de la température ambiante	95
Figure 4. 12 : Variation de puissance utile de l'installation en fonction de la température ambiante.	96
Figure 4. 13: Variation de rendement de l'installation en fonction de température ambiante.	97

Chapitre 5 :

Figure 5. 1 : Moteurs d'entraînement.	100
Figure 5. 2 : Catégories principales de compresseur	102
Figure 5. 3 : Plages d'application des différents types de compresseurs	103
Figure 5. 4 : Compresseur centrifuge multi-étage.	105
Figure 5. 5 : Valeur typique des invariant selon le type de l'impulseur.	109
Figure 5. 6 : Echangeur de chaleur à tube à ailettes.	110
Figure 5. 7: Echangeur de chaleur à calandre multitubulaire.	111
Figure 5. 8 : Echangeur de chaleur à serpentin.	112
Figure 5. 9 : Echangeur de chaleur à tubes concentriques.	112
Figure 5. 10 : Echangeur de chaleur à plaques.	113

Liste des tableaux :

Tableau 1.1 : Parc des turbine à gaz installées à Hassi R'mel.....	7
Tableau 2.1 : Composition chimique de gaz de la région de Hassi R'mel.....	35
Tableau 2.2 : Résultats des températures et des pressions dans chaque point de cycle.....	45
Tableau 2.3 : Résultats des performances de la turbine.....	45
Tableau 3.1 : Historique de développement de la turbine à gaz MS5002.....	52
Tableau 4.1 : Températures à la sortie de l'humidificateur.....	85
Tableau 5.1 : Avantages et inconvénients des différents types de compresseurs.....	104

A thick dark blue vertical bar is positioned on the left side of the page. From its base, several thin, curved lines in shades of blue and grey extend upwards and outwards, creating an abstract, organic shape.

Introduction Générale

Master conversion d'énergie

UNIVERSITE M'HAMED BOUGUERRA BOUMERDES

Introduction générale :

L'industrie pétrolière utilise beaucoup de turbines à gaz pour la génération de puissance électrique et mécanique. En conditions ISO, les rendements énergétiques des turbines à gaz sont typiquement de 28 à 30%. Cependant ces rendements sont compromis dans des conditions de température et d'hygrométrie ambiantes élevées. Les températures ambiantes dans le Sahara algérien sont élevées, avec des maxima quotidiens et moyens mensuelles atteignant 50°C.

Dans la région de Hassi R'mel, zone de production de gaz naturel en Algérie on trouve plus de 80 turbines à gaz réparties dans différentes unités, à savoir les modules de production de gaz, les stations de réinjection des gaz (pour maintenir la pression du gisement) et les unités de 'Boosting' (afin de maintenir la pression de traitement).

Malgré leurs 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.

Généralement les turbines à gaz sont conçues à partir de conditions ambiantes bien précises (conditions ISO) à savoir une température ambiante de 15°C, une humidité relative de 60%, et une altitude de 0 mètre. Cependant, en exploitation ces conditions ne sont pas toujours réunies puisqu'elles dépendent des conditions météorologiques variables d'un jour à l'autre et d'une région à l'autre (climat sec, humide, aride, chaud). A cet effet, les performances de la même turbine à gaz ne sont pas constantes et varient au cours de l'année.

Le cycle d'une turbine à gaz est un cycle très souple de sorte que ses paramètres de performance puissent être améliorés, en ajoutant des composants supplémentaires au cycle simple.

Différentes méthodes (régénération, refroidissement intermédiaire, préchauffage et injection d'eau ou de vapeur d'eau, refroidissement de l'air de combustion, injection d'air avant la chambre de combustion) ont été utilisées afin d'améliorer les performances des turbines à gaz. L'avantage de toutes ces méthodes est d'augmenter la puissance spécifique comparée à un cycle sec de turbine à gaz. L'addition de l'eau ou de la vapeur d'eau dans le cycle de turbine à gaz aide également à la diminution des émissions à l'échappement.

Le travail actuel consiste en l'amélioration des caractéristiques principales de la turbine à gaz utilisée dans des conditions climatiques rudes.

Plusieurs techniques sont développées afin de conditionner les installations des turbines à gaz sur site. Parmi ces techniques, on trouve le refroidissement par évaporation d'eau (injection de brouillard ou par évaporation) et le refroidissement par l'utilisation d'un groupe frigorifique (à compression ou à absorption). On trouve aussi le système d'injection d'air c'est une nouvelle technologie a été utilisée depuis l'année 2011, où il est utilisé pour compensé la quantité d'air qui a été perdue à cause de l'augmentation de la température ambiante.

L'objet de ce travail est d'aborder deux études d'amélioration des performances de cette machine, en utilisant deux systèmes. Le premier est le système de refroidissement par évaporation d'eau installé en aval du filtre d'admission. Et le deuxième est un système d'injection d'air sec à la sortie du compresseur.

Ce travail concernera aussi l'étude de l'effet de la température ambiante sur les performances de l'installation de la turbine à gaz.

Présentation de l'installation de la turbine à gaz MS5382C de Hassi R'mel

1. Introduction.
2. Différentes unités de Hassi R'mel.
3. Parc des turbines à gaz de Hassi R'mel.
4. Présentation de la station de Boosting.
5. Présentation de l'installation de la turbine à gaz MS 5382C.
6. Caractéristiques de la turbine MS 5002C.
7. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz MS5382C.
8. Description de la section de la partie auxiliaire.
9. Description de la section principale de la turbine.
10. Principaux systèmes de la turbine.

1. Introduction :

Hassi R'mel est une daïra de la wilaya de Laghouat, elle est située à une distance de 120 km de cette dernière, et de 550 km de la capitale d'Alger (figure 1.1), et d'une altitude de 760 m par rapport au niveau de la mer, elle a un caractère industriel par ses grandes installations d'exploitation du gaz.

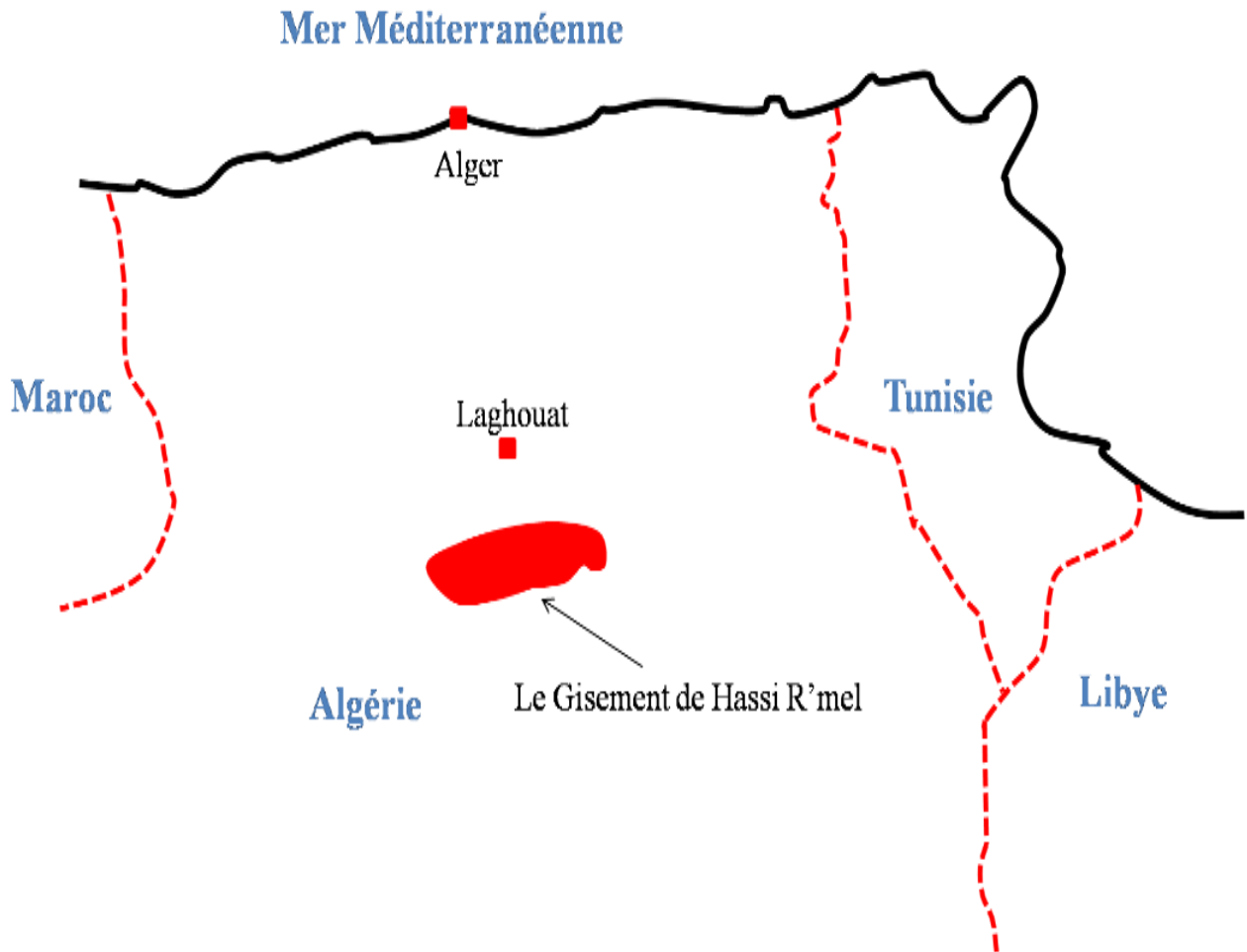


Figure 1.1 : Champ de Hassi R'mel

Le gisement de Hassi R'mel est un gisement de gaz naturel qui représente une source très importante pour l'économie algérienne, il a été découvert en 1956 durant l'occupation française et mis en production en 1961, il est l'un des plus grands gisements de gaz à l'échelle mondiale qui se situe à une profondeur de 2 km, il a une longueur de 70 km et une largeur de 50 km avec une hauteur de 3 km. La capacité du gisement est de l'ordre de 3000 milliards m³ récupérables. C'est un gisement de gaz à condensât, ses réserves sont considérées parmi les plus grandes réserves du monde, le méthane (CH₄) constitue la plus grande proposition bien qu'il comprenne d'autres composants lourds.

2. Différentes unités de Hassi R'mel :

Le plan d'ensemble des installations implantées à Hassi R'mel a pour but de réaliser une exploitation rationnelle du gisement. Il possède plusieurs installations réparties sur trois zones :

2.1. Unités de zone nord :

- **MPP 3** : (Module Processing Plant) est un module de traitement de gaz brut qui produise le gaz sec C_1 , C_2 (gaz de vente), le GPL C_3 , C_4 (Gaz Pétrolier Liquéfier), le condensât (C_5 , $C_6 \dots C_{12}$).
- **SBN** : (Station Boosting Nord) est une installation faite pour augmenter la pression d'entrée de module MPP3 ($P = 100$ bar) après la diminution de ce dernier, et cette pression est calculée pour laisser une bonne séparation dans le module
- **SCN** : (Station de Compression ou de réinjection Nord) ces stations de compression ont pour rôle de régler la pression du gaz à une pression suffisante qui peut vaincre la pression naturelle du gisement. La capacité de réinjection de chaque unité est de 90 millions m^3 / jour. Le but de la réinjection est de maintenir la pression afin de récupérer le maximum de liquide.
- **CTH₂ et CTH₄** : (Centres de Traitement d'Huile) ces stations sont exploitées après la découverte d'un anneau d'huile (Pétrole) qui a été mis en évidence sur le flanc est du champ de Hassi R'mel en Mars 1979

2.2. Unités de zone centre

- **MPP 0** : sa capacité de production gaz sec : 16 millions Sm^3/j ; GPL : 13 Nm^3/h ; condensât : 47 Nm^3/h
- **MPP 1** : sa capacité de production gaz sec : 57 millions Sm^3/j ; GPL : 95 Nm^3/h ; condensât : 200 Nm^3/h
- **MPP 4** : sa capacité de production gaz sec : 59.5 millions Sm^3/j ; GPL : 130 Nm^3/h ; condensât : 190 Nm^3/h
- **phase B** : Unité de récupération.
- **SBC** : (Station Boosting Centre).
- **SRGA** : (Station de Récupération de Gaz Associé) cette station permet de récupérer les gaz associés initialement torchés, du centre de traitement d'huile.
- **CSTF** : (Centre de Stockage et de Transfère des Fluides), le condensat et le GPL produits par les modules sont envoyés vers ce centre pour être stockés et acheminés vers les terminaux par l'intermédiaire des stations de pompage. Il comprend trois bacs de 35000 m^3 et quatre de

45000 m³ pour le stockage du condensat, et douze sphères de 7000 m³ pour le stockage du GPL.

- **CTH₁ et CTH₃** : (Centres de Traitement d'Huile).
- **CNDG** : (Centre National de Dispatching Gaz) son rôle est de collecter toutes les quantités de gaz produites au niveau des installations productrices, et de dispatcher vers les centres de consommation nationale et internationale (l'Italie et l'Espagne) (figure 1.2).

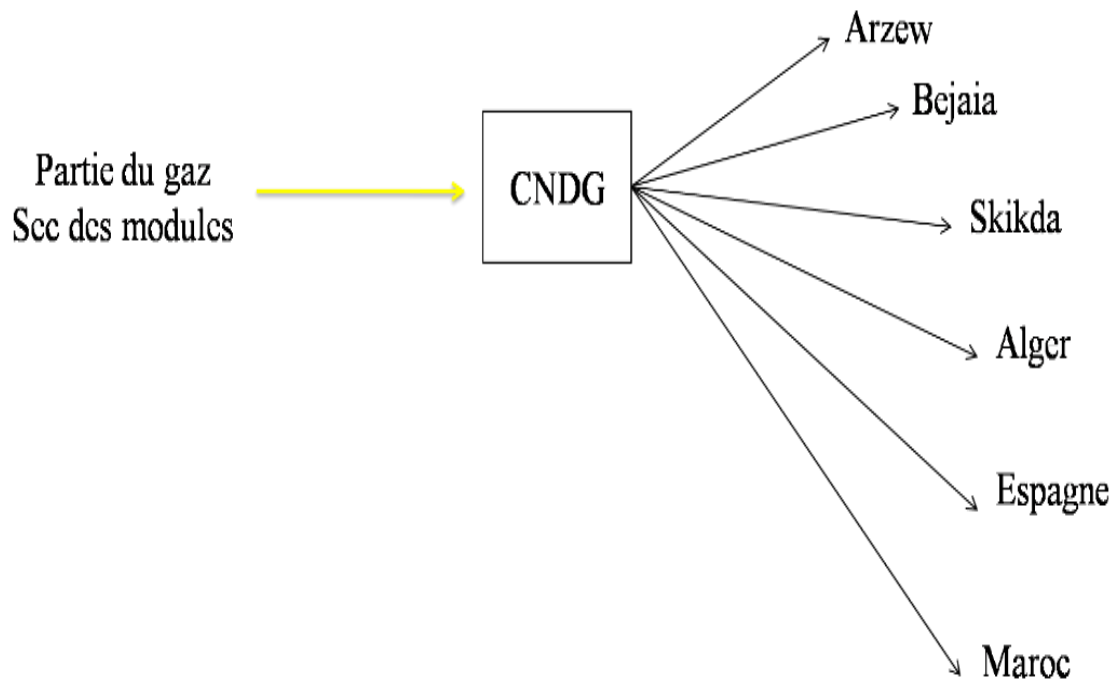


Figure 1.2 : Schéma simplifié du rôle de CNDG.

2.3. Unités de zone sud :

- **MPP 2** : est un module de traitement de gaz brut qui produit le gaz sec C₁, C₂ (gaz de vente), le GPL C₃, C₄, le condensat (C₅, C₆...C₁₂).
- **SBS** : (Station Boosting Sud).
- **SCS** : (Station de Compression ou de réinjection Sud).
- **Djebel Bissa** : Unité de traitement de gaz d'une capacité de traitement de 4 millions cm³/j.
- **HR sud** : Unité de traitement d'huile.
- **CTH sud** : (Centres de Traitement d'Huile).

3. Parc des turbines à gaz de Hassi R'mel :

La région de Hassi R'mel possède un parc de 80 turbines à gaz de différents types implantées dans les unités de traitement, réinjection et récupération des gaz. Leur rôle est d'entraîner des compresseurs centrifuges et des alternateurs. Ces turbines à gaz sont installées dans un champ qui couvre 10 unités dans un rayon de plus de 50 km. On résume la répartition des 80 turbines à gaz à Hassi R'mel suivant les différentes unités dans le tableau 1.1.

Tache de la turbine à gaz		
Les stations	Entrainement des compresseurs	Entrainement des alternateurs
Station de compression sud «SCSUD»	18 TAG de type MS5002B	01 TAG de typeMS1002B
Station de compression Nord «SCNORD»	18 TAG de type MS5002B	01 TAG de typeMS1002B
Boosting Center SBC	09 TAG de type MS5002C	
MPP2	02 TAG de typeMS5002B	01 TAG de type MW101L
MPP3	02 TAG de type MS5002B	01 TAG de type MW101L
MPP4	02 TAG de typeMS5002B	
PHASE B	05 TAG de type MS5002B	
Station de récupération des gaz associés « SRGA »	04 TAG de type PGT10B 02 TAG de type MS5002C	
Centre de stockage et transport facilité « CSTF »	05 TAG de type TB4000	
Djebel BISSA « DJBISSA »	01 TAG de type PGT10B	

Tableau 1.1 : Parc des turbine à gaz installées à Hassi R'mel.

4. Présentation de la station de Boosting :

Le gaz brut est une énergie non renouvelable, pour cela il y a une baisse de pression au niveau de gisement de Hassi R'mel. Les unités de traitement de gaz (modules 0, 1 et 4) sont conçues pour fonctionner à une pression d'entrée minimale de 100 bars car le traitement du gaz se base sur plusieurs détentes, et pour récupérer le maximum de liquides (GPL et Condensât). Tenant compte de ces deux paramètres, le Boosting est une nécessité incontournable. Pour cela la SONATRACH a créé cette unité de refoulement de gaz, qui fait augmenter la pression et garder le débit du gisement d'alimentation des modules de traitement.

“**Boosting**” vient du verbe anglais “**To boost**” qui signifie “**Augmenter**” donc la pression du gaz après le Boosting devient plus grande. Avant la création de la station de Boosting, les modules 0, 1 et 4 étaient alimentés par des puits indépendants avec une pression de gisement supérieure à 100 bars, mais l'usage abusif des puits, a fait diminuer la pression laissant son niveau atteindre la contrainte minimale, qui est un inconvénient majeur pour la production. Pour cela, après des études le choix prioritaire s'est établi pour la création d'une station de Boosting car la production joue un grand rôle sur l'aspect économique du pays, alors pas question d'adopter la diminution de la production gazière.

Le débit d'alimentation des modules est de 132 millions sm^3/j :

- Module 0 d'un débit de 16 millions sm^3/j ,
- Module 1 d'un débit de 57 millions sm^3/j ,
- Module 4 d'un débit de 59 millionssm³/j.

Au niveau de la station Boosting il y'a neuf turbocompresseurs afin de comprimer de 56 kg/cm^2 à 100 kg/cm^2 par le compresseur centrifuge du type BCL 606/A qui est entraîné par une turbine à gaz MS 5002C (fournie par Nuovo Pignone) raccordée au compresseur par un accouplement.

La station Boosting centre joue un rôle très importante sur l'exploitation de gisement de Hassi R'mel.

5. Présentation de l'installation de la turbine à gaz MS 5382C :

Notre installation de turbine à gaz modèle série MS 5382C c'est une turbine à deux arbres se trouve dans l'unité de Boosting leur but est d'entraîner un compresseur centrifuge multi-étage de type BCL pour augmenter la pression du gaz.

La turbine à gaz est une machine rotative qui pressurise de l'air, le mélange à un combustible et le brûle dans des chambres de combustion. Les gaz ainsi produits sont détendus au niveau des aubes d'une turbine.

Actuellement toutes les grandes turbines à gaz sont du type à écoulement axial, au moment du démarrage les turbines à gaz sont actionnées par un moteur, une turbine à détente ou autre moyen.



Figure 1.3 : Turbine à gaz MS5002C.

6. Caractéristiques de la turbine MS 5382C :

Données générale de conception :

Série du modèle de turbine à gaz	MS5382C.
Emploi de la turbine à gaz.....	Entraînement mécanique.
Cycle.....	Simple.
Rotation de l'arbre.....	Sens antihoraire.
Type de fonctionnement.....	Continu.
Vitesse d'arbre.....	V_{HP} 5100 tr/min. V_{BP} 4903 tr/min.
Commande électronique.....	Mark VI, SPEEDTRONIC.
Protection.....	Survitesse, Température excessive, Détection de vibration, Détection de Flamme.
Mécanisme de refroidissement.....	Engrenage réducteur à rochet
Atténuation de bruit.....	Silencieux d'admission et d'échappement selon les exigences locales

Données nominales de la plaque :

Puissance de base.....	38000 HP conditions ISO (28,34MW).
Rendement thermique.....	28 %
Température d'admission.....	59 °F (15 °C).
Taux de compression.....	8,9 :1
Consommation spécifique.....	12310 kJ/ kWh
Débit des gaz d'échappement.....	126kg/s
Pression d'échappement.....	14,7 PSI (1,013 Bars).

Section Compresseur :

Nombre d'étages.....	16 etages.
Type de compresseur.....	Flux axial, grande capacité.
Type des aubes directrices.....	Variable.

Section Turbine :

Nombre d'étage.....	02 « Deux arbres ».
---------------------	---------------------

Injecteurs premier étage.....Zone fixe.

Injecteurs deuxième étage.....Variables.

Section Combustion :

Type.....12 brûleurs multiples.

Disposition des chambres.....Positionnées concentriquement .

Injecteur combustible.....Type combustible gazeux,
un par chambre.

Bougies.....02, type électrode.

Détecteur de flamme.....04, type ultraviolet.

Ensemble palier :

Nombre de palier.....04.

Système de démarrage :

Dispositif de démarrage.....Moteur électrique.

Système de combustible :

Type.....Gaz naturel.

Signal contrôle combustible.....Panneau de commande turbin.

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

Système de lubrification :

Lubrifiant.....A base de pétrole.

Capacité totale.....23530 litres.

Pression sur les appuis.....25 PSI ou 1,72 Bars.

Pompes de graissage (Principale, Auxiliaire, Urgence).....03.

Système d'alimentation hydraulique :

Pompe hydraulique (Principale, Auxiliaire).....02.

Filtre hydraulique d'alimentation.....Double avec vanne de transfert.

7. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz MS5382C:

Le rotor de la turbine haute pression/compresseur atteint d'abord 20% de la vitesse grâce au dispositif de lancement. L'air aspiré de l'atmosphère dans le compresseur est envoyé à l'aide de tuyaux aux chambres de combustion ou le combustible est débité sous pression, une étincelle haute tension allume le mélange combustible-air. (Après l'allumage la

combustion continuera dans la chambre). Les gaz chauds font monter la vitesse du rotor turbine haute pression/compresseur. A son tour elle fait augmenter la pression de refoulement du compresseur.

Quand la pression commence à monter, le rotor de la turbine basse pression commencera à tourner et les deux rotors de la turbine accéléreront jusqu'à la vitesse de service. Les produits de la combustion se détendent d'abord à travers la turbine haute pression et en suite à travers la turbine basse pression et sont déchargés à l'atmosphère. Ces gaz de détenteur et font tourner la turbine aussi bien que le compresseur soumette les auxiliaires entraînés à un couple de sortie. Les gaz font tourner aussi la turbine à base pression qui entraîne la charge avant d'être évacués.

L'emploi de deux roues de turbine séparées permet aux deux arbres de tourner à des vitesses différentes pour reprendre exigences de charge variable du compresseur centrifuge tout en permettant au générateur de gaz haute pression de fonctionner à la vitesse nominale du compresseur axial.

Quand l'en regarde du côté admission, le rotor tourne en sens inverse des aiguilles d'une montre.

8. Description de la section de la partie auxiliaire :

La partie auxiliaire il est située à l'avant du caisson d'aspiration d'air, et comprend tous les auxiliaires nécessaires au fonctionnement indépendant de la turbine voir figure 1.4:

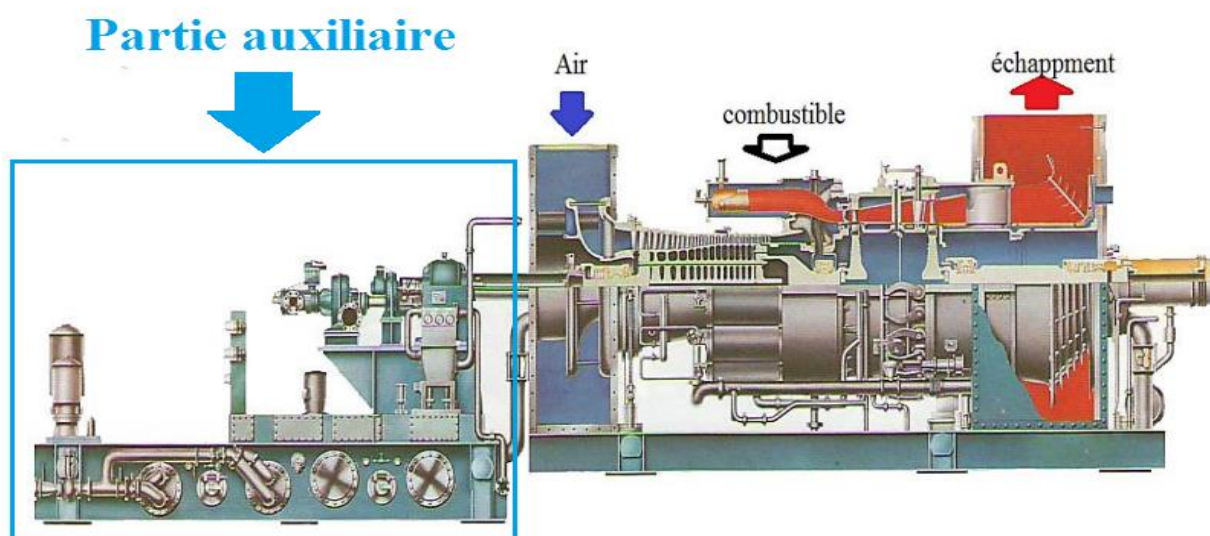


Figure 1.4: Présentation de la partie auxiliaire de la turbine MS 5382C.

- **Tableau des manomètres :** C'est un panneau vertical situé au bout de compartiment des auxiliaires et regroupe un certain nombre de manomètres permettant de contrôler la pression des fluides depuis le Compartiment contrôle.
- **Moteur de lancement :** Il sert à entraîner l'arbre du compresseur turbine à une vitesse bien déterminée (électrique ou Diesel).
- **Convertisseur de couple :** C'est un élément qui convertit le couple donné par le moteur de lancement pour pouvoir tourner l'arbre de la turbine il est menu d'une pompe à huile entraînée par le moteur de lancement.
- **Embrayage de lancement :** Un embrayage de démarrage connecte l'arbre de sortie de l'ensemble de convertisseur de couple à l'arbre principal de réducteur auxiliaire de vitesse. L'embrayage est engagé par les cylindres hydrauliques (huile fournie par le module valve de réglage d'encliquetage) et il est désactivé par des ressorts de retour dans les cylindres, L'activation est maintenue par l'accouplement transmis et généré dans le convertisseur de couple et/ou le mécanisme d'encliquetage. A cause de l'embrayage unidirectionnel dans le mécanisme d'encliquetage, le moyeu de l'embrayage glissant ne peut pas être tourné en arrière exceptant pendant une course mise à zéro du mécanisme d'encliquetage.

Le système est conçu pour maintenir l'embrayage dans la position active toutes les fois exceptant les fois où la turbine à gaz fonctionne.

Deux cylindres hydrauliques parallèles, orientés horizontalement sont actionnés par la valve électromagnétique de l'embrayage de démarrage (20CS-1) et faire déplacer l'embrayage glissant dans la connexion avec le moyeu de l'embrayage stationnaire. Lorsque la turbine à gaz atteint une vitesse prédéterminée, la valve électromagnétique (20CS-1) est désactivée et laisse l'huile hydraulique pour être drainée.

- **Réducteur :** C'est un ensemble de roue dentée actionnée directement par le rotor de la turbine et il est utilisé pour entrainer les divers auxiliaires.

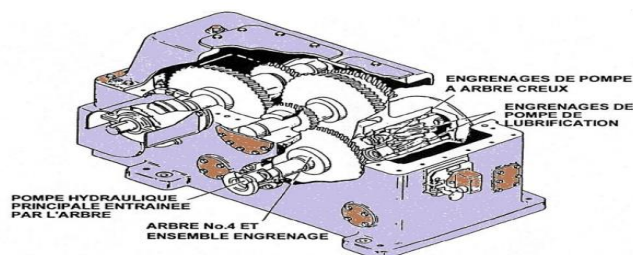


Figure 1.5 : Schéma de réducteur auxiliaire.

Le réducteur auxiliaire qui est placé sur le socle des auxiliaires, comprend le train d'engrenages nécessaires à permettre une réduction de vitesse pour mener les systèmes auxiliaires aux vitesses désirées, on trouve monte sur l'extérieur du corps le déclencheur de survitesse de la turbine haute pression qui peut mécaniquement déverser l'huile dans le circuit de déclenchement, ce qui provoque l'arrêt de la turbine à gaz lorsque la vitesse du premier étage de la turbine excède les limites prescrites dans les spécifications de contrôle.

Les accessoires entraînent par le réducteur auxiliaire, comprennent la pompe hydraulique principale ainsi que la pompe à huile de graissage principal voir la figure 1.4.

Pendant le démarrage, le réducteur transmet le couple communiqué par le moteur de lancement à expansion vers la turbine à gaz.

- **Accouplement coté auxiliaire :** Les fonctions de base des accouplements élastiques du type à dentures utilisés sur cette turbine sont :
- Relier deux arbres en rotation, de manière à transmettre le couple de l'un à l'autre
 - Compenser les trois types de des alignements (parallèles, angulaires et la combinaison des deux)
 - Compenser tout mouvement axial des arbres, de manière qu'aucun des deux n'exerce une poussée excessive sur l'autre.

Les accouplements utilisés sur cette turbine sont destinés à accoupler le réducteur des auxiliaires à l'arbre de la turbine et l'arbre de la turbine à l'équipement de puissance.

- **Vireur hydraulique :** C'est une motopompe pour aider le moteur de lancement pendant le moment de démarrage. Pour éviter la flèche de l'arbre turbine il fait tourner l'ensemble de 1/8 de tour chaque 3min. Le vireur est utilisé pour le positionnement de la ligne d'arbre.

9. Description de la section principale de la turbine :

Les différentes parties d'une turbine à gaz sont montrées dans la figure 5 :

- | | |
|-------------------------|---------------------------|
| 1) L'aspiration d'air. | 4) Section turbine. |
| 2) Section compresseur. | 5) Section d'échappement. |
| 3) Section combustion. | |

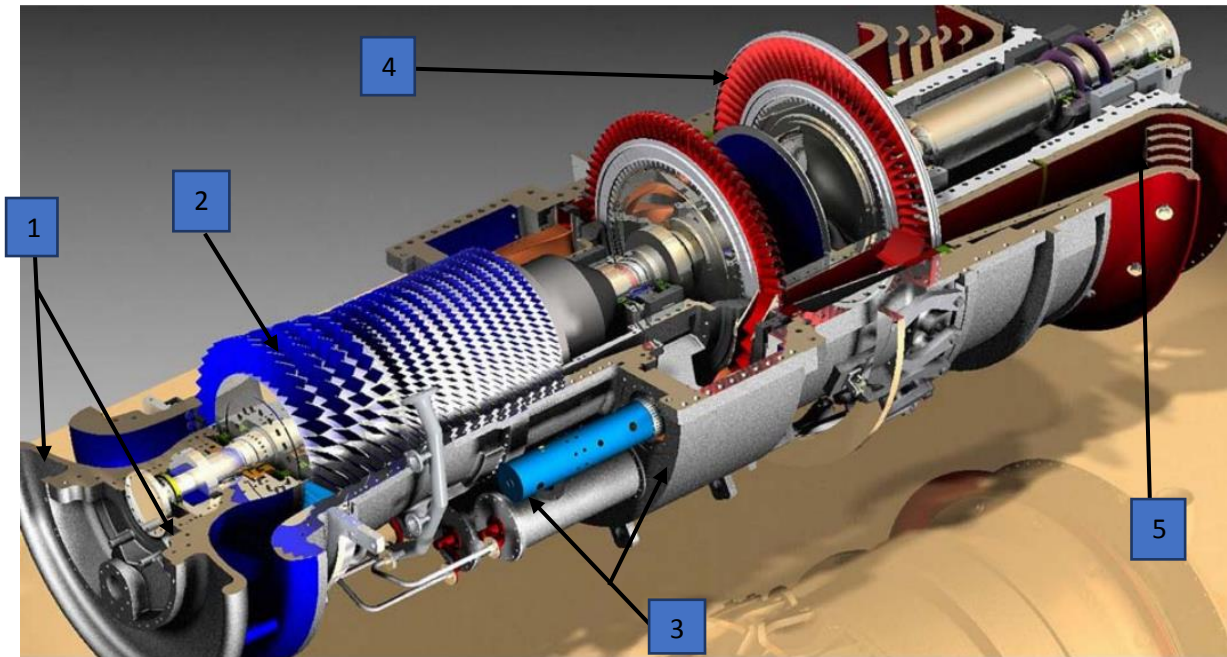


Figure 1.6: Différentes sections d'une turbine à gaz MS5382C.

9.1. Section d'aspiration :

Les turbines à gaz consomment une grande quantité d'air pour la combustion et le refroidissement des pièces internes. Cet air doit être filtré pour éviter la pénétration de particules qui peuvent avec le temps éroder les ailettes des rotors et stators du compresseur d'air et entraîner des pertes de performances dues aux pertes de charge au niveau du compresseur axial. Les particules de saleté peuvent aussi colmater les orifices et passages de l'air utilisé pour le refroidissement des différentes pièces de la turbine. L'aspiration de la turbine est une enceinte ou compartiment qui abrite les filtres et relié au caisson d'admission de la turbine.



Figure 1.7: Schéma de la section d'aspiration.

Ce système regroupe les fonctions de filtrage et de réduction de bruit à celle de direction de l'air dans le compresseur de la turbine. Ce compartiment est muni de portes permettant un accès facile aux filtres pour les besoins de maintenance voir la figure 1.7.

9.2. Section compresseur :

Le compresseur à flux axial (voir figure 1.8) comprend le rotor du compresseur et le corps qui comporte seize (16) étages de compression, nombre d'autres variables de la directrice et deux déflecteurs de sortie. L'air pénètre le compresseur axial et s'écoule dans le sens de l'axe de l'arbre à travers des rangées d'ailettes fixes (stator) et rotatives (rotor) et ainsi comprimé par étapes successives.

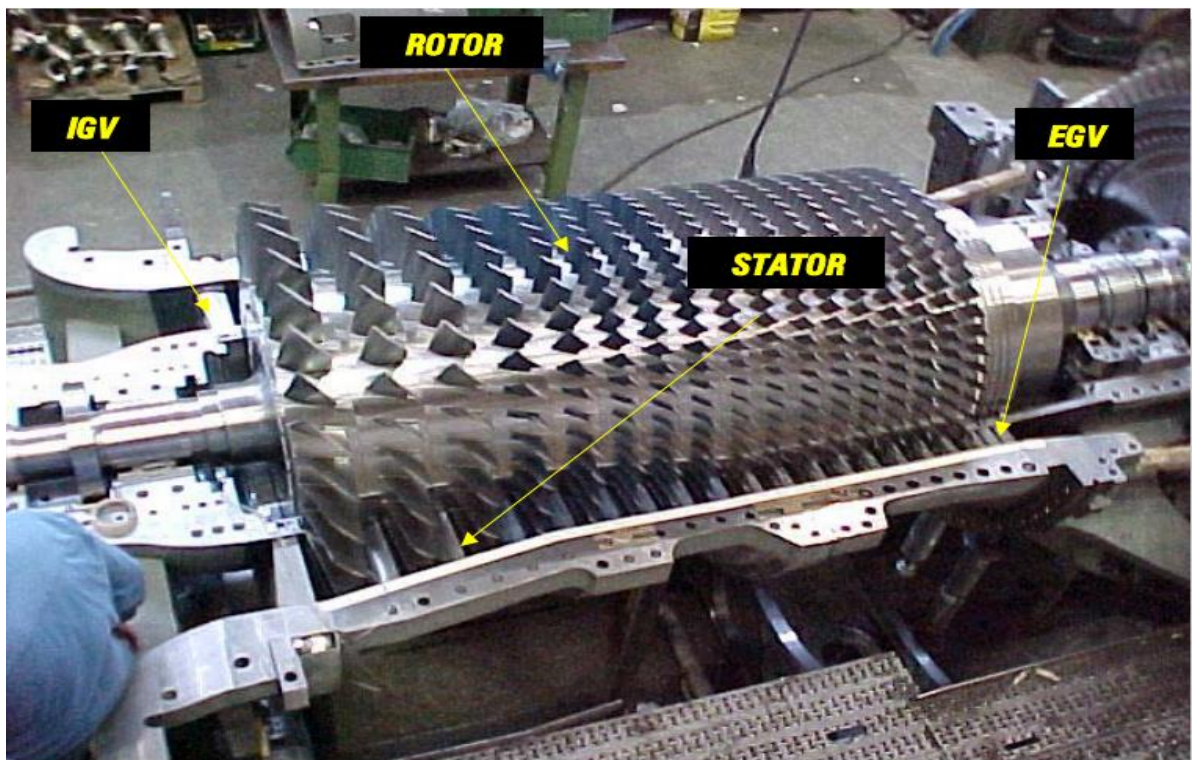


Figure 1.8: Compresseur axial.

IGV : Inlet Guide Valve

EGV : End Guide Valve

L'aubage du rotor fournit l'énergie nécessaire à la compression de l'air dans chacun des étages et l'aubage fixe du stator le dirige de sorte à ce qu'il pénètre dans le prochain étage du rotor sous un certain angle. L'air comprimé sort par le corps de refoulement du compresseur et entre dans l'enveloppe et les chambres de combustion. L'air du compresseur sert également à refroidir la turbine et pour l'étanchéité huile de graissage des paliers.

9.2.1. Le rôle du compresseur axial :

Il se résume essentiellement en voir la figure 1.8 :

- ❖ Assurer l'alimentation des chambres de combustion avec l'air comprimé, pour l'opération de combustion.
- ❖ Assurer un débit et une pression aussi élevés pour avoir une grande puissance utile.
- ❖ Assurer l'air utilisé pour le refroidissement des pièces exposées aux fortes contraintes thermiques.

9.2.2. Composition de compresseur axial :

- **Le rotor du compresseur :** Le rotor du compresseur est un assemblage composé de 16 roues, d'un arbre fusé de boulons et de l'aubage voir la figure 1.9. Chaque roue comporte des rainures brochées dans lesquelles s'insèrent les aubes et sont maintenues en place dans le sens axial par des entretoises, elles-mêmes bloquées à chaque extrémité des rainures.



Figure 1.9 : Rotor de compresseur (rotor HP).

- **Le stator du compresseur :** Dans la section compresseur la partie stator (corps du compresseur) est composée de quatre éléments qui sont :
- **Corps coté aspiration du compresseur :** Le corps d'admission a pour fonction de diriger l'air de manière uniforme dans le compresseur. Il abrite le palier No.1 (voir figure 1.11) ainsi que l'aubage directeur d'admission (IGV: Inlet Guide Valves) qui est actionné par le système d'huile hydraulique. En variant l'angle des IGV, le débit d'air peut être dirigé vers la première rangée d'ailettes du compresseur et cela avec des débits d'air variables. (Voir figure 1.10)



Figure 1.10 : Représentation des IGV (Inlet Guide Valve).

Les IGV permettent à la turbine d'accélérer rapidement et en douceur sans pompage du compresseur évitant ainsi les pulsations qui sont dues à l'inversion du flux d'air à l'entrée du compresseur qui peuvent provoquer des détériorations de la turbine. Au démarrage les IGV sont complètement fermées, (44°) pour un apport minimal d'air de purge, quant au système de soutirage du 10ème étage il est ouvert. Ensuite elles commencent à s'ouvrir (voir figure 1.11) pour réguler le débit d'air selon les besoins de la turbine à 95% de la vitesse du compresseur.

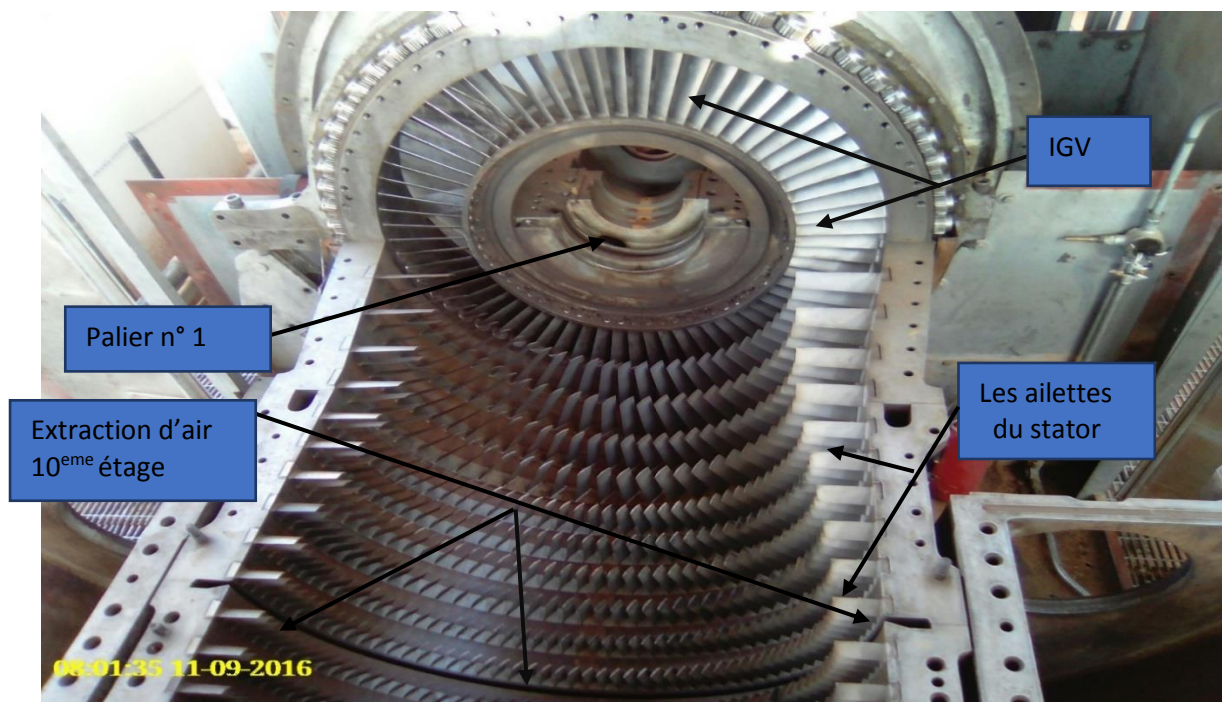


Figure 1.11 : Stator du compresseur.

- **Corps partie avant du compresseur :** Le corps avant du compresseur contient les dix premiers étages du stator du compresseur. Le corps avant du compresseur est équipé de deux gros tourillons, fondus dans la masse, utilisée pour le levage de la turbine à gaz de son socle, les

aubes du stator situées dans le corps avant du compresseur sont montées dans des segments demi-circulaires rainurés. L'ensemble aubes et segments du stator sont alors montés dans des rainures usinées dans la paroi du corps d'admission.

- **Corps partie arrière du compresseur:** Contient les derniers étages du stator, les orifices d'extraction prévus dans ce corps permettent de prélever l'air au niveau du 10^{ème} étage du compresseur. Cet air est employé pour refroidir et également assurer des fonctions d'étanchéité et contrôler les pulsations au démarrage et à l'arrêt. (figure 1.9)
- **Corps du compresseur coté refoulement :** Le Corps de refoulement du compresseur constitue la partie finale du compresseur, c'est le corps le plus long. Il a pour fonction d'équilibrer les pompages du compresseur, de former les parois interne et externe du diffuseur, de relier le compresseur aux stators de la turbine et sert également de support à la tuyère de la turbine de première étage. Le corps de refoulement du compresseur contient les six derniers étages (de dix à quinze). Il abrite aussi le palier N°2. A la sortie du compresseur la vitesse de l'air est trop élevée pour une combustion optimale. Pour cela l'enveloppe inclut un diffuseur qui va diminuer progressivement la vitesse de l'air.
Le diffuseur inclut des ailettes fixes EGV (Exit Guide Vanes) pour diriger le flux d'air vers les chambres de combustion (voir figure 1.8).

9.3. Section combustion :

La section combustion comporte les éléments suivants : L'enveloppe de combustion, Les chambres de combustion, ensembles de pièces de transition, brûleurs, bougies et détecteurs de flamme.

9.3.1. Le rôle de la chambre de combustion :

Le rôle de la chambre de combustion est de fournir la quantité de chaleur nécessaire pour le cycle de la turbine à gaz. Les formes des chambres de combustions sont étudiées pour remplir les conditions suivantes, (voir figure 1.12) :

- ❖ La durée de vie la plus longue possible.
- ❖ Avoir un encombrement minimal.
- ❖ Garantir un bon allumage et la stabilité de la flamme.
- ❖ Assurer la combustion la plus complète possible.
- ❖ Eviter le dépôt de carbone sur les brûleurs et les parois ainsi que des fumées.
- ❖ Réduire les pertes de charges.

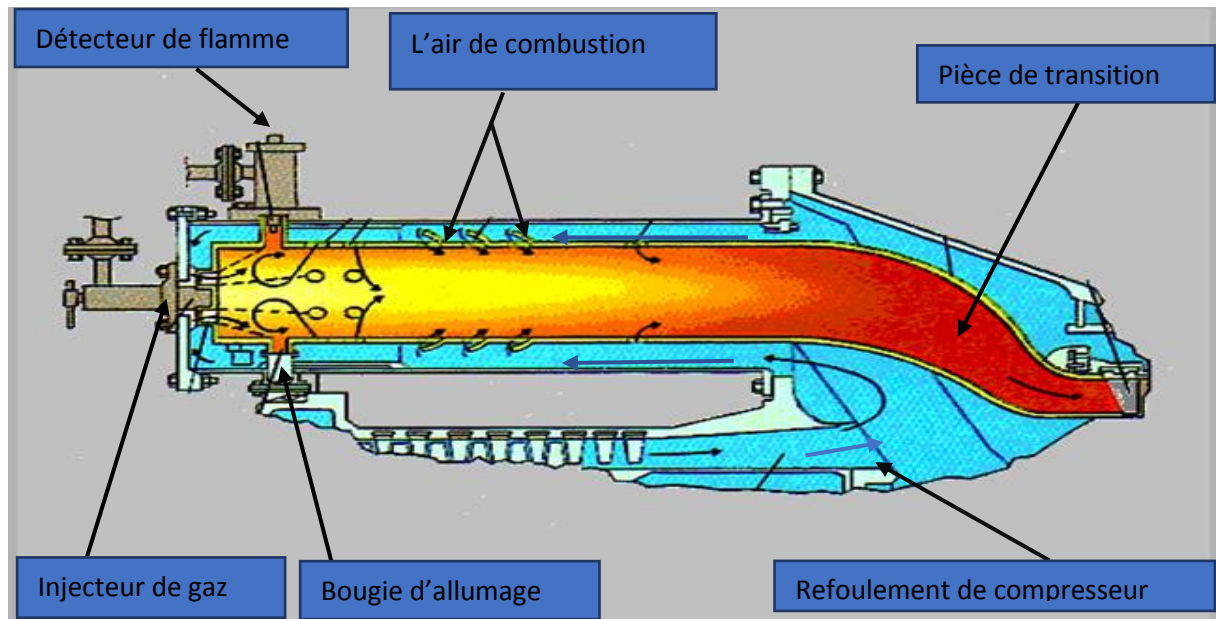


Figure 1.12 : Schéma de Chambre de combustion.

9.3.2. Enveloppe de combustion :

L'enveloppe de combustion recouvre les chambres de combustion et les pièces de transition (voir figure 1.13). Elle reçoit l'air à partir du compresseur axial et le transmet aux chambres de combustion.

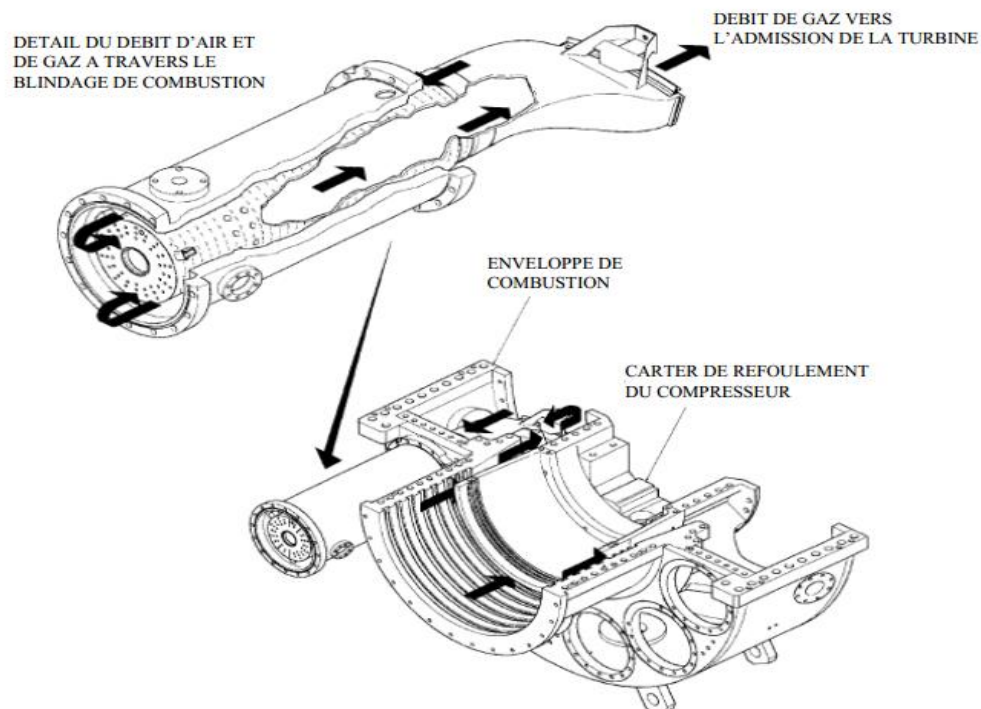


Figure 1.13: Enveloppe de combustion et la chambre de combustion.

9.3.3. Chambres de combustion :

Les chambres de combustion sont au nombre de 12 elles sont du type à débit inversé et sont installées à l'intérieur de l'enveloppe de combustion (voir figure 1.13). Elles ont la forme de cylindres individuels ou tubes à feu. Des brûleurs sont installés au niveau de chaque chambre de combustion où l'air principal de combustion est mélangé au combustible et injectés dans les chambres. L'autre partie pénètre par des trous au niveau des tubes à feu. Le mélange combustible / air est allumé grâce à deux bougies du type à ressort auto rétractible et sont installées au niveau de deux chambres (N°9 et 10) de combustion (voir figure 1.12).

Les chambres de combustion sont aussi munies de regards qui permettent d'observer la flamme. L'allumage est nécessaire seulement au démarrage, la flamme est ensuite self maintenue. Les chambres de combustion sont généralement reliées par des tubes à feu croisés pour stabiliser et propager la flamme aux autres chambres de combustion. Les courants d'air rapides traversant le brûleur peuvent éteindre la flamme ; les brûleurs sont donc protégés par une enveloppe sous forme de cylindre perforé.

Les systèmes de combustion des turbines modernes sont très complexes. Les hautes températures de combustion offrent de bons rendements mais nécessitent des matériaux spéciaux et des systèmes de refroidissement adéquats pour avoir des durées de vies acceptables.

9.3.4. Pièces de transition :

Les pièces de transition relient les chambres de combustion à l'ensemble de tuyère de premier étage (voir figure 1.14) .Les gaz chauds qui résultent de la combustion sont dirigés vers l'ensemble de tuyère de premier étage via les pièces de transition.

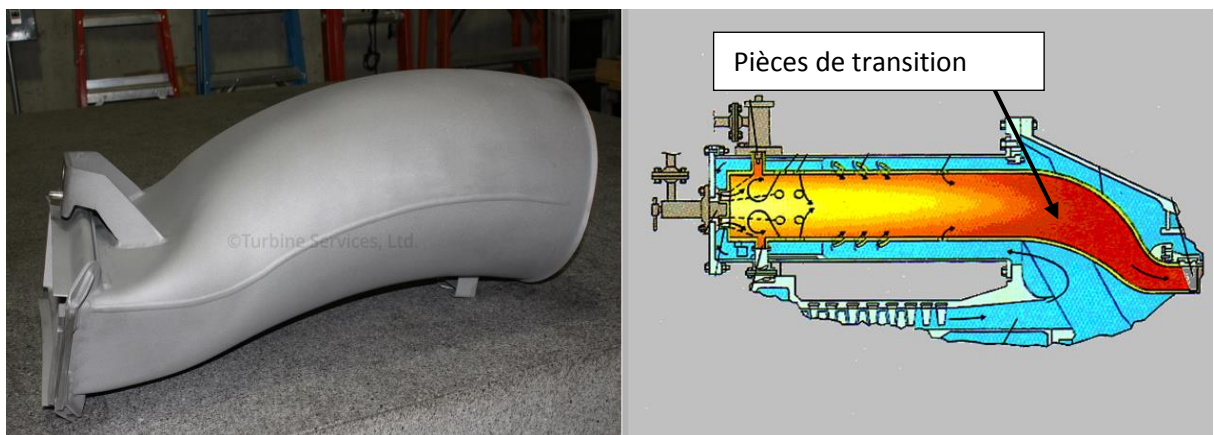


Figure 1.14 : Pièces de transition.

9.3.5. Brûleurs, bougies et détecteurs :

Le combustible est envoyé aux chambres de combustion par quantités mesurée à l'aide d'un injecteur. Celui-ci est monté sur le couvercle de la chambre et pénétrant dans la chemise. La combustion du mélange de combustible et d'air est déclenchée par des bougies avec électrodes rétractiles. Deux bougies sont installées dans chacune des deux chambres de combustion (N°7 et N°8) et reçoivent l'énergie à partir des transformateurs d'allumage.

9.4. Section Turbine :

La section turbine est la partie où les gaz chauds venant de la section combustion sont convertis en énergie mécanique. Cette section comprend les éléments suivants :

- Corps de turbine.
- Tuyère première étage.
- Roue de turbine 1ère étage (roue HP).
- Tuyère deuxième étage (aubage réglable ou directrice).
- Roue de turbine 2ème étage (roue BP).

9.4.1. Corps de turbine :

C'est l'élément structurel principal de la turbine car il contient tous les organes qui constituent la voie d'écoulement des gaz depuis les chambres de combustion à travers les roues jusqu'à l'échappement.

9.4.2. Tuyère première étage :

Les gaz chauds à haute pression quittant les chambres de combustion passent par une pièce de transition (voir figure 1.14) et sont dirigés vers les aubes de la roue HP via la tuyère première étage (voir figure 1.15).



Figure 1.15: Directrice première étage.

La tuyère comprend les segments d'aube directrice montés dans une bague de retenue, soutenue dans la veine des gaz chauds par un dispositif de fixation.

Les tuyères sont soumises à des températures très élevées ce qui nécessite leur fabrication à partir d'alliages spéciaux, elles sont aussi refroidies avec de l'air de combustion.

9.4.3. Tuyères deuxième étage :

La tuyère du second étage se compose d'aubes formant une directrice à angles variables dans l'espace circulaire de la veine des gaz chauds. Elle est insérée juste avant la roue BP (voir figure 1.16) .Ces aubes peuvent être variées en même temps grâce à un mécanisme qui comporte une bague de commande qui tourne sous l'action d'un cylindre hydraulique.

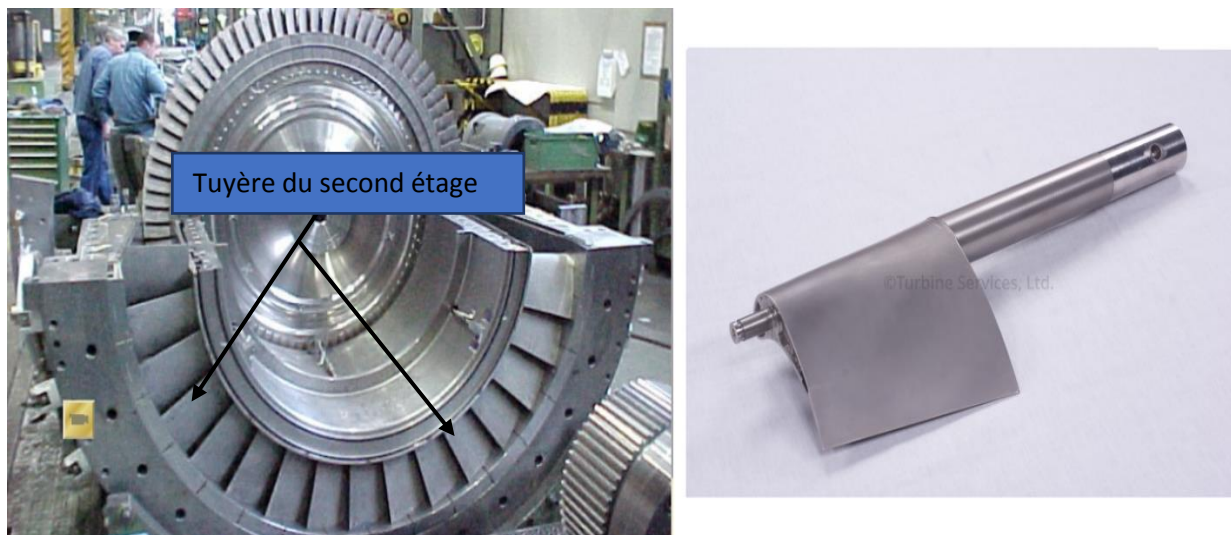


Figure 1.16: Aube directrice.

9.4.4. Roues de turbine :

La turbine comprend deux roues :

La roue de turbine HP qui entraîne le compresseur axial et qui est directement boulonnée sur le demi arbre arrière du rotor du compresseur de manière à former un rotor haute pression. Ce rotor HP est soutenu par deux paliers N°1 et N°2 (voir figure 1.17).

La roue de turbine BP qui entraîne la charge (compresseur centrifuge) et qui est directement boulonnée sur un arbre pour former le rotor de turbine basse pression. Ce rotor BP est soutenu par deux paliers N°3 et N°4.

Les deux roues sont positionnées en ligne dans la turbine, mais sont mécaniquement indépendantes l'une de l'autre. Elles ont des aubes à queues longues coulées avec précision, et sont refroidies par l'air extrait du 10ème étage et par l'air de fuite d'étanchéité HP. Le volume de

gaz augmente quand sa pression diminue en traversant la roue de turbine HP. Pour cela les pâles ou ailettes de la roue BP sont plus grandes que celles de la roue HP.



Figure 1.17: Roue de turbine HP et BP.

Cette section comprend aussi le diaphragme et l'étanchéité air et la veine des gaz entre les divers étages pour faciliter l'entretien, toutes les pièces du stator peuvent être fondues en deux dans le sens horizontal.

9.4.5. Paliers de la turbine :

La turbine à gaz possède 4 paliers portants principaux de type à patins oscillant qui supportent le rotor du compresseur axial et celui de la turbine ainsi qu'un palier de butée prévus pour supporter les charges de poussée engendrées sur les surfaces rétorques de la turbine à gaz :

Palier N°1 : Se trouve dans le corps d'admission du compresseur axial (voir figure 10).

Palier N°2 : Se trouve dans le corps de refoulement du compresseur axial.

Paliers N°3 et 4 : Supportent le rotor de turbine BP.

9.5. Section Echappement :

La section échappement se compose essentiellement du plenum ou cadre d'échappement ainsi que le caisson d'échappement.

9.5.1 Plenum d'échappement :

C'est une structure rectangulaire en forme de boîte dans laquelle les gaz d'échappement de la turbine sont évacués avant d'être conduits aux silencieux et ensuite libérés dans l'atmosphère. Situé à l'extrémité arrière de la base de la turbine il loge le châssis d'échappement le diffuseur et les aubes de la turbine. Il supporte aussi les paliers 3 et 4, la tuyauterie d'alimentation et de retour d'huile et la tuyauterie d'air de refroidissement et d'étanchéité. En service les gaz d'échappement prévenants de la turbine sont déchargés dans le diffuseur et passent à travers des aubes qui dirigent ces gaz vers la bêche d'échappement.

9.5.2 Caisson d'échappement :

C'est une structure rectangulaire en forme de boîte dans laquelle les gaz d'échappement de la turbine sont déchargés puis libérés vers atmosphère. Il comporte le cadre d'échappement et les silencieux. Le plenum et le caisson d'échappement sont reliés par des joints de dilatation. La conception de l'échappement est devenue assez complexe afin de minimiser le bruit au maximum. La cheminée doit être assez élevée pour permettre un refroidissement progressif des fumées et le dégagement de celle-ci dans des endroits sécurisés (voir la figure 1.18).

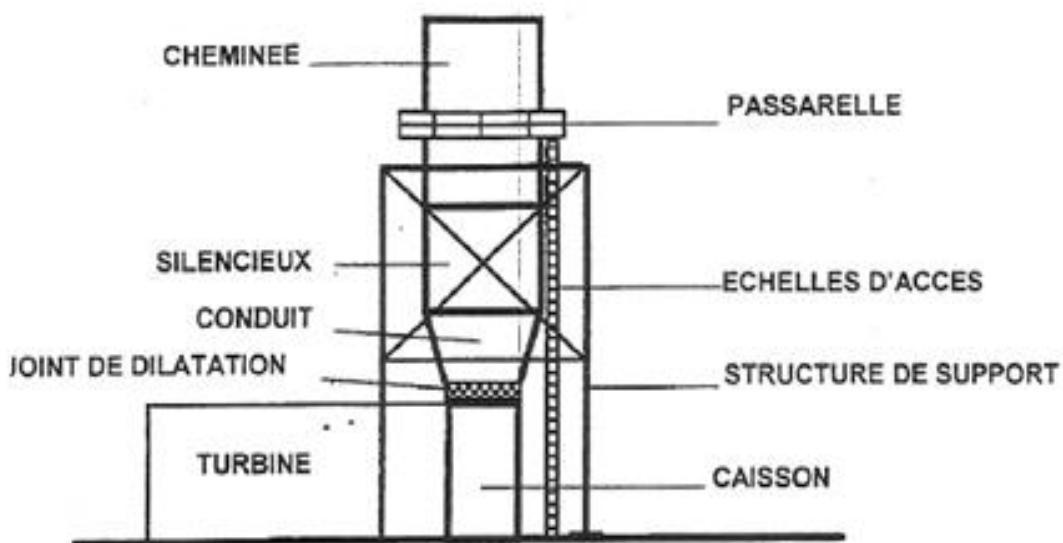


Figure 1.18: Principe éléments du système d'échappement.

10. Principaux systèmes de la turbine :

Il existe plusieurs systèmes qui assurent le bon fonctionnement de la turbine qui sont :

- **Système d'huile de lubrification :** La turbine à gaz est lubrifiée par un système d'alimentation d'huile à circulation forcée, type boucle fermée, qui inclut un réservoir d'huile, des pompes, des régénérateurs (réfrigérateurs d'huile), filtres, valves et des divers dispositifs qui assurent la commande et la protection du système.
- **Réservoir de l'huile de lubrification et tuyauterie :** Le réservoir de l'huile de lubrification est réalisé comme une partie intégrale de la base auxiliaire- Installés dans le réservoir et montés sur son enveloppe sont les pompes de l'huile de lubrification, les régénérateurs (réfrigérateurs) et les différents dispositifs de contrôle et de protection.
- **Pompes d'huile de lubrification :** Trois pompes d'huile de lubrification sont utilisées dans le système d'huile de lubrification. La pompe principale qui est entraînée par un réducteur auxiliaire de vitesse, la pompe auxiliaire entraînée par un moteur vertical à C.A. la pompe d'urgence entraînée par un moteur vertical à C.C. La pompe auxiliaire et celle d'urgence sont montées sur l'enveloppe du réservoir d'huile.
- **Pompe principal d'huile de lubrification (entraîne par le réducteur auxiliaire de vitesse) :** La pompe principale d'huile de lubrification est une pompe volumétrique, placée à la base de réducteur auxiliaire de vitesse et entraînée par un arbre creux cannelé de l'engrenage de commande inférieur. La sortie de cette pompe au système d'huile de lubrification est réglée par une valve de réglage VPR-L.
- **Pompe auxiliaire d'huile de lubrification (entraîne par le moteur de courant alternatif) :** La pompe centrifuge auxiliaire d'huile assure la pression pendant le démarrage et l'arrêt de la turbine à gaz lorsque la pompe principale ne peut pas fournir une pression suffisante pour un fonctionnement sûr.
- **Pompe d'urgence d'huile de lubrification :** La pompe centrifuge d'urgence d'huile de lubrification fonctionne pour alimenter le collecteur principal de palier avec de l'huile de lubrification pendant un arrêt d'urgence. Dans le cas où la pompe auxiliaire a été forcée de s'arrêter ou est incapable de maintenir une pression adéquate de l'huile de lubrification.
- **Système de démarrage :** Avant d'allumer et de démarrer la turbine à gaz, elle doit être tournée ou rôtie par un équipement auxiliaire. Cela est réalisé par un moteur asynchrone fonctionnant par un convertisseur de couple pour assurer un couple de démarrage et la vitesse nécessaire pour le démarrage.

- **Ensemble convertisseur de couple :** Cet ensemble contient le convertisseur de couple, le mécanisme hydraulique d'encliquetage et une unité de l'engrenage de sortie. L'unité d'engrenage et l'embrayage à l'intérieur du mécanisme d'encliquetage sont lubrifiés en utilisant de l'huile pressurisée de boude de convertisseur. L'huile de drainage de l'ensemble retourne au réservoir d'huile par la gravité et la boucle de convertisseur draine pendant l'arrêt pour décharger le compresseur pour le démarrage du moteur.
- **Système de l'air de refroidissement et d'étanchée :** L'un des avantages des turbines à gaz est de ne pas avoir besoin d'eau de refroidissement pour maintenir les pièces principales à des niveaux de température tolérables pour les matières qui les constituent. En effet, le refroidissement de ces pièces est assuré par une circulation énergique d'air provenant du dixième étage et du refoulement du compresseur axial, très indiquée pour les zones les plus chaudes telles que les roues du rotor de la turbine, les jonctions des autres de première et deuxième étage, le corps de la turbine et le cadre d'échappement de la turbine. En plus de refroidissement, l'air provenant de compresseur axial forme également un barrage en amont et en aval de chaque paliers de la machine évitant ainsi les fuites de vapeur d'huile de graissage de ces mêmes paliers ou encore pire, les fuites vers les espaces internes de la machine (encrassement de l'ambages du compresseur axial ou carbonisation des surfaces des parties chaudes de la turbine).
- **Système de sécurité :** La sécurité (la protection) de la turbine à gaz est assurée par des systèmes de protection primaires et secondaires. Certains de ces systèmes de protection et leur composant Fonctionnent par l'intermédiaire du tableau de commande de la turbine. D'autres systèmes de protection agissent directement sur les composantes de la turbine et par conséquent ils sont indépendants des tableaux de commandes. Le système de déclenchement hydraulique constitue l'interface de protection principale entre le tableau de commande de la turbine et les composants montés sur la turbine qui admettent à la coupe combustible en agissant sur les vannes de combustible. Ces dispositifs qui provoquent la mise à l'arrêt de la turbine par l'intermédiaire de système hydraulique de déclenchement en déchargeant l'huile haute pression, ceci est obtenu à la moyenne d'une vanne de décharge électrohydraulique.
- **Système du gaz combustible :** Les turbines à gaz industrielles ont été conçues pour fonctionner avec une gamme étendue de combustible, qu'ils soient liquides ou gazeux. Le système d'alimentation et de dosage est assez simple.
- **Système de protection contre l'incendie :** Le système de protection incendie par injection de dioxyde de carbone (CO₂) est conçu pour éteindre les incendies en réduisant rapidement la teneur en oxygène de l'air dans un compartiment à moins de 15 % (en volume) par

rapport à une concentration normale dans l'air ambiant située à environ 21 % ; cette concentration est insuffisante pour permettre le phénomène de combustion. La conception de ce système est conforme aux exigences contenues dans les recommandations de protection incendie et tient compte du risque d'autoallumage dû à un éventuel contact avec les pièces métalliques portées à haute température. Il maintient la concentration au niveau nécessaire à l'extinction pendant une période prolongée afin de minimiser le risque d'un nouveau feu.

Nous avons expliqué le principe de fonctionnement nous avons aussi de défini les caractéristiques et les rôles de différentes sections de la turbine. Ainsi que les différents systèmes auxiliaires nécessaires et des autres variables a l'admission comme par exemple les IGV, les vannes SRV et GCV.

Analyse énergétique de cycle simple de la turbine à gaz MS5382C

1. Introduction.

2. Données du constructeur.

3. Analyse thermodynamique à partir des données de constructeur.

4. Résultats de calcul.

5. Conclusion.

1. Introduction :

Les calculs énergétiques ont pour but de déterminer les performances dans les conditions d'exploitation des machines (MS5382C) en utilisant les paramètres du site, et de permettre de vérifier leur aptitude énergétique dans ces conditions de fonctionnement et de déterminer éventuellement l'influence des paramètres climatiques sur les performances de ces machines, Le cycle thermodynamique de la machine réel (1, 2, 3,4,5) est représenté dans le diagramme (T, S) sur la figure 2.2.

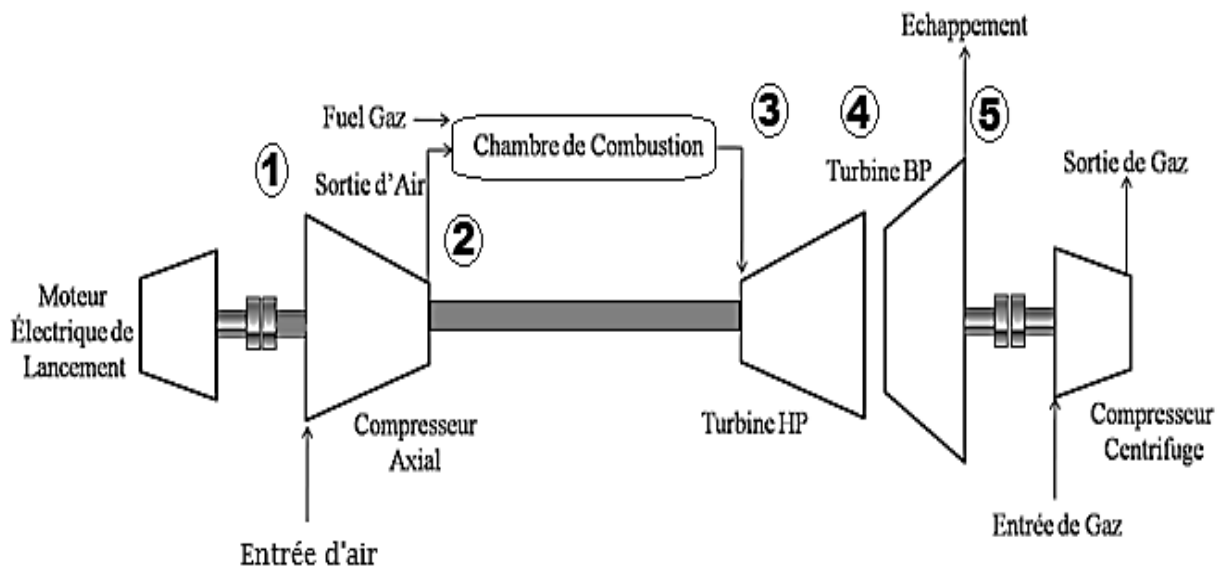


Figure 2. 1 : Schéma d'installation de la turbine à gaz à deux arbres.

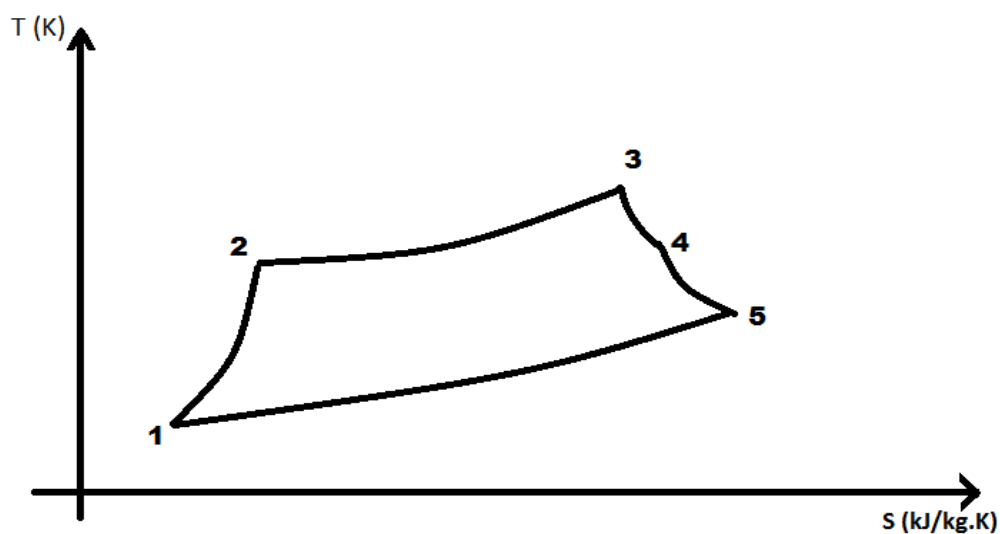


Figure 2. 2 : Cycle réel pour une turbine à gaz à deux arbres

2. Données du constructeur :

➤ Paramètres de l'air ambiant :

- Température de l'air ambiant : $T_1=288$ K.
- Pression de l'air ambiant : $P_1=1.013$ bar.

➤ Caractéristiques de fonctionnement de générateur de gaz :

- Taux de compression du compresseur axial : $\tau = 7$.
- Rendement de compresseur axial : $\eta_{ic}=0.87$.
- Rendement de la chambre de combustion : $\eta_{cc}=0.98$.
- Température à la chambre de combustion : T_3 varie entre 1100 K et 1300 K
- Rendement mécanique de la transmission compresseur-turbine : $\eta_{mc}=0.96$.
- Rendement isentropique de la turbine HP : $\eta_{ithp}=0.88$.
- Vitesse de la turbine HP : $N=5100$ tr/mn.

➤ Caractéristique de fonctionnement de la turbine de puissance BP :

- Rendement isentropique de la turbine BP : $\eta_{iTHP}=0.88$.
- Puissance utile $P_u=28$ MW.
- Rendement mécanique de transmission turbine-compresseur (machine réceptrice) : $\eta_m=0.98$.
- Vitesse de rotation de la turbine BP : $N_{THP}=4670$ tr/mn.

➤ Caractéristiques du fluide moteur :

- Pouvoir calorifique du combustible : $PCI= 45333.64$ kJ/kg.

➤ Rendement thermique de l'ITG :

- Rendement thermique : $\eta_{th}=28\%$

➤ Points particuliers du cycle de l'installation :

- **0** : Entrée dans le filtre.
- **1** : Entrée du compresseur axial.
- **2** : Sortie du compresseur axial.
- **2c** : Entrée de la chambre de combustion.
- **3** : Sortie de la chambre de combustion et l'entrée de la turbine HP.
- **4** : Sortie de la turbine HP.
- **4_{BP}** : Entrée de la chambre de La turbine BP.
- **5** : sortie de la turbine BP.

3. Analyse thermodynamique à partir des données de constructeur (condition ISO) :

3.1. Paramètres de l'air ambiant :

- **Température de l'air ambiant :**

La température de l'air ambiant dans les conditions ISO c'est :

$$T_{\text{amb}} = 288 \text{ K.}$$

- **Pression de l'air ambiant :**

La pression de l'air ambiant dans les conditions ISO c'est :

$$P_{\text{amb}} = 1.013 \text{ bar.}$$

3.2. Paramètres d'air après les filtres :

- **Température après les filtres d'air (T_0) :**

La température après les filtres d'air est la température ambiante :

$$T_0 = T_{\text{amb}} = 288 \text{ K}$$

- **Pression après les filtres d'air (P_0) :**

La pression après les filtres d'air est exprimée par la formule suivante :

$$P_0 = P_{\text{atm}} \cdot \sigma_f \quad [\text{Pa}]$$

σ_f : Coefficient de perte de pression à l'entrée des filtres d'air.

Coefficient de perte de pression du filtre d'air d'une installation d'une turbine à gaz moderne est très faible, elle est égale d'habitude [23], $\sigma_f = 0.98$

- **Masse volumique de l'air à la sortie du filtre (ρ_0) :**

La densité de l'air à la sortie du filtre est exprimée par la formule suivante :

$$\rho_0 = \frac{P_0}{r \cdot T_0} \quad [\text{kg/m}^3]$$

$$r = \frac{R}{M_{\text{air}}}$$

R : Constante des gaz parfait.

M_{air} : Masse molaire de l'air.

3.3. Compresseur axial :

- **Débit massique global d'air :**

Débit massique global d'air en tenant compte des fuites à travers les étanchéités dans tout le trajet d'air et de gaz de la turbine ainsi que le débit d'air pour le refroidissement de la machine :

$$Q_{ma.asp} = Q_{v.asp} \cdot \rho_{air} \quad [kg/s]$$

$Q_{ma.asp}$: Débit massique aspirée par la turbine.

$Q_{v.asp}$: Débit volumique aspirée par la turbine.

Le débit volumique aspiré par la turbine est constant tel que [2]:

$$Q_{v.asp} = 104 \text{ m}^3/s$$

Débit massique global d'air qui est fourni par le compresseur axial dans la chambre de combustion :

$$Q_{ma} = Q_{ma.asp} - \epsilon \cdot Q_{ma.asp} \quad [kg/s]$$

ϵ : Coefficient de perte des fuites à travers les étanchéités dans tout le trajet d'air et de gaz de la turbine ainsi que le débit d'air pour le refroidissement de la machine.

- **Pression à l'entrée de compresseur axial (P_1):**

La pression à l'entrée de compresseur axial est exprimée par la formule suivante :

$$P_1 = P_0 - \Delta P_c \quad [Pa]$$

Avec :
$$\Delta P_c = \Delta P_{c2} + \Delta P_{c3}$$

ΔP_{c2} : perte de pression dans la conduite.

ΔP_{c3} : perte de pression dans le diffuseur à l'entrée du compresseur.

D'après la référence [23] la perte de pression dans la conduite à l'entrée de compresseur axial est égale à :

$$\Delta P_2 = 0,005 \cdot 10^5 Pa$$

La perte de pression dans le diffuseur d'entrée du compresseur est déterminée par la formule

suivante :

$$\Delta P_3 = \frac{1-\eta}{\eta} \rho \frac{C_{1b}^2 - C_{1a}^2}{2}$$

Où :

η : Rendement du diffuseur.

C_{1a} et C_{1b} : vitesse à l'entrée et à la sortie du diffuseur.

Dans l'intervalle de vitesse subsonique ($M < 1$) d'après le référence [21] :

- La vitesse C_{1b} varie de 100 à 200 m/sec, Prenons : $C_{1b} = 100$ m/sec.
- Le rendement du diffuseur varie de 0.85 à 0.95, Prenons : $\eta = 0.9$.

- **Température à l'entrée de compresseur axial (T_1) :**

La température à l'entrée de compresseur axial c'est la même température T_0 :

$$T_1 = T_0 = 288 \text{ K}$$

- **Pression à la sortie de compresseur axial (P_2):**

La pression P_2 de la fin de compression est exprimée par la formule suivante :

$$P_2 = \tau \cdot P_1 \quad [\text{Pa}]$$

τ : Taux de compression de compresseur axial.

- **Température de la sortie de compresseur axial (T_2) :**

La température de l'air à la sortie de compresseur axial T_2 est exprimée par la formule suivante :

$$T_2 = \frac{T_1 \cdot (\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1)}{\eta_{is}} + T_1 \quad [\text{K}]$$

- **Variation de la chaleur spécifique de l'air ($C_{p_{\text{air}}}$) :**

Par définition, La chaleur spécifique est la quantité de chaleur nécessaire pour élever la température de l'unité de masse de 1°C .

La variation de la chaleur spécifique de l'air en fonction de la température est donnée par la corrélation suivante [3]:

$$C_{p_{\text{air}}}(T) = a \cdot T^4 - b \cdot T^3 + c \cdot T^2 - d \cdot T + e \quad [\text{J/kg} \cdot \text{K}] \quad \text{et} \quad T [\text{K}]$$

$$\begin{aligned} \text{Avec :} \quad a &= 1.9327 \cdot 10^{-10} & b &= 7.9999 \cdot 10^{-7} \\ c &= 1.1407 \cdot 10^{-3} & d &= 4.4890 \cdot 10^{-1} \\ e &= 1.0575 \cdot 10^3 \end{aligned}$$

- **Travail spécifique du compresseur axial (W_c) :**

Le travail de compression spécifique W_c du compresseur axial est exprimé par l'équation suivante :

$$W_c = C_{p_{air}} \cdot (T_2 - T_1) \quad [J/kg]$$

$C_{p_{air}}$: La chaleur spécifique d'air [J/kg.K].

- **Puissance du compresseur axial ($\dot{P}_c$) :**

La puissance de compresseur axial est exprimée par la formule suivante :

$$\dot{P}_c = W_c \cdot \frac{Q_{ma.asp}}{\eta_{mc}} \quad [W]$$

$Q_{ma.asp}$: Débit massique d'air d'admission au compresseur [kg/s].

3.4. Chambre de combustion :

- **Détermination de rapport air carburant (f):**

$$f = \frac{\text{masse d'air}}{\text{masse de combustible}} = \frac{m_{air}}{m_c}$$

La masse stœchiométrique de l'air de combustion f est déterminée des réactions des différents composants du combustible.

Le combustible utilisé dans la turbine à gaz est un gaz naturel provenant de l'usine de gaz HASSI R'MEL et dont la composition est présentée dans le tableau suivant [22]:

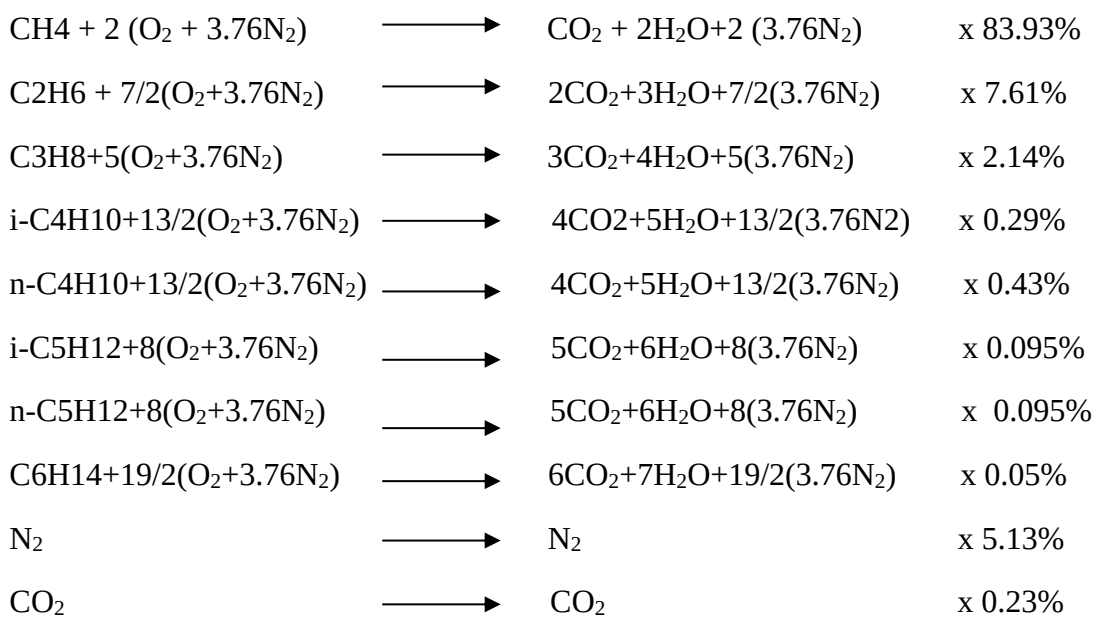
Tableau 2.1 : Composition chimique de gaz de la région de Hassi R'mel.

Gaz	Symbole	Formule chimique	Masse molaire partielle M_i (Kg/Kmole)	Fraction molaire N_i (%)
Azote	N ₂	N ₂	28.01	5.13
Dioxyde de carbone	CO ₂	CO ₂	44.01	0.23
Méthane	C ₁	CH ₄	16.04	83.93
Ethane	C ₂	C ₂ H ₆	30.07	7.61
Propane	C ₃	C ₃ H ₈	44.09	2.14

I-butane	I-C ₄	I-C ₄ H ₁₀	58.12	0.29
N-butane	N-C ₄	N-C ₄ H ₁₀	58.12	0.43
I-pentane	I-C ₅	I-C ₅ H ₁₂	72.15	0.095
N-pentane	N-C ₅	N-C ₅ H ₁₂	72.15	0.095
Hexane	C ₆	C ₆ H ₁₄	86.17	0.05
Total	-	-	-	100

○ **Réaction de combustion :**

La combustion provient de l'oxydation des différents composants du gaz naturel selon les réactions suivantes :



○ **Quantité molaire d'air nécessaire est obtenue par :**

La quantité d'oxygène pour la combustion d'un composant C_mH_n est N_i : N_i = (m + n/4).X_i

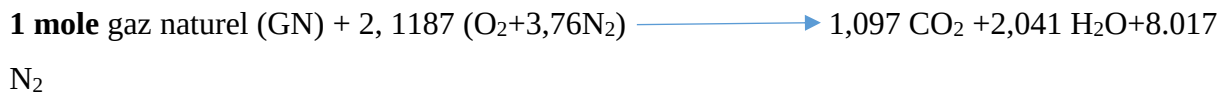
N_i : Quantité molaire d'oxygène nécessaire.

X_i : Fraction molaire du composant i du gaz.

$$\text{N}_{(\text{O}_2)} = 2(0.8393) + 7/2 (0.0761) + 5(0.0214) + 13/2 (0.0029+0.0043) + 8.(0.0095+0.0095) + 19/2(0.0005)$$

$$\text{N}_{(\text{O}_2)} = 2.1187 \text{ moles}$$

○ **Réaction totale :**



L'oxygène représente 21% de masse molaire de l'air.

$$N_{\text{air}} = \frac{N(\text{O}_2)}{0,21} = \frac{2,11}{0,21}$$

$$N_{\text{air}} = 10,04 \text{ kmole air/kmole combustible}$$

Donc 1 kmole de gaz de combustible nécessite 10,04 kmole d'air

○ **Masse molaire d'air :**

$$M_{\text{air}} = 0,79M_{\text{N}_2} + 0,21M_{\text{O}_2}$$

$$M_{\text{air}} = 0,79 \cdot 28,013 + 0,21 \cdot 31,99$$

$$M_{\text{air}} = 28,85 \text{ kg /kmole}$$

○ **Masse d'air nécessaire pour brûler 1kg de combustible :**

$$m_{\text{air}} = 10,04 \cdot 28,85 = 289,65 \text{ kg d'air /kmole combustible.}$$

○ **Masse du combustible correspondante est :**

$$m_c = \sum X_i \cdot M_i = 18,83 \text{ kg/kmole}$$

X_i : Fraction molaire du composant i du gaz

M_i : Les masses molaires du composant i du gaz

D'où le rapport stœchiométrique :

$$f = \frac{\text{masse d'air}}{\text{masse de combustible}} = \frac{m_{\text{air}}}{m_c}$$

$$f = \frac{289,65}{18,83} = 15,38$$

La masse d'air nécessaire à la combustion complète :

$$f = 15,38 \text{ kg}_{\text{air}}/\text{kg}_{\text{comb}}$$

- **Coefficient d'excès d'air (λ_a) :**

Faisant le bilan énergétique de la chambre de combustion :

$$PCI \cdot \eta_{cc} = \lambda_a \cdot f \cdot C_{pa(T_m)} \cdot (T_3 - T_2)$$

f : Masse d'air nécessaire à la combustion complète de 1 kg du combustible

η_{cc} : Rendement de la chambre de combustion.

λ_a : Coefficient d'excès d'air.

$C_{p_{air}}^m$: Chaleur spécifique isobare moyenne de l'air entre les températures d'entrée T_2 et la température de sortie T_3 dans la chambre de combustion.

D'après la référence [22] le pouvoir calorifique de gaz de la région de Hassi R'mel :

$$PCI = 45333.64 \text{ kJ/kg}$$

Généralement la valeur de la température de fin de combustion est supérieure à 1100 K et inférieure à 1300 K, Donc on prend la température moyenne de la fin de combustion $T_3 = 1200 \text{ K}$ [21].

$$T_m = \frac{T_2 + T_3}{2} = \frac{534.46 + 1200}{2} = 892.23 \text{ K}$$

D'après la corrélation de la chaleur spécifique d'air on trouve :

$$C_{pa(T_m)} = 1.1193 \text{ kJ/kg}.$$

$$\text{Et : } \lambda_a = \frac{PCI \cdot \eta_{cc}}{f \cdot C_{pa(T_m)} \cdot (T_3 - T_2)} \Rightarrow \lambda_a = \frac{45333.64 \cdot 0.98}{15.38 \cdot 1.1193 \cdot (1250 - 534.46)}$$

$$\text{Alors : } \lambda_a = 3.60 \approx 4$$

- **Débit de combustible $\dot{Q}_{mc}$:**

$$Q_{mc} = \frac{Q_{ma}}{f \cdot \lambda_a} \quad [\text{Kg/s}]$$

Q_{ma} : Débit d'air refoulé dans la chambre de combustion.

f : Masse d'air nécessaire à la combustion complète de 1 kg du combustible

λ_a : Coefficient d'excès d'air.

- **Pression à l'entrée de la chambre de combustion (P_{2c}):**

La pression à l'entrée de la chambre de combustion et entent compte les pertes des pressions dans le diffuseur :

$$P_{2c} = P_2 \cdot \sigma_{cc} \quad [\text{Pa}]$$

σ_{cc} : Coefficient de pertes de pression avant la chambre de combustion dans le diffuseur,
D'après la référence [23] on prend : $\sigma_{cc} = 0.98$

- **Température à l'entrée de la chambre de combustion (T_{2c}) :**

La température à l'entrée de la chambre de combustion est égale à la température de la sortie de compresseur axial :

$$T_{2c} = T_2 \quad [\text{K}]$$

- **Pression à la sortie de la chambre de combustion (P_3):**

La pression à la sortie de la chambre de combustion est exprimée par la formule suivante :

$$P_3 = P_{2c} - \varepsilon \cdot P_{2c} \quad [\text{Pa}]$$

ε : Coefficient de pertes de pression dans la chambre de combustion et $\varepsilon = 0.01$.

- **Température de la sortie de chambre de combustion T_3 :**

Pour calculer T_3 faisons le bilan énergétique de la chambre de combustion par l'équation suivant :

$$\begin{aligned} \text{PCI} \cdot \eta_{cc} &= \lambda_a \cdot f \cdot C_{p_{a^{tm}}}(T_3 - T_2) \\ T_3 &= \frac{\text{PCI} \cdot \eta_{cc}}{f \cdot \lambda_a \cdot C_{p_{a(Tm)}}} + T_2 \quad [\text{K}] \end{aligned}$$

PCI : Pouvoir calorifique de combustible.

η_{cc} : Rendement de la chambre de combustion.

λ_a : Coefficient d'excès d'aire.

f : Masse d'air nécessaire à la combustion complète de 1 kg du combustible.

$C_{p_{a(Tm)}}$: Chaleur spécifique d'air dans la chambre de combustion.

- **Chaleur de combustion (Q_{cc}) :**

La chaleur de la chambre de combustion est exprimée par la formule suivante :

$$Q_{cc} = \frac{(Q_{ma} + Q_{mc}) C_{pa} (T_3 - T_2)}{\eta_{cc}} \quad [W]$$

3.5. Turbine HP :

- **Pression à la sortie de la turbine HP (P_4) :**

Le rapport des pressions de la turbine HP peut être déterminé en faisant le bilan énergétique du générateur de gaz (compresseur axial turbine) :

$$P_c = P_{Thp} \Rightarrow \dot{m}_a \cdot W_c \cdot \frac{1}{\eta_{mc}} = \dot{m}_a \cdot W_{Thp} \cdot \eta_{mThp}$$

$$W_c = \eta_{mc} \cdot \eta_{mThp} \cdot W_{Thp}$$

Où :

$\dot{m}_a$: Débit massique de l'air.

W_c et W_{Thp} : Travaux massiques du compresseur et de la turbine HP ;

η_{mc} et η_{mThp} : Rendement mécanique du compresseur et de la turbine HP, qui tiennent compte des pertes mécaniques (dans le palier par exemple).

$$\begin{cases} W_c = C_{pa} \cdot (T_2 - T_1) = C_{pa} \cdot T_1 \cdot \frac{1}{\eta_{mc}} \left(\tau_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \\ W_{Thp} = C_{pg} (T_3 - T_4) = C_{pg} \cdot T_3 \cdot \frac{1}{\eta_{mc}} \cdot \left(1 - \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{-\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \end{cases}$$

τ_c : Taux de compression de compresseur axial.

ϵ_{Thp} : Rapport de pression de la turbine HP.

Pour simplifier l'équation on met :

$$\begin{cases} \epsilon_{Thp} = \frac{P_3}{P_4} \\ \dot{\gamma}_{air} = \frac{\gamma-1}{\gamma} \\ \dot{\gamma}_g = \frac{\gamma-1}{\gamma} \end{cases}$$

$$\text{Alors : } C_{pa} \cdot T_1 \cdot \frac{1}{\eta_{mc}} \left(\tau_c^{\dot{\gamma}_{air}} - 1 \right) = \eta_{mc} \cdot \eta_{Thp} \cdot C_{pg} \cdot T_3 \cdot \frac{1}{\eta_{mc}} \cdot (1 - \epsilon_{Thp}^{-\dot{\gamma}_g})$$

$$\epsilon_{Thp} = \sqrt[{-\dot{\gamma}_g}]{1 - \frac{C_{pa} \cdot T_1 \cdot \frac{1}{\eta_{mc}} \left(\tau_c^{\dot{\gamma}_{air}} - 1 \right)}{\eta_{mc} \cdot \eta_{Thp} \cdot C_{pg} \cdot T_3 \cdot \frac{1}{\eta_{mc}}}}$$

$$\text{Et : } \epsilon_{Thp} = \frac{P_3}{P_4}, \quad \text{Alors : } P_4 = \frac{P_3}{\epsilon_{Thp}} [\text{bar}]$$

- **Température à la sortie de la turbine HP (T₄) :**

On peut calculée la température T₄ par l'expression de rendement isentropique de la turbine HP :

$$\eta_{isThp} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T'_4}$$

$$T_4 = T_3 - \eta_{isThp} (T_3 - T'_4)$$

$$\text{Et : } T'_4 = \frac{T_3}{\left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

$$\begin{aligned} \text{Alors : } T_4 &= T_3 - \eta_{isThp} \cdot T_3 \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \\ T_4 &= T_3 \left[1 - \eta_{isThp} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon_{Thp}^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \right) \right] \quad [\text{K}] \end{aligned}$$

ϵ_{Thp} : Rapport des pressions de la turbine HP.

- **Travail délivré par la turbine haute pression HP :**

Le travail d'expansion spécifique délivré par la turbine HP est exprimé par :

$$W_{Thp} = C_{pg} \cdot (T_3 - T_4) \quad [\text{J/kg}]$$

C_{pg} : La chaleur spécifique des gaz brulé (voir annexe 1).

- **Puissance délivrée par la turbine haute pression HP :**

La puissance délivré par la turbine HP est exprimé par :

$$\dot{P}_{thp} = W_{Thp} \cdot Q_{mg} \cdot \eta_{mThp} \quad [\text{W}]$$

Q_{mg} : Débit massique des gaz brulé.

3.6. Turbine BP :

- **Pression à l'entrée de la turbine BP (P_{4bp}):**

La pression à l'entrée de la turbine BP est exprimée par la formule suivante :

$$P_{4bp} = P_{2c} - \sigma_d \cdot P_4 \quad [\text{Pa}]$$

σ_d : Coefficient de perte de pression dans le diffuseur entre les deux turbines HP et BP

- **Température à l'entrée de la turbine BP (P_{4bp}):**

La diminution de température dans le diffuseur entre la turbine HP et la turbine BP est négligeable donc on prend :

$$T_{4bp} = T_4 \quad [\text{K}]$$

- **Pression à la sortie de la turbine BP (P_5):**

La pression statique à la sortie du silencieux P_{5st} est égale à la pression atmosphérique P_{atm} , et la pression à la sortie de silencieux est exprimée par la formule suivante :

$$P_{5ss} = P_{5st} + \rho_5 \frac{V_{ss}^2}{2} \quad [\text{Pa}]$$

P_{5ss} : pression à la sortie de silencieux.

P_{5st} : Pression statique à la sortie du silencieux

V_{ss} : Vitesse à la sortie du silencieux.

ρ_5 : Masse volumique après le dernier étage de la turbine BP.

D'après la référence [23] la vitesse à la sortie du silencieux $V_{ss} = 20 \text{ m/sec}$, et la vitesse à la sortie du dernier étage de la turbine BP est $C_5 = 90 \text{ m/sec}$ et que les pertes de pression dans les parties de point 5 au niveau de diffuseur d'échappement sont égales à $\sigma_{BP} = 0.015$.

Alors :

$$P_5 - P_5 \cdot \sigma_{BP} = P_{5ss}$$

$$P_5 = \frac{P_{5ss}}{1 - \sigma_{BP}} \quad [\text{Pa}]$$

- **Rapport de pression dans la turbine BP est :**

$$\varepsilon_{Tbp} = \frac{P_{4bp}}{P_5}$$

- **Température à la sortie de la turbine BP (T_5) :**

On peut calculer la température T_5 par l'expression de rendement isentropique de la turbine HP :

$$\eta_{Tbp} = \frac{T_{4bp} - T_5}{T_{4bp} - T'_5} \quad [\%]$$

Alors :

$$T_5 = T_{4BP} - \eta_{TBP} [T_{4bp} - T'_5]$$

Et :

$$T'_5 = \frac{T_{4bp}}{\varepsilon_{Tbp}}$$

$$T_5 = T_{4BP} - \eta_{TBP} \cdot T_{4bp} \cdot \left[1 - \frac{1}{\varepsilon_{Tbp}} \right] \quad [K]$$

- **Travail spécifique de la turbine BP (W_{Tbp}) :**

La puissance délivré par la turbine BP est exprimé par :

$$W_{Tbp} = C_{pg} \cdot (T_4 - T_5) \quad [J/kg]$$

C_{pg} : Chaleur spécifique des gaz brûlé (voir annexe 1).

- **Puissance délivrée par la turbine BP ($\dot{P}_{Tbp}$) :**

La puissance délivré par la turbine BP est exprimé par :

$$\dot{P}_{Tbp} = W_{Tbp} \cdot Q_{mg} \cdot \eta_{mTbp} \quad [W]$$

Q_{mg} : Débit massique des gaz brûlé.

η_{mTbp} : Rendement mécanique e la turbine BP.

3.7. Rendement thermique de l'installation :

Pour calculer le rendement thermique nous devons déterminer la puissance utile de l'installation.

- **Puissance utile de l'installation ($\dot{P}_u$) :**

La puissance utile de l'installation est la différence entre la puissance délivrée par la turbine et la puissance consommée par le compresseur axial :

$$\dot{P}_u = (\dot{P}_{Tbp} + \dot{P}_{Thp}) - \dot{P}_c$$

$$\dot{P}_u = \dot{P}_T - \dot{P}_c \quad [W]$$

- **Rendement thermique de l'installation (η_{th}) :**

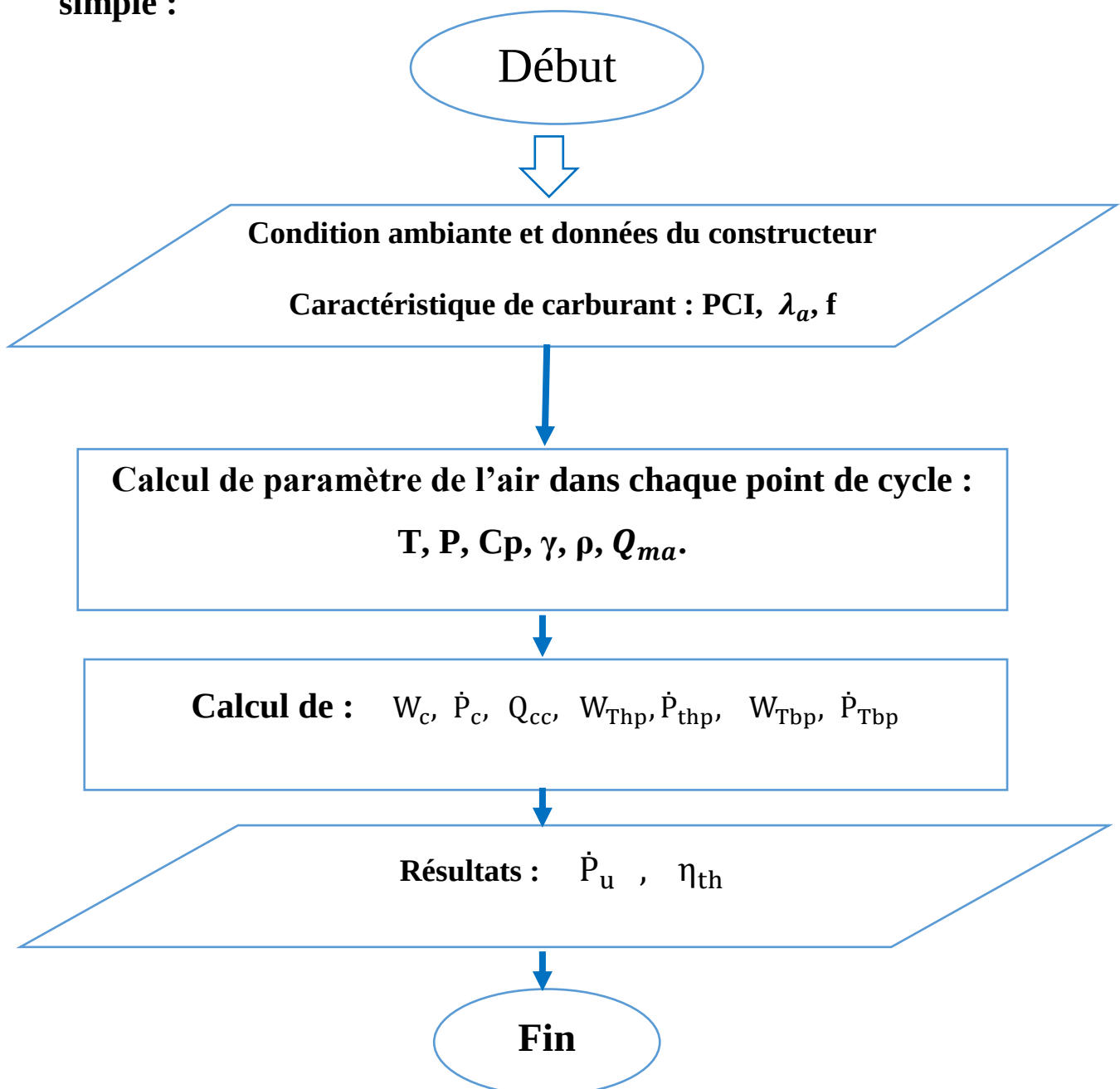
Le rendement thermique est exprimé par l'expression suivante :

$$\eta_{th} = \frac{\dot{P}_u}{PCI \cdot Q_{mc}} \quad [\%]$$

4. Résultats de calcul :

Toutes les applications numériques sont calculées avec le programme MATLAB et les résultats sont résumés dans des tableaux.

4.1. Organigramme de calcul de l'analyse énergétique de cycle simple :



4.2. Résultats de calcul d'après les données du constructeur :

Les résultats de calcul d'après les données du constructeur sont illustrés dans les tableaux suivant :

Tableau 2.2 : Résultats des températures et des pressions dans chaque point de cycle.

Points de cycle	T_{amb}	T_0	T_1	T_2	T_{2c}	T_3	T_4	T_{4bp}	T_5
Résultats (K)	288	288	288	528.9	528.9	1228.7	1009.8	1009.8	827.4
Points de cycle	P_{amb}	P_0	P_1	P_2	P_{2c}	P_3	P_4	P_{4bp}	P_5
Résultats (bar)	1.013	0.99	0.98	6.91	6.72	6.65	2.64	2.60	1.049

Tableau 2.3 : Résultats des performances de la turbine.

	Les résultats de calculs	Les données de constructeur
Travail spécifique du compresseur (kJ/kg)	$W_c = 240.92$	---
Puissance du compresseur axial (MW)	$\dot{P}_c = 31.3$	---
Chaleur de combustion (MW)	$Q_{cc} = 93.881$	---
Travail spécifique de la turbine HP (kJ/kg)	$W_{Thp} = 261.34$	---
Puissance fournie à la turbine HP (MW)	$\dot{P}_{Thp} = 31.3$	---
Travail spécifique de la turbine BP (kJ/kg)	$W_{Tbp} = 209.45$	---
Puissance fournie à la turbine BP (MW)	$\dot{P}_{Tbp} = 26.20$	---
Puissance utile (MW)	$\dot{P}_u = 26.19$	$\dot{P}_u = 28$
Rendement thermique (%)	$\eta_{th} = 27.89$	$\eta_{th} = 28$

D'après les résultats obtenus du calcul thermodynamique, les performances calculées sont un peu différentes de celle du constructeur, Car il y a une incertitude dans les formules mathématiques utilisées et aussi nous avons pris en considération tous les pertes de pression dans toute la trajectoire d'air et des gaz brulées.

4.3. Influence des conditions ambiantes sur les performances de la turbine :

Dans cette partie, nous aborderons l'influence des conditions ambiantes sur les performances de l'installation, Nous mettant l'accent sur les changements de la température ambiante et son influence sur les performances de la turbine.

4.3.1. Travail spécifique de compresseur axial et le débit massique d'air d'admission :

La figure 2.3 représente la variation de travail de compresseur et de débit massique en fonction de la température ambiante.

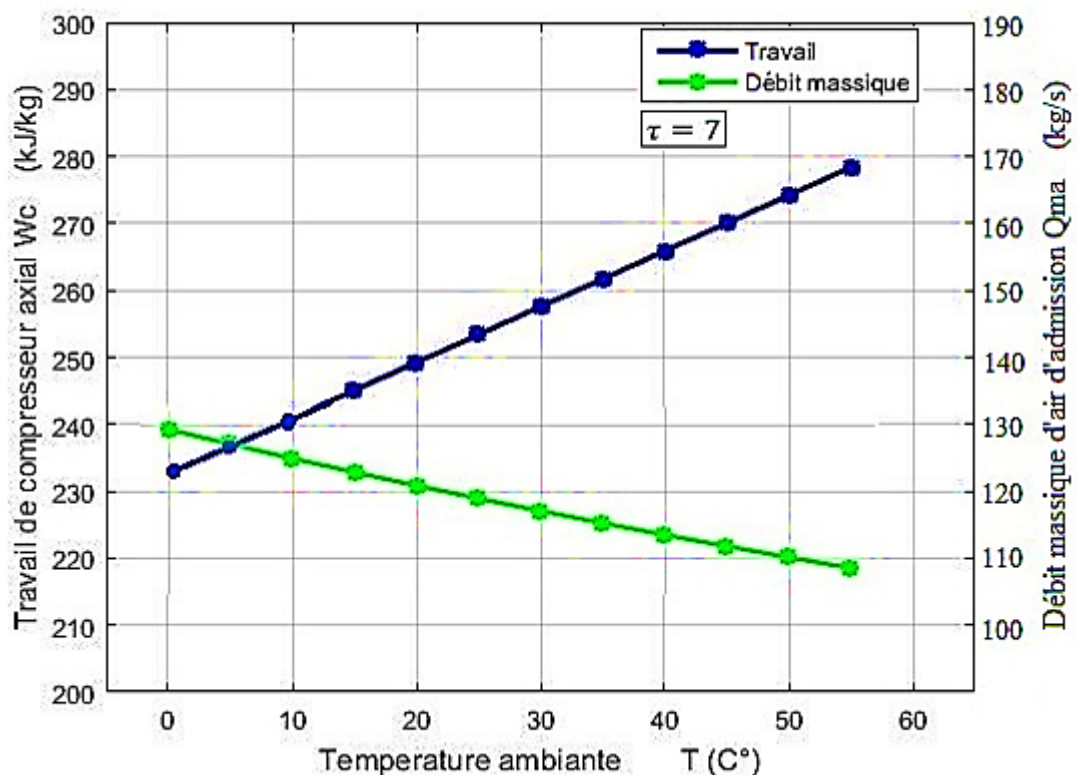


Figure 2. 3 : Variation de travail spécifique et de débit massique de compresseur en fonction de la température ambiante.

Il apparaît clairement que la température a un effet sur le travail spécifique de compresseur axial. On constate que, plus la température s'élève, plus la compression devient difficile, et le travail du compresseur augmente pour le même rapport de compression, par contre on remarque que le débit massique est inversement proportionnel à la température ambiante, parce que dans les périodes de forte chaleur l'air devient moins dense.

4.3.2. Puissance utile de l'installation :

La puissance utile de l'installation c'est le facteur le plus important pour évaluer l'influence des conditions ambiantes sur la turbine, la figure 2.4 représente la variation de la puissance utile de l'installation en fonction de la température ambiante.

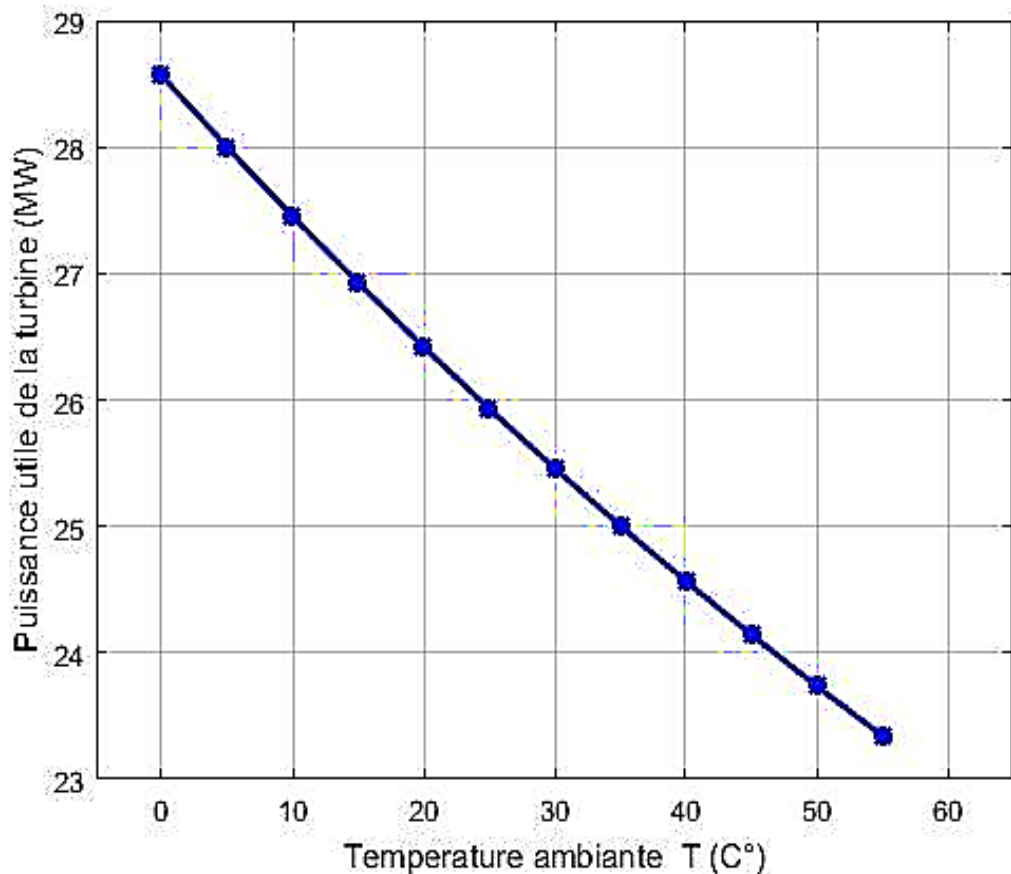


Figure 2. 4 : Variation de la puissance utile de l'installation en fonction de la température ambiante.

Comme prévu, plus la température de l'air ambiant augmente et plus la production de puissance diminue. A titre illustratif pour une température de **15 °C**, la puissance produite est proche de **27 MW**, alors que pour une température ambiante de **45°C**, la puissance produite est d'environ **24.2 MW**. Typiquement cela donne pour chaque hausse de **5 °C** de la température, une baisse de puissance de **0.51 MW**.

Au cours de l'année dans la région de Hassi R'mel la température ambiante varie entre la gamme de ($0^{\circ}\text{C} \leq T_{\text{amb}} \leq 50^{\circ}\text{C}$), l'augmentation de la température sur cette gamme provoque une chute remarquable de puissance **4.81 MW** entre l'été et l'hiver.

4.3.3. Rendement thermique de l'installation :

Le rendement thermique c'est le facteur qui donne une image sur l'efficacité énergétique de l'installation, La figure 2.5 représente la variation du rendement thermique de l'installation en fonction de la température ambiante.

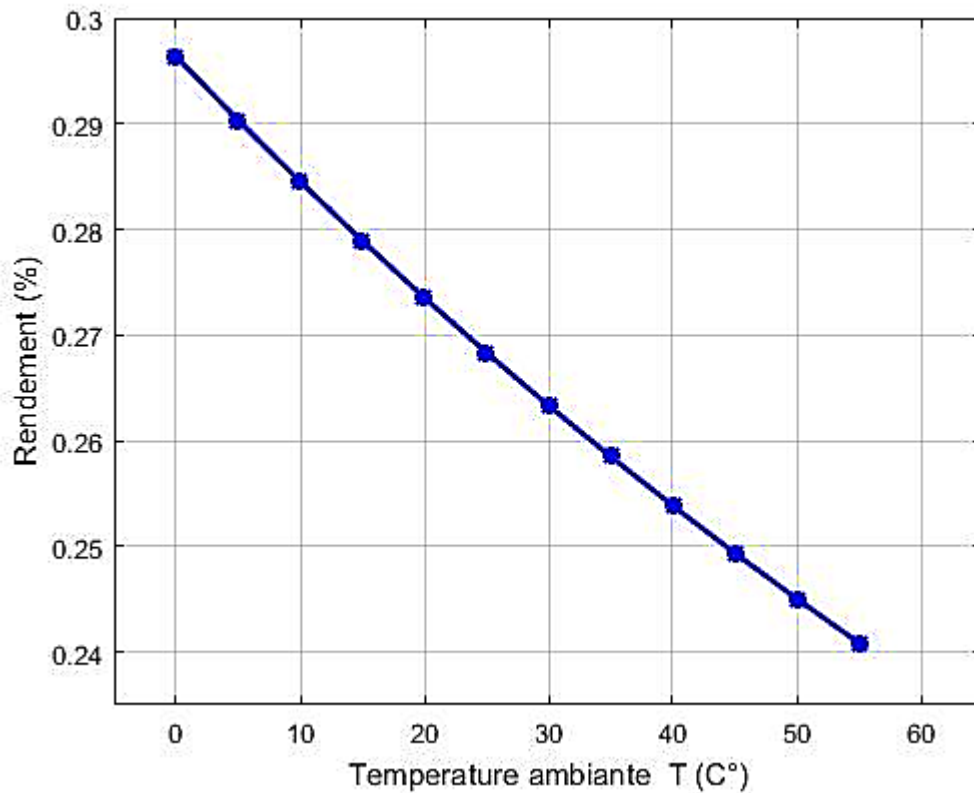


Figure 2. 5: Variation du rendement de l'installation en fonction de la température ambiante.

La figure 2.5 montre que le rendement thermique est inversement proportionnel à la température ambiante, plus la température s'élève, plus le rendement baisse, à cause de l'augmentation de la puissance absorbée par le compresseur lorsque la température de l'air ambiant augmente.

On observe qu'à la température **0 °C**, le rendement est **29.64%**, et à la température **50°C**, le rendement est **24.50%**, c'est une différence de **5.13%**, ce qui nous donne une idée sur l'efficacité énergétique de cette installation au cours de l'année, plus la température augmente, plus le rendement diminue.

5. Conclusion :

Les calculs qu'on a faits sont très proches aux résultats donnés par le constructeur pour la puissance utile et le rendement thermique, au fur et à mesure que la température d'admission du compresseur augmente, le travail spécifique de compression augmente, tandis que le débit massique d'air diminue en raison d'une diminution de la masse spécifique. En conséquence, le rendement de la turbine et le travail utile et, donc, la puissance diminuent si la température diminue, le phénomène inverse se produit, ce qui nous donne une idée sur la nécessité d'un système pour l'amélioration des performances.

Recherche bibliographique sur les méthodes d'amélioration des turbine à gaz

1. Introduction .
2. Note historique sur le développement des
turbines à gaz MS5002.
3. Techniques d'amélioration des turbines à gaz.
4. Conclusion.

1. Introduction :

Les turbines à gaz étant des machines à volume constant, la puissance de sortie est réduite quand la densité de l'air est réduite, et par conséquent le débit massique d'air, diminue à température ambiante ou humidité élevée [1]. De plus, une humidité élevée augmente la consommation de la chaleur de la chambre de combustion due à la chaleur spécifique élevée de l'eau. Typiquement, pour chaque hausse d'un °C de température ambiante, la puissance de sortie d'une turbine à gaz est réduite approximativement de 0,5 à 0,9% [1]. Par conséquent, des refroidisseurs évaporatif ou des réfrigérateurs à compression sont généralement utilisés pour refroidir l'air d'admission du compresseur de la turbine à gaz. Dans ce contexte, une approche pour augmenter les rendements énergétiques des turbines à gaz consisterait à refroidir l'air d'admission des compresseurs des turbines, ou bien utilisé un système d'injection d'air sec ou d'air humide pour compensé le débit d'air perdue à cause de l'augmentation de la température ambiante.

2. Note historique sur le développement des turbines à gaz MS5002 :

Les applications pratiques des turbines à gaz se sont produites la première fois de 1939 à 1941. En 1939, la société Suisse Brown Boveri a utilisé une turbine à gaz pour produire de l'électricité. Également en 1939, le premier vol d'un avion actionné par une turbine à gaz développée par Hans Von Ohain a eu lieu en Allemagne. Une autre turbine à gaz d'avion a été développée par Frank Whittle, qui a actionné un avion en 1941 en Angleterre. À partir de ces applications la turbine à gaz a été développée au point où aujourd'hui c'est la centrale la plus importante d'avions en service.

Les progrès obtenus dans le domaine de la technologie des matériaux et dans la recherche approfondie sur la combustion ont donné comme résultats des améliorations rapides des performances en termes de puissance spécifique et rendement en augmentant la température maximale dans le cycle thermodynamique.

Le tableau suivant montre l'historique des progrès de la turbine à gaz type MS5002 depuis 1970 (le modèle sur lequel on a effectué notre étude) [2]

	Ship Dates	Output hp (kW)		Heat Rate** Btu/hp-hr (kJ/kWh)		Firing Temp F/C		Air Flow 10 ³ lbs/hr (10 ³ kg/hr)		Exhaust Temp (F/C)	
		RC	SC	RC	SC	RC	SC	RC	SC	RC*	SC
MS5002A	1970-Present	25,200/ 18,792	26,250/ 19,575	7,390/ 10,455	9,780/ 13,837	1,705/ 929	1,690/ 921	773/ 351	773/ 351	987/638/ 531/337	975/ 524
MS5002B	1970-1975	31,050/ 23,154	32,550/ 24,273	7,480/ 10,583	9,240/ 13,073	1,710/ 932	1,700/ 927	923/ 419	923/ 419	940/660/ 504/349	932/ 500
MS5002B	1975-1978	32,000/ 23,862	33,550/ 24,981	7,180/ 10,158	8,910/ 12,606	1,710/ 932	1,700/ 927	899/ 408	925/ 420	942/679/ 506/359	930/ 499
MS5002B	1978-Present	32,000/ 23,862	35,000/ 26,100	7,070/ 10,003	8,830/ 12,493	1,710/ 932	1,700/ 927	899/ 408	966/ 438	936/667/ 502/353	915/ 491
MS5002C	Present	35,600/ 26,547	38,000/ 28,337	6,990/ 9,889	8,700/ 12,309	1,770/ 966	1,770/ 966	957/ 434	982/ 445	970/693/ 521/367	961/ 516
MS5002D	July 1997	-	43,000/ 32,066	-	8,650/ 12,235	-	1,807/ 986	-	1,113/ 504	-	950/ 510

Includes 0/0 Inches H₂O Inlet/Exhaust Pressure Drops Base Load Operation on Natural Gas Fuel

* First Number Is Turbine Exhaust; Second Is Regenerator Stack

** Heat Rates Are Lower Heating Value. To Convert to % Thermal Efficiency, Divide 2547 Btu/hp-hr by Heat Rate (Btu/hp-hr) and Multiply 100

RC = Regenerative Cycle SC = Simple Cycle

GT18463G

MS5002 Performance History - ISO Rating

Tableau 3.1 : Historique de développement de la turbine à gaz MS5002.

3. Technique d'amélioration des turbines à gaz :

L'utilisation des turbines à gaz 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, récupération, réchauffage, refroidissement intermédiaire, traitement d'air à l'amont du compresseur et injection de masse supplémentaire de vapeur dans un cycle de turbine à gaz sont utilisées pour augmenter la puissance utile des turbines à gaz [3].

3.1. Refroidissement intermédiaire du compresseur

La compression avec refroidissement intermédiaire, figure 3.1 est un moyen pour augmenter la puissance utile du cycle. Le refroidissement diminue la puissance requise par la compression comme on peut le voir sur le diagramme (p, v) (figure 3.1) et le rendement du cycle augmente [3].

Une compression avec refroidissement intermédiaire ne fournit pas une augmentation très significative du rendement de la turbine à gaz parce que la température à l'admission de la chambre de combustion exige un transfert thermique additionnel pour réaliser la température désirée d'admission de turbine.

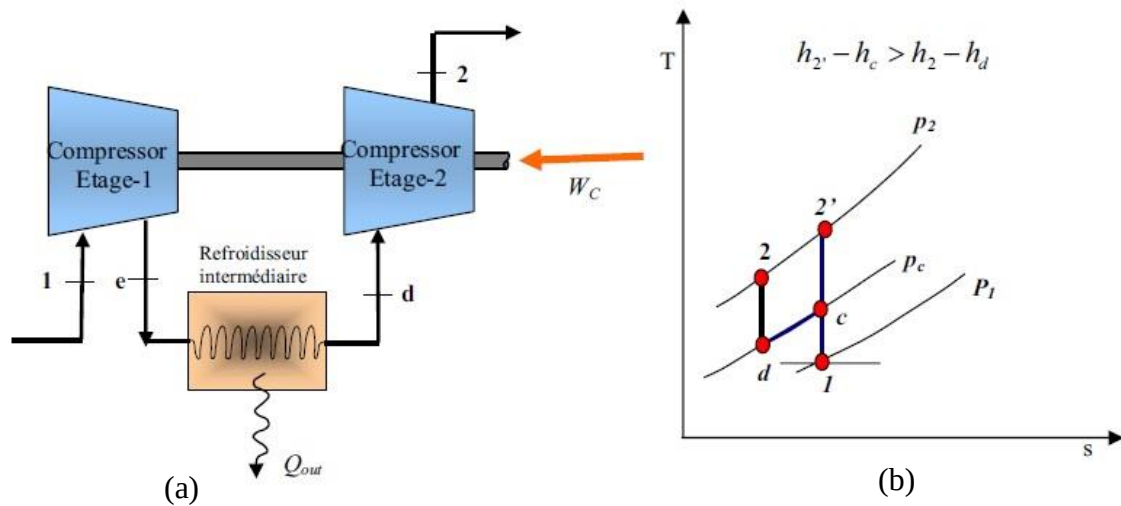


Figure 3. 1 : a)- Installation avec refroidissement intermédiaire du compresseur. b)- Cycle de Brayton avec refroidissement intermédiaire du compresseur.

3.2. Réchauffage inter-turbines de détente

Une chambre de combustion de réchauffage est un composant qui peut être ajouté 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 indique le circuit du fluide moteur de la figure 3.2. Le gaz d'échappement de la turbine à haute pression (HP), qui contient suffisamment d'oxygène, décrit une chambre de combustion de réchauffage, et la température des gaz peut être augmentée en raison de la combustion supplémentaire [3].

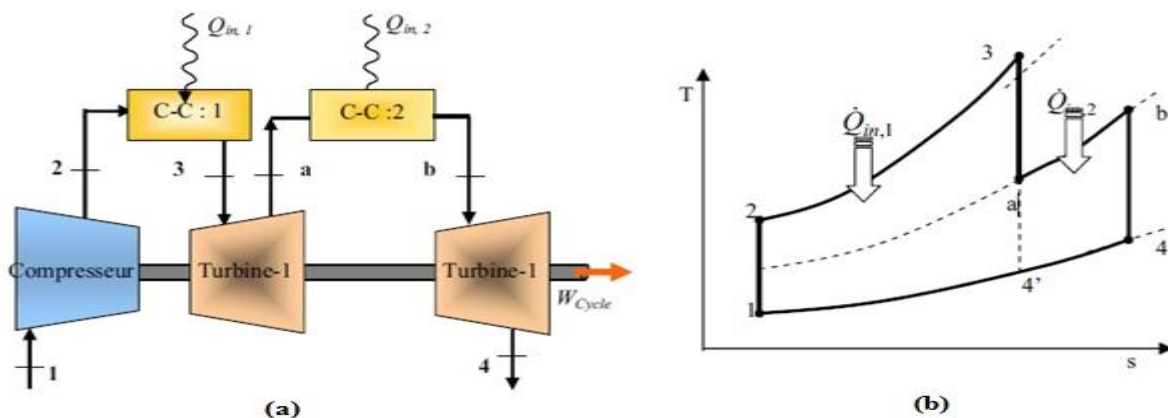


Figure 3. 2 : a)- Installation avec réchauffage de la turbine. b)- Cycle de Brayton avec réchauffage de la turbine.

Les recherches antérieures sur le réchauffage des cycles idéaux montrent que celui-ci augmente le travail spécifique net mais diminue le rendement thermodynamique comparée à un

cycle simple. En outre, ces investigations prouvent que le travail spécifique utile maximum dans les cycles de réchauffe obtenue si les taux de compression pour les turbines à haute et à basse pression sont supposées égaux. Ils ont prouvé que, les taux de compression égaux mènent à un travail net spécifique maximum, dans cette condition le rendement n'est pas maximum et le taux de compression le plus bas pour la turbine à haute pression augmente le rendement mais ceci mène à une réduction du travail à la sortie. Le travail de la turbine peut être augmenté en employant le réchauffage.

Le rendement d'un cycle de réchauffage n'est pas nécessairement plus haut quand la chaleur additionnelle est ajoutée entre les états a et b (figure 3.2).

3.3. Régénération (cycle de récupération) :

La régénération est l'échange interne de la chaleur dans le cycle. Dans le cycle de Baryton, T_4 est souvent plus haute que T_2 et l'addition de chaleur est de 2 à 3 (figure 3.3). La régénération, donc, est employée pour préchauffer le gaz comprimé à 2 par les gaz d'échappement à 4 dans un échangeur de chaleur extérieur de type appelé le régénérateur ou, parfois, le récupérateur [3].

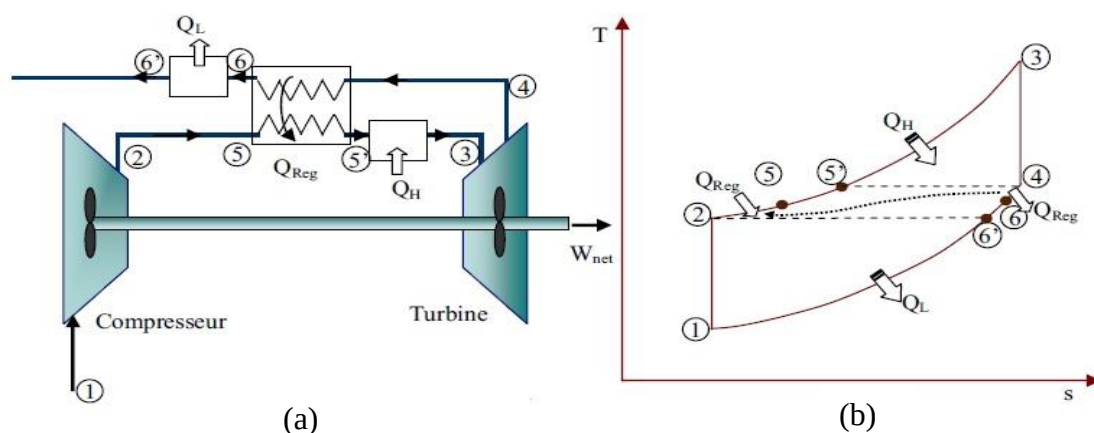


Figure 3. 3 : a)- Installation avec la régénération. b)- Cycle de Brayton avec la régénération.

Dans le cycle régénérateur, de l'énergie thermique des gaz d'échappement est transférée à l'air de sortie du compresseur avant d'être présenté dans la chambre de combustion. Pour un régénérateur idéal, la température T_5 sera égale à T_4 et similaire pour T_2 sera égal à T_6 . Puisque moins d'énergie est rejetée du cycle, on aura une augmentation du rendement thermique.

En année 2007, Kadi et col [4] ont réalisé une épreuve pour la modélisation d'un cycle simple par la récupération d'une partie de l'énergie de gaz d'échappement de la turbine à gaz (pour faire fonctionner un évaporateur) afin d'obtenir la vapeur surchauffée, en considérant tous les facteurs

qui affectent réellement les performances d'un cycle réel. Ils ont proposé l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion, le but de ce travail est d'analyser l'influence des conditions environnementales sur les performances des turbines à gaz avec la présence de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion.

Par cette étude, l'objectif était de rendre les turbines à gaz peu sensibles à la variation de la température ambiante par un dispositif d'injection de la vapeur d'eau entraînée par l'énergie libre des gaz d'échappement. Les résultats obtenus prouvent que la puissance utile et l'efficacité thermique totale des turbines à gaz ont été maintenues constantes, comme dans les conditions ISO, lorsque la quantité de vapeur d'eau est injectée proportionnellement à la variation de la température ambiante.

3.4. Injection de masse de fluide dans le circuit de la turbine :

Beaucoup de processus à turbine à gaz utilisent l'injection de l'eau ou de vapeur d'eau pour améliorer les performances. Par exemple, de l'eau ou de la vapeur est ajoutée au fluide de fonctionnement (air) pour augmenter le rendement et de 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 sont à l'amont du compresseur, à la sortie du compresseur ou à l'amont de la combustion et présentés sur la figure 0.4.

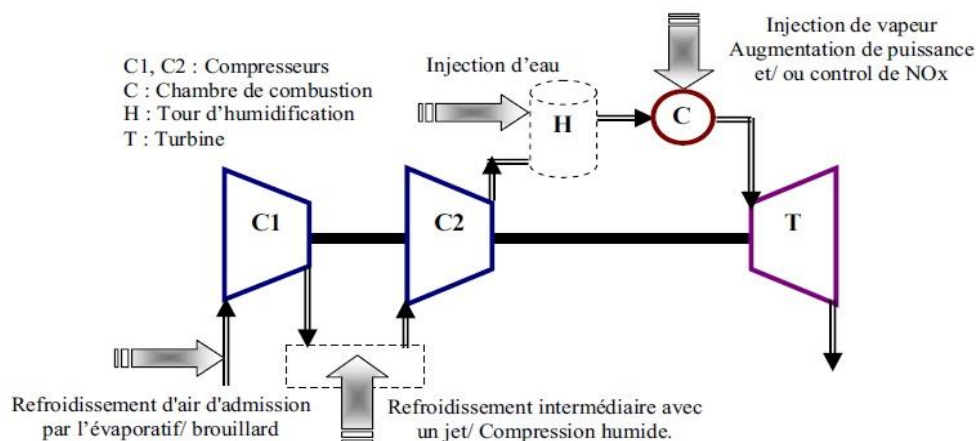


Figure 3. 4 : Différentes configurations d'injection d'eau ou de vapeur dans un cycle simple

Parmi les méthodes de l'injection de masse de fluide dans le circuit de la turbine à gaz l'injection de vapeur dans la chambre de combustion la plus utilisée, La méthode de STIG (Steam Turbine Injection Génération) représente l'injection de la vapeur dans la turbine à gaz. La vapeur produite par le générateur de vapeur (HRSG) est injectée dans la chambre de combustion, et avec l'air du compresseur toutes les deux reçoivent l'énergie du carburant et toutes les deux se

détendent à l'intérieur de la même turbine pour amplifier la puissance de la turbine. Il convient de noter que la pression exigée de la vapeur injectée est obtenue à partir d'une pompe. Puisque l'ordre de grandeur du travail de pompage est 2-3 fois plus petit que celui du compresseur, la puissance net produite par la vapeur est beaucoup plus haute que celle de l'air en termes d'unité de masse d'écoulement. En outre, la chaleur spécifique de la vapeur surchauffée qui est presque double de l'air et l'enthalpie de la vapeur qui est plus haute. Par conséquent, la méthode de STIG est une manière très efficace pour amplifier le rendement et la puissance nette des turbines à gaz.

En année 2004, Wang et al [5] étudie un cycle simple de Frame 7B GENSET de Taipower (Taiwan Power Company) a été considéré comme système de base et converti en système modifié avec les dispositifs de refroidissement d'air d'entrée compresseur ou/et d'injection de vapeur dans la chambre de combustion (STIG). Dans cette étude, un code de calcul été développé pour simuler le cycle simple. Sous le temps local moyen d'été, l'avantage d'ajouter le dispositif de STIG peut sensiblement améliorer le rendement de puissance allant de 52.14 à 85.56 MW et l'efficacité de production d'électricité de 29 à 37.24 %. La puissance maximum qui peut être atteinte par le système avec utilisation des deux dispositifs de refroidissement de l'air à l'admission et d'injection de vapeur est de 88.2 MW.

3.5. Système de refroidissement d'air d'admission :

Il existe plusieurs systèmes de refroidissement utilisés dans le monde d'industrie pour améliorer les performances des turbines à gaz.

3.5.1. Refroidissement par absorption :

Dans sa version simple, la machine à absorption est constituée d'un évaporateur, un condenseur, un absorbeur, un générateur et une pompe de solution. Dans un système à compression, le froid est produit dans l'évaporateur où le fluide frigorigène s'évapore et la chaleur est rejetée dans le condenseur où le frigorigène se condense.

La réfrigération à absorption activée par la chaleur d'échappement des turbines à gaz, la figure 3.1 illustre schématiquement la stratégie proposée, qui est génériquement applicable. La chaleur résiduelle récupérée des gaz d'échappement de turbines à gaz est utilisée pour produire de la vapeur dans un générateur de vapeur à récupération de chaleur (GVRC) et pour actionner un système de réfrigération à absorption (SRA) H_2O -LiBr de simple effet. Le réfrigérateur à absorption utilise la teneur en chaleur de la vapeur pour réaliser la transformation de phase du réfrigérant (H_2O) et fournir la réfrigération. Le nombre d'unités de réfrigération à absorption

nécessaires est déterminé à partir du taux d'écoulement de vapeur produit par le GVRC et de la quantité de refroidissement à fournir [1].

Durant les périodes creuses de charge de refroidissement d'air d'admission, la capacité de refroidissement résiduelle pourrait servir à d'autres applications de refroidissement, telles que la climatisation, le refroidissement du condenseur de turbines à vapeur, et le sous-refroidissement du réfrigérant à la sortie du condenseur de réfrigérateurs de compression [1].

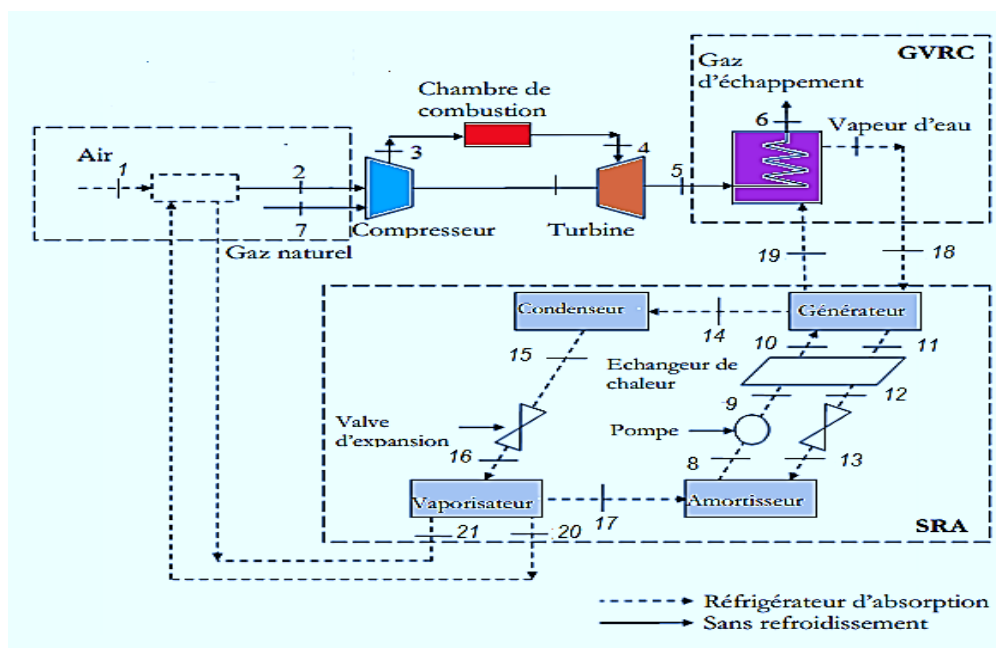


Figure 3. 5 : Disposition schématique de réfrigérateur à absorption H₂O-LiBr de simple effet et de refroidisseur évaporatif pour le refroidissement d'air.

Le système de refroidissement par absorption présente certains avantages tels que :

- Consommation électrique très faible.
- Longévité, fiable et silencieuse.
- Pas sensible à l'humidité présente dans l'air.
- Augmente la puissance des turbines d'environ 25%.

Et certains inconvénients tels que :

- Capital d'investissement élevé.
- Nécessite une maintenance très rigoureuse.
- Temps d'installation important.

3.5.2. Système de refroidissement à brouillard haute pression (le fogging system) :

C'est une méthode où l'eau déminéralisée est convertie en brouillard au moyen d'un bec de pulvérisation à haute pression (70 à 200 bars). L'effet de refroidissement est fourni par évaporation de l'eau ceci signifie une saturation adiabatique du taux du débit de la masse d'air d'admission se produit dans la conduite d'admission de la turbine à gaz. [6]

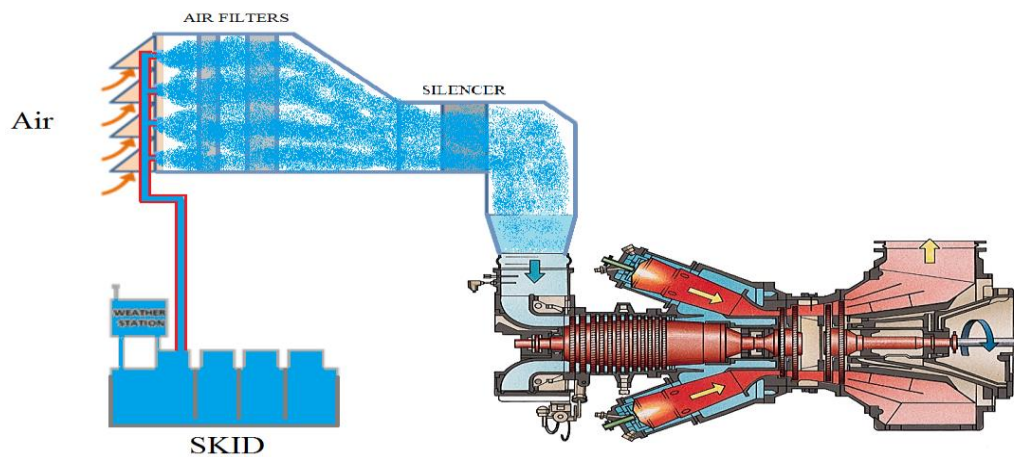


Figure 3. 6: Disposition schématique de refroidissement à brouillard haut pression.

Le système de refroidissement à brouillard présente certains avantages tels que :

- Bas coût d'exploitation et de maintenance.
- Installation facile.
- Bas coût d'investissement.
- Peut augmenter les performances des turbines à gaz mieux que le refroidissement par évaporation.

Et certains inconvénients :

- Très influencé par le bulbe humide du site.
- L'amélioration de capacité est limitée.
- Il s'adapte qu'avec les sites secs.
- Il nécessite une pompe de grande puissance.

3.5.3. Refroidissement par réfrigération mécanique :

Dans ce système la chaleur est prélevée par l'utilisation d'un échangeur de chaleur où un fluide plus froid absorbe la chaleur de l'air, ce qui résulte à son refroidissement. Le cycle thermodynamique de référence est réalisé dans une machine frigorifique à compression, elle est représentée dans la figure (3.5).

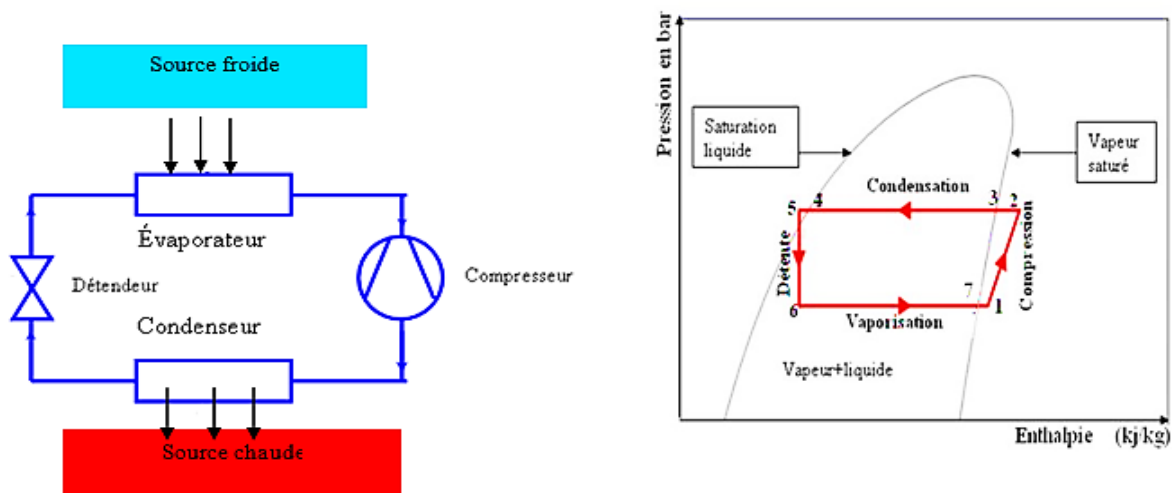


Figure 3. 7: a)- Cycle bas d'une machine frigorifique par compression composants. b)- le cycle thermodynamique

Cette machine thermodynamique est constituée d'un circuit fermé et étanche dans lequel circule un fluide frigorigène à l'état liquide ou gazeux selon les organes qu'il traverse. Ces organes sont au nombre de quatre : l'évaporateur, le compresseur, le condenseur et le détendeur. L'utilisation des systèmes de refroidissement mécanique est applicable dans les lieux où l'humidité relative est élevée. Les machines frigorifiques à compression sont utilisées de deux façons différentes à savoir en mode direct ou indirect.

Refroidissement par réfrigération mécanique direct : Lucia et col. [7] ont examiné le fonctionnement de la cogénération de la turbine à gaz d'une centrale avec et sans un système de refroidissement de l'air. L'installation de refroidissement d'air examinée, est similaire à celle illustrée sur la figure 6, elle refroidit l'air d'admission du compresseur à une température de 10°C, les données de Tàg ont été obtenues à partir de trois générateurs électriques lourds entre 26 et 150 MW. Les auteurs ont indiqué la possibilité de coupler une unité de refroidissement mécanique classique et une unité de stockage thermique, en particulier lorsque les demandes de pic élevées doivent être respectées. Avec la solution couplée, les deux types de systèmes de

refroidissement ont été utilisés ensemble, malgré l'augmentation du coût de l'usine. Ils ont conclu que, dans le climat italien, la puissance de sortie de la turbine peut augmenter de 18 à 19%, si l'entrée d'air du compresseur est refroidie à 10°C. L'énergie encore plus grande et les avantages économiques peuvent être envisagés pour les sites où les températures moyennes sont relativement plus élevées.

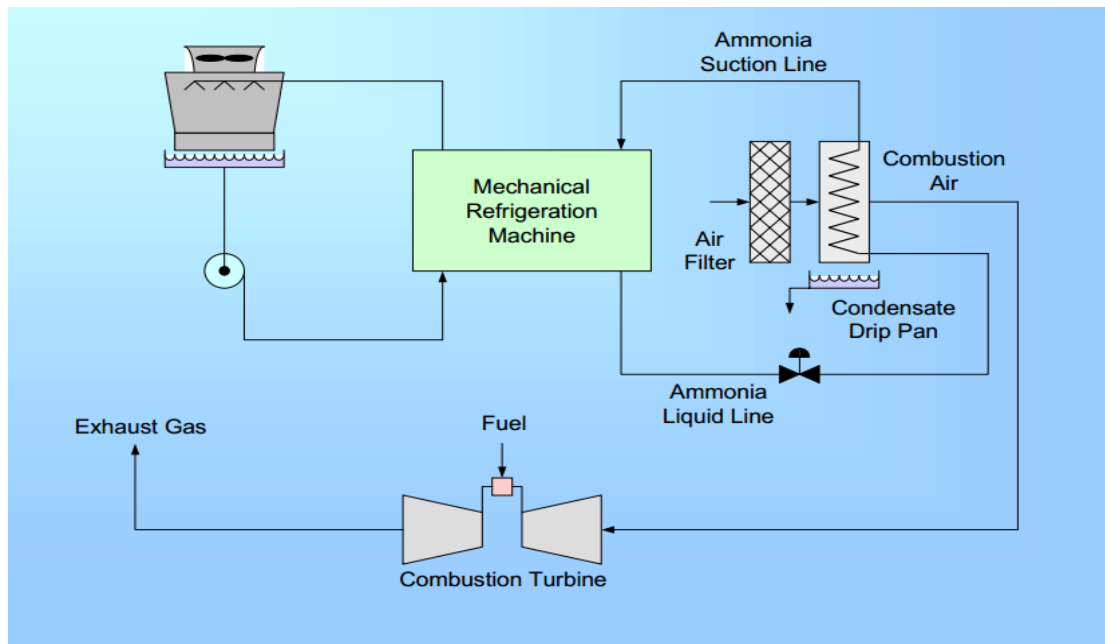


Figure 3. 8 : Disposition schématique de refroidissement par réfrigération mécanique direct.

L'avantage du système est qu'il peut augmenter la performance des turbines à gaz mieux que le refroidissement par évaporation et le système de brouillard.

Ses inconvénients sont :

- Coût d'investissement initial élevé.
- Coût élevé d'exploitation et maintenance.
- Temps de livraison et d'installation plus longs.
- L'expertise nécessaire pour exploiter et entretenir l'usine.

Système de réfrigération mécanique indirect : Dans les marchés industriels existent différents fluides frigorigènes de systèmes de refroidissement de l'air. L'avantage est que nous pouvons réduire la température de l'air d'entrée jusqu'à 15°C ; l'inconvénient est, la consommation très élevée de l'énergie et la chute de pression de l'air, ce qui affecte les performances du compresseur. Ondryas et col [8] ont étudié les différentes options pour le refroidissement de l'air d'admission, y compris la compression mécanique de vapeur et de

réfrigération par absorption de l'aqua ammoniac. La figure 3.7 montre un schéma de la turbine à gaz avec refroidisseur mécanique du type « compresseur centrifuge ».

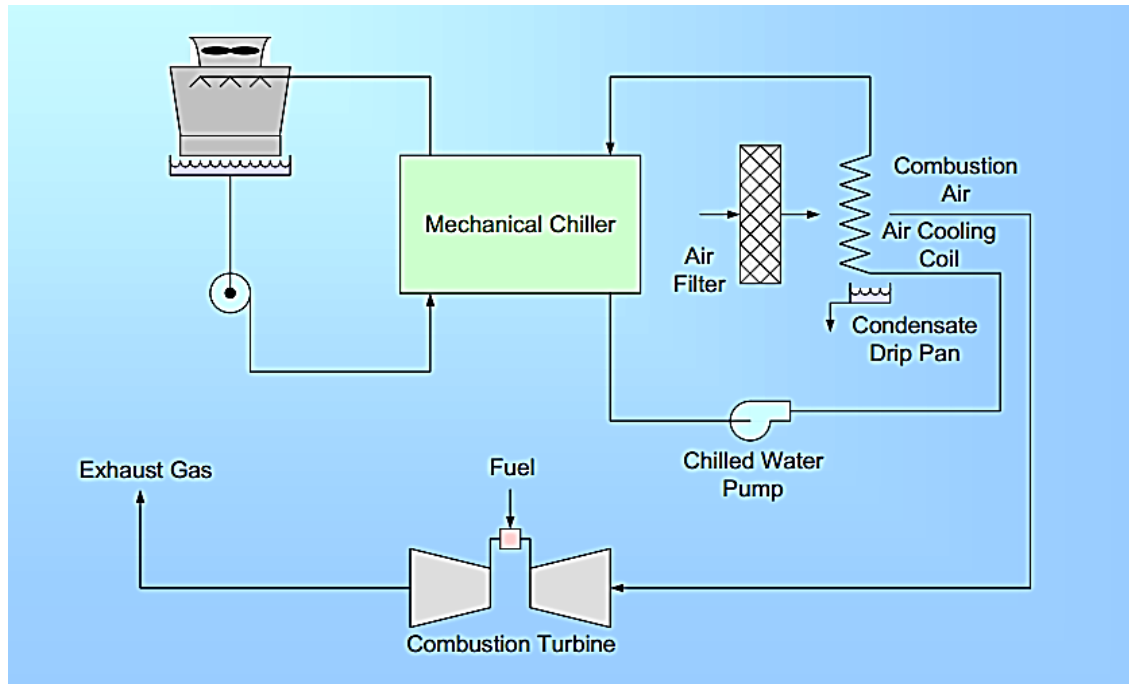


Figure 3. 9 : Disposition schématique de refroidissement par réfrigération mécanique indirect.

Dans ce type de système, l'air est refroidi par un serpentin servi par un compresseur mécanique, qui tire son alimentation électrique de sa propre unité de génération. Cela signifie que le refroidisseur mécanique n'a besoin que d'électricité et de l'eau du condenseur pour fournir les besoins en eau glacée, par conséquent, il n'est pas nécessaire de fournir de la vapeur ou une autre source d'énergie thermique. Les refroidisseurs mécaniques augmentent la performance des turbine à gaz, encore mieux que les refroidisseurs à évaporation, car ils peuvent refroidir n'importe quelle température d'air nécessaire, quelles que soient les conditions atmosphériques [9].

Toutefois, le principal inconvénient du refroidisseur mécanique concerne sa forte consommation d'électricité, pour alimenter le compresseur de refroidissement compris entre 40 à 50 kw / MWGT, ce qui permettra de réduire le potentiel de production de la centrale [10].

Les avantages du système de réfrigération mécanique indirect :

- Peut augmenter la performance des turbines à gaz mieux que le refroidissement par évaporation et le système de brouillard.
- N'influence pas par le bulbe humide du site.

Ses inconvénients sont :

- Coût d'investissement initial élevé.
- Coût élevé d'exploitation et maintenance.
- Longue durée de livraison et d'installation.
- Une expertise est nécessaire pour faire fonctionner et entretenir l'usine.
- Nécessite un circuit de refroidissement d'eau glacée supplémentaire.
- Charge parasitaire plus élevée que le type direct.
- Entrée d'énergie plus élevée par rapport au type direct.

3.5.4. Système de réfrigération mécanique avec stockage

Deux techniques de stockage du froid sont utilisées. Le stockage de glace et le stockage de l'eau froide.

Stockage de la glace : La glace est fabriquée par un groupe frigorifique à compression et stockée dans un réservoir (figure 3.8), ensuite l'eau passe par le réservoir et sera refroidie et transporte ce froid à l'air de combustion par un échangeur de chaleur, La glace fabriquée la nuit où la demande est faible est exploitée le jour lorsque la demande atteint le pic.

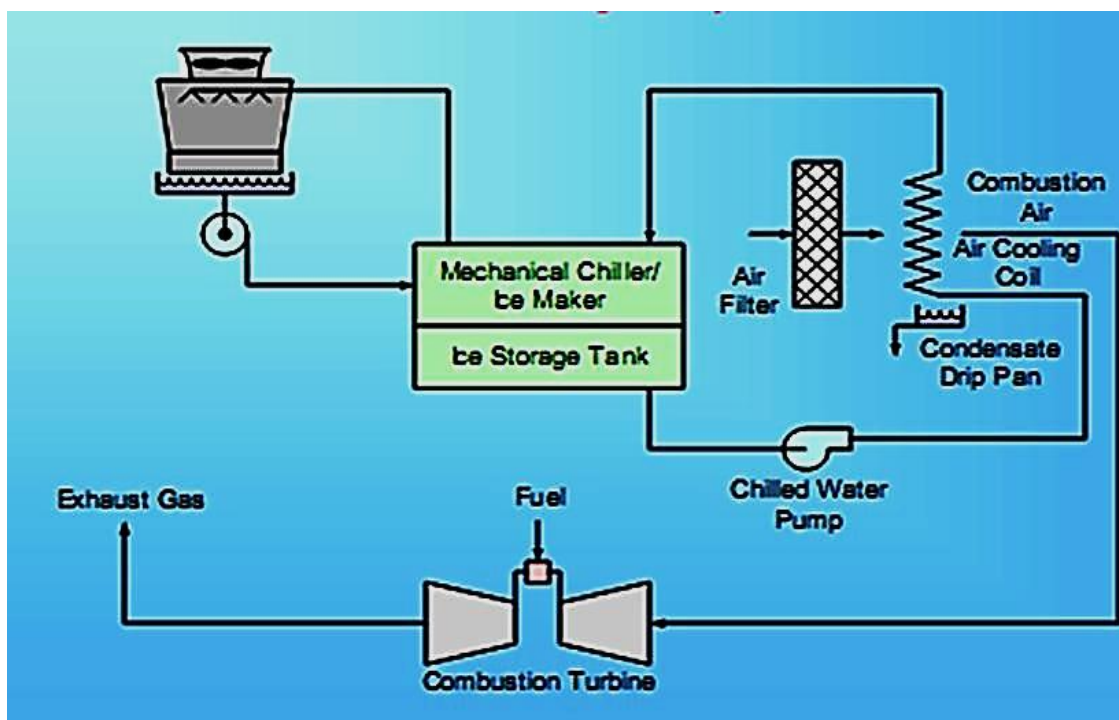


Figure 3. 10: Système de réfrigération mécanique avec stockage de glace

Stockage de l'eau froide : Il porte sur le même principe que le stockage de glace sauf que dans ce système on stocke l'eau froide dans le réservoir.

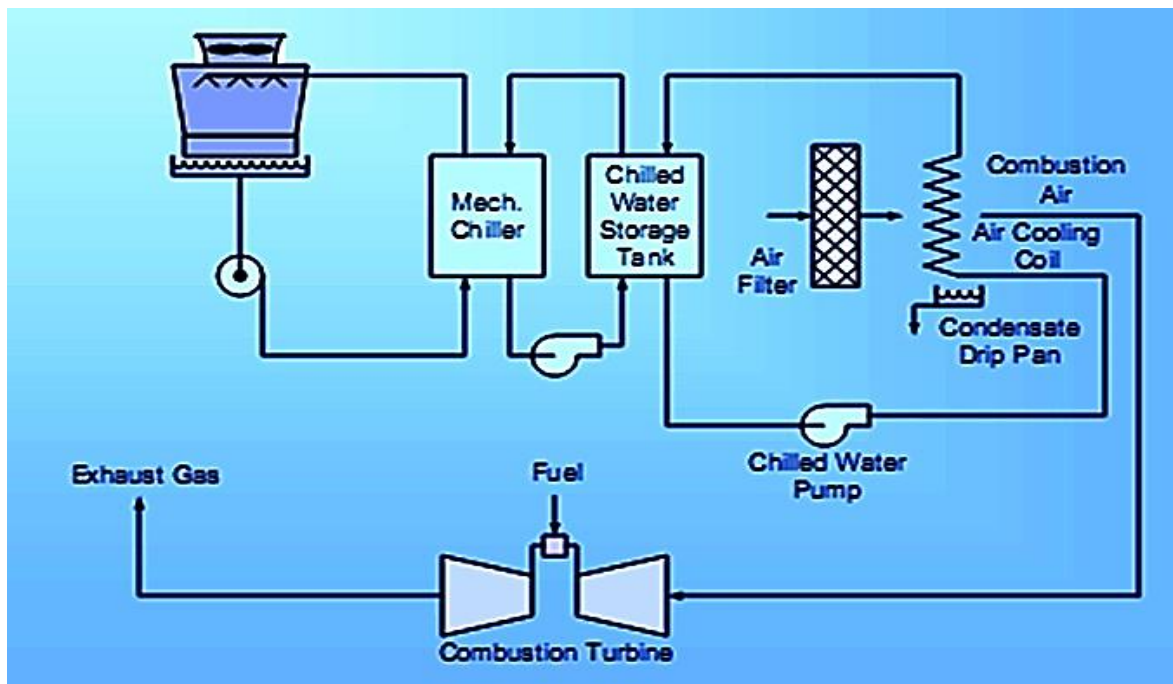


Figure 3. 11: Système de réfrigération mécanique avec stockage d'eau froide

Les avantages de système de réfrigération mécanique avec stockage (glace ou eau) :

- Peut augmenter la performance des turbines à gaz mieux que le refroidissement par évaporation et le système de brouillard.
- Pas très sensible à la température ambiante.
- Peut utiliser les tarifs de nuit pour produire et stocker des heures de pointe pour les heures de pointe.

Ses inconvénients sont :

- Coût d'investissement initial élevé
- Coût élevé d'exploitation et de maintenance.
- Temps de livraison et d'installation plus longs.
- Une plus grande expertise est nécessaire pour faire fonctionner et entretenir l'usine.

3.5.5. Refroidissement évaporatif :

Le refroidissement par évaporation augmente suffisamment la puissance de la turbine, le principe du ce système est basé sur le fait que l'évaporation d'un liquide absorbe bien plus de chaleur que la quantité requise pour faire augmenter sa température de quelques degrés, Les principaux procédés de refroidissement évaporatif sont le refroidissement évaporatif direct, le refroidissement indirect et la combinaison des deux [11].

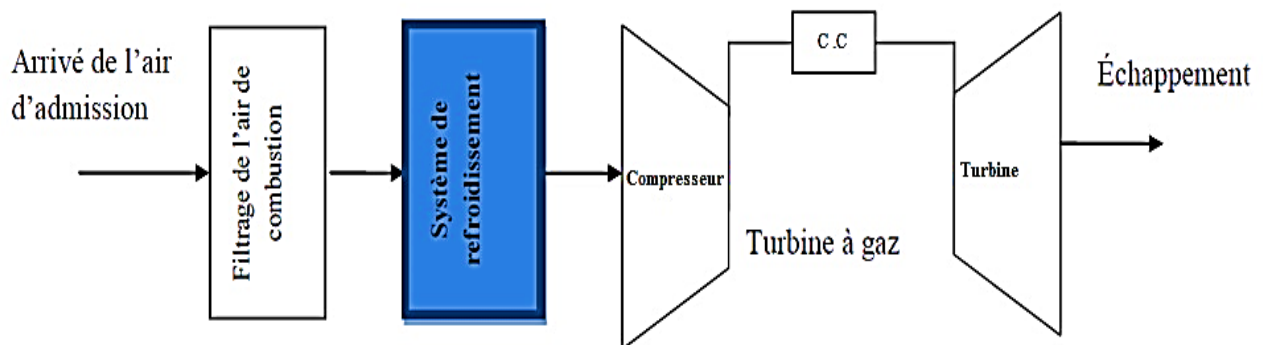


Figure 3. 12 : Disposition schématique de refroidissement évaporatif.

Le refroidissement évaporatif fait appel à deux phénomènes importants. D'une part, à température et pression normales, il faut environ 60 fois plus de chaleur pour évaporer une certaine quantité d'eau que pour élever sa température de 10 °C. D'autre part, l'air non saturé en humidité peut absorber une certaine quantité de vapeur d'eau supplémentaire, la chaleur contenue dans l'air est absorbée par l'évaporation d'eau. Ce changement d'état liquide-vapeur provoque simultanément le refroidissement de l'air et de l'eau encore liquide [11].

Refroidissement évaporatif direct : C'est le procédé le plus simple : l'air extérieur passe dans une enceinte où il entre en contact avec de l'eau. Celle-ci est fournie soit par un asperseur, sous forme de fines gouttelettes, soit par un milieu poreux saturé d'eau. L'eau s'évapore dans l'air, ce qui abaisse sa température et augmente son taux d'humidité. Les limitations pratiques des appareils font que l'on ne sature pas l'air à 100 %, mais à quelques pour cents de moins. Ce procédé est également appelé « refroidissement adiabatique » par les fabricants, car il n'y a pas d'échange de chaleur autre qu'entre l'air et l'eau avec laquelle il est en contact [11].

Refroidissement évaporatif indirect : Dans ce cas, l'air destiné à refroidir la pièce passe par un échangeur de chaleur qui est lui-même placé dans une enceinte refroidie par évaporation. Comme la quantité de vapeur d'eau dans cet air n'est pas augmentée, l'humidité relative augmente moins que lors du refroidissement direct, à abaissement de température égal. Du fait de la présence d'un échangeur dans le dispositif, l'abaissement de la température réalisé grâce à l'échangeur de chaleur est légèrement moindre qu'avec le refroidissement direct. [11]

Les avantages de système de refroidissement évaporatif sont :

- Les coûts d'investissement et d'exploitation sont faibles.
- Ce système il est facile a intégré dans l'installation.
- Le refroidissement évaporatif est basé sur un principe naturel simple.
- Réduction des émissions de CO₂ du système.
- On peut faire fonctionner le système sans refroidissement, c'est à dire que l'on fait fonctionner l'amenée d'air neuf sans faire tourner le circuit d'eau et en utilisant donc simplement le pouvoir rafraîchissant de l'air extérieur dans la période d'hiver.

Et les inconvénients sont :

- Ce système nécessite une source d'eau naturelle parce que la consommation d'eau est très importante.
- Volume du circuit d'eau plus important à traiter.
- L'efficacité du système est limitée.
- Difficulté de nettoyage du système.

Ces dernières années, plusieurs recherches ont été menées pour améliorer les performances des turbines à gaz en utilisant le refroidissement de l'air d'admission, ce qui confirme ses avantages, on peut citer les travaux suivants :

En année 2004, Alhazmy et col [12] ont examiné la puissance et l'efficacité nette de la turbine à gaz lors de l'utilisation directe des processus de pulvérisation d'eau à l'entrée du compresseur (Figure 0.5). Le refroidissement de l'air de 3 à 15 °C par la pulvérisation de l'eau augmente la puissance de 1-7%. En cas d'insuffisance d'eau, ils ont suggéré l'utilisation de la condensation des gaz de déchets à récupérer partiellement l'eau de pulvérisation. Il existe

différentes méthodes en usage pour le refroidissement de l'air d'admission, avec des valeurs différentes, mais les taux de réussite sont essentiellement limités.

En année 2005, Mohsen et col [13] ont étudié l'amélioration des performances d'une installation de la turbine à gaz et le refroidissement de l'air d'admission au compresseur. En même temps, ils ont analysé et formulé à l'aide de groupe de dimension caractéristique, les limites de la capacité d'utilisation d'un refroidisseur par évaporation, sur simple cycle de la turbine à gaz de type ouvert indiqué dans la figure 0.7. Les performances du cycle peuvent être améliorées en refroidissant l'air d'admission du compresseur par un système direct de refroidissement par évaporation. Ils ont démontré que le refroidissement par évaporation est très efficace par rapport à l'air sec de température ambiante de 40 °C et 10% d'humidité relative. Le gain de puissance maximale et l'amélioration de l'efficacité thermique sont respectivement de 9,1% et 0,39%.

En année 2006, Majed et col [14] ont proposé un modèle pour étudier l'effet de l'admission d'air de refroidissement sur l'efficacité de la puissance de la turbine à gaz. Ils ont utilisé deux techniques de refroidissement, un cycle de réfrigération mécanique directe et un refroidisseur d'air par pulvérisation d'eau (le fogging system). Les deux systèmes sont analysés et l'étude se concentre sur l'évaluation des limites de chaque processus de refroidissement. L'objectif est de renforcer la puissance de sortie et d'améliorer l'efficacité thermique des turbines à gaz fonctionnant pendant de longues périodes dans un climat chaud et humide. Les performances des deux systèmes sont comparées en modes de fonctionnement différents, dans des conditions réelles climatiques où l'humidité relative et la température de l'air, sont dépendantes du temps.

Les résultats obtenus prouvent que l'amélioration de la puissance et de l'efficacité se fait en fonction des conditions ambiantes et du taux de compression de la turbine à gaz. Pour les températures ambiantes, de 30 à 50°C, la gamme entière du taux d'humidité est de (10-100%) avec un taux de compression de 8 à 12. L'exécution des méthodes de refroidissement est examinée pour une opération de la turbine à gaz ABB-11D5 dans les conditions humides et chaudes de Djeddah en Arabie Saoudite. Les résultats indiquent que la réfrigération mécanique directe a augmenté la puissance de sortie de 6,77% et de 2,57% pour l'air de refroidissement par pulvérisation (fogging).

3.6. Système d'injection d'air :

L'injection d'air est une solution pour améliorer les performances des turbines à gaz, cette technologie est utilisée pour restaurer la puissance qui est normalement perdue lorsque la température ambiante augmente ou à des altitudes plus élevées. Le système fonctionne en parallèle avec le compresseur de la turbine à gaz. Il injecte l'air pressurisé chaud dans l'enveloppe de combustion de la turbine à gaz où il se mélange au flux de sortie du compresseur avant la combustion [15].

Le système se compose d'un moteur à mouvement alternatif qui entraîne un compresseur inter-refroidi multi-étages. La chaleur d'échappement du moteur est utilisée dans un procédé de récupération pour chauffer l'air du compresseur [15]. (Figure 0.6).

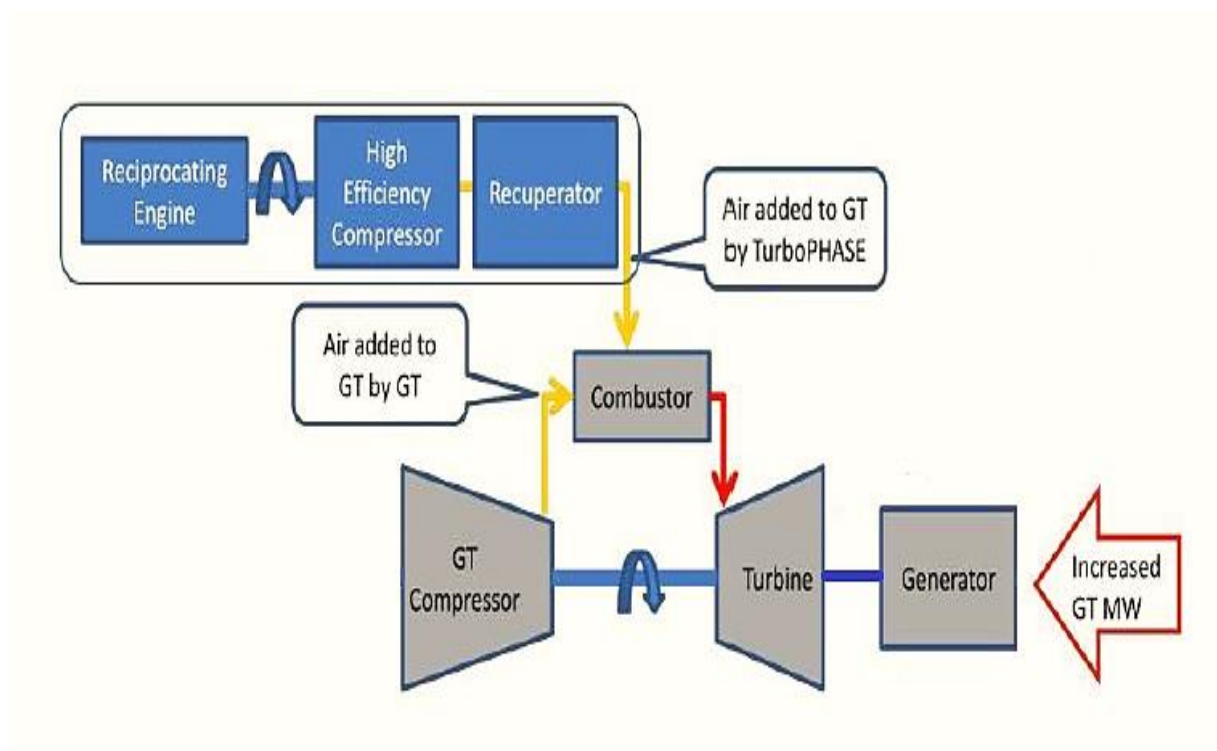


Figure 3. 13 : Amélioration de cycle simple par injection d'air.

En année 2015, La société américaine Powerphase [16] a réalisé une épreuve pour la modélisation d'un cycle simple amélioré par le système d'injection d'air (TurboPHASE), afin d'obtenir l'air et l'injecter dans le refoulement du compresseur axial (avant la chambre de combustion), en considérant tous les facteurs qui affectent réellement les performances d'un cycle réel. Ils ont proposé l'injection d'air en amont de la chambre de combustion, le but de ce travail est d'analyser l'influence des conditions environnementales sur les performances des turbines à gaz avec l'injection d'air.

Powerphase a réussi à atteindre les objectifs de performance. Aux conditions trouvées de la turbine à gaz modèle GE MS-7001FA. Les calculs de performance montrent que chaque système d'injection (Turbophase) ajoute 4,25 MW c'est-à-dire cette installation de cinq (5) turbines entraînerait une augmentation de sortie de 22,5MW. À 50 ° C, cela entraîne une augmentation de la production de 19% et une amélioration de la consommation de combustible de 3,5%. Une installation de sept (7) turbines entraînerait une augmentation de sortie de 31,5MW. À 50 ° C, cela entraîne une augmentation de la production de 26% et une amélioration la consommation de combustible de 5,0%. (Figure 0.7).

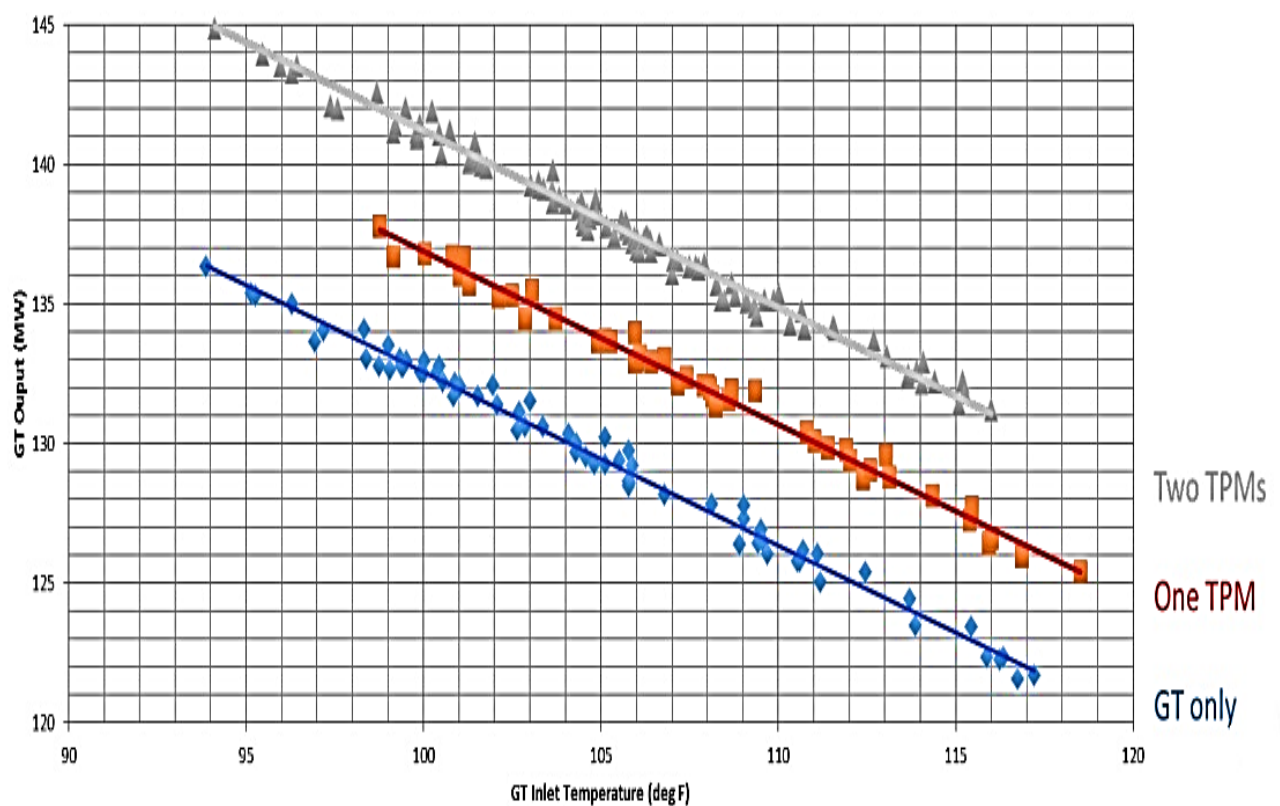


Figure 3. 14 : Variation de la puissance de sortie d'une turbine avec et sans injection en fonction de la température ambiante.

Le système peut être un système d'injection d'air humide (HAI) ou d'injection d'air sec (DAI). En général, DAI offre une plus grande efficacité du cycle. Le système DAI utilise l'air atmosphérique plus l'humidité qui se condense dans le compresseur intercooler. Le compresseur intercooler améliore considérablement la compression et réduit les exigences de taille du compresseur. L'air sec n'introduit aucune substance chimique supplémentaire, comme l'injection d'eau ou de vapeur, et la vie des composants de la turbine à gaz ne sont donc pas affectés.

Le système DAI peut répondre rapidement aux exigences de puissance, en ligne en moins de quelques minutes. Les systèmes DAI sont externes à un train à turbine à gaz et l'air comprimé est à une seule ligne pour chaque turbine à gaz. Par conséquent, un système DAI pour plusieurs turbines à gaz sur le même site peut être fourni à partir d'un "collecteur" du système DAI. Le collecteur du système DAI peut alors profiter d'économies d'échelle, par exemple en utilisant cinq (5) compresseurs d'air DAI desservant quatre (4) turbines à gaz, avec un compresseur d'air servant de sauvegarder un des quatre autres compresseurs. Étant donné qu'ils sont externes au paquet, le système DAI peut être appliqué à toute turbine à gaz.

4. Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons présenté une vue générale détaillée sur quelques méthodologies utilisées dans l'industrie ont été mentionnées dans ce chapitre. Cela a permis de rappeler quelques notions concernant les méthodes de fonctionnement de la turbine à gaz, ainsi que les cycles d'amélioration de leurs performances. Ceci permettra aux lecteurs et aux utilisateurs industriels d'évaluer la complexité du comportement des turbines à gaz et de connaître leurs caractéristiques d'environnement afin de mieux les utiliser.

Amélioration des performances de la turbine à gaz MS5382C

- 1. Introduction.**
- 2. Amélioration des performances par le système d'injection d'air.**
- 3. Amélioration des performances par le système de refroidissement d'air d'admission.**
- 4. Résultats et interprétation.**

1. Introduction :

Dans ce chapitre, on présente une analyse théorique de l'installation de la turbine à gaz MS5382C améliorée par deux systèmes d'amélioration, premièrement par le système d'injection d'air et par le système de refroidissement d'air d'admission par évaporation d'eau. Une modélisation numérique a été effectuée sur les deux systèmes afin d'évaluer les nouvelles performances de la turbine améliorée.

2. Amélioration des performances par le système d'injection d'air :

Le système d'injection d'air est une nouvelle technologie dans le domaine d'amélioration des turbines à gaz, il n'a pas encore été utilisé en Algérie, ce système est réalisé pour la première fois par la société américaine POWERPHASE, ce fut la première expérience dans le désert de la Floride.

Bob Kraft [15], fondateur de PowerPHASE, était ingénieur principal dans la division de turbine de Pratt & Whitney. Bob Kraft et certains autres membres de l'équipe POWERPHASE ont déjà fondé et construit (Power Systems Manufacturing) à Jupiter en Floride, où ils ont développé de nouveaux produits pour l'amélioration des turbines à gaz, avec une plus grande efficacité et une réduction des émissions, à un coût compétitif. Parmi ces systèmes, ils ont travaillé sur celui d'injection d'air depuis 2010, Ils l'ont nommé TurboPhase.

POWERPHASE LLC a complété l'analyse de marché, le développement de produits et la protection de la propriété intellectuelle, et a émergé en avril 2012 avec sa première offre de produits.

Aujourd'hui l'utilisation de cette technique est en pleine expansion, par exemple au Moyen-Orient 5% d'amélioration de l'efficacité énergétique des turbines à gaz utilisent le système d'injection d'air [16].

Au vu des différents systèmes d'amélioration, le système d'injection d'air, retient notre attention, en raison de son efficacité sous un climat chaud et sec comme celle de Hassi R'mel. Cette technologie peut augmenter la capacité de la turbine à gaz par autant que 20% sur une large plage de températures ambiantes durant les jours les plus chauds, d'autre part ce système est moins encombré et facile à intégrer dans une installation de turbine à gaz. Il est compatible presque avec toutes les turbines à gaz en cycle simple, cycle combiné et en cycle de cogénération.

2.1. Description et principe de fonctionnement de système d'injection d'air :

Le système d'injection d'air est composé d'un ensemble des machines mécaniques afin d'injecter une quantité d'air chaud dans la turbine, ce système d'amélioration est compose de trois parties principale (Figure 4.1) :

- Moteur d'entraînement.
- Compresseur.
- Echangeur.

Le schéma descriptif est illustré dans la figure 4.1

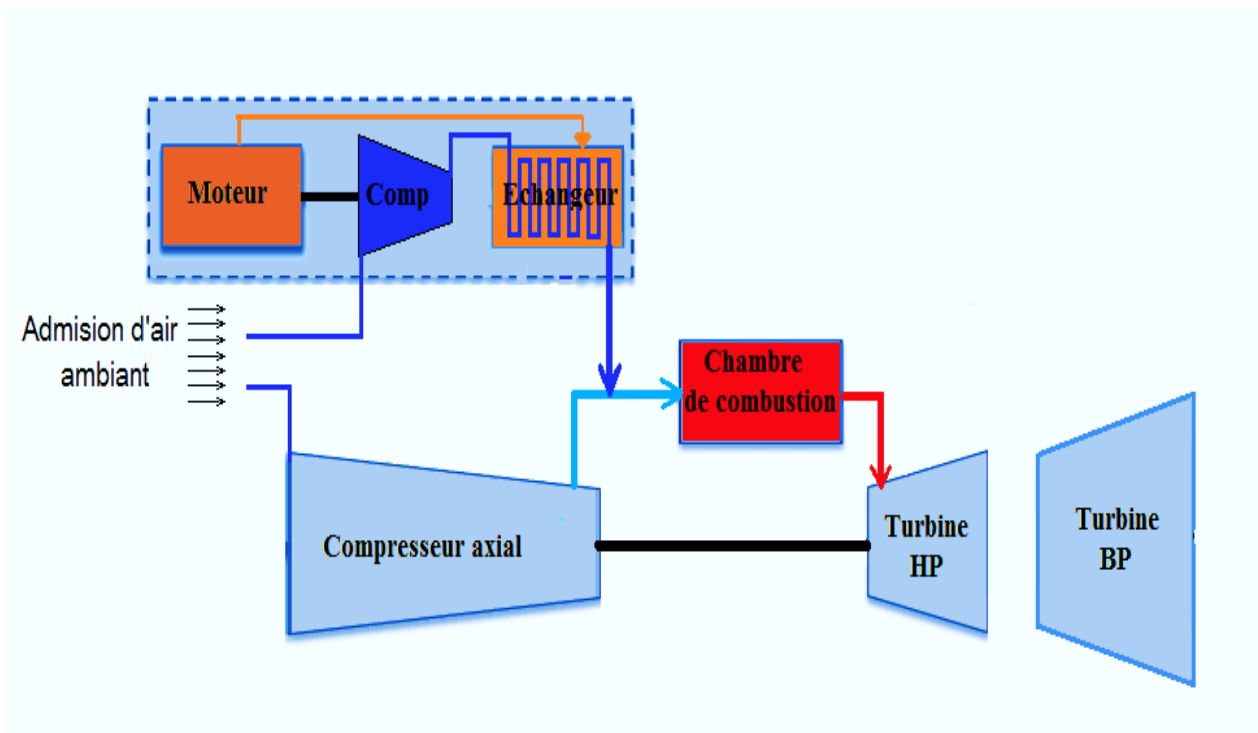


Figure 4. 1: Schéma descriptif de l'installation de la turbine à gaz avec l'amélioration par le système d'injection d'air

2.1.1. Moteur d'entraînement :

Dans le système d'injection d'air on utilise un moteur d'entraînement pour actionner le compresseur, ce moteur peut être un moteur à mouvement alternatif (essence ou diesel) ou une petite turbine (figure 4.2).

2.1.2. Compresseur d'air :

Le compresseur d'air comprime et injecte de l'air au refoulement de compresseur axial de la turbine à gaz. Ceci est possible grâce au processus de compression et à la récupération de la chaleur perdue du moteur, pour correspondre à la température de décharge du compresseur axial de la turbine (figure 4.2).

2.1.3. Echangeur de chaleur :

L'échangeur de chaleur fonctionne avec un système de récupération de chaleur qui est utilisée pour capter la chaleur d'échappement du moteur principal et l'ajouter à la décharge du compresseur permettant au système d'augmenter la température d'air comprimé à une température correspond à la température de refoulement du compresseur de la turbine à gaz (figure 4.2).

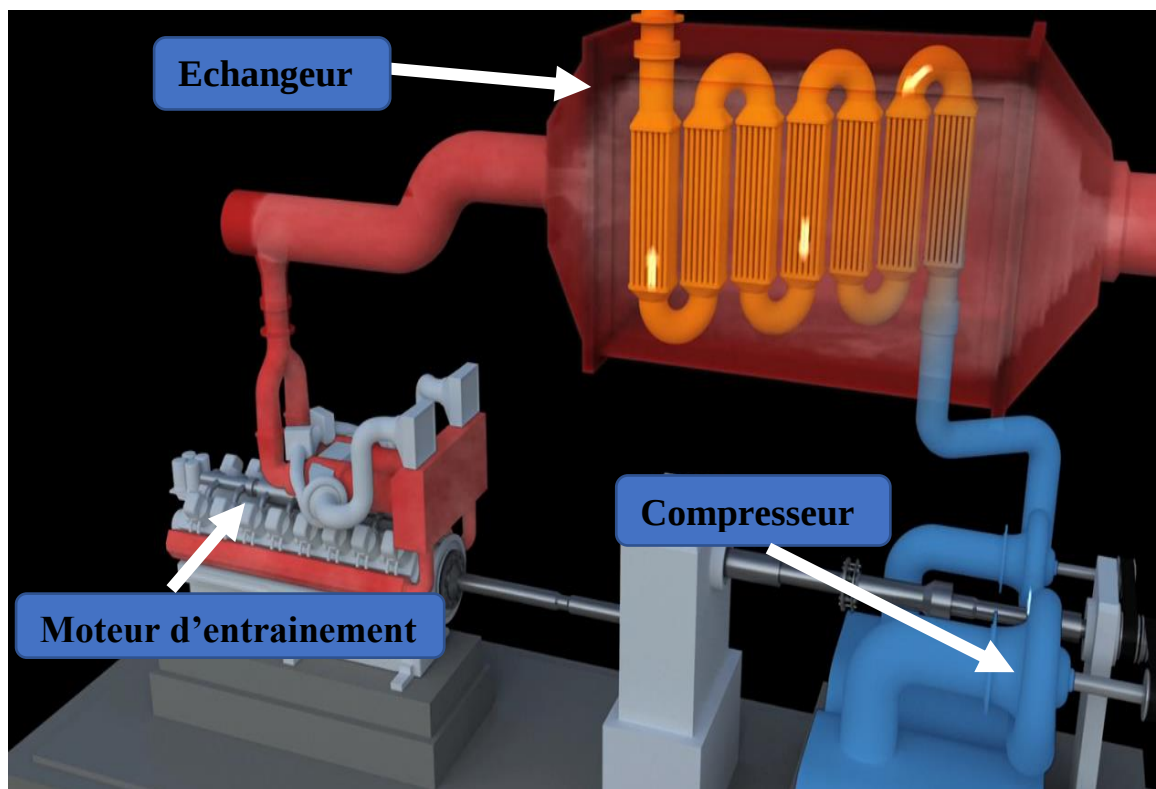


Figure 4. 2 : Modèle de système d'injection d'air (Turbophase).

2.2. Analyse énergétique de système d'injection d'air :

2.2.1. Compresseur du système d'injection :

- **Masse molaire d'air (M_{air}) :**

La masse molaire d'air est connue : $M_{\text{air}} = 28,9644 \text{ g/mol}$

- **Constante spécifique des gaz de l'air (r_{air}) :**

$$r_{\text{air}} = \frac{R}{M_{\text{air}}}$$

R : Constante des gaz parfait.

M_{air} : Masse molaire de l'air.

- **Masse volumique (ρ_{air}) :**

La masse volumique de l'air à la sortie du filtre est exprimée par la formule suivante :

$$\rho_{\text{air}} = \frac{P_{\text{atm}}}{r \cdot T_{\text{atm}}} \quad [\text{kg/m}^3]$$

- **Débit massique d'air d'admission ($Q_{\text{ma.inj}}$) :**

On a besoin d'un débit massique qui compense le débit massique perdu dans la turbine au niveau du compresseur axial à cause de l'augmentation de la température durant les périodes chaudes, on note $Q_{\text{ma.inj}}$ le débit massique d'air perdu qui correspond à la température ambiante :

$$Q_{\text{ma.inj}} = Q_{\text{ma}}(\text{max}) - Q_{\text{ma}}(T_{\text{amb}}) \quad [\text{kg/s}]$$

$Q_{\text{ma}}(\text{max})$: Débit massique maximum admis par la turbine qui correspond à la température 0 °C.

$Q_{\text{ma}}(T_{\text{amb}})$: Débit massique qui correspond la température ambiante.

- **Débit volumique d'air (Q_{va}) :**

Le débit volumique du compresseur est exprimé par la formule suivante :

$$Q_{\text{v.inj}} = \frac{Q_{\text{ma.inj}}}{\rho_{\text{air}}} \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$

$Q_{\text{va.inj}}$: Débit volumique de l'air d'injection.

$Q_{\text{ma.inj}}$: Débit massique de l'air d'injection.

- **Pression à l'entrée du compresseur (P_e):**

La pression à l'entrée de compresseur c'est la pression d'air ambiant :

$$P_e = P_{atm} = 1.013 \text{ [Pa]}$$

P_e : Pression à l'entrée du compresseur.

- **Température à l'entrée de compresseur (T_e):**

La température à l'entrée de compresseur c'est la température d'air ambiant :

$$T_e = T_{amb} \quad [K]$$

T_e : Température à l'entrée du compresseur.

- **Pression à la sortie de compresseur (P_s):**

La pression à la sortie du compresseur du système d'injection doit être supérieure à la pression de refoulement du compresseur axial pour éviter le retour d'air dans la conduite d'injection :

D'après l'étude de cycle simple on a trouvé que la pression au refoulement de compresseur axial :

$$P_2 = 6.92 \text{ bar}$$

Donc on impose :

$$P_s = 7 \text{ bar}$$

P_s : La pression à la sortie de compresseur.

- **Taux de compression τ_c :**

Le taux de compression c'est le rapport entre la pression imposée de la sortie (P_s) et la pression de l'air ambiant (P_e):

$$\tau_c = \frac{P_s}{P_e}$$

- **Température à la sortie du compresseur de système d'injection (T_s) :**

Température de la sortie de compresseur du système d'injection est exprimée par la formule suivante :

$$T_s = \frac{T_e \cdot (\tau_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1)}{\eta_{is}} + T_e \quad [K]$$

η_{is} : Rendement isentropique du compresseur.

- **Facteur de compressibilité (Z) :**

- Les conditions critiques de l'air :

D'après la référence [17] les conditions critiques de l'air T_{Cri} et P_{Cri} :

$$T_{Cri} = 132.5 \text{ K}$$

$$P_{Cri} = 37.66 \text{ bar}$$

- Les valeurs réduites :

$$T_{red} = \frac{T}{T_{Cri}} ; \quad P_{red} = \frac{P}{P_{Cri}}$$

- A l'aspiration :

Pour calculer le coefficient de compressibilité Z en prend la température la plus défavorable $T_1 = 50 \text{ °C}$:

$$T_{red} = \frac{T_1}{T_{Cri}} = \frac{323}{132.5} \Rightarrow T_{red} = 2.43$$

$$P_{red} = \frac{P_1}{P_{Cri}} = \frac{1.013}{37.66} \Rightarrow P_{red} = 0.027$$

D'après les abaques de quartz : $Z_1 = 0.998$

- Au refoulement :

$$T_{red} = \frac{T_2}{T_{Cri}} = \frac{403.96}{132.5} \Rightarrow T_{red} = 3.05$$

$$P_{red} = \frac{P_2}{P_{Cri}} = \frac{8}{37.66} \Rightarrow P_{red} = 0.21$$

D'après les abaques de quartz : $Z_2 = 0.988$

- Le facteur de compressibilité moyen (Z_{moy}) :

$$Z_{moy} = \frac{Z_1 + Z_2}{2} \Rightarrow Z_{moy} = 0.993$$

- **Coefficient polytropique (n) :**

On peut déduire le coefficient polytropique par la relation suivante :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{Z_2 \cdot P_2}{Z_1 \cdot P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \Rightarrow n = \frac{\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}{\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) - \ln\left(\frac{Z_2 \cdot T_2}{Z_1 \cdot T_1}\right)}$$

- **Travail polytropique de compresseur ($W_{C.pol}$) :**

Le travail polytropique est exprimé par la formule suivante :

$$W_{C.pol} = \frac{n}{n-1} \cdot Z_{moy} \cdot r \cdot T_1 \cdot \left(\tau_c^{\frac{n}{n-1}} - 1 \right)$$

- **Travail réel de compresseur ($W_{C.rél}$) :**

On peut déduire le travail réel à partir de la formule de rendement :

$$\eta_{pol} = \frac{W_{pol}}{W_{C.rél}} \quad \Rightarrow \quad W_{C.rél} = \frac{W_{C.pol}}{\eta_{pol}} \quad [J/kg]$$

Pour un compresseur, le rendement polytropique varie de 0,7 à 0,85, alors on prend la valeur moyenne : $\eta_{pol} = 0.80$

- **Puissance réelle requise sur le compresseur (P_{cc}) :**

La puissance réelle requise sur le compresseur est exprimée par la formule suivante :

$$P_{cc} = Q_{m.inj} \cdot W_{réel}$$

$$\text{Alors :} \quad P_{cc} = \frac{Q_{ma.inj} \cdot W_{pol}}{\eta_{pol}} \quad [W]$$

2.2.2. Echangeur de chaleur de système d'injection :

- **Flux échangé au niveau de l'échangeur (Q_{ce}):**

Le flux échangé au niveau de l'échangeur est exprimé par la formule suivante :

$$Q_{ce} = C_{p_a} \cdot (T_{as} - T_{ae})$$

C_p : Chaleur spécifique de l'air.

T_{as} : Température d'air à la sortie de l'échangeur.

T_{ae} : Température d'air à l'entrée de l'échangeur.

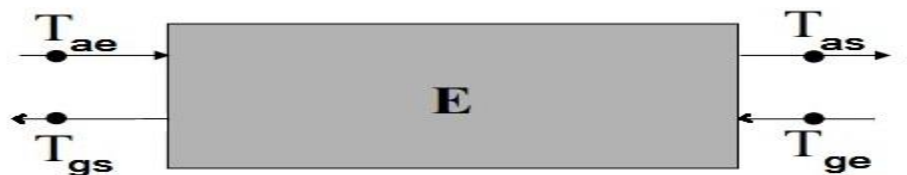


Figure 4. 3 : Schéma descriptive d'un échangeur de chaleur.

- **Efficacité de l'échangeur (ϵ):**

On peut exprimer l'efficacité de l'échangeur en fonction des températures d'entrée et de sortie des fluides :

$$\epsilon = \frac{T_{as} - T_{ae}}{T_{gs} - T_{ae}}$$

T_{gs} : Température des gaz d'échappement de moteur la sortie de l'échangeur.

2.3. Analyse énergétique de la l'installation amélioré avec le système d'injection d'air :

Dans la partie qui suit, nous présentons une analyse thermodynamique de l'installation turbine à gaz MS 5382C améliorée par le système d'injection d'air, afin d'évaluer les nouvelles performances de la turbine améliorée.

2.3.1. Compresseur axial de la turbine :

- **Travail spécifique du compresseur axial (W_c) :**

Le travail de compression spécifique W_c du compresseur axial est exprimé par l'équation suivante :

$$W_c = C_{p_{air}} \cdot (T_2 - T_1) \quad [J/kg]$$

$C_{p_{air}}$: Chaleur spécifique d'air.

- **Puissance du compresseur axial ($\dot{P}_c$) :**

La puissance de compresseur axial est exprimée par la formule suivante :

$$\dot{P}_c = W_c \cdot \frac{Q_{ma.asp}}{\eta_{mc}} \quad [W]$$

Q_{ma} : Débit massique d'air d'admission au compresseur [kg/s].

η_{mc} : Rendement mécanique de compresseur axial.

2.3.2. Chambre de combustion :

- **Débit massique d'air refoulé dans la chambre de combustion :**

Le débit massique d'air refoulé dans la chambre de combustion est le débit massique d'air refoulé par le compresseur axial plus le débit massique d'air injecté par le système d'injection :

$$Q_{ma} = Q_{ma} + Q_{ma.inj} \quad [kg/s]$$

Q_{ma} : Débit massique d'air d'admission.

$Q_{ma.inj}$: Débit massique d'air injecté par le système d'amélioration.

- **Débit de combustible $\dot{Q}_{mc}$:**

Le débit de combustible est exprimé par la formule suivante :

$$Q_{mc} = \frac{Q_{ma}}{f \cdot \lambda_a} \quad [\text{kg/s}]$$

Q_{ma} : Débit d'air refoulé dans la chambre de combustion.

λ_a : Coefficient d'excès d'aire.

f : La masse d'air nécessaire à la combustion complète de 1 kg du combustible.

- **Chaleur de combustion (Q_{cc}) :**

La chaleur de la chambre de combustion est exprimée par la formule suivante :

$$Q_{cc} = \frac{(Q_{ma} + Q_{mc}) C_{pa} (T_3 - T_2)}{\eta_{cc}} \quad [\text{W}]$$

$C_{p_{air}}$: Chaleur spécifique d'air.

η_{cc} : Rendement de la chambre de combustion.

2.3.3. Turbine HP :

- **Travail délivré par la turbine haute pression HP :**

Le travail d'expansion spécifique délivré par la turbine HP est exprimé par :

$$W_{Thp} = C_{p_g} \cdot (T_3 - T_4) \quad [\text{J/kg}]$$

C_{p_g} : Chaleur spécifique des gaz brûlé (voir annexe 1).

- **Puissance délivrée par la turbine haute pression HP :**

La puissance délivrée par la turbine HP est exprimé par :

$$\dot{P}_{thp} = W_{Thp} \cdot \dot{Q}_{mg} \cdot \eta_{mThp} \quad [\text{W}]$$

$\dot{Q}_{mg}$: Débit massique des gaz brûlé.

η_{mThp} : Rendement mécanique de turbine HP.

2.3.4. Turbine BP :

- **Calcul du travail spécifique de la turbine BP (W_{Tbp}):**

La puissance délivré par la turbine BP est exprimé par :

$$W_{Tbp} = C_{pg} \cdot (T_4 - T_5) \quad [J/kg]$$

C_{pg} : Chaleur spécifique des gaz brûlé (voir annexe 1).

- **Puissance délivrée par la turbine BP ($\dot{P}_{Tbp}$) :**

La puissance délivré par la turbine BP est exprimé par :

$$\dot{P}_{Tbp} = W_{Tbp} \cdot Q_{mg} \cdot \eta_{mTbp} \quad [W]$$

Q_{mg} : Débit massique des gaz brûlé.

2.3.5. Rendement thermique de l'installation avec injection d'air :

- **Calcul de la puissance utile de l'installation ($\dot{P}_{ui}$) :**

La puissance utile de l'installation est exprimée par la formule suivante :

$$\begin{aligned} \dot{P}_{ui} &= (\dot{P}_{Tbp} + \dot{P}_{Thp}) - \dot{P}_c \\ \dot{P}_{ui} &= \dot{P}_T - \dot{P}_c \end{aligned} \quad [W]$$

$\dot{P}_c$: Puissance de compresseur de la turbine.

$\dot{P}_{cc}$: Puissance de compresseur de système d'injection.

$\dot{P}_T$: Puissance de la turbine.

- **Calcul du rendement thermique de l'installation (η_{th}) :**

Le rendement de l'installation est exprimé par la formule suivant :

$$\eta_{th} = \frac{\dot{P}_{ui}}{Q_{cci}} \quad \text{Avec :} \quad \begin{cases} Q_{cci} = Q_{cc} + Q_{si} \\ Q_{si} = \frac{P_{cc}}{\eta_{si}} \end{cases}$$

Q_{cc} : Chaleur de la chambre de combustion de la turbine.

Q_{si} : Chaleur de moteur du système d'injection.

η_{si} : Rendement de système d'injection.

3. Amélioration des performances par le système de refroidissement d'air d'admission :

Cette partie du travail porte sur l'étude de système d'amélioration par refroidissement d'air d'admission voir figure 4.4.

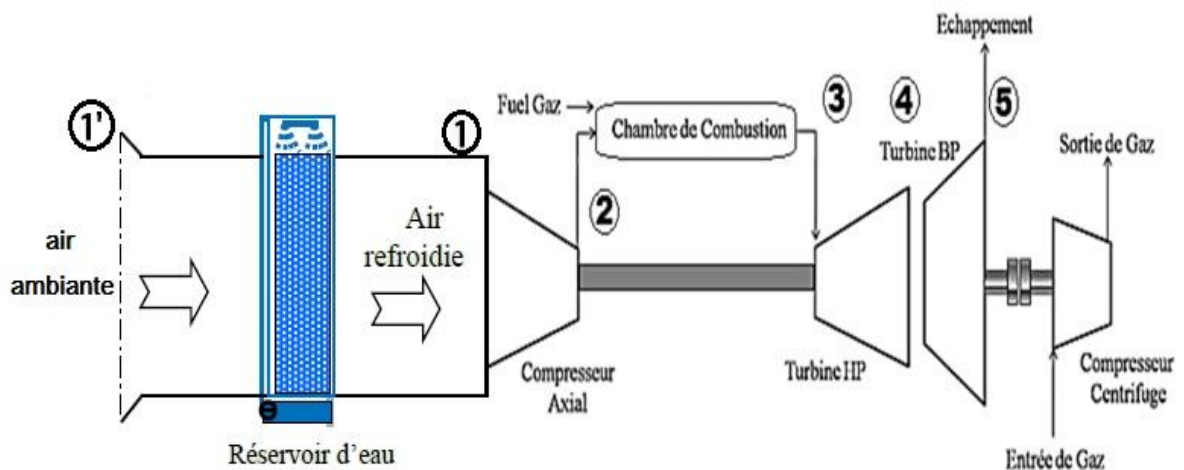


Figure 4. 4: Schéma de système d'amélioration par évaporation d'eau.

Parmi les différents systèmes de refroidissement présentés, le système par évaporation d'eau, retient notre attention, en raison de son faible coût et de son efficacité sous un climat chaud et sec. En effet l'ampleur de l'évaporation dépend en partie de la température ambiante et de la quantité de vapeur d'eau présente déjà dans l'air. Au niveau de site de Hassi R'mel, les températures maximales quotidiennes atteignant 45 °C. L'humidité relative est en moyenne de 40 % annuellement, avec des moyennes maximales mensuelles en période chaude de 30 %. On a donc un climat relativement chaud et sec dans cette région ou un système de refroidissement évaporatif peut être mis en application. De plus c'est aux périodes les plus chaudes que le refroidissement évaporatif est le plus avantageux. Ceci est particulièrement important car c'est durant cette période que le rendement de la turbine diminue.

3.1. Description du système de refroidissement par évaporation d'eau:

Dans notre étude on a choisi le refroidisseur par évaporation d'eau car il est favorable pour les zones chaudes et sèches (climat de la région saharienne). 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 humification, il faut un contact étroit et intensif entre l'air et la source d'humidité.

L'humidificateur à ruissellement avec recyclage par pompe, représenté sur la figure 4.5 fonctionne comme suit :

- 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 (isenthalpique).

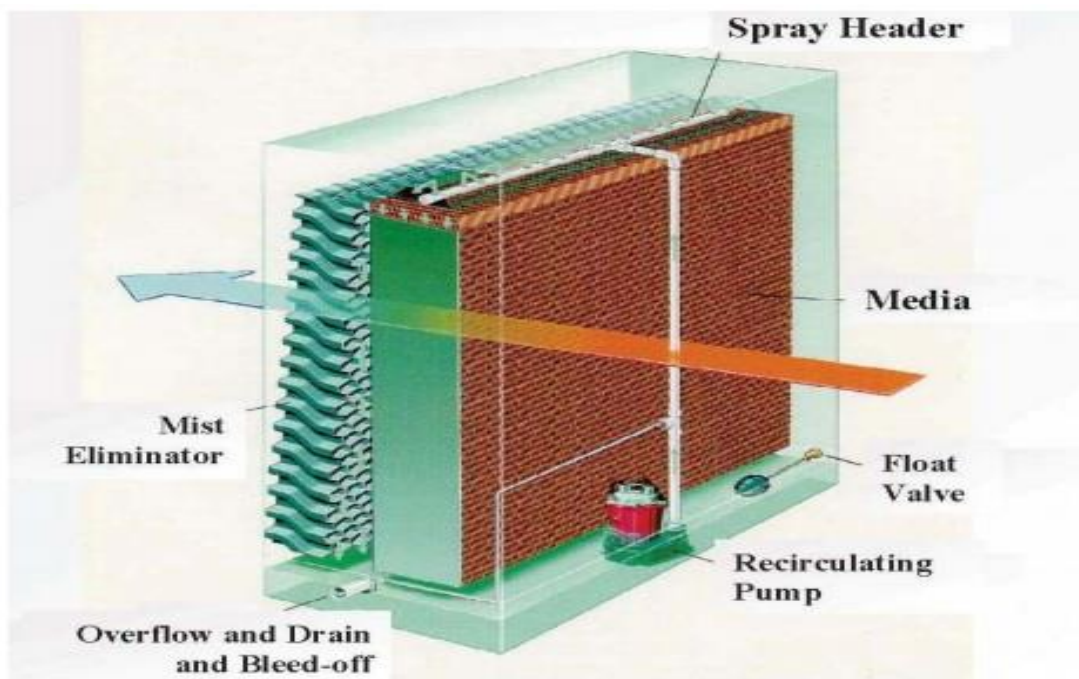


Figure 4. 5: Refroidisseur par évaporation d'eau avec recerclage.

L'élément principal dans un refroidisseur par évaporation d'eau est le média humide, figure 4.5 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 réutilisée en utilisant une pompe. En aval de ce système de refroidissement de l'air humide passe par un éliminateur des gouttelettes dans le but d'empêcher des gouttelettes d'eau de passer à travers le compresseur.

L'air propre est refroidi est alors dirigé vers l'entrée de la turbine pour commencer à comprimer dans le compresseur axial.

3.2. Analyse énergétique de l'installation améliorée par le système de refroidissement :

3.2.1. Analyse du panneau d'évaporation :

L'efficacité du média humide (panneau) dans le cas de contact direct (l'air avec l'eau) est généralement définie comme suit :

$$\eta_{ev} = \frac{T_{se} - T_{amb}}{T_{sat} - T_{amb}} \quad [\%]$$

T_{se} : Température de l'air à la sortie de refroidisseur.

T_{amb} : Température de l'air ambiant.

T_{sat} : Température de saturation (100% d'humidité relative).

Par ailleurs, l'efficacité peut aussi s'écrire en fonction de l'humidité spécifique comme suite :

$$\eta_{ev} = \frac{H_{s_s} - H_{s_e}}{H_{s_{sat}} - H_{s_e}} \quad [\%]$$

$$\Rightarrow H_{s_s} = \eta_{ev} \cdot (H_{s_{sat}} - H_{s_e}) + H_{s_e} \quad [\text{kg}_{\text{eau}}/\text{kg}_{\text{air}}]$$

η_{ev} : Efficacité du refroidisseur (donnée par le constructeur).

H_{s_s} : Humidité spécifique à la sortie de refroidisseur.

H_{s_e} : Humidité spécifique de l'air ambiant.

$H_{s_{sat}}$: Humidité spécifique de saturation de l'air ambiant.

L'humidité relative à la région de Hassi R'mel est $H_r = 25\%$, et comme on sait l'humidité relative de saturation $H_r = 100\%$ et l'humidité spécifique de l'air ambiant est déterminé d'après les formules empiriques de Nadeau et Puiggali, peut être exprimée en fonction de l'humidité relative par la relation :

$$H_s = \frac{0.662 \cdot P_{sat}(T_{amb}) \cdot H_r}{101325 - P_{sat}(T_{amb}) \cdot H_r} \quad [\text{kg}_{\text{eau}}/\text{kg}_{\text{air}}]$$

$$\text{Et :} \quad P_{sat}(T_{amb}) = \exp \left(23.3265 - \frac{3802.7}{T_{amb} + 273.18} - \left(\frac{472.68}{T_{amb} + 273.18} \right)^2 \right) \quad [\text{Pa}]$$

H_r : Humidité relative valeur entre [0 et 1].

H_s : Humidité spécifique en $\text{kg}_{\text{eau}}/\text{kg}_{\text{air}}$.

$P_{\text{sat}}(T_{\text{amb}})$: Pression de vapeur saturante en Pa.

- **Détermination de la température à la sortie de refroidisseur (T_{se}) :**

On prend un exemple réel pour déterminer la température à la sortie de refroidisseur tel que :

- La température ambiante : on prend une température de $T_{\text{amb}} = 30^\circ\text{C}$.
- L'humidité relative à la région de Hassi R'mel dans les périodes chauds varie entre 15 et 30 donc on prend $H_r = 25\%$.
- L'efficacité de refroidisseur varie entre 0.4 jusqu'à 0.85 donc on prend $\eta_{\text{ev}} = 0.6$.

- **Calcul de l'humidité spécifique de l'air ambiant (H_{se}) :**

$$P_{\text{sat}}(T_{\text{amb}} = 30) = \exp\left(23.3265 - \frac{3802.7}{30+273.18} - \left(\frac{472.68}{30+273.18}\right)^2\right) \Rightarrow P_{\text{sat}} = 1060.7 \text{ Pa}$$

Alors :

$$H_{\text{se}} = \frac{0.662 \cdot P_{\text{sat}}(T_{\text{amb}}) \cdot H_r}{101325 - P_{\text{sat}}(T_{\text{amb}}) \cdot H_r}$$

$$\Rightarrow H_{\text{se}} = 0,007 \text{ kg}_{\text{eau}}/\text{kg}_{\text{air}}.$$

- **Calcul de l'humidité spécifique à la sortie de refroidisseur (H_{ss}) :**

On peut déterminer l'humidité spécifique à la sortie de refroidisseur l'équation de rendement de refroidisseur :

$$\eta_{\text{ev}} = \frac{H_{\text{ss}} - H_{\text{se}}}{H_{\text{ssat}} - H_{\text{se}}}$$

$$H_{\text{ss}} = \eta_{\text{ev}} \cdot (H_{\text{ssat}} - H_{\text{se}}) + H_{\text{se}}$$

$$H_{\text{ss}} = 0.6 \cdot (0.014 - 0.007) + 0.007 = 0.010 \text{ kg}_{\text{eau}}/\text{kg}_{\text{air}}.$$

D'après ces calculs on observe que le refroidisseur rend l'air plus humide :

$$H_{\text{se}} = 0,007 \text{ kg}_{\text{eau}}/\text{kg}_{\text{air}} \longrightarrow H_{\text{ss}} = 0.010 \text{ kg}_{\text{eau}}/\text{kg}_{\text{air}}.$$

Le refroidisseur par évaporation est supposé fonctionne dans un processus continu isenthalpique tel que l'air ambiant humide passe à travers le refroidisseur. La quantité suffisante d'eau est ajoutée au courant d'air pour augmenter sa teneur en humidité à proximité de celle correspondant à une humidité relative de 100% et de diminuer sa température comme on le voit dans le diagramme psychométrique figure 4.6 (Annexe 2), donc on peut déterminer la nouvelle température d'air humide à la sortie de refroidisseur :

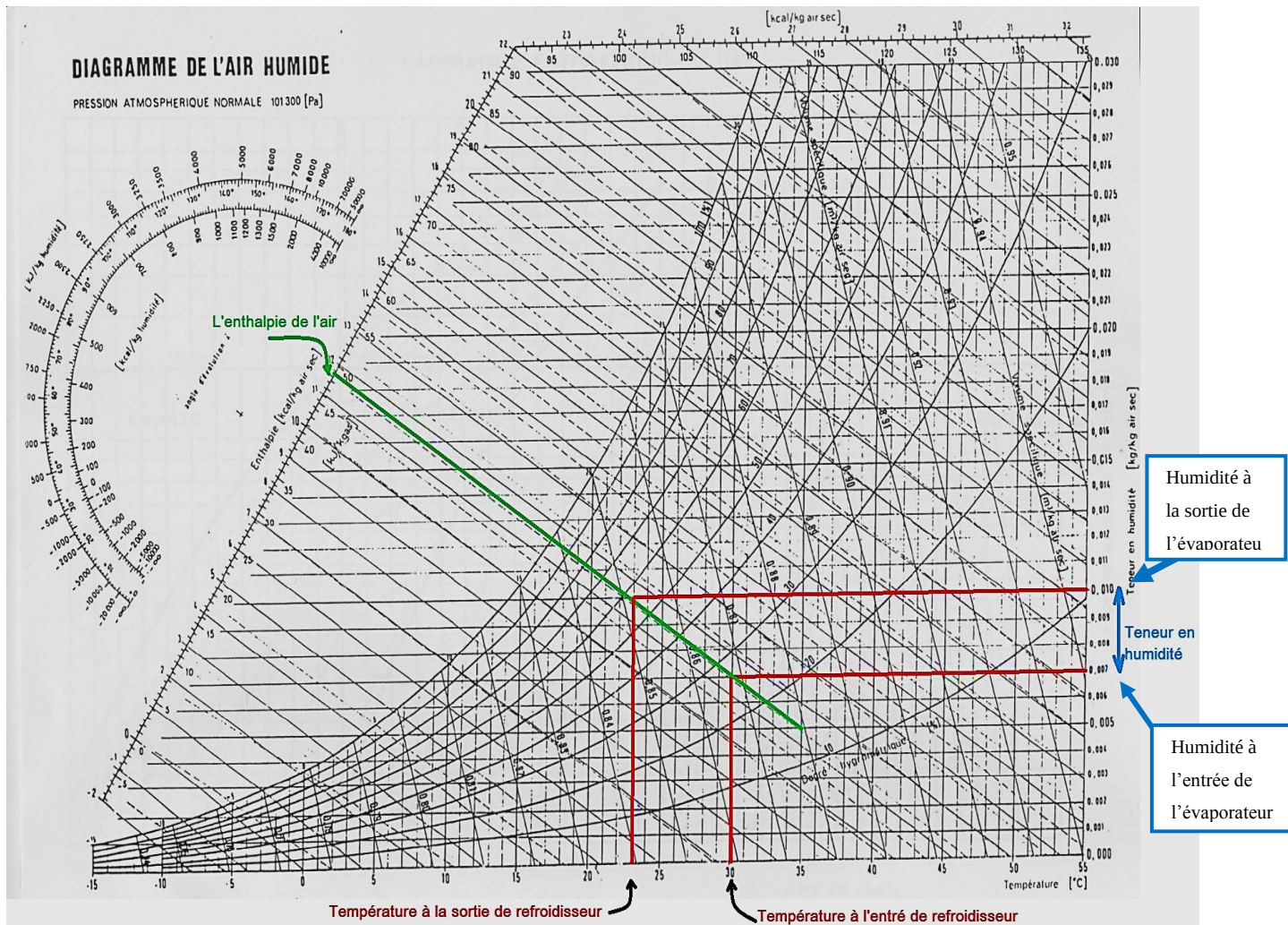


Figure 4. 6: Détermination de la température de sortie de refroidisseur sur diagramme psychrométrique.

Comme on voit dans le diagramme psychrométrique (voir figure 4.6) la température d'air après le refroidisseur devient : $T_{se} = 23\text{ }^{\circ}\text{C}$

Avec la même méthode de travail on détermine les températures à la sortie de refroidisseur sur l'intervalle des températures ambiantes [0 à 50 $^{\circ}\text{C}$], les résultats présentés dans le tableau suivant :

Température ambiante ($^{\circ}\text{C}$)	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
L'humidité spécifique à la sortie de refroidisseuse (g_e/kg_{air})	1.3	2.01	2.61	3.96	5.25	6.78	9.30	12.2	15.08	19.82
Température à la sortie de refroidisseur ($^{\circ}\text{C}$)	3.5	8	12.5	15.5	19	23	27	31	35	39.5

Tableau 4.1 : Températures après l'humidificateur.

3.2.2. Compresseur axial de la turbine :

- **Débit massique global d'air :**

Débit massique d'air aspiré par le compresseur axial c'est le débit d'air entrant plus la quantité du vapeur qui est ajoutée dans le refroidisseur :

$$Q_{ma.asp} = Q_{ma} + Q_{mv} \quad [kg/s]$$

Q_{ma} : Débit massique d'air.

Q_{mv} : Débit de vapeur d'eau.

Sachant que le débit d'eau évaporé dans l'air est la différence de débit d'eau entre l'entrée et la sortie de refroidisseur :

$$Q_{mv} = Q_{ee} - Q_{es} = Q_{ma}(H_{s_s} - H_{s_e}) \quad [kg/s]$$

Q_{ee} : Débit d'eau à l'entrée de refroidisseur.

Q_{es} : Débit d'eau à la sortie de refroidisseur.

H_{s_e} : Humidité spécifique de l'air à l'entrée de refroidisseur [kg_{eau}/kg_{air}].

H_{s_s} : Humidité spécifique de l'air à la sortie de refroidisseur [kg_{eau}/kg_{air}].

Débit massique global d'air qui est fourni par le compresseur axial dans la chambre de combustion :

$$Q_{ma} = Q_{ma.asp} - \epsilon \cdot Q_{ma.asp} \quad [kg/s]$$

ϵ : Coefficient de perte des fuites à travers les étanchéités dans tout le trajet d'air et de gaz de la turbine ainsi que le débit d'air pour le refroidissement de la machine.

La quantité des vapeurs est très petite par rapport à celle d'air, donc dans les calculs suivant on considère l'air humide comme air sec pour simplifier les calculs.

- **Travail spécifique du compresseur axial (W_c) :**

Le travail de compression spécifique W_c du compresseur axial est exprimé par l'équation suivante :

$$W_c = C_{p_{air}} \cdot (T_2 - T_1) \quad [J/kg].$$

$C_{p_{air}}$: La chaleur spécifique d'air.

- **Puissance du compresseur axial ($\dot{P}_c$) :**

La puissance de compresseur axial est exprimée par la formule suivante :

$$\dot{P}_c = W_c \cdot \frac{Q_{ma.asp}}{\eta_{mc}} \quad [W]$$

Q_{ma} : Débit massique d'air d'admission au compresseur [kg/s].

η_{mc} : Rendement mécanique de compresseur axial.

3.2.3. Chambre de combustion :

- **Débit de combustible $\dot{Q}_{mc}$:**

Le débit de combustible est exprimé par la formule suivante :

$$Q_{mc} = \frac{Q_{ma}}{f \cdot \lambda_a} \quad [kg/s]$$

Q_{ma} : Débit d'air refoulé dans la chambre de combustion.

λ_a : le coefficient d'excès d'aire.

f : La masse d'air nécessaire à la combustion complète de 1 kg du combustible.

- **Chaleur de combustion (Q_{cc}) :**

La chaleur de la chambre de combustion est exprimée par la formule suivante :

$$Q_{cc} = \frac{(Q_{ma} + Q_{mc}) C_{pa} (T_3 - T_2)}{\eta_{cc}} \quad [W]$$

$C_{p_{air}}$: La chaleur spécifique d'air.

η_{cc} : Rendement de la chambre de combustion.

3.2.4. Turbine HP :

- **Travail délivré par la turbine haute pression HP :**

Le travail d'expansion spécifique délivré par la turbine HP est exprimé par :

$$W_{Thp} = C_{p_g} \cdot (T_3 - T_4) \quad [J/kg]$$

C_{p_g} : La chaleur spécifique des gaz brûlé (voir annexe 1).

- **Puissance délivrée par la turbine haute pression HP :**

La puissance délivrée par la turbine HP est exprimé par :

$$\dot{P}_{thp} = W_{Thp} \cdot \dot{Q}_{mg} \cdot \eta_{mThp} \quad [W]$$

Q_{mg} : Débit massique des gaz brûlé.

η_{mThp} : Rendement mécanique de turbine HP.

3.2.5. Turbine BP :

- **Calcul du travail spécifique de la turbine BP (W_{Tbp}):**

La puissance délivrée par la turbine BP est exprimé par :

$$W_{Tbp} = C_{pg} \cdot (T_4 - T_5) \quad [J/kg]$$

C_{pg} : La chaleur spécifique des gaz brûlé (voir annexe 1).

- **Puissance délivrée par la turbine BP ($\dot{P}_{Tbp}$) :**

La puissance délivrée par la turbine BP est exprimé par :

$$\dot{P}_{Tbp} = W_{Tbp} \cdot Q_{mg} \cdot \eta_{mTbp} \quad [W]$$

Q_{mg} : Débit massique des gaz brûlé.

3.2.6. Rendement thermique de l'installation amélioré avec le système de refroidissement d'air d'admission :

- **Puissance utile de l'installation ($\dot{P}_{ur}$) :**

La puissance utile l'installation est exprimée par la relation suivante :

$$\begin{aligned} \dot{P}_{ur} &= (\dot{P}_{Tbp} + \dot{P}_{Thp}) - \dot{P}_c \\ \dot{P}_{ur} &= \dot{P}_T - \dot{P}_c \end{aligned} \quad [W]$$

$\dot{P}_c$: Puissance de compresseur de la turbine.

$\dot{P}_p$: Puissance de la pompe de recyclage d'eau dans le refroidisseur.

$\dot{P}_T$: Puissance de la turbine.

- **Rendement thermique de l'installation (η_{th}) :**

Le rendement de l'installation est exprimé par la relation suivante :

$$\eta_{th} = \frac{\dot{P}_{ur}}{Q_{cc}} \quad [\%]$$

$\dot{P}_{ur}$: Puissance utile de l'installation avec refroidissement.

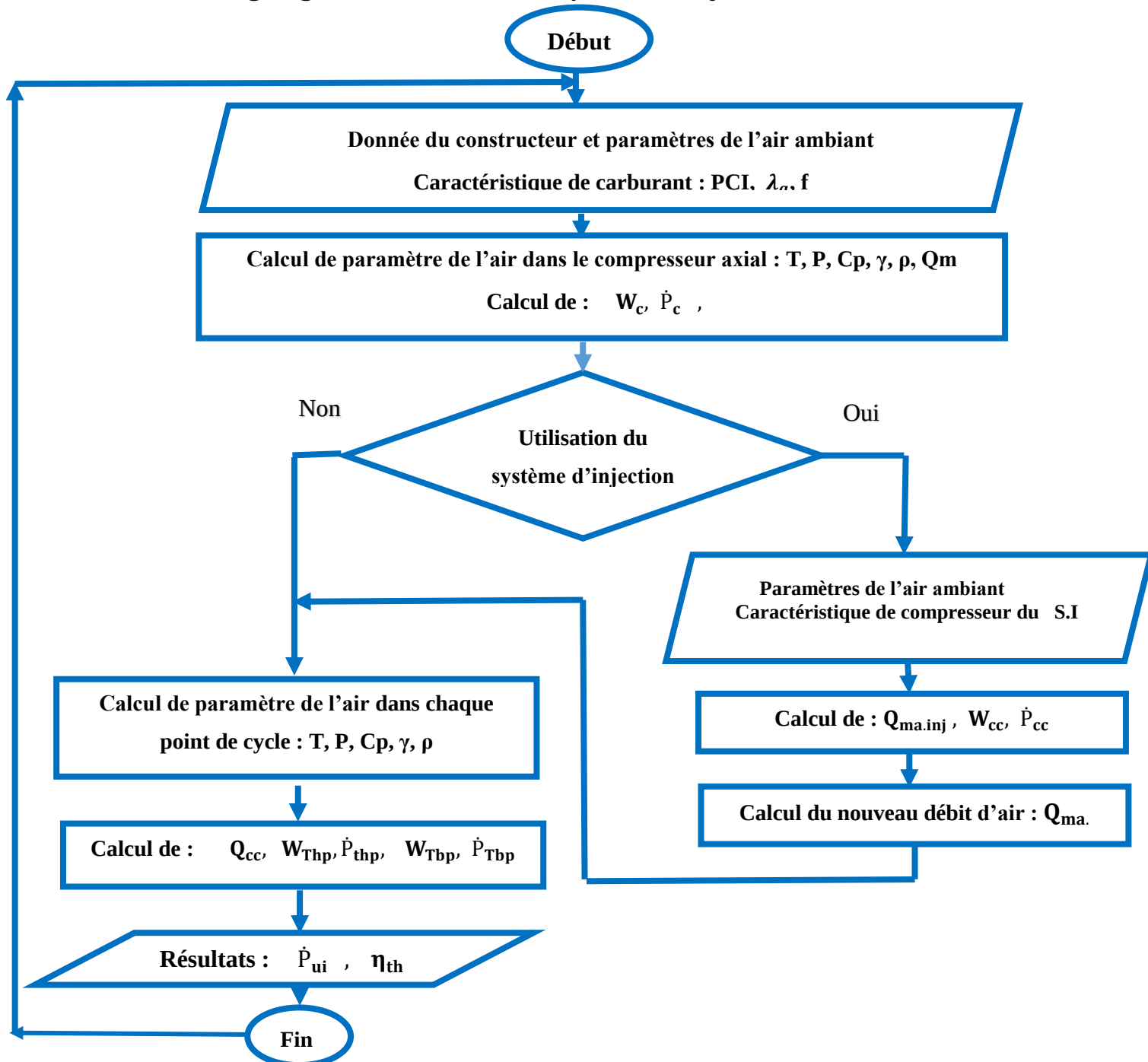
Q_{cc} : Chaleur de la chambre de combustion de la turbine.

4. Résultats et interprétation :

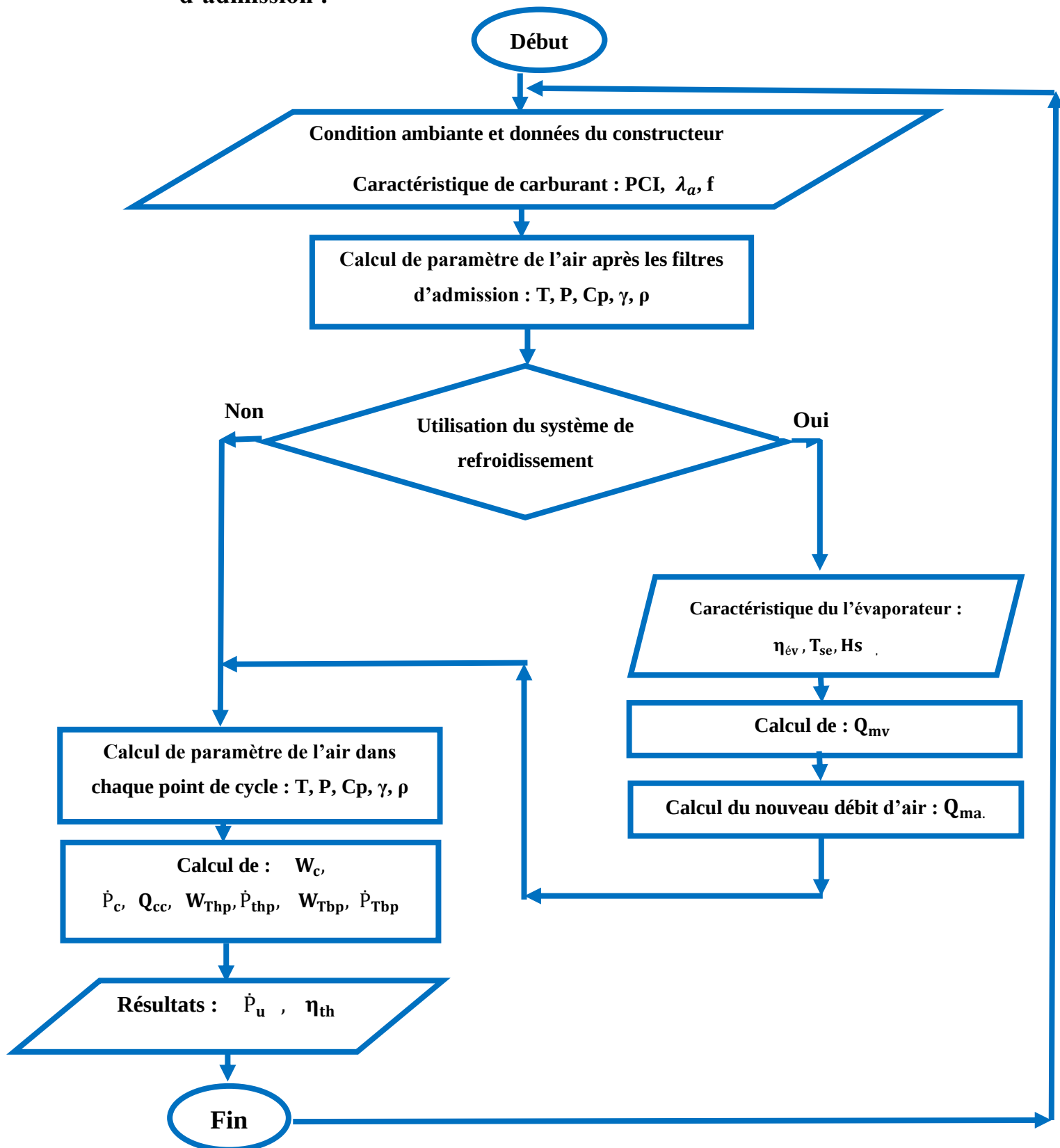
Dans cette partie, les résultats obtenus de cette étude seront représenté graphiquement, interprètes et discute. Des comparaisons entre les paramètres de l'installation sans amélioration (cycle simple) et les paramètres de l'installation avec l'amélioration par le système d'injection d'air et le système de refroidissement d'air d'admission seront présente afin d'avoir des recommandations et une conclusion qui donnera un sens à notre étude.

4.1. Organigrammes de calcul :

4.1.1. Organigramme de calcul du système d'injection d'air :



4.1.2. Organigramme de calcul du système de refroidissement d'air d'admission :



4.2. Débit massique d'air ajouté :

La figure 4.8 représente la variation du débit massique nécessaire à injecter par le système d'injection d'air au niveau du refoulement du compresseur axial (cycle avec injection d'air). ainsi que le débit massique de la vapeur d'eau absorbée par l'air lors de son refroidissement par évaporation (cycle avec refroidissement) en fonction de la température ambiante.

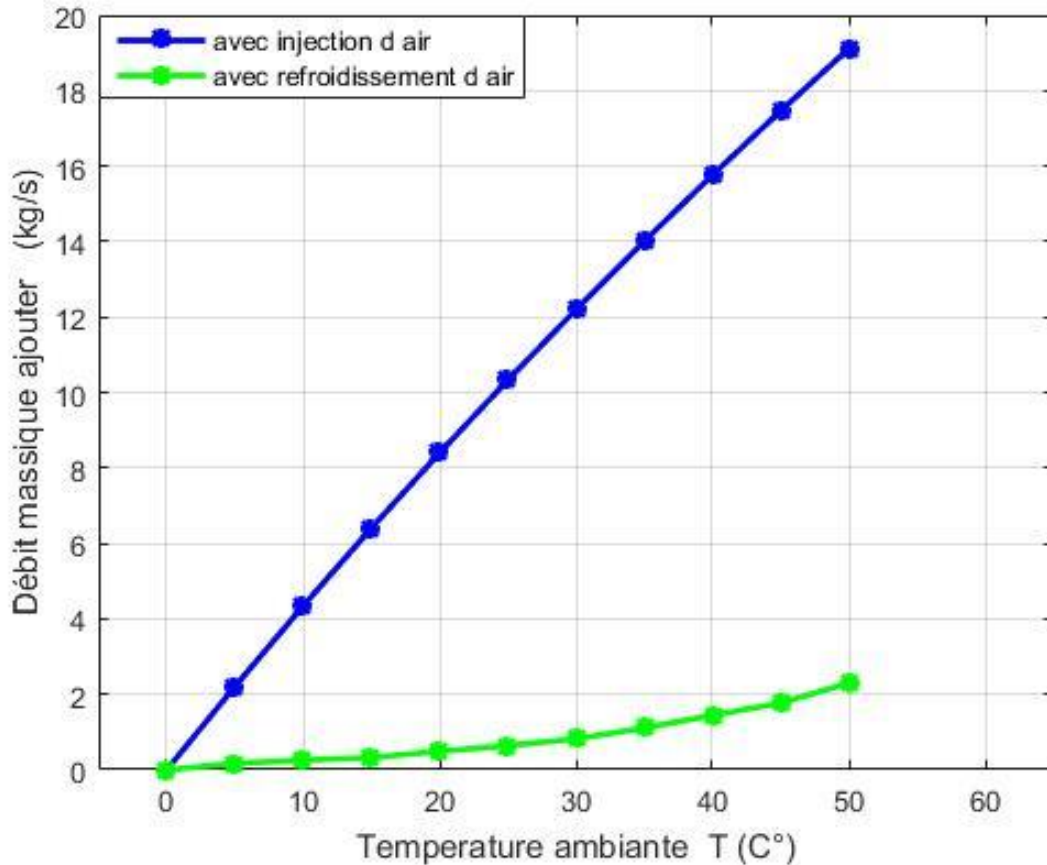


Figure 4. 7 : Variation du débit massique injecté par le système d'injection et le débit massique de la vapeur d'eau absorbée par l'air en fonction de la température ambiante.

D'après les résultats de la figure 4.7 on remarque que le débit massique d'injection d'air est proportionnel à la température ambiante, plus la température augmente plus le débit d'air d'injection augmente, on remarque aussi que le débit d'eau évaporé dans l'air (avec le système de refroidissement d'air d'admission) est proportionnel à la température ambiante (la courbe en vert), ce qui nous permet dans les deux cas d'améliorer d'augmenter le débit d'air l'entrée de la chambre de combustion. Notons aussi que le débit obtenu avec le système d'injection d'air est plus important que le débit obtenu avec le système de refroidissement.

4.3. Débit massique d'air refoulé dans la chambre de combustion :

La figure 4.8 représente la variation de débit massique refoulé par le compresseur dans la chambre de combustion en fonction de la température ambiante pour les trois cas d'installations (cycle simple, cycle avec refroidissement et cycle avec injection d'air).

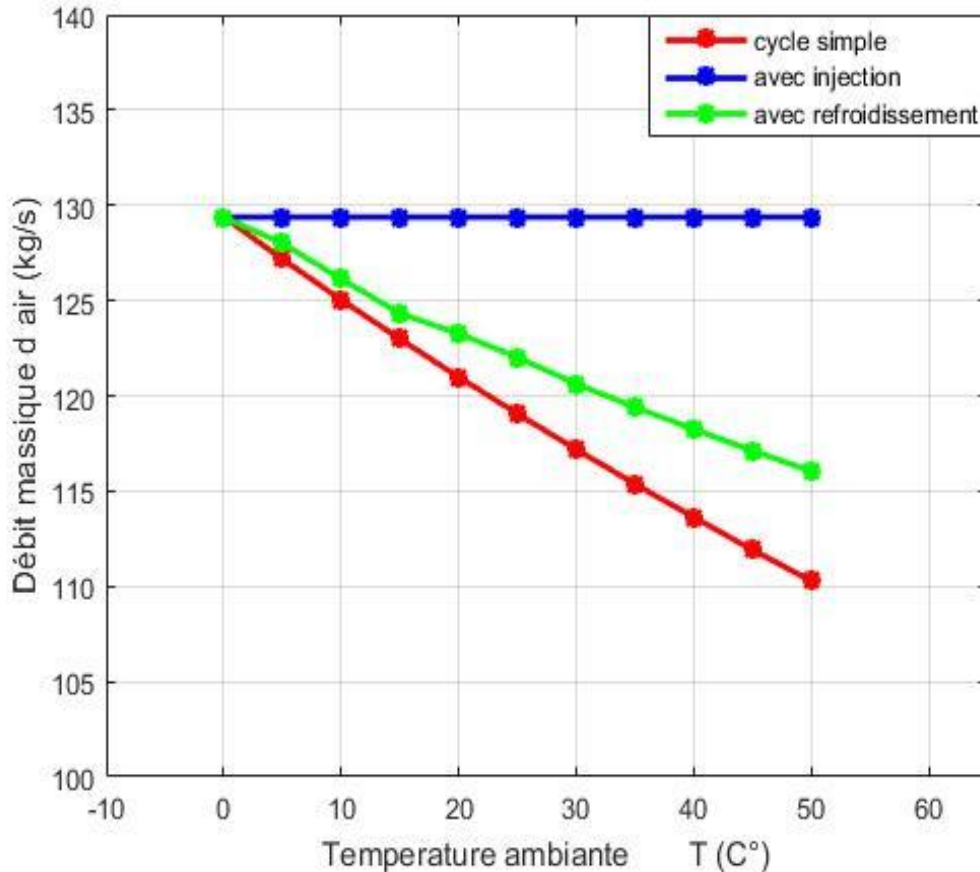


Figure 4. 8: Variation de débit massique de l'air refoulé par le compresseur dans la chambre de combustion en fonction de la température ambiante.

D'après les résultats de la figure 4.8 on remarque que dans le cycle simple le débit massique refoulé dans la chambre de combustion est inversement proportionnel à la température ambiante, aussi avec le système de refroidissement d'air d'admission utilisé permet d'évaporer une quantité d'eau dans l'air ce qui donne une température d'admission un peu faible et un débit massique meilleur que dans le cas classique. En revanche avec le système d'injection d'air permet de garder le débit massique constant quel que soit la température ambiante, car à chaque fois le débit diminue à cause de l'augmentation de la température, le système d'injection compense cette diminution du débit massique.

4.4. Débit massique de combustible :

La figure 4.8 représente la variation de débit massique de combustible de la turbine et le débit massique de combustible de moteur en fonction de la température ambiante.

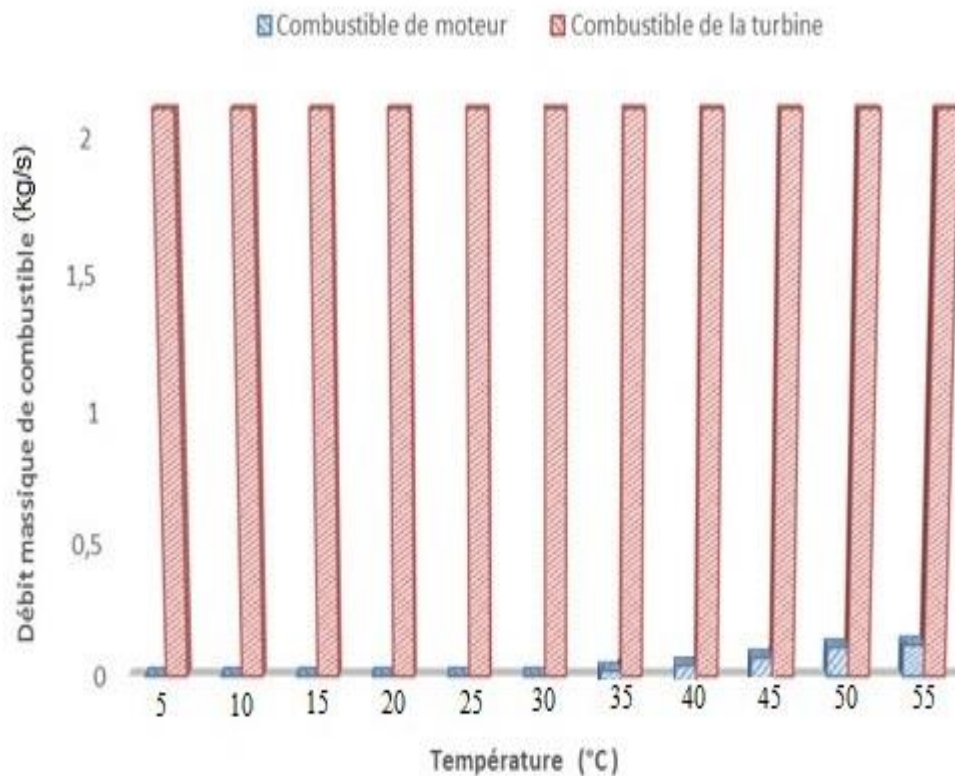


Figure 4. 9 : Variation de débit massique de combustible de la turbine et le débit massique de combustible de moteur en fonction de la température ambiante.

Il apparait clairement que le débit massique de combustible de la turbine est constant avec la variation de la température ambiante car le débit massique d'air est toujours compensé c'est-dire constant. D'autre part on remarque que le débit de combustible de moteur est proportionnel avec la variation de la température ambiante, parce que le débit d'air injecté augmente, donc la puissance de compresseur de système d'injection aussi augmente. En conséquence la chaleur fournie par le moteur et le débit de combustible consommé par le moteur augmente.

La figure 4.8 montre aussi que le débit de combustible de moteur est très faible par rapport à celle de la turbine.

4.5. Travail spécifique de compresseur axial :

La figure 4.9 représente la variation de travail spécifique de compresseur en fonction de la température ambiante avec le système d'injection et sans système injection d'air.

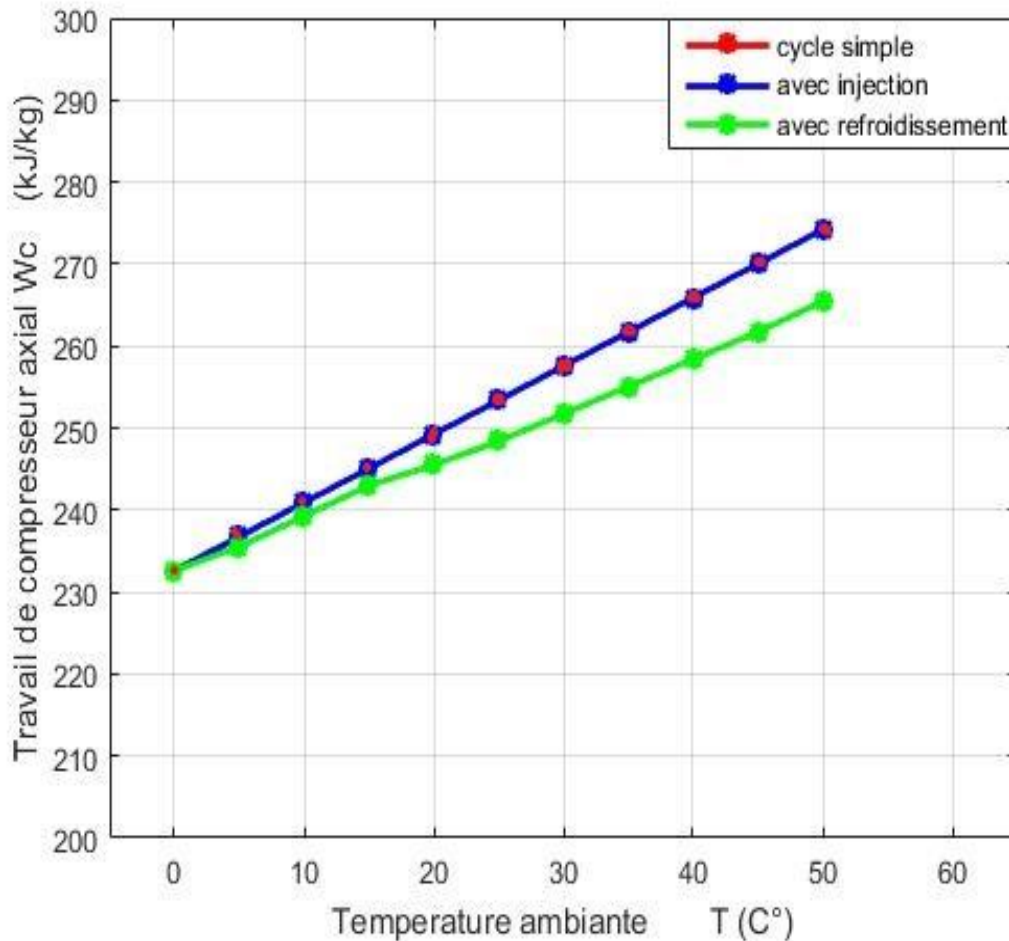


Figure 4. 10 : Variation de travail spécifique de compresseur axial en fonction de la température ambiante.

D'après les résultats de la figure 4.9 nous avons remarqué que les allures du travail spécifique pour les trois cas sont identiques c'est-à-dire que quand la température ambiante augmente le compresseur consomme plus de puissance. On constate aussi que dans le cycle avec injection d'air la puissance nécessaire au compresseur est la même que dans le cycle simple. Ceci est dû au fait que le système d'injection d'air n'a aucune influence sur le compresseur axial de la turbine, parce qu'il injecte l'air dans le refoulement de ce dernier. Par contre avec le système de refroidissement où l'air à l'admission est refroidi, le travail de compression est plus faible que ceux correspondant aux deux autres cas. On note aussi que la différence des rendements est proportionnelle à la température ambiante et elle devient plus importante aux températures élevées.

4.6. Température à la sortie de la chambre de combustion :

La figure 4.9 représente la variation de la température à la sortie de la chambre de combustion en fonction de la température ambiante avec le système injection d'air.

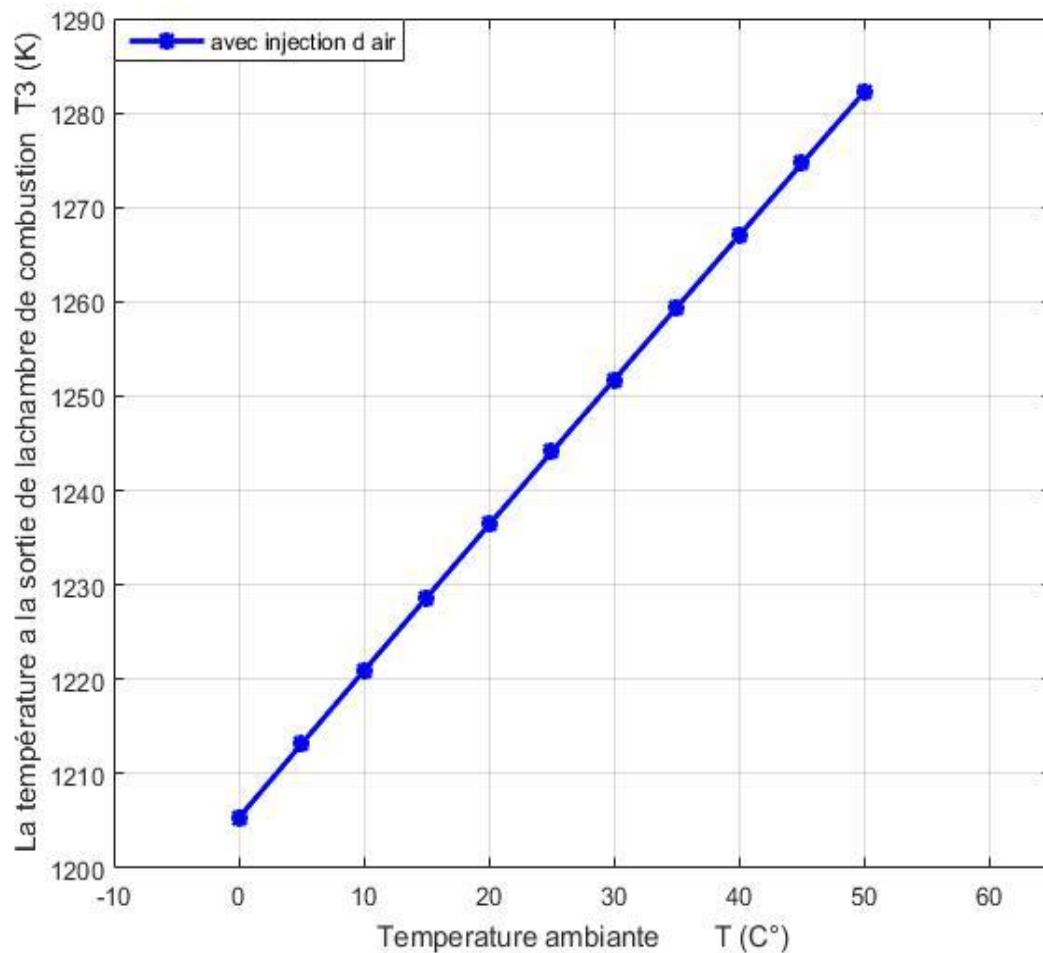


Figure 4. 11 : Variation de la température à la sortie de la chambre de combustion en fonction de la température ambiante.

D'après les résultats de la figure 4.11 on remarque que la température à la sortie de la chambre de combustion est proportionnelle à la température ambiante, plus la température ambiante augmente, plus cette dernière augmente.

4.7. Puissance utile de l'installation :

La figure 4.10 représente la Variation de puissance utile de l'installation en fonction de la température ambiante.

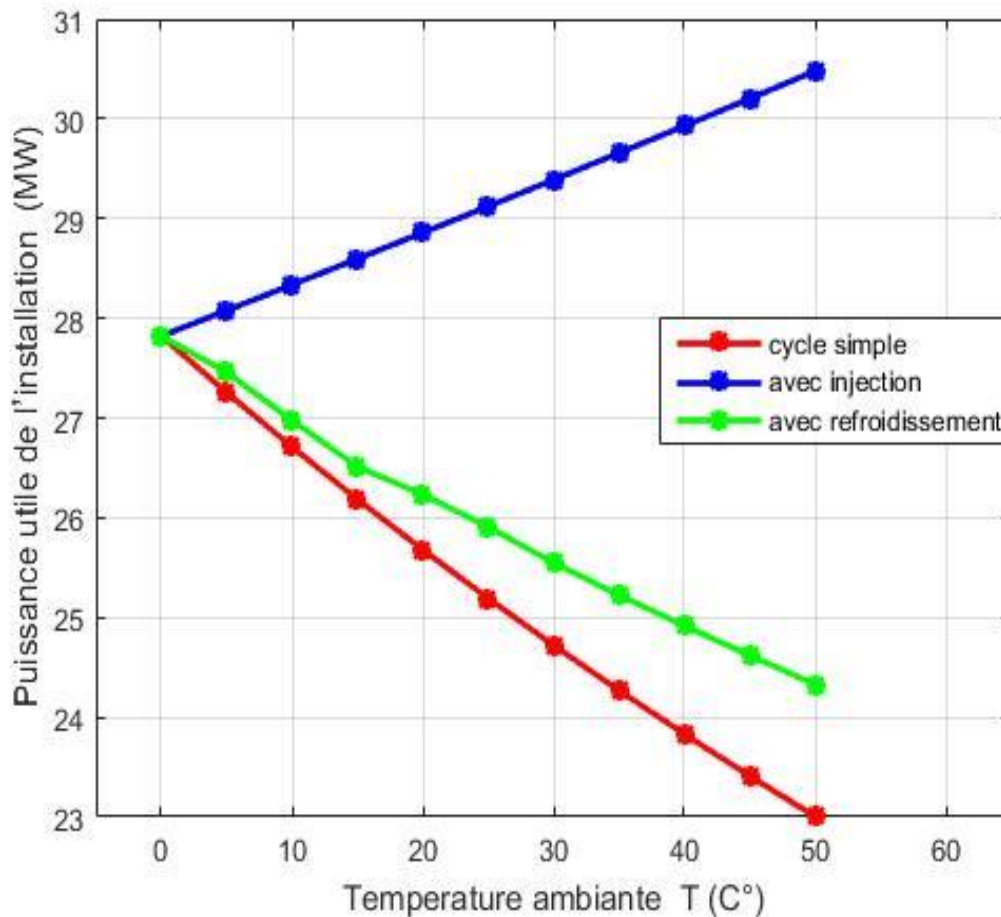


Figure 4. 12 : Variation de puissance utile de l'installation en fonction de la température ambiante.

Il est bien clair d'après la figure 4.10 l'influence de la température d'admission sur la puissance produite. On peut remarquer que lorsqu'on utilise le système de refroidissement la puissance utile est améliorée par rapport à celle produite par le cycle simple. Cette augmentation est due à deux paramètres :

- L'augmentation du débit massique due à l'évaporation de l'eau dans l'air à l'entrée du compresseur.
- et la diminution du travail spécifique de la compression due à l'abaissement de la température d'admission réalisé par le système de refroidissement.

Sur la même figure on peut aussi constater que la puissance est meilleure lorsqu'on utilise le système d'injection d'air. Cette puissance augmente proportionnellement avec la température ambiante. Cette augmentation est due à deux paramètres :

- l'augmentation du débit massique due à l'injection d'air au refoulement du compresseur axial.
- quand la température ambiante (à l'entrée du compresseur) augmente, la température à la sortie du compresseur augmentera aussi ce qui nous permettra d'avoir un débit d'air avec une enthalpie plus importante à la sortie de la chambre de combustion et ceci pour le même débit de combustible utilisé dans le cycle simple.

En conséquence la puissance délivrée par la turbine sera plus importante.

4.8. Rendement thermique de l'installation :

La figure 4.11 représente la variation de rendement de l'installation en fonction de la température ambiante avec et sans système injection d'air.

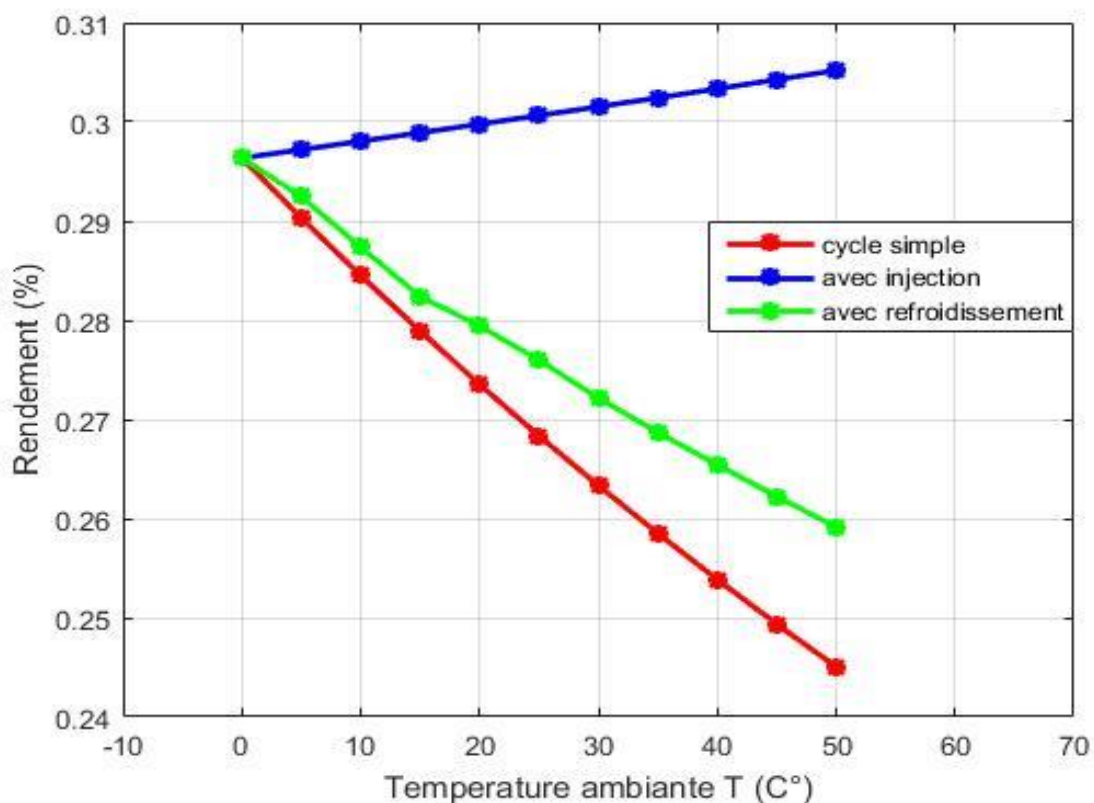


Figure 4. 13: Variation de rendement de l'installation en fonction de température ambiante.

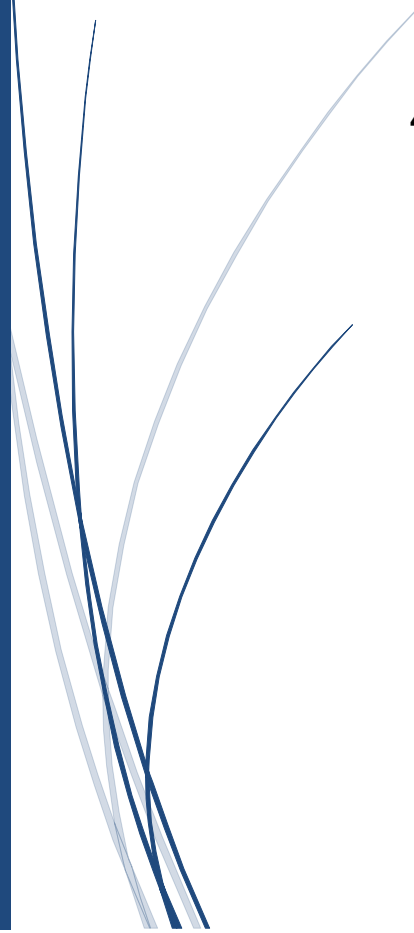
Pour le cycle simple et le cycle avec refroidissement on note que le rendement est inversement proportionnel avec la température, plus la température augmente le rendement diminue. Sur une

plage de température de 0 à 50 °C le rendement de cycle simple varie entre 29.64% à 24.5%, et le rendement de cycle avec refroidissement varie de 29.64% à 25.9%. On constate aussi que pour une même température le rendement obtenu avec refroidissement est meilleure que celui du cycle simple. Par contre pour le cycle avec injection d'air la figure 4.13 montre que le rendement est plus amélioré, pour la même plage de température le rendement varie de 29.64% à 30.5%.

A l'inverse du cycle simple et le cycle de refroidissement le rendement du cycle avec injection d'air varie proportionnellement avec la température ambiante. Plus la température augmente plus le rendement augmente.

Avec même température le rendement du cycle avec injection d'air est nettement plus important que les rendements correspondant au cycle simple et cycle avec refroidissement.

Choix et dimensionnement de système d'injection d'air

1. Choix de moteur d'entraînement.
 2. Choix du compresseur.
 3. Dimensionnement de compresseur centrifuge.
 4. Choix de l'échangeur.
- 

Cette partie de travail port sur le dimensionnement du compresseur du système d'injection d'air et une étude sur le choix des différents organes, et le type de chaque organe de système.

1. Choix de moteur d'entraînement :

Pour entrainer une machine réceptrice il faut un moteur d'entraînement qui donne la puissance nécessaire, dans notre système on a un compresseur comme machine réceptrice, d'après l'analyse énergétique du système d'injection on a trouvé que sa puissance maximale est 2000 kW, donc on a besoin d'un moteur qui peut fournir cette puissance.

Lors du choix d'un moteur pour une application particulière, on devra tenir compte à la fois du coût d'investissement, coûts en énergie qu'entraîne son utilisation et les conditions de fonctionnement.

Il existe plusieurs types de moteurs d'entraînement on peut utiliser dans notre système, on examinera ces différents types afin de choisir le moteur le plus approprié pour nos conditions de fonctionnement (puissance, climat ...etc.).

- moteur électrique.
- turbine à gaz ou à vapeur.
- moteur alternatif.

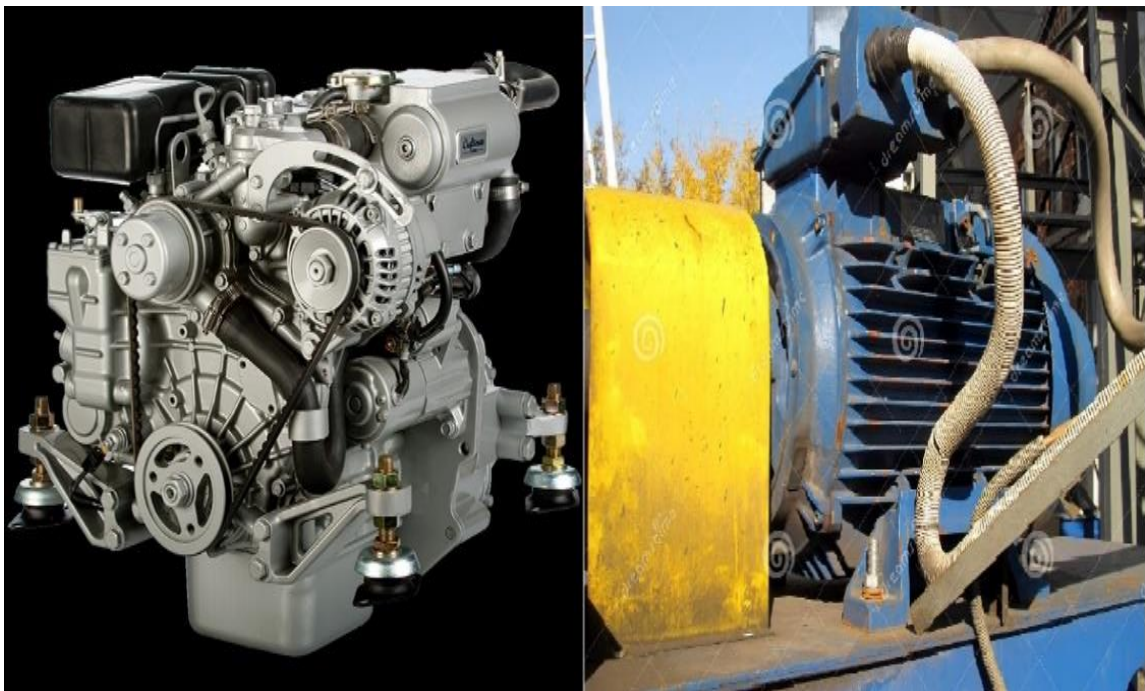


Figure 5. 1 : Moteurs d'entraînement.

On élimine le moteur électrique dans notre choix car :

- ❖ On a besoin d'une grande vitesse variable et le moteur électrique a une vitesse constante et n'est pas élevé.
- ❖ Sa consommation d'électricité très élevée.
- ❖ sa durée de vie est courte par rapport à la durée de vie d'un moteur alternatif ou d'une turbine à gaz.

Donc notre choix approprié est limité entre une petite turbine à gaz ou un moteur alternatif.

1.1. Comparaison entre un moteur alternatif et une turbine à gaz :

- ❖ La Possibilité d'utiliser plusieurs combustibles dans la turbine à gaz.
- ❖ la quasi-totalité de la chaleur non transformée en énergie mécanique par la turbine à gaz se retrouve dans les gaz d'échappement à une température de l'ordre de 450-550°C.
- ❖ Le rendement de la turbine à gaz est inférieur à celui d'un moteur alternatif. À titre indicatif : 28 à 33 % pour une turbine de 3 000 kW, 32 à 38 % pour un moteur.
- ❖ Au-dessous de 3 000 kW environ, le prix d'installation des turbines à gaz est plus élevé qu'un moteur.
- ❖ Le temps de lancement de la turbine est beaucoup plus long que celui d'un moteur alternatif, à titre indicatif : 30 à 120 s pour une turbine, 8 à 20 s pour un moteur alternatif.

D'après cette comparaison entre un moteur alternatif et une turbine à gaz on peut choisir pour notre cas d'étude un moteur alternatif comme moteur d'entraînement car :

- ❖ Il a un bon rendement thermique.
- ❖ Facile à exploiter et sa consommation énergétique est très faible par rapport à une turbine à gaz.
- ❖ Coût d'investissement d'une turbine est très élevé par rapport à un moteur alternatif.

1.2. Choix de type de moteur alternatif :

Les moteurs alternatifs sont très utilisés pour générer des puissances moyennes ou un peu élevées, Il existe trois types de moteurs alternatif, moteur à essence, moteur diesel et moteur à gaz, ce dernier retient notre attention car Hassi R'mel est une région gazière, sachant que le gaz est moins chère par rapport aux autres carburants, et d'autre part, pour utiliser le même combustible que celui de notre turbine à gaz.

2. Choix du compresseur :

Les compresseurs sont des équipements mécaniques permettant d'élever la pression d'un gaz. Les applications des compresseurs sont très diversifiées : production d'air comprimé, ventilation, climatisation, compression et déplacement des gaz procédés...etc.

Dans le monde d'industrie il existe plusieurs types de compresseur, On peut les diviser les en quatre catégories principales :

- Alternatif (volumétrique).
- Rotatif (volumétrique).
- Centrifuge (Dynamique).
- Axial (Dynamique).

Les différents types des compresseurs sont représentés sur la figure 5.2.

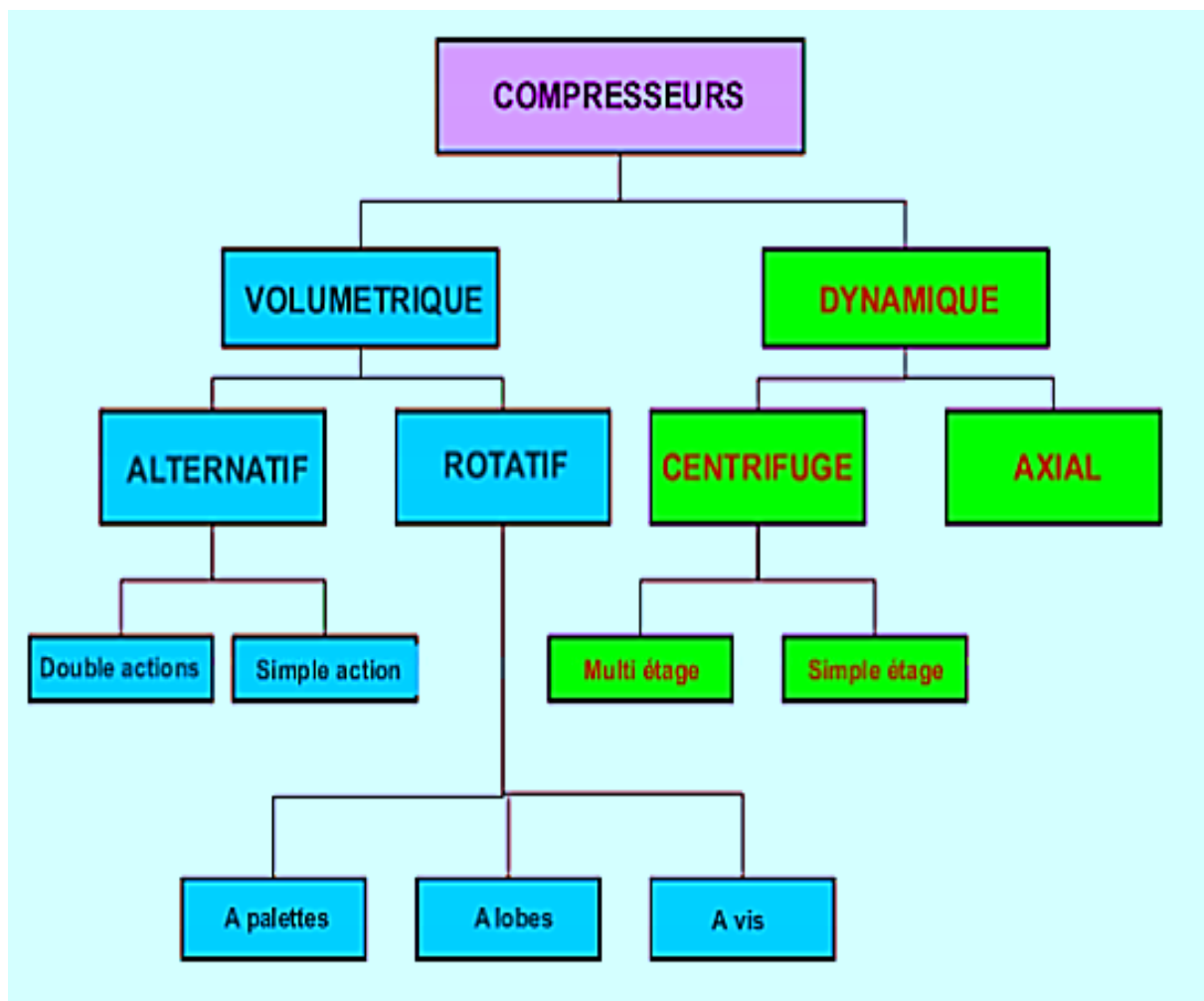


Figure 5. 2 : Catégories principales de compresseur

2.1. Critères de choix du type de compresseur :

Le choix d'un compresseur sera tributaire des débits et pressions que l'on souhaite obtenir. D'autres paramètres seront à prendre en compte pour le choix final (taille, poids, prix, etc...).

D'après l'étude du cycle simple qui a été fait dans le chapitre quatre, on a trouvé que le débit massique d'air d'admission est inversement proportionnel avec la variation de la température ambiante, avec une perte de débit massique de 21 kg/s.

Donc on a besoin d'un compresseur qui compense un débit volumique de $72000\text{m}^3/\text{h}$ à une pression de $P_s = 7\text{ bar}$ pour adapter à la pression de refoulement de compresseur axial de la turbine.

On va attribuer les conditions de travail sur la figure suivante, Afin d'identifier le type de compresseur que nous pouvons utiliser.

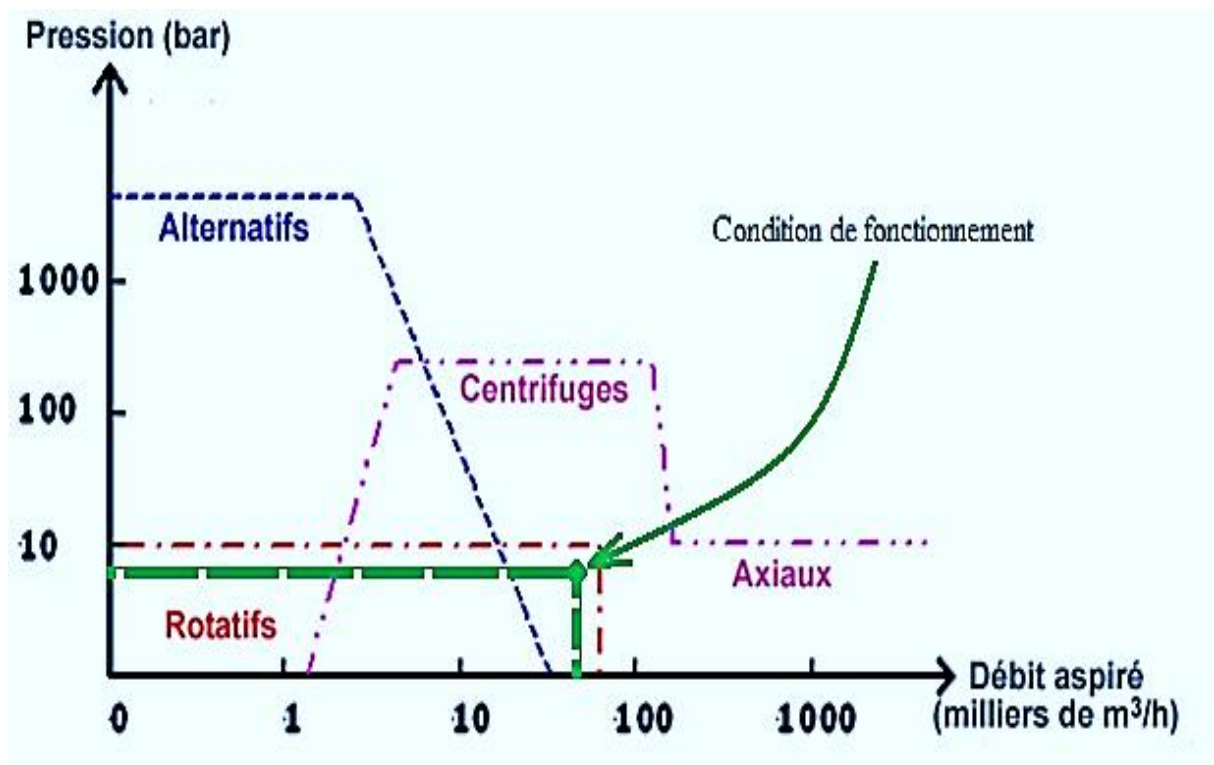


Figure 5. 3 : Plages d'application des différents types de compresseurs

La figure 5.3 montre que le point de condition de fonctionnement se situe sur la plage de trois types de compresseurs qui sont les compresseurs rotatifs, centrifuges et axiaux.

Pour finaliser le choix entre les trois compresseurs on a fait une petite recherche sur les avantages et les inconvénients des différents types de compresseurs. Les résultats de recherche sont présentés dans le tableau 5.1.

Tableau 5.1 : Avantages et inconvénients des différents types de compresseurs

Type de compresseur	Compresseurs volumétriques		Compresseurs dynamiques	
	Alternatifs	Rotatifs	Centrifuge	Axiaux
Avantages	• Bien adaptés aux petits débits • Peuvent véhiculer du gaz à toutes les pressions • Relativement souple à exploiter	• Peuvent véhiculer du gaz dans une large plage de débit • Débit régulier • Fiabilité satisfaisante • Débit plus régulier que les compresseurs alternatifs	• Bien adaptés aux moyens et grands débits de gaz • Relativement souple à exploiter • Excellente fiabilité	• Très bon rendement • Bien adaptés aux très grands débits et aux pressions modérées • Excellente fiabilité
Inconvénients	• Débit pulsé • Fiabilité moyenne au niveau des soupapes • Avoir une machine en secours	• Pas appliqué aux hautes pressions (maxi 50 Bars)	• Pas adapté aux faibles débits • Pompage à faible débit rend l'exploitation délicate • Prix élevé	• Rotors de grande taille, délicats à construire et coûteux

D'après cette petite recherche sur les différents types de compresseurs on peut dire que le compresseur centrifuge est le plus favorable dans notre cas, car il est bien adapté aux moyens et grands débits, il est de petite taille par rapport à un compresseur axial, et surtout il est fiable par rapport à un compresseur volumétrique. Ce dernier point est très important, car dans les secteurs à risque d'explosion comme la chimie, la pétrochimie ou les usines de production de gaz, les machines utilisées doivent satisfaire à des normes maximales de sécurité pour protéger les hommes, les machines et l'environnement.

3. Dimensionnement de compresseur centrifuge :

Dans cette partie de travail on fait le dimensionnement du compresseur centrifuge qu'on va utiliser dans le système d'injection.

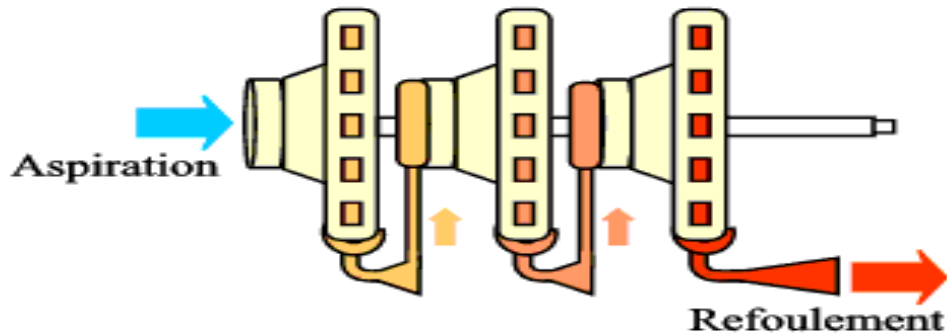


Figure 5. 4 : Compresseur centrifuge multi-étage.

La sélection d'un compresseur est le fait exclusif du fournisseur de la machine sur la base d'un cahier des charges incluant les conditions procédé à remplir.

Cependant en phase de conception d'un procédé, il peut être utile de définir approximativement :

- Nombre d'étages.
- Diamètre de la machine.
- Vitesse de rotation.

On fait cette étude pour la condition la plus défavorable (débit maximale, température maximale) tel que :

- La température de l'air ambiant : $T_{amb}=50\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- La pression de l'air ambiant : $P_{amb}=1.013\text{ bar}$.
- La masse volumique de l'air ambiant : $\rho_{air} = \frac{P_{atm}}{r \cdot T_{atm}} = \frac{1.013 \cdot 10^5}{287 \cdot 323}$

$$\rho_{air} = 1.1156 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

- D'après l'analyse énergétique de système d'injection qu'on fait dans le chapitre précédent le débit volumique injecté à la température $T_{amb}=50\text{ }^{\circ}\text{C}$:

$$Q_{va} = 17.13 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \Rightarrow Q_{ma} = 19.11 \text{ kg/s}$$

3.1. Nombre d'étage ($n_{\text{étage}}$) :

Le taux de compression par étage est souvent limité par la température du gaz atteinte. Celle-ci est couramment limitée à 250°C pour des raisons mécaniques [25].

Si la température du gaz n'est pas une contrainte, le relevage d'enthalpie généré par les impulseurs est limité par leur vitesse. Ainsi un impulseur ayant un coefficient manométrique de 0,7 (le plus élevé dans la gamme des impulseurs centrifuges radiaux), le relevage culminera à 60 ou 80 kJ/kg pour une vitesse périphérique de 300 ou 350m/sec [25].

Le taux de compression global de la machine est le produit des taux de compression de chaque étage .

$$n_{\text{étage}} = \frac{\Delta H_T}{\Delta H_e}$$

$n_{\text{étage}}$: Nombre d'étage de compresseur.

ΔH_T : L'augmentation totale d'enthalpie de l'air dans le compresseur.

ΔH_e : L'augmentation d'enthalpie de l'air pour un seul étage.

$$\Delta H_T = H_2 - H_1$$

$$\Delta H_T = C_{p2} \cdot T_2 - C_{p1} \cdot T_1$$

$$\Delta H_T = 1.0167 \cdot 403.96 - 1.0067 \cdot 323$$

$$\Delta H_T = 89.2603 \text{ kJ/kg}$$

Le relevage d'enthalpie ΔH_e pour un étage : $60 \text{ kJ/kg} \leq \Delta H_e \leq 80 \text{ kJ/kg}$ pour une vitesse périphérique de 250 ou 350m/sec.

Donc on prend : $\Delta H_e = 70 \text{ kJ/kg}$

Alors :

$$n_{\text{étage}} = \frac{\Delta H_T}{\Delta H_e} = \frac{85.54}{70} \Rightarrow n_{\text{étage}} = 1.27$$

On prendra : $n_{\text{étage}} = 2$

3.2. Dimensions de la roue :

Le pré dimensionnement de la machine consiste à rechercher un type d'impulseur son diamètre et sa vitesse de rotation.

- **Calcul de la vitesse périphérique :**

$$U_2 = \sqrt{\frac{W_{\text{rél}}}{\mu \cdot n_{\text{etage}}}}$$

μ : Coefficient manométrique de travail.

$$U_2 = \sqrt{\frac{89260.3}{0.7 \cdot 2}} \Rightarrow U_2 = 252.50 \text{ m/s}$$

- **Calcul du rayon de la roue (R_2) :**

$$\Phi = \frac{Q_{\text{va}}}{U_2 \cdot R_2^2}$$

$$R_2 = \sqrt{\frac{Q_{\text{va}}}{U_2 \cdot \Phi}}$$

U_2 : Vitesse périphérique.

Q_{va} : Débit volumique aspiré.

R_2 : Rayon de la roue.

Φ : Coefficient de débit.

D'après la référence [2] pour un compresseur centrifuge : $0.04 \leq \Phi \leq 1.2$

On prend la valeur moyenne : $\Phi = 0.62$

$$R_2 = \sqrt{\frac{17.13}{252.50 \cdot 0.62}}$$

$$R_2 = 0.330 \text{ m}$$

$$D_2 = 0.660 \text{ m}$$

- **Calcul de la vitesse de rotation (N) :**

La vitesse de rotation est exprimée par la formule suivante :

$$N = \frac{30 \cdot U_2}{\pi \cdot R}$$
$$N = \frac{30 \cdot 252.50}{3.14 \cdot 0.330}$$
$$N = 7306.66 \text{ tr/min}$$

- **Largeur de la roue (b) :**

La formule de la largeur intérieure de la roue est exprimée par formule suivante :

$$b_1 = \frac{Q_m}{C_{1r} \cdot \pi \cdot D_1 \cdot \rho_1}$$

Q_m : Débit massique de l'air.

C_{1r} : La vitesse radiale à l'entrée du compresseur.

➤ Calcul de la vitesse radiale :

À l'entrée la vitesse radiale égale à la vitesse absolue $C_{1r} = C_1$, à l'entrée des aubes la vitesse absolue est choisie telle que :

$$C_1 = \xi \sqrt{2 \cdot W_r}$$

Et : $0.20 \leq \xi \leq 0.30$

Donc on prend : $\xi = 0.25$

$$C_1 = 0.25 \sqrt{2 \cdot W_r}$$

$$C_1 = 0.25 \sqrt{2 \cdot 89260.3} = 105.63 \text{ m/s}$$

Alors : $C_{1r} = C_1 = 105.63 \text{ m/s}$

➤ Calcul de diamètre intérieur :

Le diamètre extérieur D_2 est toujours voisin de $2 \cdot D_1$ alors :

$$D_1 = \frac{D_2}{2}$$

R_2 : Le rayon de la roue.

$$D_1 = \frac{0.660}{2} \Rightarrow D_1 = 0.330 \text{ m}$$

Alors :

$$b_1 = \frac{19.11}{105.63 \cdot 3.14 \cdot 0.330 \cdot 1.1156}$$

$$b_1 = 0.156 \text{ m}$$

Pour déterminer la largeur extérieure de la roue on utilise le théorème de conservation de débit entre la sortie et l'entrée du compresseur centrifuge :

$$Q_m = \rho_1 \cdot S_1 \cdot C_{1r} = \rho_2 \cdot S_2 \cdot C_{2r}$$

$$\rho_1 \cdot 2\pi \cdot R_1 \cdot b_1 \cdot W_{1r} = \rho_2 \cdot 2\pi \cdot R_2 \cdot b_2 \cdot W_{2r}$$

$$\rho_1 \cdot 2\pi \cdot R_1 \cdot b_1 \cdot W_1 \sin\beta_1 = \rho_2 \cdot 2\pi \cdot R_2 \cdot b_2 \cdot W_2 \sin\beta_2$$

$$\frac{b_2}{b_1} = \frac{\rho_1 \cdot R_1 \cdot W_1 \sin\beta_1}{\rho_2 \cdot R_2 \cdot W_2 \sin\beta_2}$$

Comme on sait :

$$W_2 = \Omega \cdot W_1$$

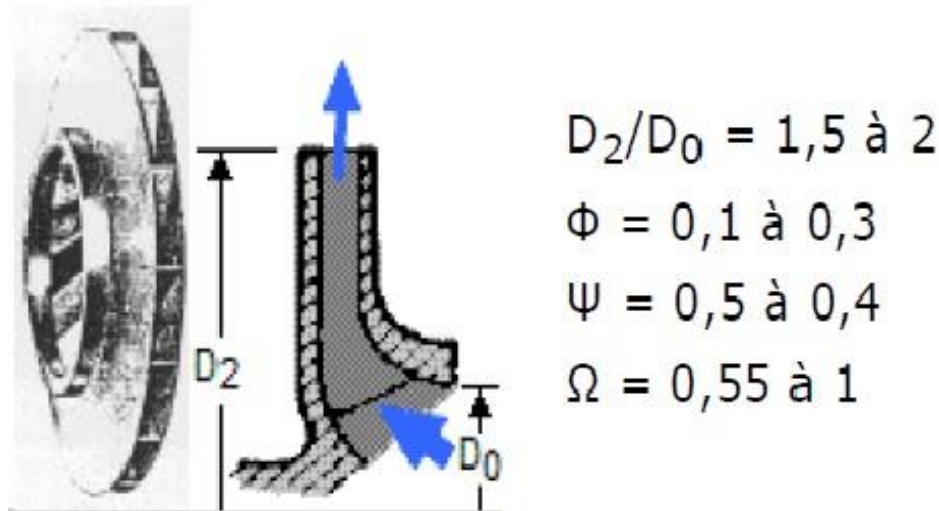


Figure 5. 5 : Valeur typique des invariant selon le type de l'impulseur.

D'après la figure 5.5 pour notre type de la roue, le coefficient de vitesse égale a : $\Omega = 0.5$ à 1 donc on prend la valeur moyenne : $\Omega = 0.7$

Alors :

$$\frac{b_2}{b_1} = \frac{\rho_1 \cdot R_1 \cdot \sin\beta_1}{\rho_2 \cdot R_2 \cdot \Omega \cdot \sin\beta_2}$$

Pour un triangle de vitesse symétrique on a : $\sin\beta_1 = \sin\beta_2$

Donc :

$$\frac{b_2}{b_1} = \frac{\rho_1 \cdot R_1}{\rho_2 \cdot R_2 \cdot \Omega}$$

$$b_2 = \frac{\rho_1 \cdot R_1}{\rho_2 \cdot R_2 \cdot \Omega} \cdot b_1 = \frac{1.1156 \cdot 0.165}{6.04 \cdot 0.330 \cdot 0.77} \cdot 0.156$$

$$b_2 = 0.021 \text{ m}$$

3.3. Conclusion :

Les calculs des caractéristiques de compresseur centrifuge sont donnés les résultats suivants :

- Nombre d'étages : $n_{\text{étage}} = 2$
- Vitesse périphérique : $U_2 = 252.50 \text{ m/s}$
- Vitesse de rotation : $N = 7066.6 \text{ tr/min}$
- Diamètre intérieur : $D_1 = 0.330 \text{ m}$
- Diamètre extérieur : $D_2 = 0.660 \text{ m}$
- Largeur intérieure de la roue : $b_1 = 0.156 \text{ m}$
- Largeur extérieure de la roue : $b_2 = 0.021 \text{ m}$

4. Choix de l'échangeur :

L'échangeur est un équipement statique permettant de transférer l'énergie thermique entre deux fluides, habituellement séparés par une paroi solide.

4.1. Type des échangeurs :

4.1.1. Echangeur de chaleur à tube à ailettes :

Cet échangeur de chaleur gaz-liquide ou gaz-gaz (Figure 5.6) est constitué d'un long tube et d'un serpentin préformé. Le fluide à réchauffer circule à l'intérieur du tube alors que les gaz d'échappement contenant la chaleur perdue circulent à l'extérieur du tube. Les ailettes fixées sur la paroi extérieure du tube augmentent la surface servant à la transmission de la chaleur.

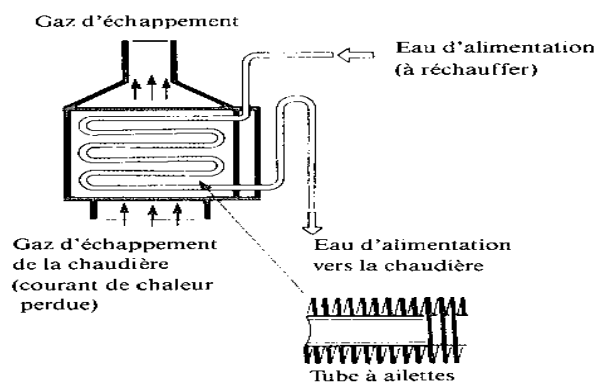


Figure 5. 6 : Echangeur de chaleur à tube à ailettes.

Ce genre d'échangeur de chaleur est couramment utilisé pour le chauffage de l'eau. Les économiseurs de gaz d'échappement de la chaudière constituent l'application la plus fréquente, et servent normalement à réchauffer l'eau d'alimentation de la chaudière. Leur efficacité est habituellement de 40 à 60%.

4.1.2. Echangeur de chaleur à calandre multitubulaire :

De tous les échangeurs de chaleur utilisés, l'échangeur à calandre multitubulaire est le plus répandu.

Son cout est relativement modique comparativement aux autres et on en trouve dans une infinie variété de dimensions, de capacités, de matériaux, etc. c'est pourquoi l'échangeur de chaleur à calandre multitubulaire devrait être l'une des premières configurations à évaluer dans tout projet éventuel de récupération de chaleur perdue.

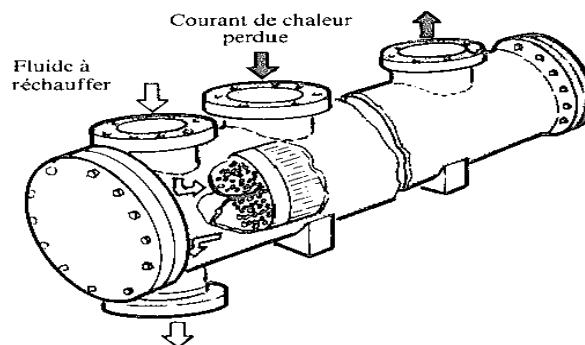


Figure 5. 7: Echangeur de chaleur à calandre multitubulaire.

La figure 5.7 illustre un modèle classique d'échangeur de chaleur à calandre multitubulaire. Cet échangeur gaz-liquide ou liquide-liquide consiste en un faisceau de petits tubes parallèles contenus à l'intérieur d'une calandre cylindrique. Un des fluides circule à l'intérieur des tubes pendant que l'autre circule sur le faisceau de tubes, à l'intérieur de la calandre.

4.1.3. Echangeur de chaleur à serpentín :

Cet échangeur de chaleur consiste en deux bandes métalliques relativement longues qui s'enroulent concentriquement de façon à former une paire de canaux distincts, étanches et disposés en spirale (Figure 5.8). Il est plus compact et est moins sujet à l'encrassement comparativement aux échangeurs à calandre multitubulaire.

Les échangeurs de chaleur a serpentín sont fréquemment utilisés pour les eaux usées de refroidissement et récupèrent efficacement la chaleur dégagée par la vapeur à pression atmosphérique. On pourrait utiliser un échangeur de chaleur à serpentín pour condenser la vapeur à pression atmosphérique émanant des évaporateurs et s'en servir pour réchauffer l'eau servant au nettoyage. L'efficacité de ce récupérateur de chaleur se situe habituellement entre 60 et 65 %.

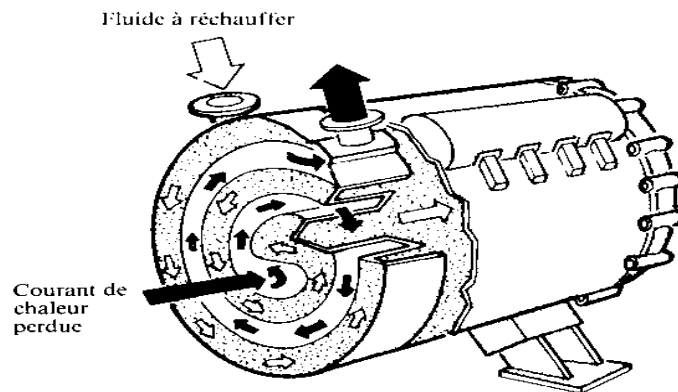


Figure 5. 8 : Echangeur de chaleur à serpentin.

4.1.4. Echangeur de chaleur à tubes concentriques :

Ce genre d'échangeur de chaleur consiste en deux ou trois tubes concentriques. Le fluide de chauffage ou de refroidissement circule dans le tube intérieur et le produit qui doit être réchauffé ou refroidi passe par le deuxième tube. Si on utilise un système à trois tubes, le fluide de chauffage ou de refroidissement circule aussi dans le tube extérieur. La figure 5.9 illustre un échangeur de chaleur comportant trois tubes concentriques.

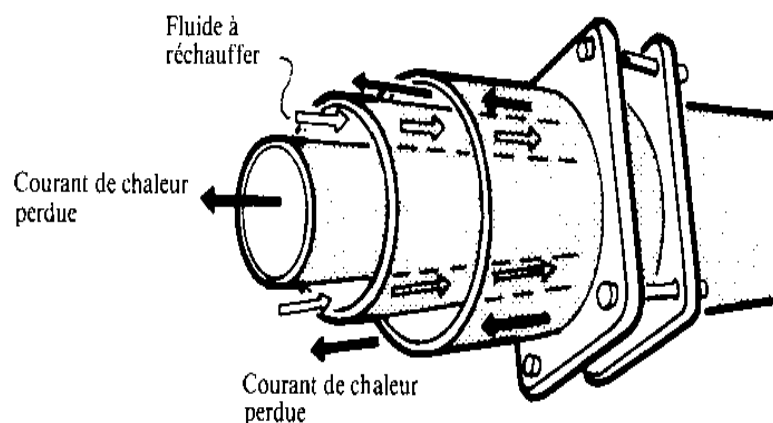


Figure 5. 9 : Echangeur de chaleur à tubes concentriques.

4.1.5. Echangeur de chaleur à plaques :

Ces systèmes passifs sont constitués de canaux à l'intérieur desquels des courants chauds et froids circulent en alternance, séparés par une mince cloison de métal ou d'autres matériaux. Selon la configuration, les deux courants peuvent circuler en flux parallèles, opposés ou perpendiculaires, sans se mélanger.

L'échangeur de chaleur à plaques et à châssis est généralement utilisé dans le cas où l'on a besoin d'un échangeur liquide –liquide ou gaz-liquide. Ces appareils sont constitués d'un châssis métallique dans lequel un nombre variable de tôles ondulées sont assemblées par un dispositif de fixation (Figure 5.10). Les deux fluides coulent dans des canaux en alternance entre les plaques, habituellement en sens contraire.

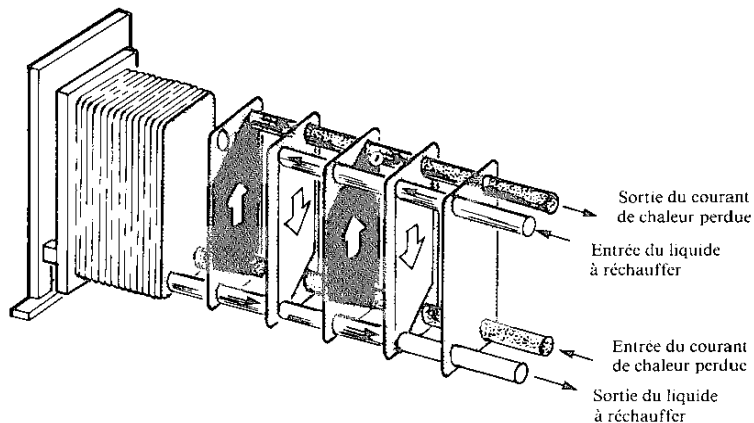


Figure 5. 10 : Echangeur de chaleur à plaques.

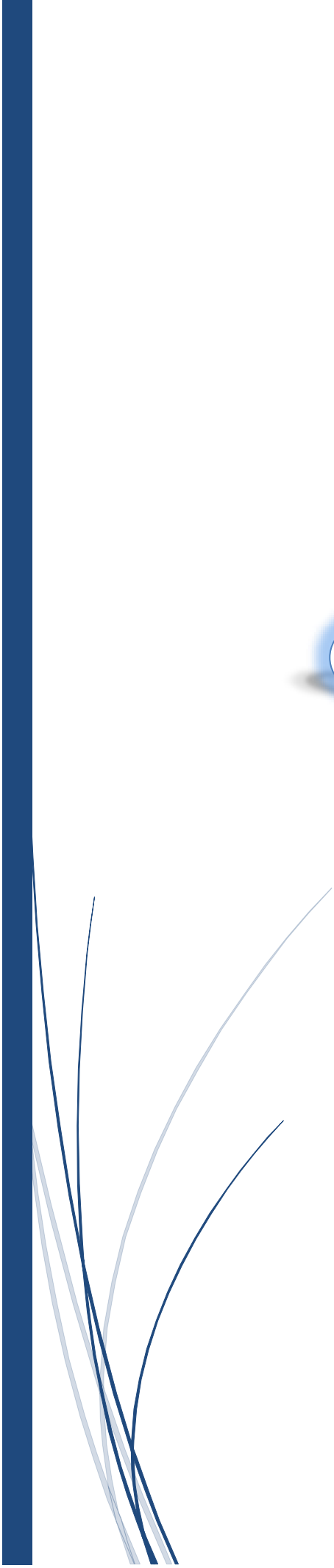
L'efficacité des échangeurs à plaque pour la récupération de la chaleur est habituellement de l'ordre de 75 à 80%.

4.2. Choix final de l'échangeur :

D'après cette petite recherche sur les différents types des échangeurs on peut dire que l'échangeur de chaleur à tube à ailettes et l'échangeur de chaleur à calandre multitubulaire sont les plus favorables dans notre cas car :

- ❖ Ils résistent aux fortes pressions.
- ❖ Ils ont de très bon coefficient de transfert.
- ❖ Ils ont de faibles coûts.
- ❖ Ils sont fiables et simples de conception.
- ❖ Ils sont économiques.
- ❖ Ils acceptent de grands écarts de Température.

Cette étude n'est pas suffisante pour prendre la décision de choix finale, mais le dimensionnement et l'étude économique et environnementale sont obligatoire pour prendre la décision de choix finale.

A thick dark blue vertical bar is positioned on the left side of the page. To its right, several thin, curved lines in shades of blue and grey sweep upwards and outwards, creating an abstract, organic shape.

Conclusion

Master conversion d'énergie

UNIVERSITE M'HAMED BOUGUERRA BOUMERDES

Conclusion générale :

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 pour l'entraînement des pompes et des compresseurs à fluides. 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 sud Algérien insensibles à la variation de la température de l'air ambiant.

D'après la recherche bibliographique, on a trouvé qu'il existe plusieurs techniques d'amélioration des turbines à gaz, tels que le refroidissement de l'air d'admission, la régénération, l'injection de vapeur, et l'injection d'air qui une technique récente pas encore utilisé en Algérie. Ces études ont été nos points de référence pour la validation de nos résultats.

Ce travail décrit une analyse théorique de l'influence de la température ambiante sur les performances des turbines à gaz. Nous avons présenté l'étude et le développement de la technique de refroidissement d'air d'admission et une autre étude de la technique d'injection d'air sec dans la chambre de combustion, permettent une certaine amélioration des performances de l'installation de la turbine à gaz. Cette étude nous a donné un bon aperçu sur l'efficacité des systèmes d'amélioration.

Pour cela, nous avons pris la turbine à gaz de la société SONATRACH, GE MS5002C, largement utilisée dans l'industrie pétrolière comme machine d'application.

L'application des différentes méthodes étudiées et spécialement la méthode de refroidissement d'air d'admission et celle de l'injection d'air sur une installation réelle à la région de Hassi R'mel nous a permis de confirmer que les deux méthodes permettre d'augmenter le rendement et la puissance du cycle simple. D'après les résultats qu'on a obtenus, le refroidissement d'air d'admission ne fournit pas une augmentation très significative de la puissance et du rendement de la turbine à gaz (une augmentation de 5% de puissance et 6% de rendement), en plus son efficacité est limitée surtout dans les conditions climatiques humides. D'autre part en ce qui concerne la méthode d'injection d'air, ce système est efficace dans une large plage des températures ambiantes, son efficacité est bien apparente en dessus des conditions de la norme ISO. Le système est capable de fonctionner en continu, cela nous a donné des résultats très satisfaisants, une augmentation de 32% de la puissance utile et 24% de

rendement, Même à une température élevée la turbine à gaz peut générer sa puissance nominale, cela nous fait penser à la nécessité d'utiliser ce système en Algérie, en particulier dans le domaine de la production d'électricité qui souffre beaucoup dans les périodes de haute température.

Enfin l'étude thermodynamique seule n'est pas suffisante pour prendre la décision d'appliquer l'injection d'air ou le système de refroidissement sur des installations de turbine à gaz, elle doit être complétée par des études économique et environnementale avant de passer à des tests sur site.

L'application des méthodes vues ci-dessus sur une machine existante a la région de Hassi R'mel, permettra de valoriser les résultats trouvés.

Perspectives :

Cette étude ouvre la voie à des études expérimentales ou des simulations concernant le système d'injection d'air pour améliorer les cycles simple. Dans les perspectives d'une continuation de cette étude, on peut citer plusieurs points restent à étudier :

- ❖ L'application expérimentale de la technique proposée dans un cas réel, pendant une période où la température est très élevée.
- ❖ Utilisation d'un compresseur centrifuge intercooler dans le système d'injection d'air pour améliorer le rendement de système d'injection lui-même.
- ❖ Utilisation d'un système d'injection d'air humide pour diminuer les émissions de CO et NOx.
- ❖ Effectuer un modèle de couplage de plusieurs méthodes d'amélioration, tel que système refroidissement d'air d'admission en amont du compresseur avec l'injection d'air dans un cycle simple, pour arriver à mettre en place un modèle qui fonctionne continuellement aussi bien dans les zones où l'humidité d'air est faible ou élevée.
- ❖ Etablir une étude économique pour évaluer les coûts des systèmes proposés.
- ❖ Etablir une étude environnementale pour estimer l'effet de ce type du système sur l'environnement.

Références

- [1] V. EVELOY , P. RODGERS et S. POPLI, «Amélioration de l'Efficacité de Turbines à Gaz dans l'Industrie,» 21ème Congrès Français de Mécanique, p. 6, 26 au 30 août 2013.
- [2] M. Laissaoui, «Amélioration des performance d'une installation turbine à gaz par refroidissement d'air d'admission,» mémoire de magister, Université M'hammed bouguerra bumerdes, 2012.
- [3] A. BOUAM, «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,»thèse de doctorat, Université M'hammed bouguerra bumerdes, 2009.
- [4] A. Bouam et R. Kadi, «Analyze of gas turbine performances with the presence of the steam water in the combustion chamber,» Revue des Energies Renouvelables ICRES-07 Tlemcen, n° %1327 – 335, 2007.
- [5] F. Wang et J. Chiou, «Integration of Steam Injection and Inlet Air Cooling for a Gas Turbine Generation System,» Energy Conversion and Management, n° %145: 15–26, 2004.
- [6] M. AOUDACHE, «Effets du brouillard et de l'injection de la vapeur sur les performance d'une installation des turbine a gaz,» mémoire de magister, UMBB university, 2009.
- [7] I. Rahman, «Improvement of gas turbine performance based on inlet air cooling systems: A technical review,» International Journal of Physical Sciences, 18 February 2011.
- [8] Ondryas IS Wilson DA, «Option in gas turbine power augmentation using inlet air,» J. Eng. Gas Turbines Power , Vols. %1 sur %2113(2): 203-211, 1991.
- [9] N. Kamal et . A. Zuhair, «Enhancing gas turbine output through inlet air cooling,» Sudan Eng. Soc. J., 2006.
- [10] Sadrameli SM, «Optimum operating conditions for a combined power and cooling,» Appl. Ener., Vols. %1 sur %2 84: 254-265, 2007.
- [11] R. Lazzarin, «Le refroidissement évaporatif,» 27e Note d'Information sur les technologies du froid, p. 7, janvier 2015.

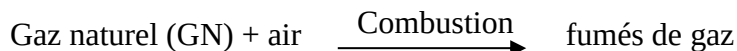
Références

- [12] M. Alhazmy et Y. Najjar, «Augmentation of gas turbine performance using air coolers,» Thermal Engineering, vol. 24, n° 1pp 415- 429, 2004.
- [13] T. Mohsen, «limits of inlet air cooling system of gas turbines,» 2005.
- [14] M. Majed et M. Galal, «Performance enhancement of gas turbines by inlet air-cooling in hot and humid climates,» international journal of energy research Int, n° 130:777–797, 2006.
- [15] B. Kraft, «<http://www.powerphasellc.com>,» 2016.
- [16] L. Powerphase, «Project Summary Report Turbophase Installation,» 2016.
- [17] O. Cleyen, «Thermodynamique,». Available: <https://thermodynamique.ninja/>.
- [18] D. Paepe, «Technological and Economical Analysis of Water Recovery in Steam Injected Gas,» Applied Thermal Engineering, 2001.
- [19] «Powerphase upgrades gas turbine to ‘Turbophase’,» Technical review middle east, 2012.
- [20] M. AMERI, «Performance and economic of the thermal energy storage systems to enhance the peaking capacity of the gas turbines,» Applied Thermal Engineering., February 2005.
- [21] GENERAL ELECTRIQUE, «MANUEL DE FORMATION POUR LA CONDUITE ET L'ENTRETIEN DE LA TURBINE MS5382C», Hassi Rmel, Laghouat, Algérie.
- [22] Laboratoire de Hassi R'mel MPP4. 2017.
- [23] A. BAGGAT, «Etude thermodynamique, maintenance et fiabilité d'une turbine à gaz MS-5002C,» mémoire de master, 2011.
- [24] M. BARIKI, «Etude Thermodynamique et Maintenance de la Turbine à gaz SGT400,» 2016.
- [25] . f. MADDI et d. SALMI , «dimensionnement d'un compresseur centrifuge pour pression et débit variable,» mémoire d'ingenieur, Université M'hammed bouguerra boumerdes,p. 77, 2008.
- [26] A. BEAUTÉ, «Compressibilité et Flottabilité,» 2013.

Annexe 1 :

Détermination de C_{pg}:

On appelle fumés de gaz les produits de combustible du gaz naturel avec l'air



La détermination de C_p des fumés va passer donc par la détermination, des produits de la combustion

Le C_{pg} des gaz fumés sera ensuite :
$$C_{pg} = \frac{\sum Y_i \times C_{pi}}{M_g}$$

Avec :

C_{pg}: Chaleur spécifique des gaz fumés [kJ/kg.K]

Y_i : Fraction molaire de chaque produit de la combustion

C_{pi} : chaleur spécifique de chaque produit de la combustion [kJ/kmole.K]

M_g : masse molaire des gaz fumés [kg/kmole] (elle est quasi identique à celle de l'air quelque soit le combustible et l'excès d'air)

La combustion du gaz naturel avec l'air produit généralement du gaz carbonique (CO₂) et de la vapeur d'eau (H₂O) à la condition stœchiométrique, et de l'air en plus dans une combustion en excès d'air.

Pour simplifier les calculs, on considère l'air comme un mélange constitué de 21% d'oxygène (O₂) et de 79% d'azote (N₂)

a) Calcul du C_{pi} :

La chaleur spécifique des produits de la combustion (CO₂, H₂O, N₂, O₂) en fonction de la température est donnée sous la forme polynomiale suivante :

$$\text{N}_2 : \quad C_p = 39,06 - 512,79 \theta^{-1,5} + 1072,7 \theta^{-2} - 820,4 \theta^{-3}$$

$$\text{H}_2\text{O} : \quad C_p = 143,05 - 183,54 \theta^{0,25} + 82,75 \theta^{0,5} - 3,6989 \theta^1$$

$$\text{CO}_2 : \quad C_p = -3,7357 + 30,529 \theta^{0,5} - 4,103 \theta + 0,024198 \theta^2$$

$$\text{O}_2 : \quad C_p = 37,432 + 0,020102 \theta^{1,5} - 178,57 \theta^{-1,5} - 236,88 \theta^{-2}$$

$$\text{Avec : } C_p \text{ [J/kmole.K]} \quad \theta = T \text{ [K]} / 100$$

L'erreur maximum commise est de moins de 0,5% dans la plage 300-3500K

b) Calcul des Y_i , M_g :

- La fraction molaire du produit (i) $Y_i = \frac{n_i}{n_g}$

n_i : Nombre de mole du produit (i) [mole]

n_g : Nombre de mole total des fumés [mole]

- La masse molaire des fumés $M_g = \frac{m_g}{n_g}$

m_g : Masse totale des fumés [g] $m_g = \sum m_i$

m_i : Masse du produit (i) [g] $m_i = n_i M_i$

M_i : Masse molaire du produit (i) [g/mole]

Réaction de combustion

A la condition stœchiométrique, la réaction d'une mole de gaz est la suivante :

$CH_4 + 2 (O_2 + 3.76N_2)$	$\longrightarrow$	$CO_2 + 2H_2O + 2 (3.76N_2)$	x 83.93%
$C_2H_6 + 7/2(O_2+3.76N_2)$	$\longrightarrow$	$2CO_2+3H_2O+7/2(3.76N_2)$	x 7.61%
$C_3H_8+5(O_2+3.76N_2)$	$\longrightarrow$	$3CO_2+4H_2O+5(3.76N_2)$	x 2.14%
$i-C_4H_{10}+13/2(O_2+3.76N_2)$	$\longrightarrow$	$4CO_2+5H_2O+13/2(3.76N_2)$	x 0.29%
$n-C_4H_{10}+13/2(O_2+3.76N_2)$	$\longrightarrow$	$4CO_2+5H_2O+13/2(3.76N_2)$	x0.43%
$i-C_5H_{12}+8(O_2+3.76N_2)$	$\longrightarrow$	$5CO_2+6H_2O+8(3.76N_2)$	x0.095%
$n-C_5H_{12}+8(O_2+3.76N_2)$	$\longrightarrow$	$5CO_2+6H_2O+8(3.76N_2)$	x0.095%
$C_6H_{14}+19/2(O_2+3.76N_2)$	$\longrightarrow$	$6CO_2+7H_2O+19/2(3.76N_2)$	x0.05%
N_2	$\longrightarrow$	N_2	x5.13%
CO_2	$\longrightarrow$	CO_2	x0.23%

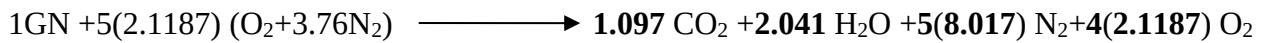
La réaction totale :

1 mole de gas naturel (GN) + 2.1187 ($O_2+3.76N_2$) $\longrightarrow$ 1,097 CO_2 +2,041 H_2O +8.017 N_2

	N ₂	H ₂ O	CO ₂	O ₂	ng	mg	Mg
Ni [mole]	40.08	2.04	1.09	8.47	51.68		
Yi	0.77	0.04	0.02	0.16			
Mi	1122.24	36.72	47.96	271.04		1477.96	
Mi	28	18	44	32			28.59

En réalité la combustion se fait avec un excès d'air $\lambda_a=4$, ce qui veut dire que la quantité d'air admise est 5 fois plus grande que la quantité d'air stœchiométrique, et donc de l'oxygène (O₂) comme un nouveau produit de combustion.

La réaction totale devient :



Résultats :

La chaleur spécifique des fumées est :

$$C_{pg} = [0.77 C_{p_{\text{N}_2}} + 0.04 C_{p_{\text{H}_2\text{O}}} + 0.02 C_{p_{\text{CO}_2}} + 0.16 C_{p_{\text{O}_2}}] / 28.59$$

- On peut aussi déterminer la constante adiabatique des fumées γ_f

$$\gamma_f = \frac{C_{pg}}{C_{pf} - R_f} \quad \text{Telle que : } R_f = \frac{\bar{R}}{M_f}$$

Avec : R_f : Constante des fumées

$\bar{R}$: Constante universelle des gaz (8314 J/kmole K)

Annexe 2 : Diagramme psychométrique de l'air humide.

