

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère De L'Enseignement Supérieure et de la Recherche Scientifique



Université Mouloud Mammeri de Tizi-Ouzou

FACULTE DE GENIE DE LA CONSTRUCTION

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



**En vue de l'obtention du diplôme de Master professionnel en
Génie Mécanique, énergétique
Option : Energies renouvelables**

THEME

***AMELIORATION DES PERFORMENCES D'UNE
TURBINE A GAZ MS5002C PAR
PRECHAUFFAGE***

Présenté par :

BEY Said

YAZAG Samir

Dirigée par :

M^{me} HADOUCHE

Année universitaire : 2016/2017



Remerciements

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.

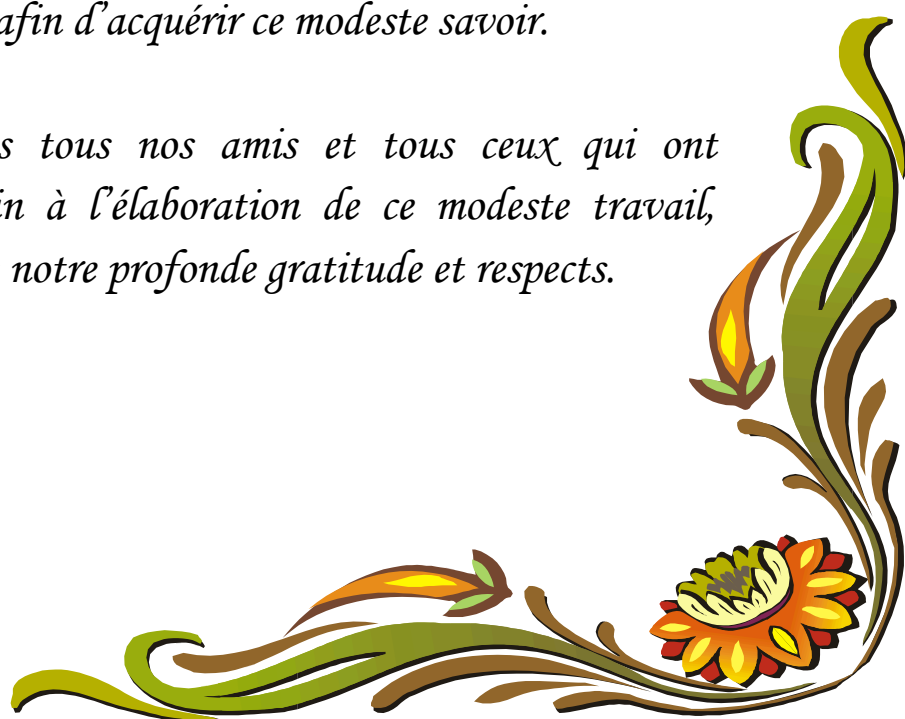
Nos remerciements sont formulés aussi à nos parents de nous avoir élevé, instruit, pour tous leurs sacrifices,...les mots s'épuisent sans doute, mais vous comprendrez que tout un univers de paroles ne pourrait suffire pour vous dire merci.

*Nous tenons à remercier notre promotrice **Mme HADOUCHE** pour son aide précieux, son suivi, ses conseils judicieux*

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 mécanique, 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.



Dédicaces

*Merci au dieu tout puissant de m'avoir
appris, protégé, guidé tout au long de ma
vie.*

Je tiens à dédier ce travail à :

*Ma très chère mère et A ma sœur
adorable Samira m'ont toujours
soutenue. Je les remercie du fond du
cœur Mon vrai trésor*

*A ma tonte zahia ainsi que toute la
famille hammani.
A tous mes enseignants à l'université
UMMTO
A tous mes amis ainsi cherif ,rachid
,lynda ,dihia .*

*Dans le souci de n'oublier quelqu'un, que ceux qui
m'ont aidé de près où de loin, trouve dans ces lignes
l'expression ma gratitude.*

BEY Said



Dédicaces



J

e dédie ce travail à :

À mes très chers parents qui m'ont tant aidé Durant toutes mes études ;

À mes sœurs et mes frères ;

À tous les membres de ma famille ;

À SAID BEY ;

À tous mes amis ;

À tous ceux qui me sont chères....

YAZAG Samir



Nomenclature

variable	Désignation	Unité
C_p	Capacité calorifique a pression constant	[J/kg.K]
f	Fraction de fuel par rapport à l'air	/
H, h	Enthalpie	[J/kg]
M_i	Les masses molaires du composant i du gaz	[kg /k mole]
P	Pression	[Pas]
$\dot{w}$	Puissance	[kW]
PCI	Pouvoir calorifique du combustible :	[kJ/kg]
$\dot{m}_a$	Débit massique de l'air	[kg/s]
$\dot{m}_f$	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, t	Température	[K]
V	Volume	[m ³]
W	Travail	[J/kg]
X_i	Fraction molaire du composant i du gaz	/
ρ	Masse volumique	[kg/m ³]
d_i	Diamètre intérieure	[m]
d_o	Diamètre extérieure	[m]
D_e	Diamètre équivalent	[m]
Re_t	Reynolds coté tube	/
Re_c	Reynolds coté calandre	/

Nomenclature

N_t	Nombre de tube	/
N_c	Nombre de chicane	/
$\dot{Q}$	La puissance de chaleur	[Kcal/h]
$\dot{Q}_{rec}$	La puissance récupérer	[MW]
A	Surface totale d'échange	[m ²]
S_t	Section de passage des gaz des échappement	[m ²]
G_t	Vitesse massique	[kg/m ² .s]
R_{sio}	Résistance due au film d'encrassement déposé à l'extérieure	[hm ² °C/kcal]
R_{is}	Résistance due au film d'encrassement déposé à l'intérieur	[hm ² °C/kcal]
R_t	Résistance due a la paroi métallique du tube	[hm ² °C/kcal]
U_s	Coefficient de transfert sale	[kcal/hm ² °C]
H_i	Coefficient du film interne	[kcal/hm ² °C]
P_r	Nombre de Prandtl	/
H_o	Coefficient du film externe	[kcal/hm ² °C]
G_{ct}	Vitesse massique coté calandre	[kg/m ² .s]
S_{ct}	Air de passage	[m ²]
B	L'espace entre les chicanes	[m]
D_c	Diamètre interne de la calandre	[m]
N_{td}	Nombre de tube sur un diamètre	/
D_t	Diamètre du cercle circonscrite au faisceau	[m]
ΔTLM	La différence de température logarithmique moyenne	[°C]
q_v	Le débit volumique de fuel	[m ³ /s]

Nomenclature

ρ	La masse volumique de fuel gaz	[kg/m ³]
Abréviation	Désignation	
ISO	Organisation Standard International	
TAG	Turbine à Gaz	
GPL	Gaz de Pétrole Liquéfié	
GNL	Gaz Naturel Liquéfié	
SC	Station De Compression	
GG	Générateur De Gaz	
THP	Turbine Haut Pression	
TBP	Turbine Basse Pression	
GE	Générateur Electrique	
Amb	Ambiant	
Opt	Option	
CIS	Complexe Industrielle Sud	
IGV	l'aube variable à l'admission de compresseur	
ROV	Des vannes	
UFC	Centre de traitement	
API	Des bassins	
EA	Aérons de refroidissement	
PDSL	Vanne de la mesure la pression	
PSV	Des soupapes	
RE	Resistance électrique	

Nomenclature

Variable Grecque	Désignation	Unité
η	Rendement	[%]
λ	Coefficient De Pert de Pression Dans La Chambre DE Combustion	/
τ	Taux De Compression	/
γ	Rapport Des chaleurs Spécifiques	/
α	Coefficient D'excès D'air	/
ΔP_{cc}	Coefficient de Pert de Pression Dans Le Diffuseur	[bar]
M	Masse Molaire	[kg/k mole]
m_c	Masse Du Combustible	[Kg]
L_0	Débit Massique Théorique	[kg/s]
N	Nombre De Tour Par Minute Pour La Turbine (HP et BP)	[tr/mn]
μ	La Viscosité Dynamique	[CP]
Indices	Désignation	
a	Air	
C	Relative Au Compresseur	
CC	Relative A La Chambre De Combustion	
T	Relative A La Turbine	
g	Relative Au Gaz	
HP	Haut Pression	
BP	Basse Pression	
f	Rapport des débits air de combustion sur air de compression	

Nomenclature

x	Titre De Mélange	
is	Isentropique	
u	Utile	
eff	Effectif	
th	Thermique	
an	Une année	
1, 2, 3, 4, 5, 6,7	Indique La Position Sur La Turbine	
\$	Dollar	

LISTE DES FIGURES

CHAPITRE .I

Figure I.1 : Circuit de fonctionnement de la raffinerie	4
Figure I.2 : Section de compression basse pression.....	7
Figure I.3 : Section de compression haute pression	8

CHAPITRE .II

Figure II.1: Schéma de la classification des turbines à gaz	12
Figure II.2 : Schéma de la turbine mono-arbre	13
Figure II.3 : Schéma de la turbine à gaz bi-arbre	14
Figure II.4: Schéma de la turbine à action et turbine à réaction	15
Figure II.5 : Cycle irréversible fermé	15
Figure II.6 : Cycle irréversible ouvert.....	16
Figure II.7 : Cycle de régénération d'une turbine à gaz	16
Figure II.8 : Cycle Théorique de la turbine à gaz (joule-brayton).....	18
Figure II.9 : Cycle à récupération de chaleur	19
Figure II.10 : Schéma de la turbine à gaz MS5002C	20
Figure II.11 : Différentes sections d'une turbine à gaz MS5002C	21
Figure II.12: Compresseur axial d'une turbine à gaz MS5002C	22
Figure II.13: Chambre de combustion d'une turbine à gaz MS5002C	23
Figure II.14 : Enveloppe de combustion de la turbine MS5002C	24
Figure II.15 : Bougie d'allumage de la turbine MS5002C	25
Figure II.16 : Injecteur de combustible de la turbine MS5002C	25
Figure II.17 : Tubes-foyers de la turbine MS5002C	26
Figure II.19 : les schémas des rotors de la turbine HP et BP	28
Figure II .20 : Variations de la température et de la pression dans les différentes sections De la turbine à gaz MS 5002C	30

LISTE DES FIGURES

CHAPITRE .III

Figure III.1 : Cycle théorique de la turbine	32
Figure III.2 : Cycle réel d'une turbine à gaz MS5002C	36
Figure III.3 : Variation de travail de compresseur et le débit massique d'air en fonction de la température ambiante	50
Figure III.4 : Variation de la puissance utile de la turbine en fonction de la température ambiante	51
Figure III.5 : Variation du rendement de l'installation en fonction de la température ambiante	52

CHAPITRE .IV

Figure IV.1 : cycle thermique de la turbine à gaz avec récupérateur	54
Figure IV.2 : Architecteur de la chambre de combustion avec cycle de régénération	56
Figure IV.3 : Schéma fonctionnel du régénérateur	56
Figure IV.4 : Echangeur à tubes et calandre	57
Figure IV.5 : disposition des tubes du faisceau	58
Figure IV.6 : Résistances thermiques	60
Figure IV.7 : Ecoulement du fluide à travers la calandre	62
Figure IV.8 : Turbine à gaz avec récupération de chaleur	66
Figure IV.9 : Schéma thermodynamique du régénérateur	68

LISTE DES TABLEAUX

Tableau III.1 : composition chimique de gaz de la région de Hassid Messaoud	39
Tableau IV.1 : Propriétés physique des fluides de l'échangeur.....	69
Tableau IV.2 : Caractéristiques du régénérateur.....	75

SOMMAIRE

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

Chapitre I : Description du complexe industriel sud de Hassid- Messaoud

Introduction

I.1 Historique du complexe industriel sud	2
I.2 Composition du complexe	3
I.2.1 Circuit de la station de traitement de l'huile	4
I.3 Station de compression avec description du fonctionnement	5
I.3.1 Description de procédé	5
I.3.1.1 Section de séparation préliminaire	5
I.3.1.2 Section de compression basse pression (BP)	6
I.3.1.3 Ligne de banalisation	7
I.3.1.4 Section de compression haute pression	7
I.3.1.5 Section fuel gaz.....	8
I.3.1.6 Système de torche.....	9
I.3.1.7 Circuit condensât	9
I.3.1.8 Circuit d'huile d'arrêt	10
I.3.1.9 Système anti incendie	10
I.4 Position de la problématique	10
Conclusion	

Chapitre II : Généralités sur les turbines à gaz

Introduction

II.1 Classification des turbines à gaz	12
II.1.1 Mode de construction	13
II.1.1.1 Turbine mono-arbre	13
II.1.1.2 Turbine bi-arbre	13
II.1.2 Mode de travail	14
II.1.2.1 Turbine à action.....	14
II.1.2.2 Turbine à réaction	14
II.1.3 Mode de fonctionnement thermodynamique	15
II.1.3.1 Turbine à gaz à cycle fermé	15
II.1.3.2 Turbine à gaz à cycle ouvert.....	16

SOMMAIRE

II.2 Avantage et inconvénient	17
II.3.Cycle réversible de joule-brayton.....	17
II.4 Cycle fermé avec récupération	18
II.5 Description de la turbine à gaz MS5002C	19
II.5.1 Définition	20
II.5.2 Eléments principaux d'une turbine à gaz MS5002C	21
II.5.2.1 Section de compression	21
II.5.2.2 Section de combustible	22
II.5.2.3 Section turbine	27
II.5.3 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz MS5002C	29
Conclusion	

Chapitre III : Bilan thermodynamique de la turbine à gaz MS5002C

Introduction

III.1 Cycle idéal de Joule Baryton.....	32
III.2 Equations énergétiques	33
III.2.1 Le compresseur	34
III.2.2 La chambre de combustion	35
III.2.3 La turbine	35
III.3 Cycle réel de Joule Baryton.....	36
III.3.1 Représentation du cycle réel de Joule Brayton.....	36
III.4 Bilan énergétique de la turbine MS5002C	37
III.4.1 Phase de compression	37
III.4.2Phase de combustion	38
III.4.3 Phase turbine	41
III.5 Le rendement de l'installation	43
III.6 Partie calcul	44
III.6.1 Données de départ	44
III.6.2 Partie compresseur axial	45
III.6.3 Chambre de combustion	45
III.6.4 Partie turbine	47
III.6.4.1 Turbine génératrice de gaz	47
III.6.4.2 Turbine de puissance :(BP)	48

SOMMAIRE

III.6.5 Le rendement thermique d'une turbine à gaz	48
III.6.6 Le rendement effectif	48
III.6.7 Organigramme de calcul de l'analyse énergétique de cycle simple	49
III.7 Influence des conditions ambiantes sur les performances de la turbine	50
III.7.1 Travail spécifique de compresseur axial et le débit massique d'air d'admission	50
III.7.2 Puissance utile de l'installation	51
III.7.3 Rendement thermique de l'installation	52
Conclusion	

Chapitre IV : Description et dimensionnement de l'échangeur de chaleur

Partie.1

Description des échangeurs à tubes et calandre

Introduction

IV.1.1 Cycle de régénération.....	55
IV.1.2 Application de la régénération à la turbine MS5002C	57
IV.1.3 Description des échangeurs à tubes et calendre.....	58

Parité.2

Etude théorique d'un échangeur à tubes et calandre

Introduction

IV.2.1 Etude du transfert de chaleur dans les échangeurs à tubes et calandre.....	60
IV.2.1.1 équations fondamentales	60
IV.2.2 Coefficient de transfert global U	62
IV.2.2.1 Expression générale	62
IV.2.2.2 Calcul du coefficient du film interne h_i	63
IV.2.2.3 Calcul du coefficient du film externe h_0	64
IV.2.2.4 Les températures caloriques des deux fluides	66
IV.2.2.5 Détermination des températures caloriques	66
IV.2.2.6 Les résistances d'encrassement	67

SOMMAIRE

Parite.3

Dimensionnement du regeneration

Introduction

IV.3.1 Présentation des données du problème	68
IV.3.2 Les données de départ.....	68
IV.3.3 Détermination de la température de l'air à la sortie du régénérateur (T_6).....	69
IV.3.4 Calcul de la différence de température moyenne logarithmique entre les deux fluides	70
IV.3.5 Détermination des températures caloriques	70
IV.3.6 Propriétés physiques des deux fluides évaluées aux températures caloriques	71
IV.3.7 Calcul de l'échangeur	71
IV.3.8 Organigramme de calcul avec régénérateur	72
IV.3.9 Les caractéristiques de l'échangeur à prévoir	73
IV.3.10 Estimation de l'intervalle des valeurs du coefficient de transfert sale (U_s)	73
IV.3.11 Estimation de la valeur exacte du coefficient de transfert sale (U_s) et caractéristiques de l'échangeur optimisé	76
IV.3.12 Calcul des performances de la turbine après régénération.....	77
IV.3.13 Rendement thermique de la turbine avec régénération	77
Conclusion	79
Conclusion générale	80

SOMMAIRE

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

Chapitre I : Description du complexe industriel sud de Hassid- Messaoud

Introduction

I.1 Historique du complexe industriel sud	2
I.2 Composition du complexe	3
I.2.1 Circuit de la station de traitement de l'huile	4
I.3 Station de compression avec description du fonctionnement	5
I.3.1 Description de procédé	5
I.3.1.1 Section de séparation préliminaire	5
I.3.1.2 Section de compression basse pression (BP)	6
I.3.1.3 Ligne de banalisation	7
I.3.1.4 Section de compression haute pression	7
I.3.1.5 Section fuel gaz.....	8
I.3.1.6 Système de torche.....	9
I.3.1.7 Circuit condensât	9
I.3.1.8 Circuit d'huile d'arrêt	10
I.3.1.9 Système anti incendie	10
I.4 Position de la problématique	10
Conclusion	

Chapitre II : Généralités sur les turbines à gaz

Introduction

II.1 Classification des turbines à gaz	12
II.1.1 Mode de construction	13
II.1.1.1 Turbine mono-arbre	13
II.1.1.2 Turbine bi-arbre	13
II.1.2 Mode de travail	14
II.1.2.1 Turbine à action.....	14
II.1.2.2 Turbine à réaction	14
II.1.3 Mode de fonctionnement thermodynamique	15
II.1.3.1 Turbine à gaz à cycle fermé	15
II.1.3.2 Turbine à gaz à cycle ouvert.....	16

SOMMAIRE

II.2 Avantage et inconvénient	17
II.3.Cycle réversible de joule-brayton.....	17
II.4 Cycle fermé avec récupération	18
II.5 Description de la turbine à gaz MS5002C	19
II.5.1 Définition	20
II.5.2 Eléments principaux d'une turbine à gaz MS5002C	21
II.5.2.1 Section de compression	21
II.5.2.2 Section de combustible	22
II.5.2.3 Section turbine	27
II.5.3 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz MS5002C	29
Conclusion	

Chapitre III : Bilan thermodynamique de la turbine à gaz MS5002C

Introduction

III.1 Cycle idéal de Joule Baryton.....	32
III.2 Equations énergétiques	33
III.2.1 Le compresseur	34
III.2.2 La chambre de combustion	35
III.2.3 La turbine	35
III.3 Cycle réel de Joule Baryton.....	36
III.3.1 Représentation du cycle réel de Joule Brayton.....	36
III.4 Bilan énergétique de la turbine MS5002C	37
III.4.1 Phase de compression	37
III.4.2Phase de combustion	38
III.4.3 Phase turbine	41
III.5 Le rendement de l'installation	43
III.6 Partie calcul	44
III.6.1 Données de départ	44
III.6.2 Partie compresseur axial	45
III.6.3 Chambre de combustion	45
III.6.4 Partie turbine	47
III.6.4.1 Turbine génératrice de gaz	47
III.6.4.2 Turbine de puissance :(BP)	48

SOMMAIRE

III.6.5 Le rendement thermique d'une turbine à gaz	48
III.6.6 Le rendement effectif	48
III.6.7 Organigramme de calcul de l'analyse énergétique de cycle simple	49
III.7 Influence des conditions ambiantes sur les performances de la turbine	50
III.7.1 Travail spécifique de compresseur axial et le débit massique d'air d'admission	50
III.7.2 Puissance utile de l'installation	51
III.7.3 Rendement thermique de l'installation	52
Conclusion	

Chapitre IV : Description et dimensionnement de l'échangeur de chaleur

Partie.1

Description des échangeurs à tubes et calandre

Introduction

IV.1.1 Cycle de régénération.....	55
IV.1.2 Application de la régénération à la turbine MS5002C	57
IV.1.3 Description des échangeurs à tubes et calandre.....	58

Parité.2

Etude théorique d'un échangeur à tubes et calandre

Introduction

IV.2.1 Etude du transfert de chaleur dans les échangeurs à tubes et calandre.....	60
IV.2.1.1 équations fondamentales	60
IV.2.2 Coefficient de transfert global U	62
IV.2.2.1 Expression générale	62
IV.2.2.2 Calcul du coefficient du film interne h_i	63
IV.2.2.3 Calcul du coefficient du film externe h_0	64
IV.2.2.4 Les températures caloriques des deux fluides	66
IV.2.2.5 Détermination des températures caloriques	66
IV.2.2.6 Les résistances d'encrassement	67

SOMMAIRE

Parite.3

Dimensionnement du regeneration

Introduction

IV.3.1 Présentation des données du problème	68
IV.3.2 Les données de départ.....	68
IV.3.3 Détermination de la température de l'air à la sortie du régénérateur (T_6).....	69
IV.3.4 Calcul de la différence de température moyenne logarithmique entre les deux fluides	70
IV.3.5 Détermination des températures caloriques	70
IV.3.6 Propriétés physiques des deux fluides évaluées aux températures caloriques	71
IV.3.7 Calcul de l'échangeur	71
IV.3.8 Organigramme de calcul avec régénérateur	72
IV.3.9 Les caractéristiques de l'échangeur à prévoir	73
IV.3.10 Estimation de l'intervalle des valeurs du coefficient de transfert sale (U_s)	73
IV.3.11 Estimation de la valeur exacte du coefficient de transfert sale (U_s) et caractéristiques de l'échangeur optimisé	76
IV.3.12 Calcul des performances de la turbine après régénération.....	77
IV.3.13 Rendement thermique de la turbine avec régénération	77
Conclusion	79
 Conclusion générale	 80

SOMMAIRE

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

Chapitre I : Description du complexe industriel sud de Hassid- Messaoud

Introduction

I.1 Historique du complexe industriel sud	2
I.2 Composition du complexe	3
I.2.1 Circuit de la station de traitement de l'huile	4
I.3 Station de compression avec description du fonctionnement	5
I.3.1 Description de procédé	5
I.3.1.1 Section de séparation préliminaire	5
I.3.1.2 Section de compression basse pression (BP)	6
I.3.1.3 Ligne de banalisation	7
I.3.1.4 Section de compression haute pression	7
I.3.1.5 Section fuel gaz.....	8
I.3.1.6 Système de torche.....	9
I.3.1.7 Circuit condensât	9
I.3.1.8 Circuit d'huile d'arrêt	10
I.3.1.9 Système anti incendie	10
I.4 Position de la problématique	10
Conclusion	

Chapitre II : Généralités sur les turbines à gaz

Introduction

II.1 Classification des turbines à gaz	12
II.1.1 Mode de construction	13
II.1.1.1 Turbine mono-arbre	13
II.1.1.2 Turbine bi-arbre	13
II.1.2 Mode de travail	14
II.1.2.1 Turbine à action.....	14
II.1.2.2 Turbine à réaction	14
II.1.3 Mode de fonctionnement thermodynamique	15
II.1.3.1 Turbine à gaz à cycle fermé	15
II.1.3.2 Turbine à gaz à cycle ouvert.....	16

SOMMAIRE

II.2 Avantage et inconvénient	17
II.3.Cycle réversible de joule-brayton.....	17
II.4 Cycle fermé avec récupération	18
II.5 Description de la turbine à gaz MS5002C	19
II.5.1 Définition	20
II.5.2 Eléments principaux d'une turbine à gaz MS5002C	21
II.5.2.1 Section de compression	21
II.5.2.2 Section de combustible	22
II.5.2.3 Section turbine	27
II.5.3 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz MS5002C	29
Conclusion	

Chapitre III : Bilan thermodynamique de la turbine à gaz MS5002C

Introduction

III.1 Cycle idéal de Joule Baryton.....	32
III.2 Equations énergétiques	33
III.2.1 Le compresseur	34
III.2.2 La chambre de combustion	35
III.2.3 La turbine	35
III.3 Cycle réel de Joule Baryton.....	36
III.3.1 Représentation du cycle réel de Joule Brayton.....	36
III.4 Bilan énergétique de la turbine MS5002C	37
III.4.1 Phase de compression	37
III.4.2Phase de combustion	38
III.4.3 Phase turbine	41
III.5 Le rendement de l'installation	43
III.6 Partie calcul	44
III.6.1 Données de départ	44
III.6.2 Partie compresseur axial	45
III.6.3 Chambre de combustion	45
III.6.4 Partie turbine	47
III.6.4.1 Turbine génératrice de gaz	47
III.6.4.2 Turbine de puissance :(BP)	48

SOMMAIRE

III.6.5 Le rendement thermique d'une turbine à gaz	48
III.6.6 Le rendement effectif	48
III.6.7 Organigramme de calcul de l'analyse énergétique de cycle simple	49
III.7 Influence des conditions ambiantes sur les performances de la turbine	50
III.7.1 Travail spécifique de compresseur axial et le débit massique d'air d'admission	50
III.7.2 Puissance utile de l'installation	51
III.7.3 Rendement thermique de l'installation	52
Conclusion	

Chapitre IV : Description et dimensionnement de l'échangeur de chaleur

Partie.1

Description des échangeurs à tubes et calandre

Introduction

IV.1.1 Cycle de régénération.....	55
IV.1.2 Application de la régénération à la turbine MS5002C	57
IV.1.3 Description des échangeurs à tubes et calendre.....	58

Parité.2

Etude théorique d'un échangeur a tubes et calandre

Introduction

IV.2.1 Etude du transfert de chaleur dans les échangeurs à tubes et calandre.....	60
IV.2.1.1 équations fondamentales	60
IV.2.2 Coefficient de transfert global U	62
IV.2.2.1 Expression générale	62
IV.2.2.2 Calcul du coefficient du film interne h_i	63
IV.2.2.3 Calcul du coefficient du film externe h_0	64
IV.2.2.4 Les températures caloriques des deux fluides	66
IV.2.2.5 Détermination des températures caloriques	66
IV.2.2.6 Les résistances d'encrassement	67

SOMMAIRE

Parite.3

Dimensionnement du regeneration

Introduction

IV.3.1 Présentation des données du problème	68
IV.3.2 Les données de départ.....	68
IV.3.3 Détermination de la température de l'air à la sortie du régénérateur (T_6).....	69
IV.3.4 Calcul de la différence de température moyenne logarithmique entre les deux fluides	70
IV.3.5 Détermination des températures caloriques	70
IV.3.6 Propriétés physiques des deux fluides évaluées aux températures caloriques	71
IV.3.7 Calcul de l'échangeur	71
IV.3.8 Organigramme de calcul avec régénérateur	72
IV.3.9 Les caractéristiques de l'échangeur à prévoir	73
IV.3.10 Estimation de l'intervalle des valeurs du coefficient de transfert sale (U_s)	73
IV.3.11 Estimation de la valeur exacte du coefficient de transfert sale (U_s) et caractéristiques de l'échangeur optimisé	76
IV.3.12 Calcul des performances de la turbine après régénération.....	77
IV.3.13 Rendement thermique de la turbine avec régénération	77
Conclusion	79
Conclusion générale	80

Introduction générale

Toutes les entreprises du pétrole se sont intéressées pour l'obtention de l'énergie pour assurer l'échange et la continuité normales de leurs activités , par exemple le transport des gaz par un compresseur centrifuge nécessite une énergie mécanique pour l'entraîner, cette énergie mécanique vient de la turbine à gaz qui utilise l'énergie thermique de combustion du fluide utilisé qui est l'un des produits de ces industries ; alors la turbine à gaz joue un rôle très important pour l'échange de travail.

Les turbomachines qui peuvent être des pompes, ventilateurs, compresseurs ou des turbines et qui manipulent des débits de fluide plus grands que les machines volumétriques, elles jouent, dans ces processus de conversions d'énergie, un rôle important d'échangeur de travail entre le fluide et les organes mécaniques dont la partie en mouvement est constituée d'un rotor muni d'ailettes.

Aujourd'hui, avec l'évolution technologique, la turbine occupe une grande partie dans le secteur de production de l'énergie.

Dans notre pays, l'industrie du pétrole utilise essentiellement les turbines à gaz pour assurer l'acheminement des hydrocarbures, ainsi qu'elles sont utilisées pour produire l'énergie électrique dans les centrales, ce qui donne à la turbine une importance dans l'économie nationale.

Par là, nous avons réalisé ce mémoire sur l'amélioration des performances de la turbine à gaz MS5002C par le préchauffage.

Ce manuscrit est structuré comme suite :

- Le premier chapitre sera consacré à la description de complexe industriel sud (CIS).
- Le deuxième chapitre intitulé généralités sur la turbine à gaz MS5002C.
- Le troisième chapitre sera consacré au bilan thermodynamique de la turbine à gaz MS5002C.
- Le quatrième chapitre aura pour objectif la description et dimensionnement de l'échangeur de chaleur.
- Et on terminera avec une conclusion générale.

Chapitre I

Description du complexe industriel sud de Hassid- Messaoud

Introduction

De nos jours, les problèmes de l'utilisation rationnelle de l'énergie occupent des préoccupations des énergéticiens, à cause d'une croissance économique sans précédent qui s'impose comme le moyen le plus efficace pour faire face aux problèmes de chômage d'une part et pour permettre aux pays en développement d'améliorer progressivement le niveau de la vie de ses citoyens. Il existe aussi les problèmes qui touchent à l'environnement et qui sont exacerbés par les taux des gaz de combustions dégagés dans l'atmosphère ; ces taux sont en effet d'autant plus importants que les rendements énergétiques sont faibles.

C'est ainsi qu'on assiste au cours de ces deux dernières décennies à la rénovation des vieilles installations afin d'améliorer leurs rendement par les opérations de « boosting ».

Dans notre pays, qui dispose de ressources énergétique relativement importante, le souci a presque toujours été orienté vers une économie de l'investissement au détriment d'une économie énergétique. En revanche, la modélisation numérique, la politique énergétique mondiale est appelée à s'uniformiser et nous serons tenus dans le futur à respecter des règles dictées par des organisations à l'échelle de la planète durable.

C'est dans cet esprit que nous nous intéressons dans le cadre de ce projet à l'étude de la faisabilité d'une régénération sur les stations de compression du gaz naturel au niveau du centre industrie sud de Hassid- Messaoud.

I.1 Historique du complexe industriel sud

Les premières explorations en matière d'hydrocarbures en Algérie remontent à la fin de l'année 1890 dans le bassin de Chélif. Cependant c'est en 1948 que la découverte à caractère commerciale eut la première fois à Oued Guétrini, à 150 Km au sud d'Alger.

Le gisement de HMD fut découvert par deux compagnies Françaises CFPA (Compagnie Française des Pétroles d'Algérie) et SN-REPAL (Société Nationale de Recherche Pétrolière en Algérie).

En 1946, la SN-REPAL avait commencé sa recherche à travers le Sahara, trois années plus tard, elle débutait la prospection géophysique par reconnaissance gravimétrique.

Le 15 Janvier 1956, il fut réalisé le premier forage MDI. Ce forage a mis en évidence les grès du cambrien producteurs d'huile à 3338 mètres de profondeur.

Le 16 Mai de la même année à 7,5 Km du MDI vers le Nord, un deuxième puits OMI a été foré dans la continuité par la CFPA, De 1959 à 1964, 153 puits ont été forés et mis en exploitation.

Fondée le 31 Décembre 1963, la Société nommée SONATRACH chargée de la recherche et l'exploitation des hydrocarbures, aujourd'hui devenue un groupe pétrolier assurant les missions stratégiques axées sur la recherche, la production, le transport, le traitement et la commercialisation des hydrocarbures.

A partir de 1968 le rythme des forages s'est développé avec une moyenne de 32 puits par an, et la production a atteint le seuil de 32,2 millions de tonnes en 1970.

Après la nationalisation des hydrocarbures le 24 Février 1971, les forages n'ont cessé de se multiplier, pour atteindre en 1977 une moyenne de 34 puits par an.

I.2 Composition du complexe

Actuellement le complexe industriel sud (CIS) est composé de plusieurs unités :

- **06** unités satellites.
- **01** unité de traitement de brut (séparation, dessalage et stabilisation).
- **07** unités de récupération des gaz associés (Boosting **BP - HP**).
- **03** unités de récupération de GPL et de condensât.
- **11** unités de compression de gaz de réinjection.
- **01** unité d'injection d'eau.
- **02** unités de raffinage.
- **01** unité de traitement des eaux huileuses.
- **03** unités de traitement d'eau industrielle.
- **01** centrale d'air.
- **03** unités de traitement des huiles usagées.

I.2.1 Circuit de la station de traitement de l'huile

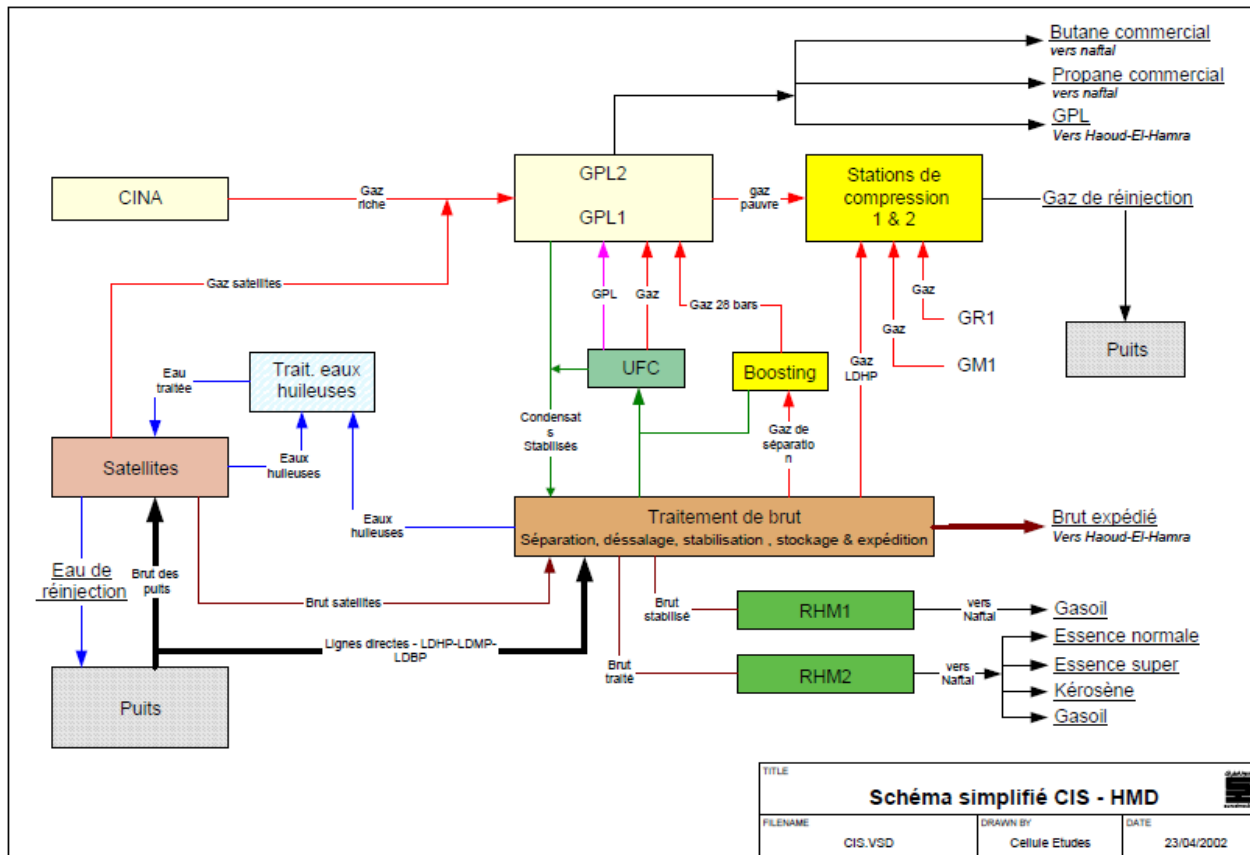


Figure I.1 : Circuit de fonctionnement de la raffinerie [7]

Le brut est aspiré dans des puits se dirigeant vers le satellite, à ce niveau se produit la séparation du condensat (les liquides) et le gaz.

Premièrement les gaz sont orientés vers la station de GPL (Gaz de Pétrole Liquéfier) ; pour avoir une autre séparation qui nous produira le butane et le propane (C_1 , C_2) comme des molécules légères, le reste est expédié vers Haoud-El-Hamra. Les molécules lourdes comme le (C_3 , C_4 , C_5 ...etc) sont dirigées vers la station de compression pour être comprimées à une pression d'ordre de 420 bars et être réinjectées après dans les puits.

En revanche la condensat est orientée vers la station de traitement du brut pour être séparée, dessalée, stabilisée, stockée et expédiée, par la suite se produit :

- Gasoil lourd
- Essence normale
- Kérosène

- Essence super
- Gasoil léger

Comme on aura des traces du gaz au niveau de cette station ; nous aurons un Boosting dont le rôle est de transporter ces derniers vers la station de GPL.

Dans la station de traitement d'eau huileuse ce mélange d'eau et d'huile sera orienté vers le satellite qui le réinjectera dans les puits.

Le reste qui est dans la station de traitement de brut est expédié vers Haoud-El-Hamra.

I.3 Station de compression avec description du fonctionnement

On désigne par la compression les installations qui permettent de comprimer le gaz à haute pression (420bars) afin de la réinjection dans les puits, pour atteindre cette pression on utilise deux techniques :

- Réinjection de gaz à haute pression.
- Réinjection d'eau à haute pression

Il existe onze (11) stations de compression au centre sud et sont constituées principalement de groupes turbocompresseurs contrôlés par un système électronique (MARK IV, MARKV).

La station de compression II est composée de quatre sections (9/10/11/12), chaque station réinjecte 10millions Nm^3/j , et les septes sections anciennes (2/3/4/5/6/7/8) chaque station réinjecte 6 millions Nm^3/j , elle est composée de deux groupes turbocompresseurs bi-arbres à deux étages et refoule un gaz comprimé de 28 à 420 bars c'est un mélange de gaz locale et d'appoint du gaz commercial GR1.

I.3.1 Description de procédé

Le processus de la station de compression se compose des sections suivantes :

1. Section de séparation préliminaire.
2. Section de compression basse pression.
3. Section de compression haute pression.
4. Section fuel gaz.
5. Système de torche.
6. Collecteur condensât.

7. Système anti incendie.

I.3.1.1 Section de séparation préliminaire

Cette section est commune aux deux stations, pour les stations (09/10) composée de deux ballons FA 1301/1302. Le gaz à comprimer arrive du manifold BP à 27 bars passe par la vanne ROV 2101 pour séparer les liquides du gaz. La pressurisation des ballons se fait par une vanne 2'' ROV 2102.

Les condensats sont renvoyés vers un ballon de récupération de condensat V1301 puis vers centre de traitement (UFC). Les eaux huileuses recueillies dans les appendices sont expédiées vers bassin API. Quant aux gaz accumulés dans les deux ballons à une pression de 28 bars est maintenue par une vanne régulatrice de pression ROV 2103(vanne de torche) qui maintient la pression de 28 bars dans les deux capacités. Celle-ci envoie le gaz en excès vers la torche BP.

I.3.1.2 Section de compression basse pression (BP)

Le gaz provenant des scrubbers passe dans cette section composée d'une turbine à gaz et d'un compresseur à deux étages. à travers la vanne ROV 2201 à la pression de 28 bars et à la température ambiante. Le gaz est comprimé dans le compresseur à deux étages jusqu'à 110 bars et à la température de 65°C après avoir subi deux séparations aux aspirations 1^{er} et 2^{eme} étage (FA 1303/1304), puis il est refroidit à l'aide des aérons (EA 1301/1302). Les lignes de procès de cette section comptent les éléments suivants :

- Une vanne automatique ROV2201, elle s'ouvre lorsque la condition d'une pression différentielle de 2.5 bars en amont et en aval de la vanne est mesurée par le PDSL.
- Une vanne de pressurisation ROV2202 faisant monter la pression graduellement dans le groupe afin de protéger le compresseur des effets de coups de béliers.
- Une vanne de recyclage FCV 2200.
- Deux ballons FA 1303 /1304 à l'aspiration 1^{er} et 2^{eme} étage.
- Deux soupapes de sécurité à l'aspiration 1^{er} étage PSV 2201A/B tarées à 70 bars.
- Deux soupapes de sécurité à l'aspiration 2^{eme} étage PSV 2202 A/B tarées 74 bars.
- Deux soupapes de sécurité au refoulement 2^{eme} étage PSV2203 A/B tarées à 170 bars.
- Deux batteries d'aérons aux refoulements 1^{er} et 2^{eme} étages EA 1301/02.

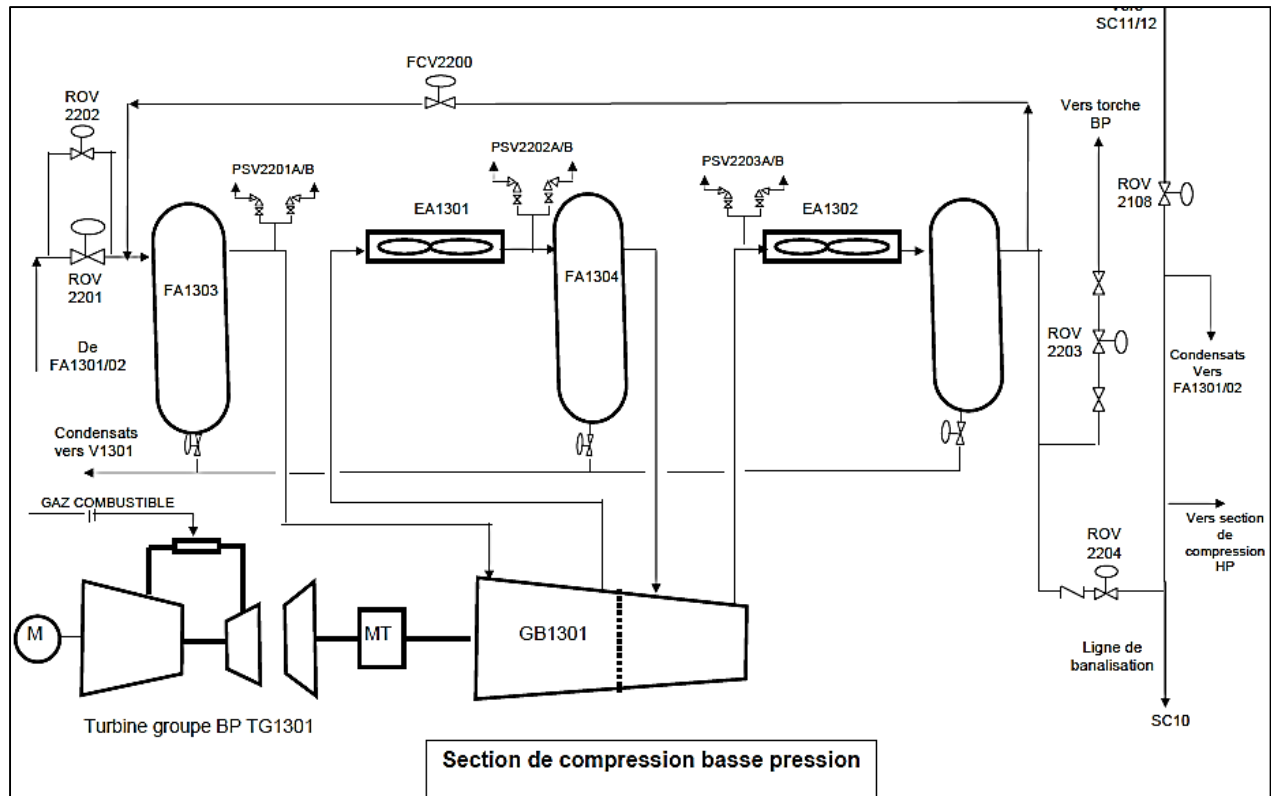


Figure I.2 : Section de compression basse pression [7]

I.3.1.3 Ligne de banalisation

Les sections basses pression des stations 9, 10, 11 et 12 refoulent le gaz dans un collecteur appelé ligne de banalisation, c'est pour avoir une meilleure autonomie d'exploitation des machines.

Au niveau des SC 9/10 cette ligne est pressurisée par la vanne ROV2104 à partir de la sortie de récupérateur des bouchons liquides. La décompression se fait par la vanne de torche ROV2107. Une vanne de sectionnement ROV2108 isole les sections basses pression des SC9/10 et SC11/12.

I.3.1.4 Section de compression haute pression

Elle est composée d'une turbine et deux compresseurs à un étage. Le gaz aspiré du collecteur de banalisation à 106 bars à travers la vanne ROV2401 est comprimé jusqu'à 420 bars et une température de 95°C, après avoir subi deux séparations aux aspirations 3^{ème} et 4^{ème} étage FA1305/1306 et deux refroidissements EA1303/1304. Les lignes de processus de cette section comptent les éléments suivants :

- Une vanne automatique ROV2401.elle s'ouvre lorsque la condition d'une pression différentielle de 2.5 bars en amont et en aval de la vanne est mesurée par le PDSL.
- Une vanne de pressurisation ROV2402 faisant monter la pression graduellement dans le groupe afin de protéger le compresseur des effets de coups de béliers.
- Une vanne de recyclage FCV 2400
- Deux ballons FA 1305 /1306 à l'aspiration 3eme et 4eme étage
- Deux soupapes de sécurité à l'aspiration 3eme étage PSV 2401A/B tarées à 170 bars.
- Deux soupapes de sécurité à l'aspiration 4eme étage PSV 2402 A/B tarées à 284,3 bars
- Deux soupapes de sécurité au refoulement 4eme étage PSV 2403 A/B tarées à 445,9 bars.
- Deux batteries d'aérons aux refoulements 3eme et 4eme étage EA 1303/1304.

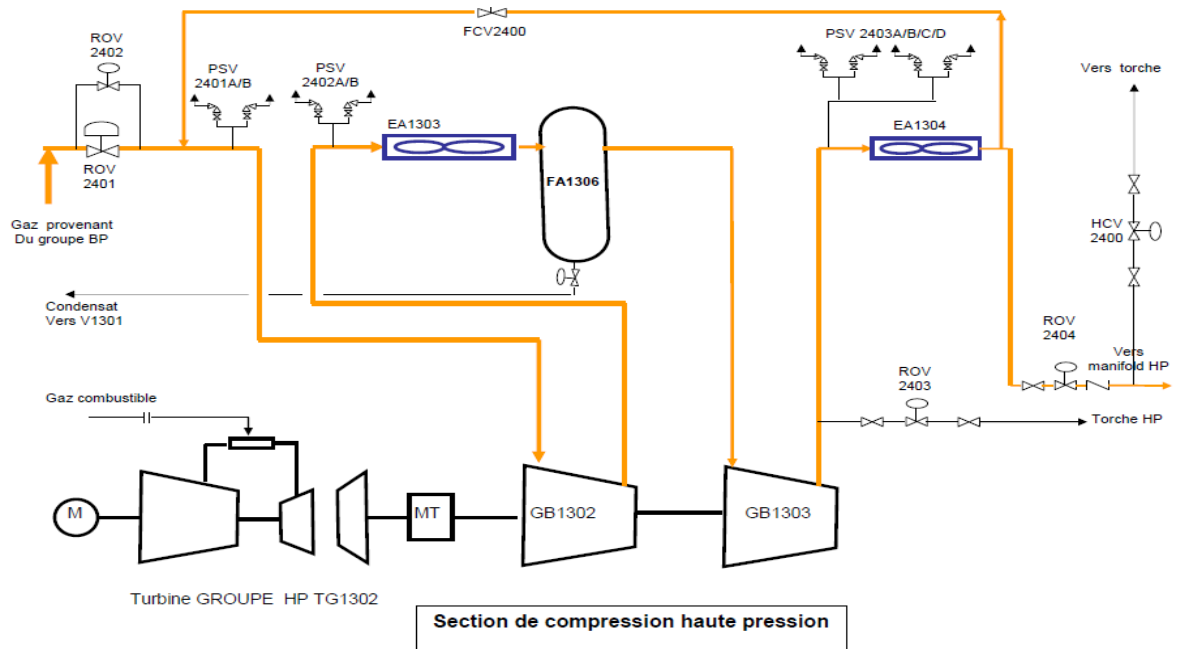


Figure I.3 : Section de compression haute pression [7]

I.3.1.5 Section fuel gaz

Le gaz nécessaire à la combustion est soutiré à partir du gaz GR1 avec une possibilité de balancement sur le gaz local grâce à une vanne manuelle. Ce gaz est détendu de la pression de 28 bars à 17 bars avec deux vannes régulatrices de pression PCV 2601/2603. Le gaz est débarrassé des liquides dans le ballon FA 1307 et chauffé par une résistance électrique RE 1305. Le gaz est ensuite détendu dans le poste fuel gaz des turbines à 11 et 8 bars à l'aide de la vanne SRV, GCV avant son admission dans les chambres de combustion.

Notons que le circuit compte une vanne régulatrice de pression PCV 2602 et deux soupapes de sécurité PSV 2602A/B tarées à 21,6 bars.

I.3.1.6 Système de torche

Il est composé de deux collecteurs BP et HP de dimension 22'', 24'' respectivement. Le collecteur BP recueille le gaz torché par les équipements suivants côté SC 9

- les soupapes de section basse pression.
- Les soupapes de la section fuel gaz.
- La vanne de régulation de pression fuel gaz PCV 2602.
- La vanne de torche de la section basse pression ROV 2203.
- Les soupapes des scrubbers PSV 2101/02.
- La vanne de décompression des scrubbers ROV 2103.
- La vanne de décompression de la ligne de banalisation ROV 2107.
- La vanne de régulation de pression du ballon de récupération de condensat V 1301.
- Les soupapes du ballon de condensat PSV 2104A/B.
- Les orifices des purgeurs V 1304A/B, V1303A/B.

Le collecteur HP recueille le gaz torché par les équipements suivants côté SC 9

- les soupapes de la section haute pression.
- La vanne de torche de la section haute pression ROV 2403.

I.3.1.7 Circuit condensat

Les condensats recueillis par les équipements suivants sont transférés vers le ballon de condensat V1301 puis vers le centre de traitement (UFC), ces équipements sont :

- Les ballons inter étages.
- Les scrubbers entrées stations.
- Le ballon fuel gaz FA1307.
- Ballon fuel gaz FA 1507.

I.3.1.8 Circuit d'huile d'arrêt

Sa fonction est la protection de la machine en cas de grave problème ou de non respect des paramètres de marche .L'arrêt brusque de l'unité est provoqué par la fermeture instantanée des vannes du poste fuel gaz en évacuant l'huile par l'ouverture de l'électrovanne 20 HD.

I.3.1.9 Système anti incendie

Le danger permanent et potentiel que guette toute unité de production est l'incendie ou fuite de gaz, ce risque devient plus élevé quand il s'agit de stations comprimant du gaz à 420 bars. Pour cela les unités sont dotées d'un système de surveillance permanent :

- Détection de gaz.
- Détection de feu et extinction.

Protégées par un système utilisant du gaz carbonique pour les compartiments turbines, et de la poudre pour les groupes multiplicateurs compresseurs

I.4 Position de la problématique

Les stations de compression ont pour objectif, la réinjection du gaz, elles étaient installées dans le but de maintenir la pression de gisement de champ de Hassi-Messaoud.

Chaque unité de réinjection du gaz est conçue pour comprimer le gaz d'une pression de 28 bar à une pression de 420 bar, par son propre compresseur centrifuge qu'il été entrainer par la turbine à gaz MS5002C.

Vu le problème rencontré dans la station de compression que l'énergie totale produite par cette turbine il est insuffisant pour l'entraînement de compresseur centrifuge car on a :

- Une grande partie d'énergie dégagée sous forme des gaz brûlé (échappement).
- Une partie d'énergie pour entraîner le compresseur axial (turbine autonome), et pour entraîner la charge

Notre travail consiste à la récupération de l'énergie des gaz brûlé dans le but de l'amélioration de rendement de cette turbine.

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté la description du complexe industriel sud (CIS) de Hassid-Messaoud, Nous avons par la suite parlé sur les différentes sections de ce complexe.

Chapitre II

Généralités sur les turbines à gaz

Introduction

L'emploi des turbines à gaz est très répandu dans l'industrie des hydrocarbures et de la production d'énergie mécanique.

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne qui aspire et comprime l'air atmosphérique et convertit en énergie mécanique donc c'est une machine autonome avec un écoulement continu et c'est une machine tournante thermodynamique.

II.1 Classification des turbines à gaz

Les turbines à gaz sont classées comme nous montre le schéma ci-dessous :

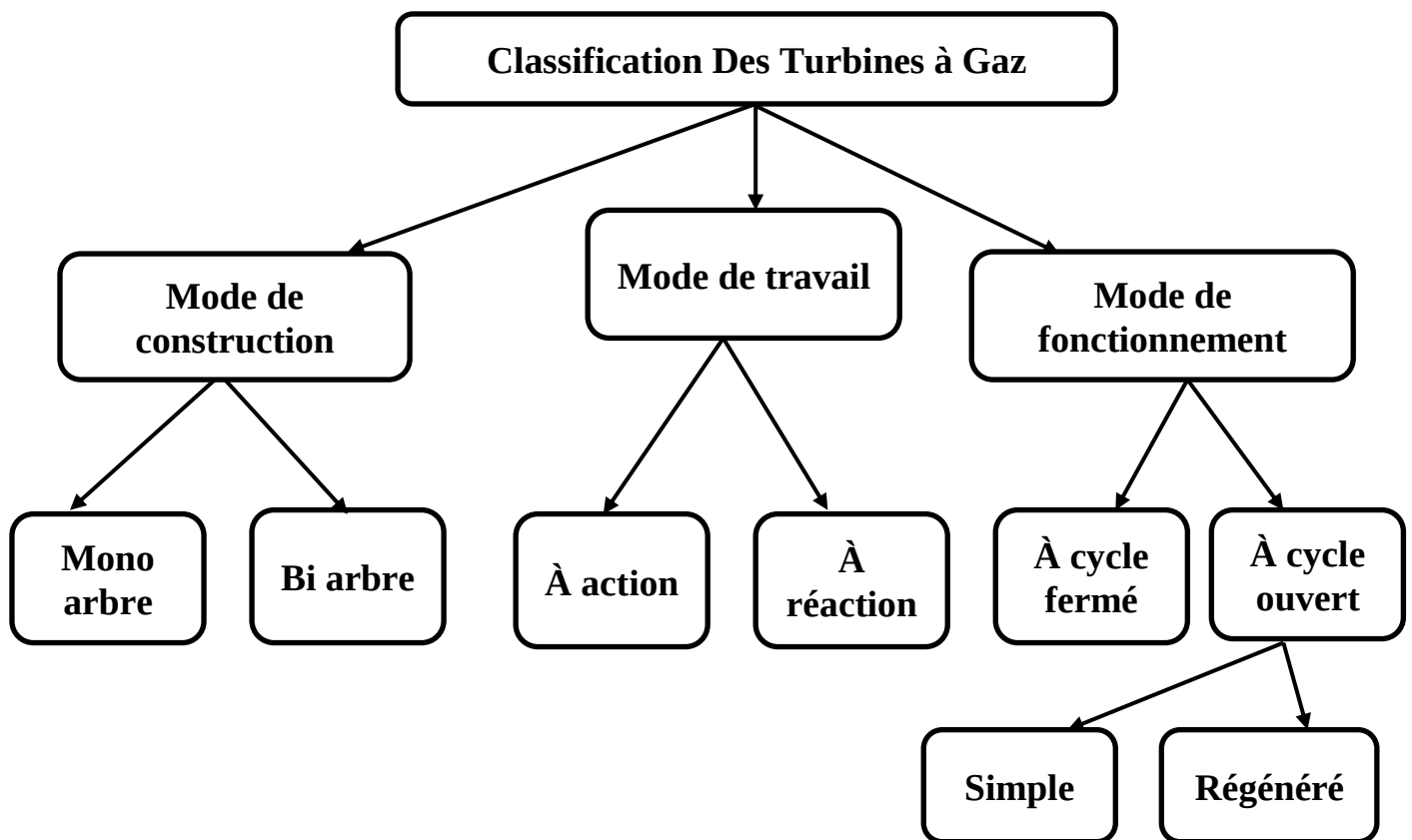


Figure II.1: Schéma de la classification des turbines à gaz [10]

II.1.1 Mode de construction

L'objectif pour lequel on utilise la turbine à gaz définit le type qu'on doit choisir. Dans l'industrie, on trouve les turbines à un seul arbre, dites aussi **mono-arbre**. Elles sont généralement utilisées dans le cas où on cherche un fonctionnement avec une charge constante (pour entraîner les générateurs d'électricité), mais aussi les turbines à deux arbres, dites aussi **bi-arbres**. Elles ont l'avantage d'entraîner des appareils à charges variables (pompes, compresseur,...). Elles se composent de deux parties, la première assure l'autonomie de la turbine (GG), la deuxième est liée à la charge.

II.1.1.1 Turbine mono-arbre

Le compresseur et les sections de la turbine sont montés sur un même arbre ce qui permet à l'ensemble de tourner à la même vitesse. Ce type est utilisé pour les applications qui n'ont pas besoin des variations de vitesse telle que l'entraînement des génératrices pour production de l'électricité.

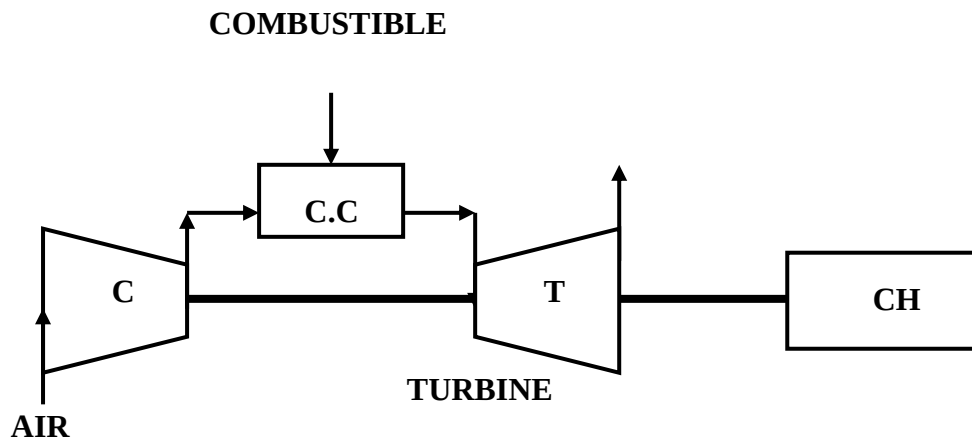


Figure II.2 : Schéma de la turbine mono-arbre [2]

II.1.1.2 Turbine bi-arbre

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

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

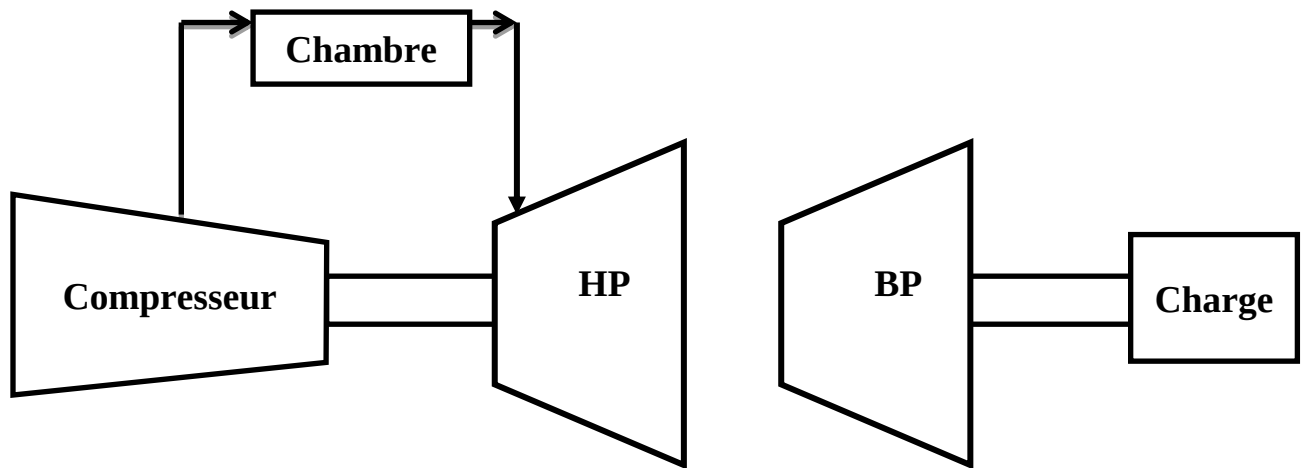


Figure II.3 : Schéma de la turbine à gaz bi-arbre [2]

II.1.2 Mode de travail

On distingue deux types de turbine : turbine à action et turbine à réaction :

II.1.2.1 Turbine à action

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

II.1.2.2 Turbine à réaction

Dans les turbines à réaction, nous savons que la détente se fait aussi bien dans les canaux fixes que dans les canaux mobiles, c'est à dire qu'une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique.

L'évolution des gaz dans la roue se fait avec variation de la pression statique.

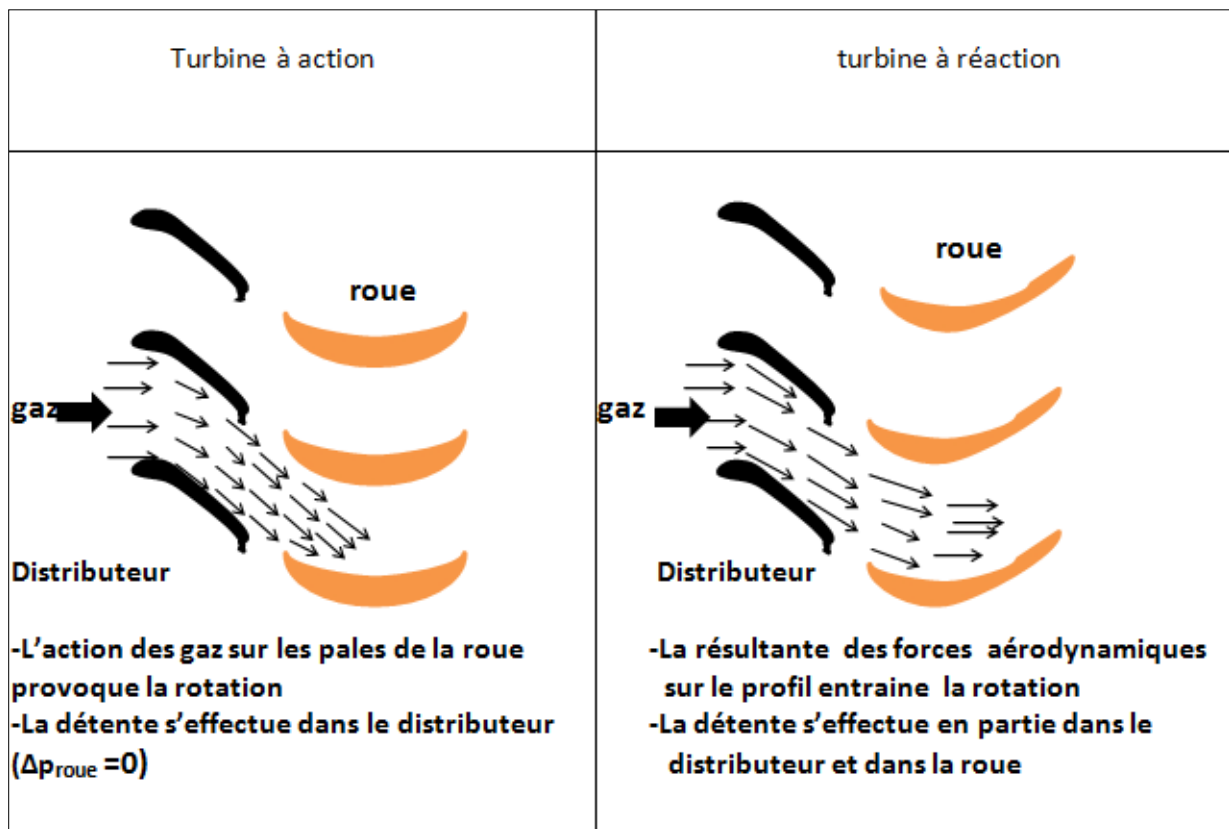


Figure II.4: Schéma de la turbine à action et turbine à réaction [12]

II.1.3 Mode de fonctionnement thermodynamique

Il existe deux cycles thermodynamiques :

II.1.3.1 Turbine à gaz à cycle fermé

Dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

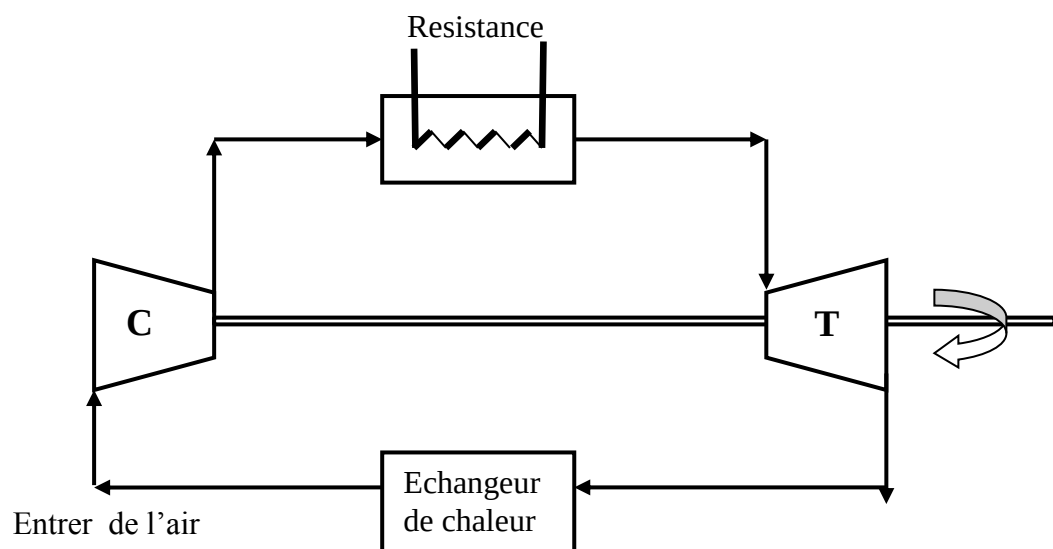


Figure II.5 : Cycle irréversible fermé [2]

II.1.3.2 Turbine à gaz à cycle ouvert

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

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

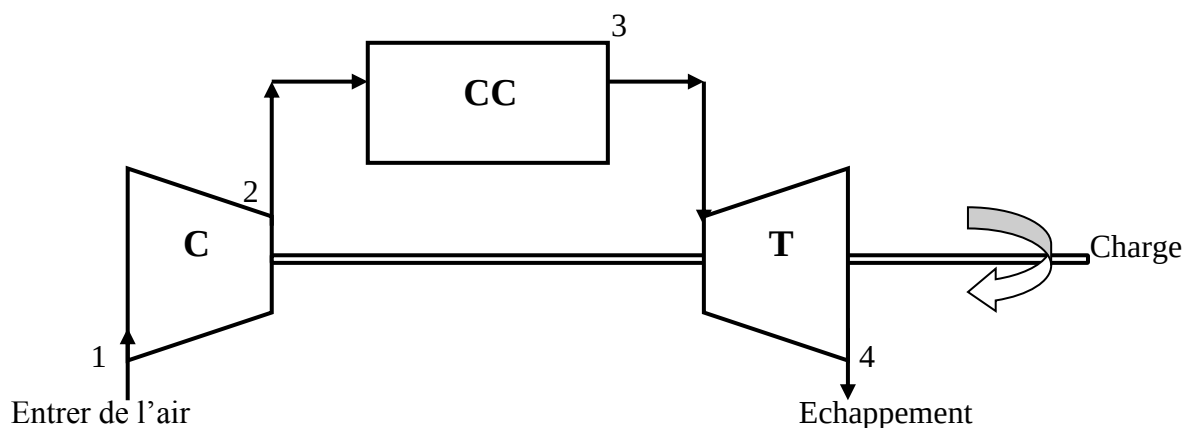


Figure II.6 : Cycle simple d'une turbine a gaz [2]

- **Turbine à cycle régénéré** : C'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait intervenir plusieurs fluides moteurs dans le but d'augmenter le rendement de l'installation.

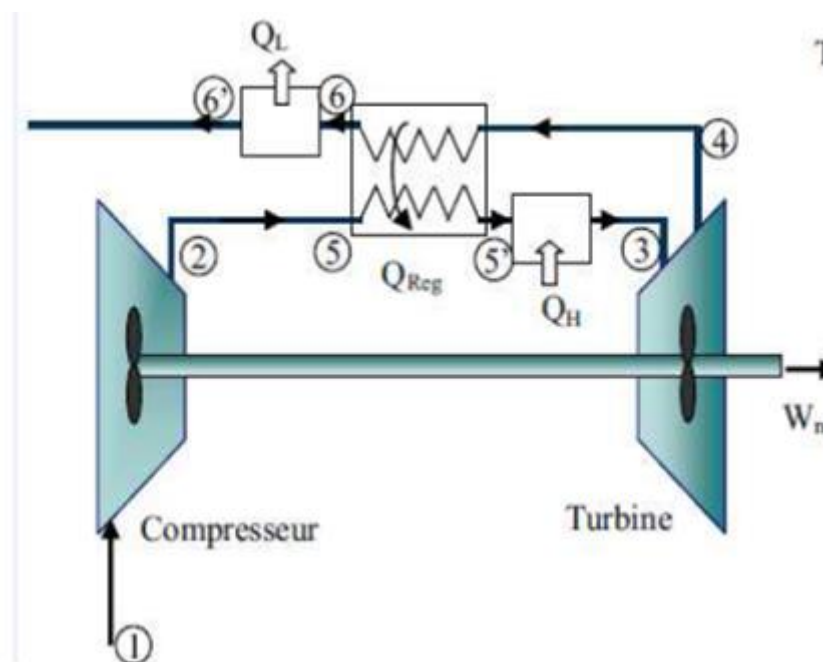


Figure II.7 : Cycle de régénération d'une turbine à gaz [2]

II.2 Avantages et inconvénients

Les turbines à gaz comme toute autre machine ou installation industrielle présente des avantages et des inconvénients, on peut citer à cet effet.

- **Avantages :** Une puissance élevée dans un espace restreint dans lequel un groupe diesel de même Puissance ne pourrait pas être logé.
- A l'exception de démarrage et arrêt, la puissance est produite d'une façon continue.
- Démarrage facile même à grand froid.
- Diversité de combustible pour le fonctionnement.
- Possibilité de fonctionnement à faible charge.
- Fonctionnement sous conduite et contrôle automatisé.

-**Inconvénients :** Son principal défaut est son assez faible rendement thermique intrinsèque (de 30 à 35%), mais qui peut être compensé souvent par la possibilité d'utiliser un combustible à faible valeur commerciale. Toutefois des progrès technologiques récents améliorent ce rendement (on atteint 38 à 42%).

II.3 Cycle réversible de Joule-Brayton

Le cycle théorique le plus simple d'une installation de turbine à gaz est celui de Joule Brayton qui est composé de deux transformations isentropiques et deux transformations isobares.

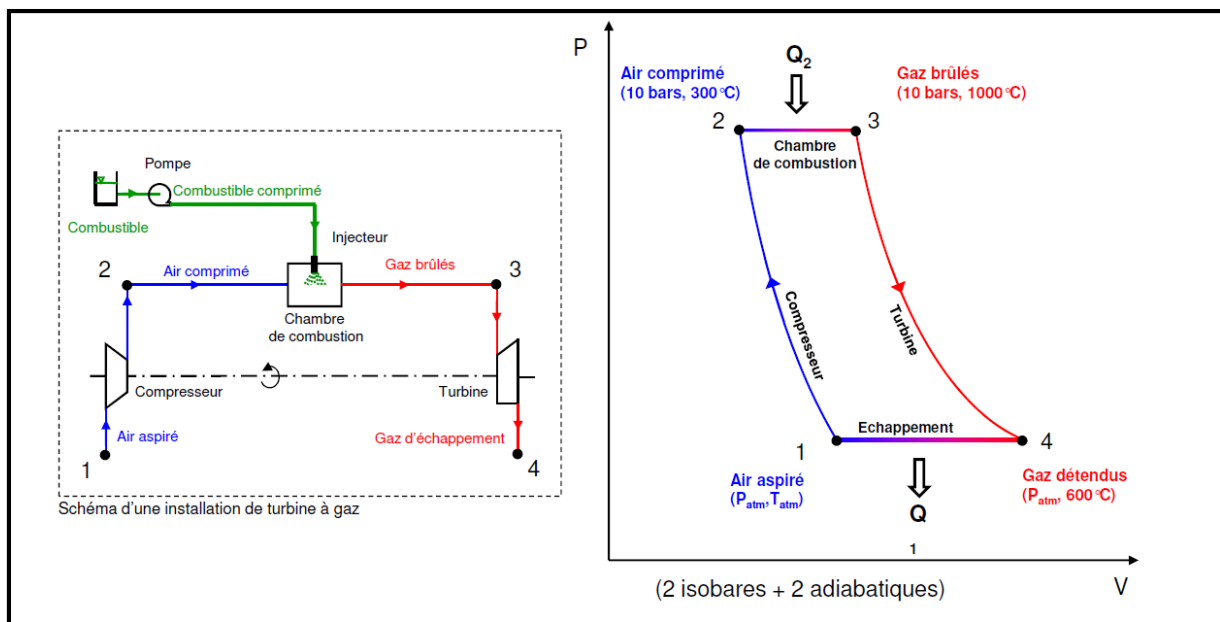


Figure II.8 : Cycle Théorique de la turbine à gaz (joule-brayton). [11]

1-2 : Compression isentropique dans le compresseur.

2-3 : Combustion (apport de chaleur) dans la chambre de combustion à pression constante.

3-4 : Détente isentropique dans les roues Hp et Bp.

4-1 : Échappement.

Q_1 : La quantité de chaleur à la combustion.

Q_2 : La quantité de chaleur à l'échappement.

II.4 Cycle fermé avec récupération

Dans ce cycle l'air sortant le compresseur est dirigé par un échangeur de chaleur, ou le récupérateur avant d'être introduit à la section de combustion, alors l'air chaud sortant de la turbine traverse l'autre côté du récupérateur. Par ce moyen, une partie de la chaleur d'échappement est récupérée et employée comme source d'énergie supplémentaire de chauffer l'air à haute pression, au lieu d'être dissipée en tant que chaleur résiduelle dans l'échappement à basse pression. L'effet de la régénération est d'augmenter le rendement de cycle .mais il est seulement efficace aux niveaux bas du rapport de pression.

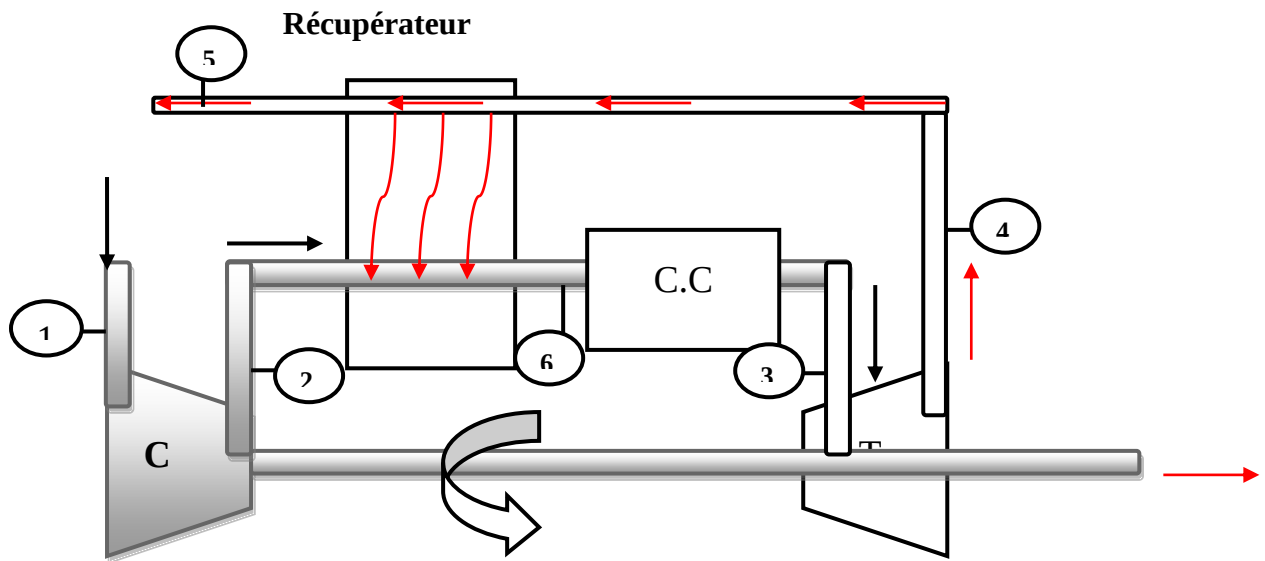


Figure II.9 : Cycle à récupération de chaleur [11]

II.5 Description de la turbine à gaz MS5002C

Dans l'histoire de la turbine à gaz, on peut distinguer trois périodes :

En 1791, l'Anglais John Barber brevetait un appareil hybride puisque cette turbine à gaz comportait un compresseur alternatif. Pour les turboréacteurs, c'est le Français Lorin qui, en 1911, en fait breveter le principe.

Entre 1901 et 1906, les recherches des Français Armengaud et Le Male aboutissent au premier turbomoteur autonome avec un rendement global à 3%. En 1930 : Brevets par Frank Whittle de moteurs à réaction d'aviation qui sont des turbines à gaz

Années 1950 : utilisation des turbines pour la production d'électricité avec un rendement de 30%.

Années 60 : diminution du coût du gaz, utilisation des turbines à gaz se multiplie dans le domaine industriel notamment dans l'industrie pétrolier et de gaz.

II.5.1 Définition

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne. Elle peut être considérée comme un système autosuffisant. En effet, elle aspire et comprime l'air atmosphérique dans son propre compresseur, augmente la puissance énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et

convertit cette puissance en énergie mécanique utile pendant les processus de détente qui a lieu dans la section turbine.

L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine conduite. Sous sa forme la plus simple, notre turbine à gaz comprend un compresseur axial, chambre de combustion, une turbine haute pression et une turbine basse pression.

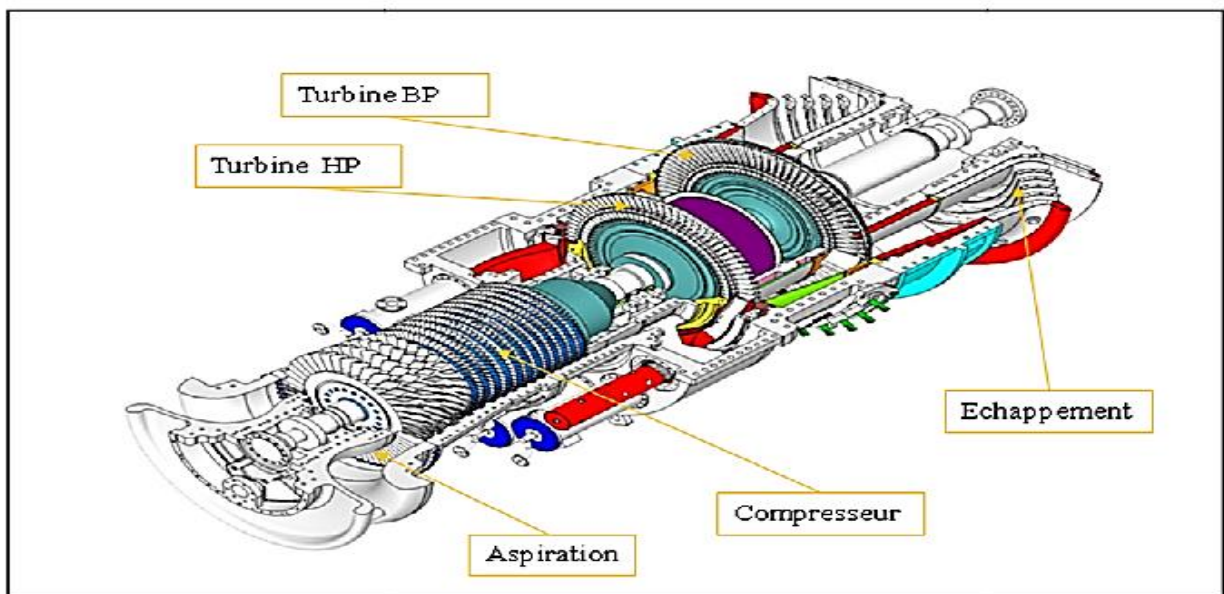


Figure II.10 : Schéma de la turbine à gaz MS 5002C [13]

II.5.2 Eléments principaux d'une turbine à gaz MS5002C

Dans sa forme la plus simple et la plus répandue, cette machine est composée de trois éléments principaux :

- Compresseur axial.
- chambre de combustion.
- turbine de puissance.

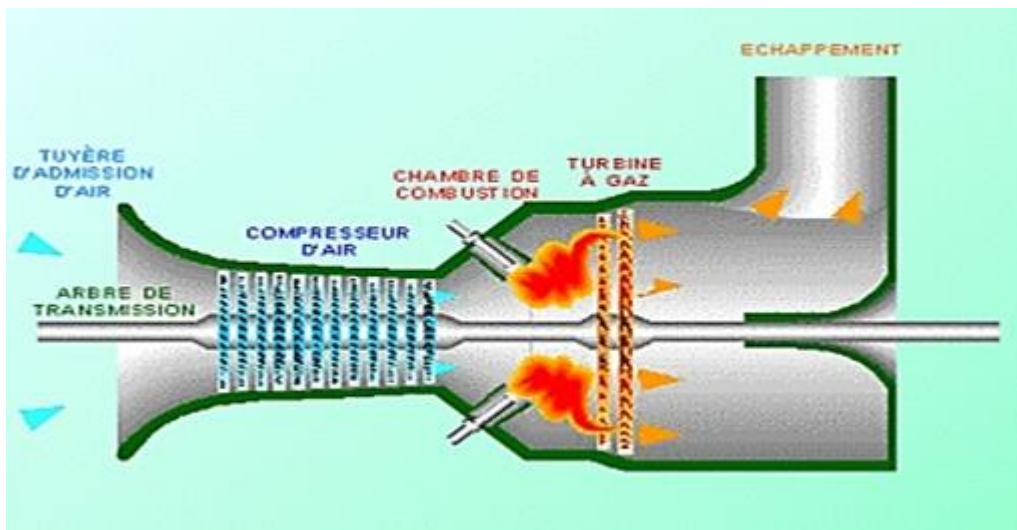


Figure II.11 : Différentes sections d'une turbine à gaz MS5002C [12]

II.5.2.1 Section de compression

C'est une machine qui aspire de l'air ambiante, il le comprime dans ses propres étages à flux axial.

Un compresseur se compose d'une série d'étages d'aubes orientables, qui augmentent la vitesse de l'air en termes d'énergie cinétique, suivie alternativement par des d'aubes fixes, qui convertissent cette énergie en une pression plus élevée.

Le nombre d'étages de compression, est lié à la structure de la turbine à gaz et au taux de compression à obtenir.

Sur le côté aspiration du compresseur, il y a des aubes variables à l'admission (**IGV**), dont le but est de diriger l'air, vers le premier étage des aubes du rotor.

Ces aubes variables permettent aussi d'assurer le comportement fluide-dynamique correct sous différents régimes de fonctionnement, pendant le démarrage et l'arrêt du compresseur.

Sur le côté refoulement du compresseur, il y a quelques étages d'aubes variables à la sortie (**EGV**), pour obtenir la récupération de la pression maximale avant que l'air entre dans la chambre de combustion.

Le compresseur sert à fournir une source d'air pour refroidir les parois des directrices, les aubes.



Stator du compresseur axial



Rotor du compresseur axial

Figure II.12: Compresseur axial d'une turbine à gaz MS5002C [10]

II.5.2.2 Section de combustible

La section combustion de la turbine à gaz MS5002C comporte :

- douze corps de combustion (tube à flamme)
- douze ensembles de pièces de transition
- douze injecteurs de combustible
- deux bougies d'allumage
- deux détecteurs de flamme
- douze tubes à foyer et divers garnitures.

L'enveloppe de combustion est un élément soudé entourant la partie arrière du corps de refoulement du compresseur et recevant l'air de refoulement du compresseur à flux axial. Le combustible est envoyé dans chaque chemise des chambres de combustion par un injecteur de combustible monté dans le couvercle de cette dernière et pénétrant dans la chemise. Lorsque

l'allumage se produit dans les tubes foyer, ils vont allumer le mélange air combustible des autres chambres.

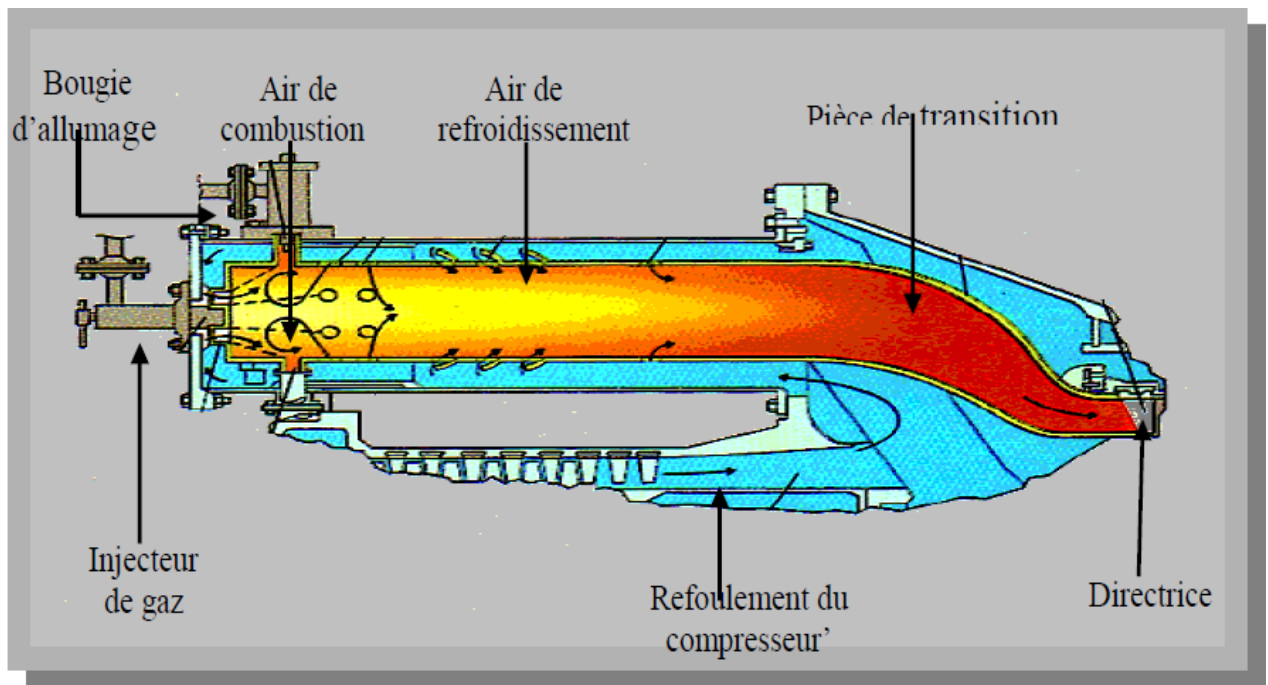


Figure II.13: Chambre de combustion d'une turbine à gaz MS5002C [12]

➤ Enveloppe de combustion

L'enveloppe de combustion soutient les douze corps de combustion qui referment les douze pièces de transition, c'est une enceinte soudée qui reçoit l'air de refoulement du compresseur à flux axial. La plaque arrière de l'enveloppe de combustion est boulonnée à la bride verticale du corps de la turbine, la plaque avant est boulonnée à la bride arrière du corps de refoulement.



Figure II.14 : Enveloppe de combustion de la turbine MS5002C [10]

➤ **Bougie d'allumage**

La combustion du mélange de combustible et d'air est déclenchée par les bougies avec électrode rétractiles. Deux bougies sont installées dans chacune des deux chambres de combustion, (N°1 et N°12) et reçoivent l'énergie des transformateurs d'allumage. Les autres chambres, sans bougie, sont allumées à travers les tubes-foyers d'interconnexion.



Figure II.15 : Bougie d'allumage de la turbine MS5002C [10]

➤ Injecteur de combustible

Chaque chambre de combustion est pourvue d'un injecteur de combustible émettant une quantité mesurée de combustion dans la chemise de combustion. Le combustible gazeux entre directement dans chaque chambre à travers des trous situés sur le bord extérieur de la plaque turbulence.



Figure II.16 : Injecteur de combustible de la turbine MS5002C [10]

➤ **Tubes-foyers**

Les 12 chambres de combustion sont reliées entre elles par des tubes-foyers. Ces tubes permettent la propagation de la flamme venant des chambres allumées contenant les bougies aux chambres non allumées.



Figure II.17 : Tubes-foyers de la turbine MS5002C

II.5.2.3 Section turbine

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

- Le corps de la turbine.
- La directrice du premier étage.
- Les rotors HP et BP de la turbine.
- La directrice à aubes variables du deuxième étage.
- Diaphragme.

➤ Directrice de premier étage

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

➤ Directrice deuxième étage

La directrice du deuxième étage comprend les déflecteurs formant une directrice à angle variable dans l'espace circulaire de la veine des gaz, juste à l'avant de la turbine de deuxième étage. Ces déflecteurs peuvent être déplacés en même temps grâce à des arbres saillant dans la caisse de la turbine à travers des douilles.

Des leviers, fixés à l'extrémité des arbres, sont reliés par des maillants à des montants d'une bague de commande qui tourne sous l'action d'un cylindre hydraulique.

➤ Diaphragme

Le diaphragme est soutenu entre les roues de la turbine du premier étage et celle de la turbine de deuxième étage par six chevilles creuses radiales traversant la caisse de la turbine et aboutissant dans des trous percés dans la paroi du diaphragme. Ce diaphragme est une pièce cylindrique fendue en deux sur le plan horizontal, un joint d'air est installé dans une rainure du diaphragme pour séparer les deux étages de la turbine et former l'espace roues arrière de la turbine du premier étage et l'espace roues avant de la turbine du deuxième étage. L'air de

refroidissement est envoyé dans les espaces roues pour refroidir les roues de la turbine. Les flasques du diaphragme comportent les joints des roues qui empêchent les gaz chauds de s'échapper dans les espaces roues.

➤ Les rotors HP et BP de la turbine

La turbine à gaz dispose de deux rotors séparés :

Celui de la turbine du premier étage, ou turbine haute pression, qui entraîne le compresseur à flux axial, et le rotor de la turbine du deuxième étage, ou turbine basse pression qui entraîne la charge (compresseur centrifuge). Les deux rotors de la turbine sont alignés dans la section turbine mais sont mécaniquement indépendant l'un de l'autre, ce qui permet aux deux turbines de marcher à des vitesses différentes.

La roue du premier étage est boulonnée directement sur le demi-arbre arrière du rotor du compresseur de manière à former un rotor haut pression. La roue du deuxièmes est boulonnée sur un arbre de la roue pour former le rotor de turbine basse pression (puissance).

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



Rotor Haute Pression



Rotor Basse Pression

Figure II.18: les schémas des rotors de la turbine HP et BP [10]

II.5.3 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz MS5002C

Le rotor de la turbine HP (haute pression) atteint d'abord 20% de sa vitesse grâce aux dispositifs de lancement. L'air aspiré de l'atmosphère dans le compresseur axial est envoyé à l'aide de tuyaux aux chambres de combustion où le combustible est débité sous pression. Une étincelle haute tension allume le mélange combustible-air (après l'allumage la combustion continuera dans les chambres). Les gaz chauds font monter la vitesse du rotor turbine HP (haute pression). 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 accélèrent jusqu'à atteindre la vitesse de service. Les produits de la combustion (gaz haute pression et haute température) se détendent d'abord à travers la turbine HP (haute pression) et ensuite à travers la turbine BP (basse pression) et sont déchargés à l'atmosphère.

En passant à travers la turbine HP (haute pression) et affectant les aubes de la turbine, ces gaz de détente font tourner la turbine aussi bien que le compresseur, soumettant les auxiliaires entraînés à un couple de sortie. Les gaz font tourner aussi la turbine BP (basse pression) avant d'être évacués, tournant ainsi la charge. Quand on le regarde du côté admission, le rotor tourne en sens inverse des aiguilles d'une montre.

L'évolution de la pression et de la température des gaz dans la turbine à gaz, est représentée sur le schéma suivant :

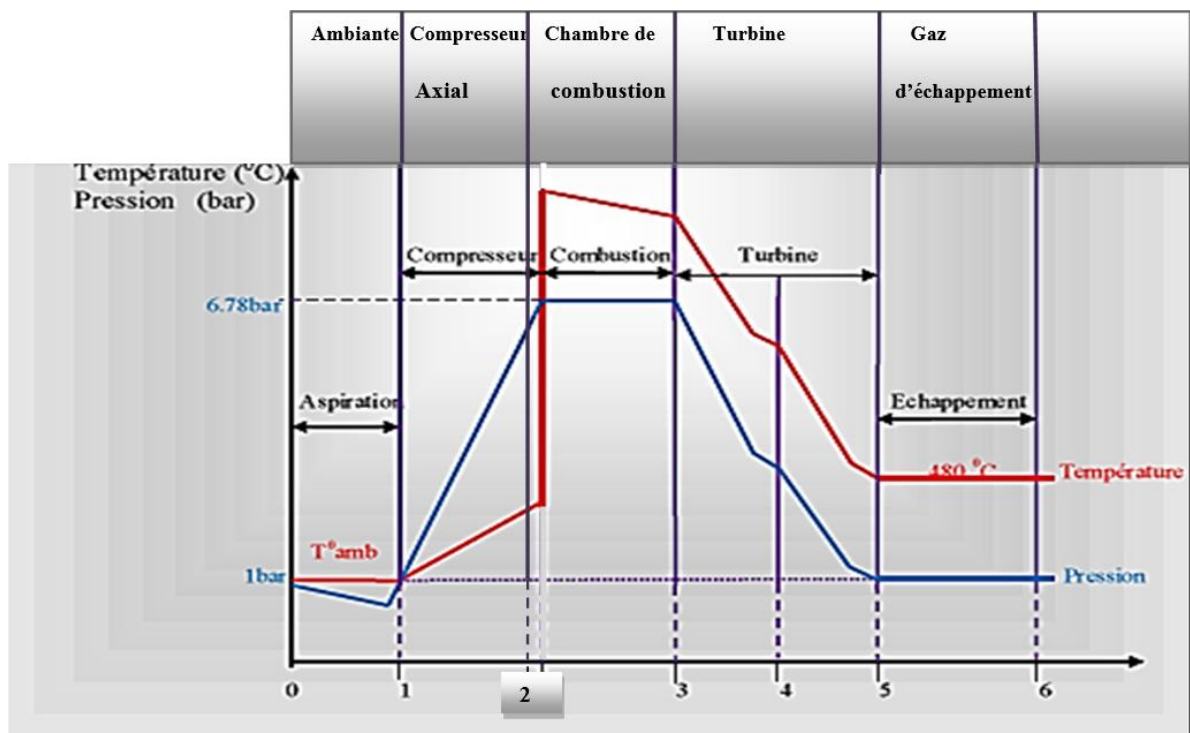


Figure II .19 : Variations de la température et de la pression dans les différentes sections

De la turbine à gaz MS 5002C [14]

Ces évolutions sont les suivantes :

- **De 0 à 1 :** C'est le parcours de l'air dans l'ensemble de filtration et la gaine d'aspiration. Il y a faible perte de pression à cause des filtres et du silencieux.
- **De 1 à 2 :** C'est le parcours dans le compresseur. Il y a élévation de la pression (jusqu'à 6.78 bars environ). L'air en se comprimant s'échauffe, la température monte aux environs 300 °C.
- **De 2 à 3 :** C'est le parcours dans la chambre de combustion. Par combustion de la totalité de combustible, il y a élévation de la température. Pour la bonne tenue des matériaux au contact des gaz chauds, la température au point 3 est limitée au 1104 °C par l'utilisation d'un grand excès d'air de combustion (de l'ordre 300%).
- **De 3 à 4 :** C'est la détente dans la roue HP, qui se traduit par une baisse de pression et de température. L'énergie mécanique recueillie permet d'assurer l'entraînement du compresseur.
- **De 4 à 5 :** C'est la détente dans la roue BP, qui se traduit par une baisse de pression et de température.

- **De 5 à 6 :** C'est l'échappement des gaz brûlés, si la pression à la sortie de la turbine BP est sensiblement égale à la pression atmosphérique, la température des gaz d'échappement est encore aux environs de 480 °C.

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté des généralités concernant les turbines à gaz .Une description fonctionnelle, une classification selon les divers critères utilisés et une chronologie de développement des turbines à gaz, ont été détaillées, et un comparatif entre avantages et inconvénients de ces installations, puis Une description détaillée de la turbine à gaz MS 5002C a été présentée. Toutes les parties constituant de cette turbine ont été abordées du point de vue technologique et fonctionnel.

Chapitre III

Bilan thermodynamique de la turbine à gaz MS5002C

Introduction

Dans ce chapitre, nous allons calculer les paramètres thermodynamique de la turbine à gaz MS 5002C, en utilisant les données standards du constructeur.

III.1 Cycle idéal de Baryton

Le cycle de Baryton pour la turbine à gaz est un cycle à pression constante, c'est –à dire que la combustion et l'échappement se font sous pression constante, pour un cycle simple de turbine à gaz, la puissance est disponible de façon continue.

Les différentes étapes du cycle de Brayton sont indiquées sur la figure (III.1) :

Au point (1), l'air entre dans le compresseur, pour sortir à haute pression au point (2), il est ensuite mélangé au combustible dans la chambre de combustion, les gaz chauds continuent à s'écouler vers le point (3) et dans la turbine ces gaz sont détendus jusqu'à la pression atmosphérique au point (4). la turbine produit la puissance mécanique pour entrainer le compresseur axial et la charge.

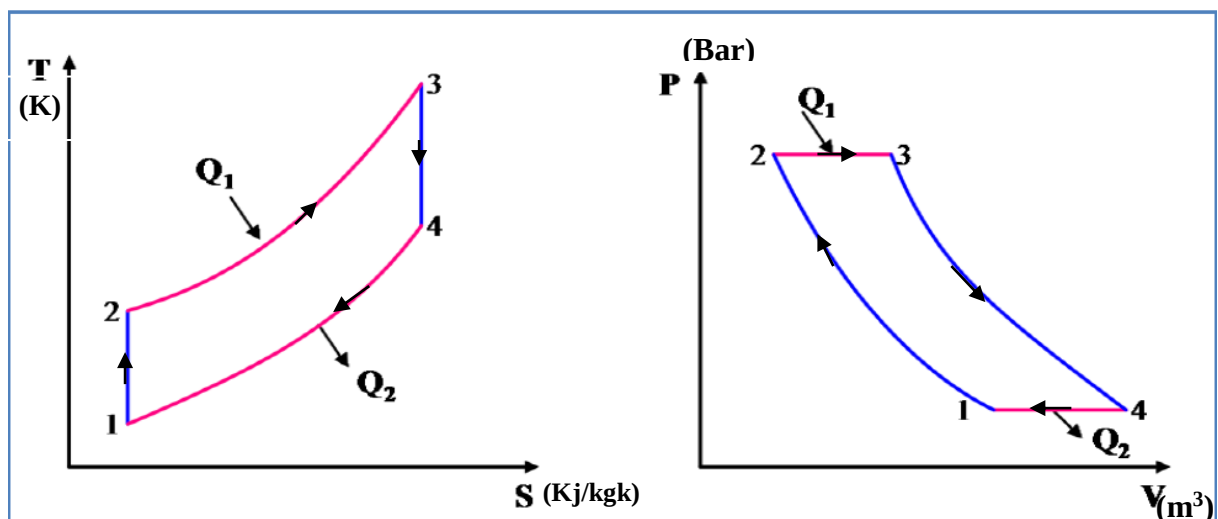


Figure III.1 : Cycle théorique de la turbine [13]

Dans le cycle visualisé dans la figure (III.1), les 4 points correspondent aux mêmes décrits auparavant :

1-2: Compression isentropique dans le compresseur.

2-3: Apport de chaleur à pression constante (isobarique) dans la chambre de combustion.

3-4: Détente isentropique dans la turbine (HP et BP).

4-1: Echappement dans l'atmosphère (refroidissement isobarique).

III.2 Equations énergétiques

Pour le calcul du travail, puissance et le rendement on va utiliser quelques équations et quelques hypothèses :

- Pour un gaz parfait, la pression, le volume et la température sont reliés par la relation :

$$PV = n r T \quad (III.1)$$

Avec :

P: Pression [bars]

V: Volume [m³]

n: nombre de mole [mole]

r: constante d'un gaz parfait [J/kg.k]

T:Température [K]

$$C_{pa} = aT^4 - bT^3 + cT^2 - dT + e \quad (III.2)$$

Avec $a = 1,9327 \cdot 10^{-10}$

$b = 7,9999 \cdot 10^{-7}$

$c = 1,1407 \cdot 10^{-3}$

$d = 4,4890 \cdot 10^{-1}$

$e = 1,0575 \cdot 10^3$

$$C_{pa(T_i, T_j)} = \frac{CP(T_i) + CP(T_j)}{2} \text{ kJ/kg.K} \quad (III.3)$$

D'après le premier principe de la thermodynamique on a :

$$Q + W = \Delta H + \Delta E_p + \Delta E_c \quad (\text{III.4})$$

W : Le travail de compresseur [kJ/kg]

Q : La quantité de chaleur [kJ/kg]

ΔH :L'enthalpie [kJ/kg]

ΔE_p :Energie potentielle [J]

ΔE_c :Energie cinétique [J]

- En négligeant les variations d'énergie cinétique et potentielle, et en Considérant que la transformation dans le compresseur et la turbine est adiabatique => Q=0.

- L'air est assimilé à un gaz parfait.

III.2.1 Le compresseur

On applique l'équation du premier principe entre l'entrée et la sortie en obtient :

$$W_{1-2} = C_{P(2-1)}(T_{t2} - T_{t1})$$

$$W_{1-2} = C_{P(2-1)} \left(\left(T_2 + \frac{V_2^2}{2} \right) - \left(T_1 + \frac{V_1^2}{2} \right) \right)$$

Avec $V_1 \approx V_2$

$$W_{1-2} = h_2 - h_1 = C_{P(2-1)}(T_2 - T_1) \quad (\text{III.5})$$

Avec : $h = C_p (2-1)T$

$W_{1-2} = W_c$: le travail massique d'aire suivant l'isentropie (1-2).[kJ/kg]

h_1 : enthalpie a l'entrée de compresseur [kJ/kg]

h_2 : enthalpie a la sortie de compresseur [kJ/kg]

$C_{P(2-1)}$: chaleur spécifique de l'air à pression constante [kJ/kg.k]

T_1 : Température à l'entrer de compresseur [k]

T_2 : Température à la sortie de compresseur [k]

$$\text{En introduisant la relation isentropique} \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{III.6})$$

Le taux de compression : $\tau = \frac{P_2}{P_1}$ et $\gamma = \frac{C_P}{C_V}$

P_1 : pression à l'entrée de compresseur (atmosphérique) ; [bars]

P_2 : pression à la sortie de compresseur [bars]

Donc la puissance absorbée par le compresseur est :

$$\dot{W}_{1-2} = \dot{m}_a W_{1-2} = \dot{m}_a (h_2 - h_1) \quad (\text{III.7})$$

$\dot{m}_a$: Le débit massique d'air [kg/s]

$\dot{W}_{1-2}$: La puissance de compresseur [MW]

III.2.2 La chambre de combustion

Dans la chambre de combustion, il n'ya pas de travail, donc la chaleur Q_{2-3} fournie par la combustion est la suivante :

$$Q_{2-3} = h_3 - h_2 = C_{p(2-3)} \quad (\text{III.8})$$

h_3 : L'enthalpie à la sortie de la chambre de combustion [kJ/kg]

T_3 : Température a la sortie de la chambre de combustion [k]

III.2.3 La turbine

En raisonnant de la même manière que pour le compresseur (détente adiabatique, avec un gaz parfait) nous obtenons :

$$W_{Thp} = W_{3-4} = (h_3 - h_4) \quad (\text{III.9})$$

$$W_{Tbp} = W_{4-5} = (h_4 - h_5) \quad (\text{III.10})$$

$W_{3-4} = W_{THP}$: le travail de la turbine HP [kJ/kg]

h_4 : l'enthalpie à la sortie de la turbine haute pression [kJ/kg]

$W_{4-5} = W_{tbp}$: Le travail de la turbine BP [kJ/kg]

h_5 : l'enthalpie de la sortie de la turbine basse pression (échappement) [kJ/kg]

on a une combustion complète dans la chambre de combustion donc on a :

Le taux de détente : $\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_4}{P_3}$ D'où ($P_2 = P_3$ et $P_1 = P_4$)

P_3 : la pression à la sortie de la chambre de combustion [bars]

P_4 : la pression à la sortie de turbine haut pression [bars]

La puissance fournie par la détente :

$$\dot{W}_{3-4} = \dot{m}_{3-4} w_{3-4} = \dot{m}_{3-4} (h_3 - h_4) \quad (\text{III.11})$$

$$\dot{m}_g = \dot{m}_f + \dot{m}_{1-2} \quad (\text{III.12})$$

Avec

$\dot{W}_{4-3}$: La puissance de la turbine HP [kW]

$(\dot{m}_g)$: Débit du gaz [m^3/s]

$(\dot{m}_f)$: Débit du fuel [m^3/s]

Le travail utile est donné par la relation suivant :

$$W_u = W_t - W_c = C_{p_{3-4}} (T_3 - T_4) - C_{p_{1-2}} (T_2 - T_1) \quad (\text{III.13})$$

$C_{p_{3-4}}$: la chaleur spécifique de gaz a pression constante [$\text{kJ}/\text{kg.k}$]

La puissance utile est donnée par la relation suivante :

$$\dot{W}_u = \dot{W}_t - \dot{W}_c \quad (\text{III.14})$$

III.3 Cycle réel de Baryton

Les cycles réels diffèrent par l'incorporation des irréversibilités dans les transformations réelles. La compression et la détente sont pratiquement adiabatiques et irréversibles, ce qui augmente la puissance du compresseur et réduit celle de la turbine. Il en résulte une augmentation de la température de sorties du compresseur et de la turbine. Ainsi, la puissance engendrée par la turbine sera inférieure à celle du cycle idéal, alors que celle requise par le compresseur sera supérieure.

III.3.1 Représentation du cycle réel de Brayton

La turbine à gaz MS5002C fonctionne selon le cycle thermodynamique de joule comme il est représenté sur la figure (III.2) :

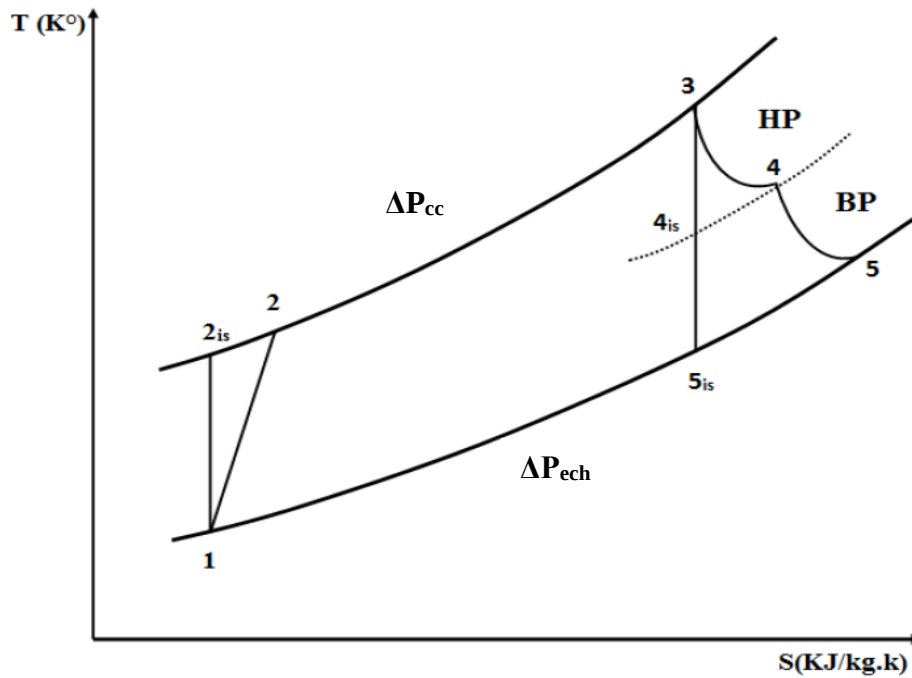


Figure III.2. Cycle réel d'une turbine à gaz MS5002C [13]

- le segment (1-2) représente une compression réelle avec une température T_2 supérieure à T_{2is} qu'aurait donnée une compression isentropique.
- le segment (2-3) représente la combustion qui se fait presque à une pression constante, une perte de charge ΔP_{ch} près dans la chambre de combustion.
- le segment (3-4) représente la détente de la turbine (HP) elle fait une dissipation d'énergie à travers les parois, la température T_4 est supérieure à T_{4is} qu'aurait donnée une détente isentropique.
- le segment (4-5) représente la détente de la turbine (BP), la température T_5 final de détente est supérieure à T_{5is} .
- la pression P_5 est légèrement supérieure à celle atmosphérique, qui pousse le gaz de combustion vers l'atmosphère (échappement).

III.4 Bilan énergétique de la turbine MS5002C

III.4.1 Phase de compression

L'air est comprimé, dans le compresseur, de la pression P_1 jusqu'à la pression de sortie P_2 .

La compression est accompagnée d'une élévation de température de T_1 à T_2 .

Le processus réel est accompagné, des pertes, qui se traduisent par une augmentation d'entropie

$$\Delta S = S_2 - S_1$$

Donc pour la compression de P_1 à P_2 , l'augmentation de la température à travers le compresseur est plus grande pour le cycle réel, et par conséquent le travail et la puissance absorbée sont plus importants que pour le cycle idéal.

On appelle le rendement isentropique de compression η_{isc} , le rapport entre le travail changé dans une transformation isentropique et le travail réel.

$$\eta_{isc} = \frac{\text{Travail isentropique}}{\text{Travail réel}} = \frac{W_{is}}{W_{réel}} = \frac{C_{P1-2}(T_{2is} - T_1)}{C_{P1-2}(T_2 - T_1)} = \frac{(T_{2is} - T_1)}{(T_2 - T_1)} \quad (\text{III.15})$$

η_{isc} : Le rendement isentropique de compresseur axial [%]

W_{is} : Le travail isentropique de compresseur axial [kJ/kg]

$W_{réel}$: Le travail réel de compresseur [kJ/kg]

T_{2is} : Température isentropique à la sortie de compresseur [K]

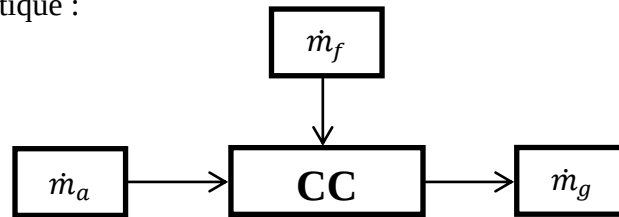
Avec

$$\frac{T_{2is}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{III.16})$$

$$T_2 = \frac{T_{2is} - T_1}{\eta_{isc}} + T_1 \quad (\text{III.17})$$

III.4.2 Phase de combustion

- bilan énergétique :



La quantité de chaleur fournie à la chambre de combustion est :

$$\dot{Q}_{2-3} = C_{p2-3}(T_3 - T_2) \quad (\text{III.18})$$

La puissance calorifique due à la combustion est la suivante :

$$\dot{Q}_{2-3} = \dot{m}_{2-3} C_{p2-3}(T_3 - T_2) = (\dot{m}_{1-2} + \dot{m}_f) C_{p2-3}(T_3 - T_2) \quad (\text{III.19})$$

$$\dot{m}_{1-2} = \dot{m}_f \alpha L_0 \quad (\text{III.20})$$

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{m}_{1-2}}{\alpha L_0} \quad (\text{III.21})$$

$$PCI \eta_{CC} = \alpha L_0 C_{p2-3}(T_3 - T_2)$$

$$\alpha = \frac{PCI \eta_{CC}}{L_0 C_{p2-3}(T_3 - T_2)} \quad (\text{III.22})$$

α : Coefficient d'excès d'air

Détermination de rapport air carburant (L_0):

$$L_0 = \frac{\dot{m}_{1-2}}{\dot{m}_f} \quad (\text{III.23})$$

La masse stœchiométrique de l'air de combustion L_0 est déterminée par 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 Messaoud et dont la composition est présentée dans le tableau suivant

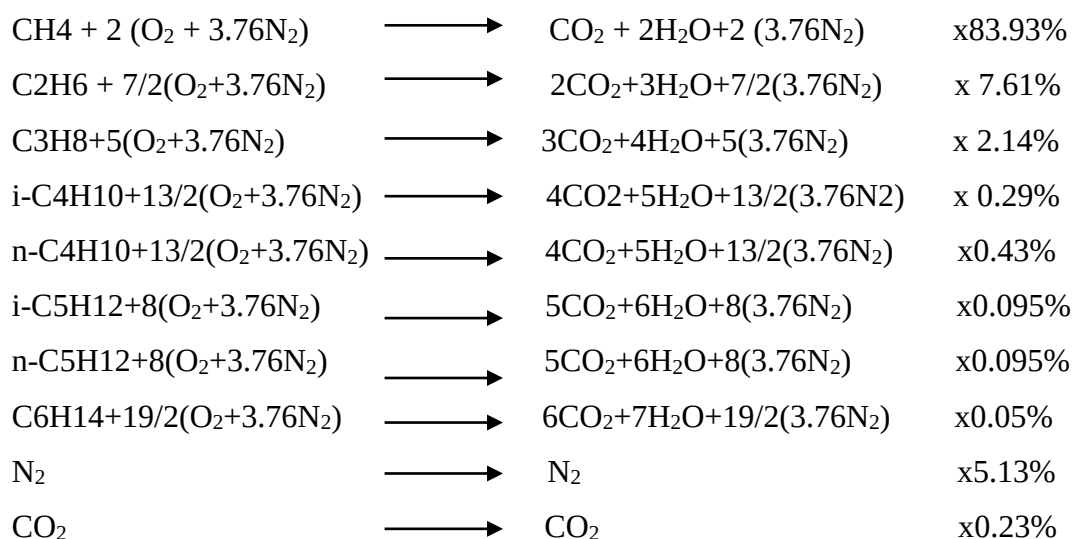
Tableau (III.1) Composition chimique de gaz de la région de Hassid- Messaoud.

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

Tableau III.1 : composition chimique de gaz de la région de Hassid Messaoud

○ 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 :**

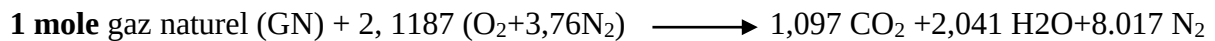
La quantité d'oxygène pour la combustion d'un composant C_mH_n est N_i :

$$N_i = (m + n/4).X_i \quad (III.24)$$

N_i : Quantité molaire d'oxygène nécessaire.

X_i : Fraction molaire du composant i du gaz.

○ **Réaction totale :**



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

$$N_a = \frac{N(O_2)}{0.21} \quad (III.25)$$

○ **Masse molaire d'air :**

$$M_a = 0.79M_{N_2} + 0.21M_{O_2} \quad (III.26)$$

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

$$m_a = N_a \cdot M_a \quad (III.27)$$

○ **Masse du combustible correspondante est :**

$$m_f = \sum X_i \cdot M_i \quad (III.28)$$

X_i : Fraction molaire du composant i du gaz

M_i : Les masses molaires du composant i du gaz

III.4.3 Phase turbine

A l'entrée de la turbine :

$$P_3 = P_{2c}(1 - \lambda) \quad (\text{III.29})$$

$$P_{2c} = P_2 * \Delta P_{cc} \quad (\text{III.30})$$

Avec

P_{2c} : la pression à l'entrée de la chambre de combustion [bar]

ΔP_{cc} : Coefficient de pertes de pression dans le diffuseur [bar]

λ : Coefficient de pertes de pression dans la chambre de combustion

La détente des gaz brûlés dans la turbine, de la pression P_3 jusqu'à la pression de sortie P_4 est accompagnée d'une diminution de température de T_3 à T_4

$$W_{Thp} = W_{3-4} = \frac{W_c}{\eta_{mc}} \quad (\text{III.31})$$

$$W_{Thp} = C_{p_{3-4}}(T_3 - T_4) \quad (\text{III.32})$$

$$\dot{W}_{Thp} = \dot{m}_{3-4} C_{p_{3-4}}(T_3 - T_4) \quad (\text{III.33})$$

$$\eta_{isThp} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4is}}$$

$$T_4 = T_3 - \eta_{isThp}(T_3 - T_{4is}) \quad (\text{III.34})$$

T_4 : Température à la sortie de la turbine HP

$$T_{4is} = \frac{T_3}{\left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (\text{III.35})$$

A partir de bilan énergétique de générateur de gaz (compresseur axiale turbine) on a :

$$\dot{W}_c = \dot{W}_{Thp} \quad \rightarrow \quad \dot{W}_c = \dot{m}_{1-2} \frac{W_c}{\eta_{mc}}$$

$$\dot{W}_{Thp} = \dot{m}_g W_{Thp} \eta_{mThp}$$

$$\dot{m}_{1-2} \frac{W_c}{\eta_{mc}} = \dot{m}_g W_{Thp} \eta_{mThp}$$

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

η_m : Rendement mécanique avec les pertes mécanique

$$W_c = CP_{(1-2)}(T_2 - T_1) \quad (III.36)$$

$$\frac{W_c}{\eta_{mc}} = \frac{1}{\eta_{mc}} CP_{(1-2)}(T_2 - T_1) = \frac{1}{\eta_{mc}} T_1 CP_a \left[\left(\frac{T_2}{T_1} \right) - 1 \right]$$

On a d'autre part :

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

$$W_c = CP_{1-2} \frac{1}{\eta_{mc}} T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

La même chose pour W_{Thp} :

$$W_{Thp} = CP_{3-4}(T_3 - T_4)$$

$$W_{Thp} = CP_{3-4} \frac{1}{\eta_{mc}} T_1 \left[1 - \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{-\left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right)} \right]$$

Donc

$$CP_{1-2} \frac{1}{\eta_{mc}} T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{0,28} - 1 \right] = CP_{3-4} \frac{1}{\eta_{mc}} \eta_{mThp} T_1 \left[1 - \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{-0,28} \right]$$

$$P_4 = \frac{P_3}{\left[1 - \frac{CP_{1-2} \frac{T_1}{\eta_{mc}} \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{0,28}}{\eta_{mThp} CP_g T_3} \right]^{\left(\frac{1}{-0,28} \right)}} \quad (III.37)$$

- Le travail et la puissance réelle fournie par la détente est :

$$W_{4-5} = W_{TBP} = CP_{4-5}[T_4 - T_5] \quad (III.38)$$

Avec

$$T_5 = T_4 - \eta_{isbp}(T_4 - T_{5is}) \quad (III.39)$$

$$\text{et } T_{5is} = T_4 \left(\frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (III.40)$$

$$\dot{w}_{4-5} = (\dot{m}_{1-2} + \dot{m}_f) CP_{4-5} (T_4 - T_5) \quad (III.41)$$

III.5 Le rendement de l'installation

- le travail et la puissance réelle fournie par la détente est

$$W_{net} = W_{3-4} - W_{1-2} \quad (III.42)$$

La puissance nette, est définie comme la différence entre la puissance réelle fournie par la turbine, est celle réellement absorbée par le compresseur.

$$\dot{w}_{net} = \dot{w}_{4-3} - \dot{w}_{1-2} \quad (III.43)$$

Le rendement thermique est défini comme étant le rapport entre la puissance nette fournie par la turbine et la quantité de chaleur fournie par la combustion.

$$\eta_{Th} = \frac{\dot{W}_u}{\dot{Q}_{2-3}} \quad (III.44)$$

Avec

$$\dot{W}_u = (\dot{W}_{Thp} + \dot{W}_{Tbp}) - \dot{W}_c \quad (III.45)$$

- Rendement effectif

$$\eta_{eff} = \eta_{mc} \cdot \eta_{Th} \cdot \eta_{cc} \quad (III.46)$$

III.6 Partie calcul

III.6.1 Données de départ

- Température de l'air ambiant : $T_1 = 288K$

- Pression de l'air ambiant: $P_1 = 1bar$ $P_2=7bar$

➤ Caractéristique du fonctionnement de générateur :

- Taux de compresseur axial : $\tau = 7$

- Rendement de compresseur axial : $\eta_{isc} = 0.87$

- Rendement de la chambre de combustion : $\eta_{cc} = 0.97$

T_3 : La température de la sortie de chambre de combustion elle est donnée par le constructeur entre 900 et 1500°K, et pour notre cas elle est fixée à 1200°K

- Coefficient de pertes de pression dans le diffuseur $\Delta P_{cc}=0,98$

- Coefficient de pertes de pression dans la chambre de combustion $\lambda=0,01$

- Rendement mécanique de la transmission compresseur-turbine : $\eta_{mc} = 0.97$

- Rendement isentropique de la turbine HP : $\eta_{THP} = 0.88$

- Vitesse de la turbine HP : $N = 5100 \text{ tr/mn}$

➤ Caractéristiques de fonctionnement de la turbine de puissance BP

- Rendement isentropique de la turbine : $\eta_{TBP} = 0.88$

- Puissance utile = 26 MW

- Rendement mécanique de transmission turbine –compresseur : $\eta_m = 0.98$

- Vitesse de la turbine BP : $N=4670 \text{ tr/mn}$

➤ Caractéristique du fluide de moteur

- Pouvoir calorifique du combustible : $PCI=45119 \text{ J/kg.k} = 10790.20 \text{ kcal/kg}$

- Rendement thermique de la turbine à gaz : $\eta_{th} = 28\%$

- Débit massique de l'air : $\dot{m}_a = 129.9 \text{ kg/s}$

III.6.2 Partie compresseur axial

D'après les données obtenues sur site de lieu de stage on a :

D'après la relation (III.16) on a :

$$T_{2is} = 496 \text{ K}$$

D'après la relation (III.17) on a :

$$T_2 = 527 \text{ K}$$

D'après la relation (III.2) on a :

$$C_{P1} = 1,00505 \text{ kJ/kg.K}$$

$$C_{P2} = 1,03555 \text{ kJ/kg.K}$$

D'après la relation (III.3) on a :

$$C_{P1-2} = 1,0203 \text{ kJ/kg.K}$$

D'après la relation (III.5) on a :

$$W_C = 243.85 \text{ kJ/kg}$$

D'après la relation (III.7) on a :

$$\dot{W}_{1-2} = 31,6 \text{ MW}$$

III.6.3. Chambre de combustion

D'après la relation (III.2) on a :

$$C_{P3} = 1,17980 \text{ kJ/kg.K}$$

D'après la relation (III.3) on a :

$$C_{P2-3} = 1,10767 \text{ kJ/kg.K}$$

-Quantité molaire d'air nécessaire est obtenue par

D'après la relation (III.24) on a :

$$N_{(O_2)} = 2.1187 \text{ moles}$$

-Réaction totale :

D'après la relation (III.25) on a :

$$N_a = 10.04 \text{ k moles air/k mole combustible}$$

Donc 1 k mole de gaz de combustible nécessite 10.04 k mole d'air

-Masse molaire d'air :

D'après la relation (III.26) on a :

$$M_a = 28,85 \text{ kg /k moles}$$

-Masse d'air nécessaire pour brûler 1kg de combustible

D'après la relation (III.27) on a :

$$m_a = 289,65 \text{ kg d'air / k mole combustible}$$

-Masse du combustible correspondante est :

D'après la relation (III.28) on a :

$$m_c = 18,83 \text{ kg/kmole}$$

D'après la relation (III.23) on a :

$$L_0 = 15.34 \text{ kg}_{\text{air}} / \text{kg}_{\text{comb}}$$

D'après la relation (III.22) on a :

$$\alpha = 3.9$$

D'après la relation (III.21) on a :

$$\dot{m}_f = 1.98 \text{ kg/s}$$

D'après la relation (III.12) on a :

$$\dot{m}_g = 131.88 \text{ kg/s}$$

D'après la relation (III.8) on a :

$$Q_{2-3} = 718.65 \text{ kJ/kg}$$

D'après la relation (III.19) on a :

$$\dot{Q}_{2-3} = 94 \text{ MW}$$

III.6.4 Partie turbine**III.6.4.1 Turbine génératrice de gaz**

L'équilibre de puissance entre le compresseur à air et la turbine de haute pression se traduit par l'égalité par la turbine de haute pression W_{Thp} et celui reçu par le compresseur à air ainsi on a :

D'après la relation (III.30) on a :

$$P_{2c} = 6.86 \text{ bars}$$

D'après la relation (III.29) on a :

$$P_3 = 6,69 \text{ bars}$$

D'après la relation (III.39) on a :

$$P_4 = 2,64 \text{ bars}$$

D'après la relation (III.36) on a :

$$T_{4is} = 983,8 \text{ K}$$

D'après la relation (III.35) on a :

$$T_4 = 1009,7 \text{ K}$$

D'après la relation (III.2) on a :

$$C_{p(T4)} = 1,5668 \text{ kJ/kg.K}$$

D'après la relation (III.3) on a :

$$C_{p\{T_3-T_4\}} = 1,37330 \text{ kJ/kg}$$

D'après la relation (III.32) on a :

$$W_{Thp} = 261,3 \text{ kJ/kg}$$

D'après la relation (III.33) on a :

$$\dot{W}_{Thp} = 31.6 \text{ MW}$$

III.6.4.2 Turbine de puissance :(BP)

D'après la relation (III.40) on a :

$$T_{5is}=775 \text{ K}$$

D'après la relation (III.39) on a :

$$T_5=826,8 \text{ K}$$

D'après la relation (III.2) on a :

$$C_{p(T5)}= 0.66494 \text{ kJ/kg.K}$$

D'après la relation (III.3) on a :

$$C_{P\{T_4,T_5\}}=1,11587 \text{ kJ/kg.K}$$

D'après la relation (III.38) on a :

$$W_{TBP} = 204.44 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

D'après la relation (III.41) on a :

$$\dot{W}_{BP} = 26,9 \text{ MW}$$

III.6.5 Le rendement thermique d'une turbine à gaz

D'après la relation (III.45) on a :

$$\dot{W}_u = 26,9 \text{ MW}$$

D'après la relation (III.44) on a :

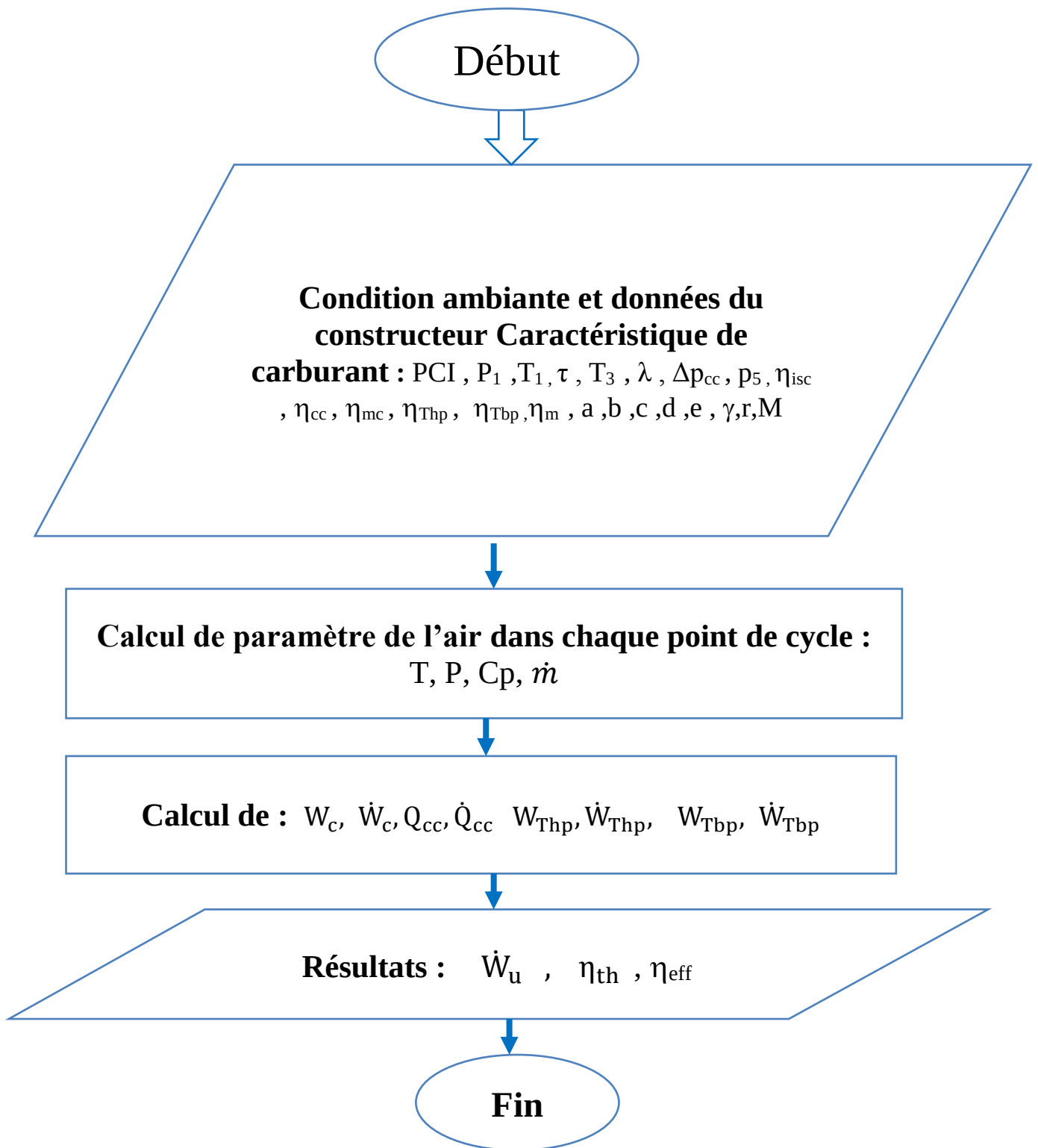
$$\eta_{th}= 0.286$$

III.6.6 Le rendement effectif

D'après la relation (III.46) on a :

$$\eta_{eff} = 27.18\%$$

II.6.7 Organigramme de calcul de l'analyse énergétique de cycle simple



III.7 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 mettons l'accent sur les changements de la température à l'entrée de compresseur et son influence sur les performances de la turbine on utilise la relation (III.5) pour tracer la courbe.

III.7.1 Travail spécifique de compresseur axial et le débit massique d'air d'admission

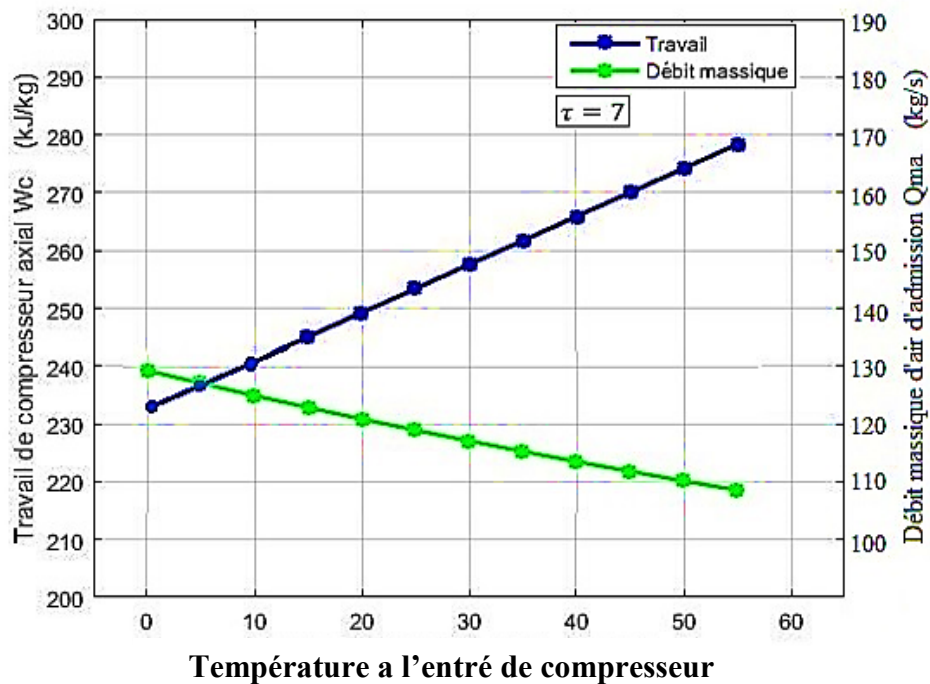


Figure III.3: Variation de travail de compresseur et le débit massique d'air en fonction de la température à l'entrée de compresseur .

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 de l'entrée de compresseur, parce que dans les périodes de forte chaleur l'air devient moins dense.

III.7.2 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 (III.4) représente la variation de la puissance utile de l'installation en fonction de la température à l'entrée de compresseur .

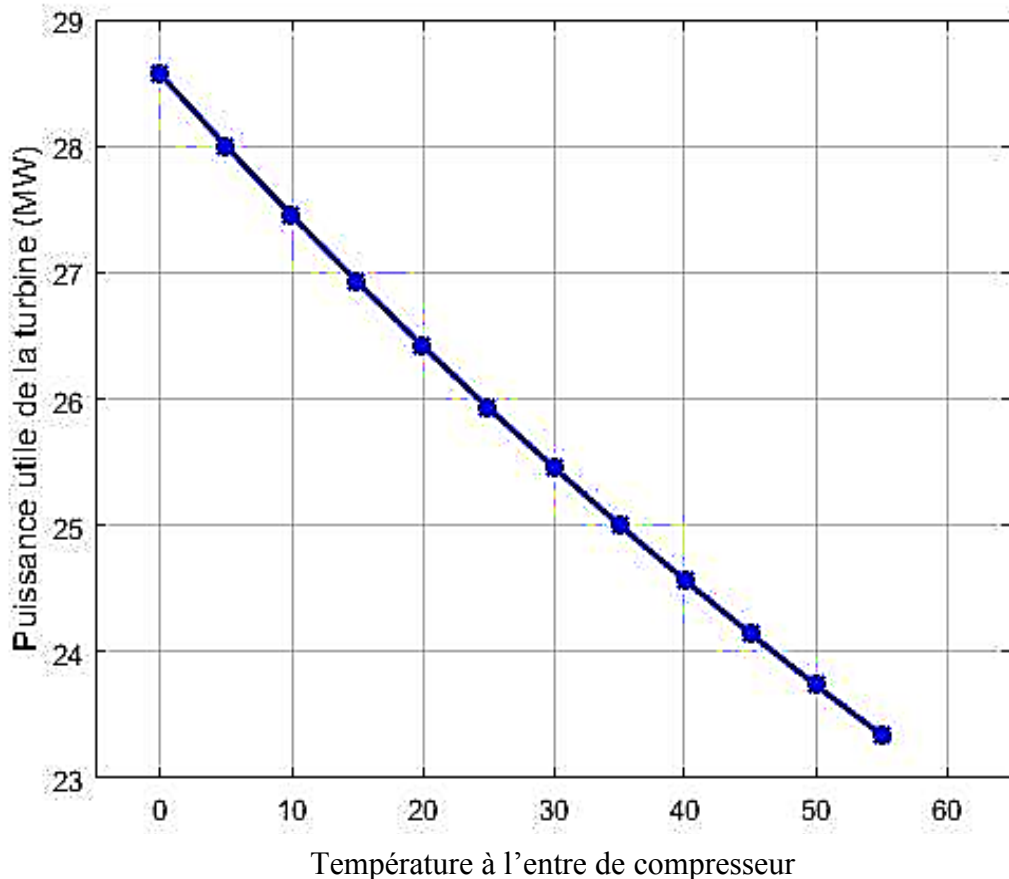


Figure III.4 : Variation de la puissance utile de la turbine en fonction de la température à l'entrée de compresseur.

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 **27.03 MW**, alors que pour une température à l'entrée de compresseur 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**.

III.7.3 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 (III.5) représente la variation du rendement thermique de l'installation en fonction de la température à l'entrée de compresseur .

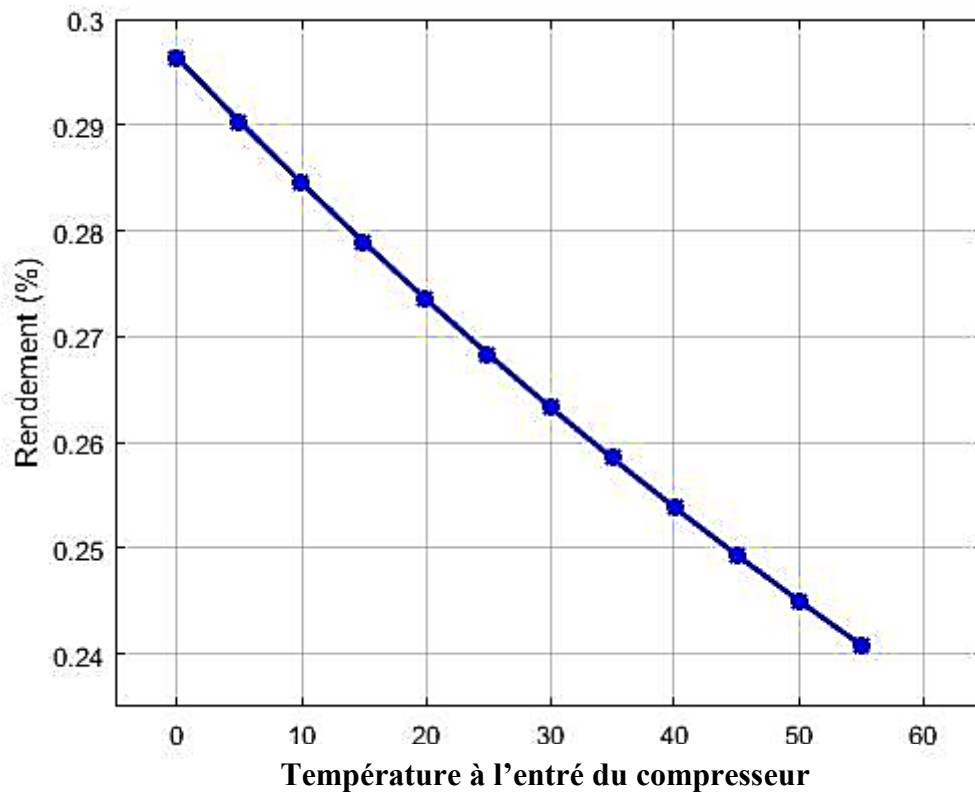


Figure III.5 : Variation du rendement de l'installation en fonction de la température à l'entrée de compresseur.

La figure (III.5) montre que le rendement thermique est inversement proportionnel à la température à l'entrée de compresseur, 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 à l'entrée de compresseur 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.

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons détaillé les différentes équations modélisant le cycle thermodynamique d'une turbine à gaz. Des calculs du cycle thermodynamique ont été effectués en utilisant à la fois les conditions théoriques du constructeur et les conditions réelles opératoires du site, a été réalisée, où l'effet des différents paramètres de contrôle sur les performances thermodynamiques de turbine à gaz.

Ces calculs qu'on a fait donnent les résultats suivants :

Ils confirment bien les résultats donnés par le constructeur pour la puissance utile et le rendement thermique, car l'augmentation de la température ambiante et la diminution de la charge de fonctionnement de la turbine à gaz provoque la chute de puissance et compris le rendement thermique.

La température d'échappement T_5 augmente aussi avec l'augmentation de la température ambiante T_1 et la charge de la turbine ce qui donne une idée sur la nécessité d'un système de récupération pour améliorer le rendement ou utiliser cette énergie pour la cogénération.

Chapitre IV

Description et dimensionnement de l'échangeur de chaleur

Partie.1 : Description des échangeurs à tubes et calandre

Introduction

Dans ce chapitre, nous allons en premier lieu déterminer toutes les conditions thermodynamiques aux entrées et sorties du régénérateur, ensuite nous procéderons au dimensionnement du régénérateur en appliquant la méthode de Kern [8] tout en faisant appel aux relations fondamentales.

IV.1.1 Cycle de régénération

Le cycle de régénération consiste à récupérer la chaleur latente des gaz d'échappement et à l'utiliser pour augmenter la température de l'air fourni par le compresseur avant qu'il soit envoyé dans la chambre de combustion.

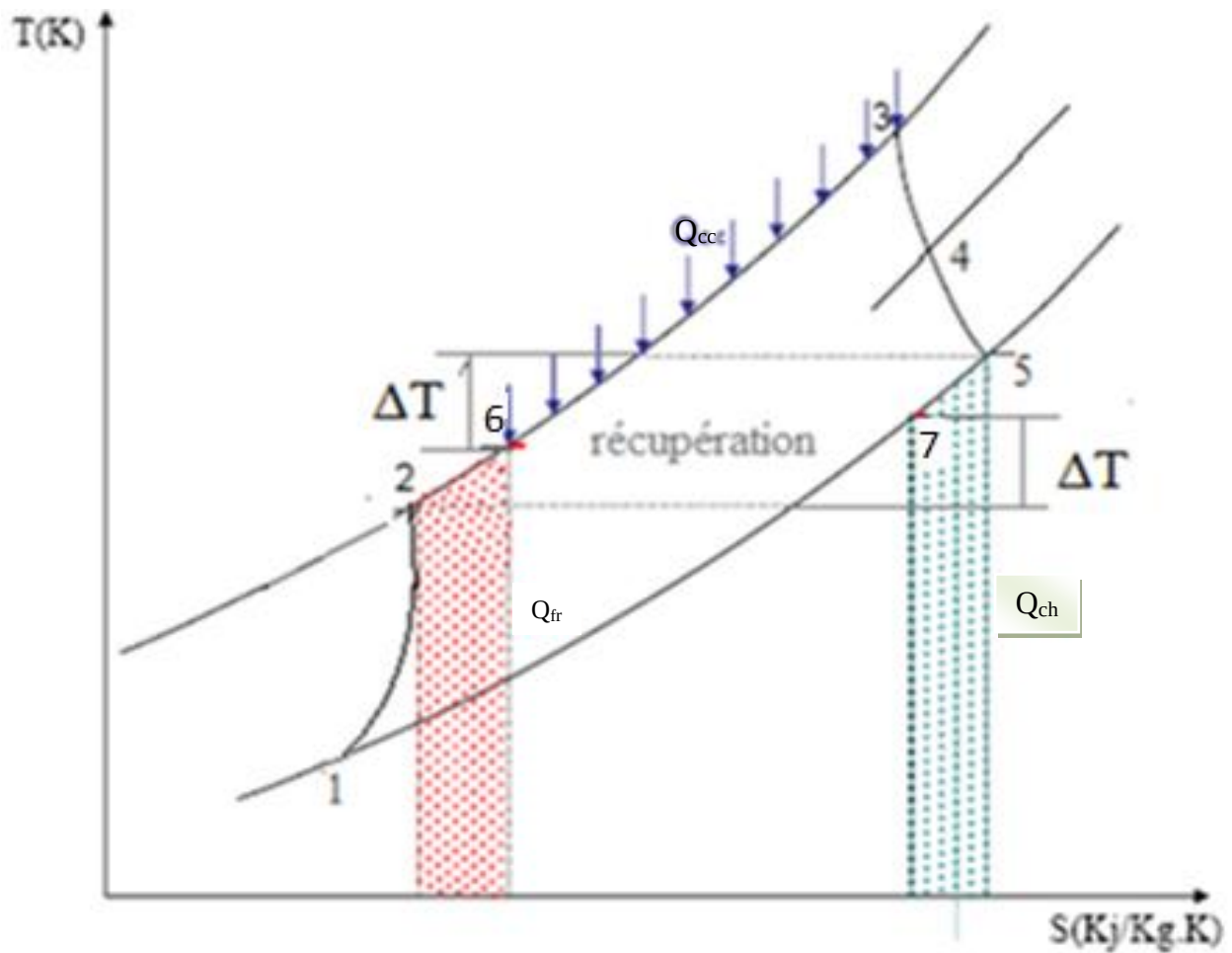


Figure IV.1: Cycle thermique de la turbine à gaz avec récupérateur [13]

Le transfert de chaleur des gaz d'échappement à l'air refoulé par le compresseur a lieu dans un échangeur (régénérateur). Dans ce système, la chaleur à fournir par le combustible dans la chambre de combustion afin d'atteindre le point 3, Q_{6-3} , est réduite à l'aire située sous le tronçon d'isobare (6-3) dans le diagramme (T-S) de la figure (IV.1) ci-dessus, alors que la chaleur économisée est représentée elle par l'aire située sous le tronçon d'isobare (2-6), la chaleur fournie par le combustible dans le cycle simple, Q_{2-3} , étant représentée par l'aire située sous toute l'isobare (2-3).

Le rendement thermique du système est défini par :

$$\eta_s = \frac{W_{net}}{Q_{6-3}} \quad (IV.1)$$

Où

W_{net} : Le travail utile sur l'arbre de la turbine basse pression.

Q_{6-3} : La chaleur fournie par le combustible.

Dans le cycle de régénération (figure IV.1) la chaleur fournie par le combustible est seulement Q_{6-3} tandis que dans le cas d'un cycle simple elle est égale à Q_{2-3} . Ainsi, le rendement du cycle avec régénération (η_r) sera relié à celui du cycle simple (η_s) par :

$$\eta_r = \eta_s \frac{Q_{2-3}}{Q_{6-3}} \quad (\text{IV.2})$$

Le terme $\frac{Q_{2-3}}{Q_{6-3}}$ est toujours supérieur à 1, il représente le bénéfice du cycle de régénération par rapport au cycle simple, en termes d'économie d'énergie thermique. Ce bénéfice est d'autant plus grand que la chaleur Q_{6-3} fournie par le combustible est plus petite; ceci correspond à la différence entre la chaleur Q_{2-3} du cycle simple et la chaleur échangée à l'intérieur du régénérateur Q_{2-6} .

L'avantage de la régénération augmente proportionnellement au potentiel représenté par la différence de température ($T_5 - T_2$). Pour cette raison, la régénération n'est pas pratiquée sur les machines à taux de compression élevé (> 14 à 15), ne disposant pas d'un potentiel suffisant ; elle est même impossible sur les moteurs à réaction d'avion, où T_5 est inférieure à T_2 .

IV.1.2 Application de la régénération à la turbine MS5002C

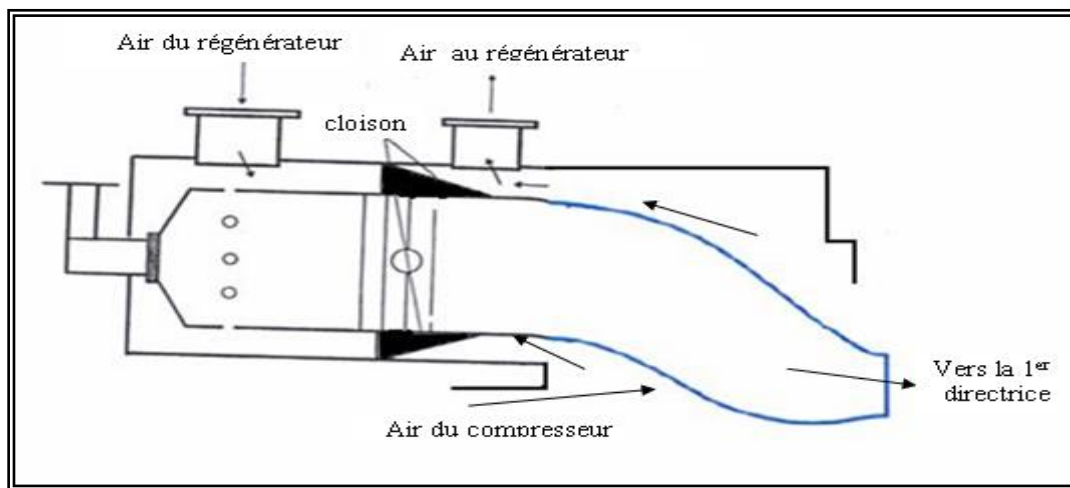


Figure IV.2 : Architecteur de la chambre de combustion avec cycle de régénération [13]

La figure (IV.2) montre la cloison qui empêche l'air d'entrer directement dans la zone de combustion et le dirige vers la sortie, qui est raccordée à la tuyauterie d'admission du régénérateur par une bride. Après avoir traversé le régénérateur, l'air entre à nouveau dans la chambre de combustion à une température plus élevée par une autre bride qui relie la sortie du régénérateur à la chambre de combustion.

Le régénérateur est un échangeur à tubes et calandre, les gaz d'échappement traversent des faisceaux tubulaires, tandis que d'air circule dans l'espace aménagé entre la calandre et ces derniers, l'échange thermique entre les deux fluides se fait à contre-courant.

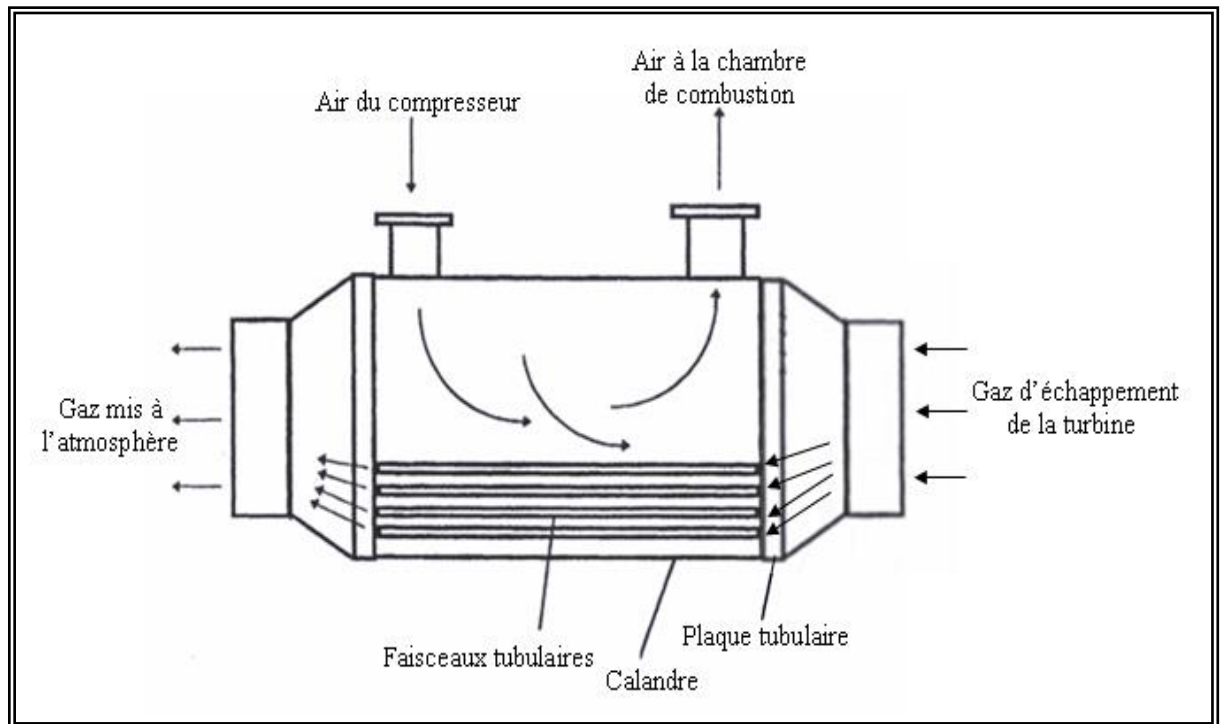


Figure IV.3 : Schéma fonctionnel du régénérateur [13]

IV.1.3 Description des échangeurs à tubes et calandre

L'échangeur est constitué par un faisceau de tubes montés sur deux plaques tubulaires et portant un certain nombre de chicanes. A chaque extrémité, sont fixées les boîtes de distribution qui assurent la circulation du fluide à l'intérieur du faisceau en une seule ou plusieurs passes. Le faisceau est logé dans une calandre, munie de tubulures d'entrée et de sortie pour le second fluide qui circule à l'extérieur des tubes suivant le chemin imposé par les chicanes.

Tous les éléments entrant dans la construction de ces échangeurs ont fait l'objet d'une normalisation publiée par la T.E.M.A (Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association) qui spécifie les caractéristiques mécaniques et thermiques correspondant aux diverses conditions de fonctionnement. Cette normalisation est complétée par d'autres codes tels que ceux de l'A.P.I. et de l'A S M E.

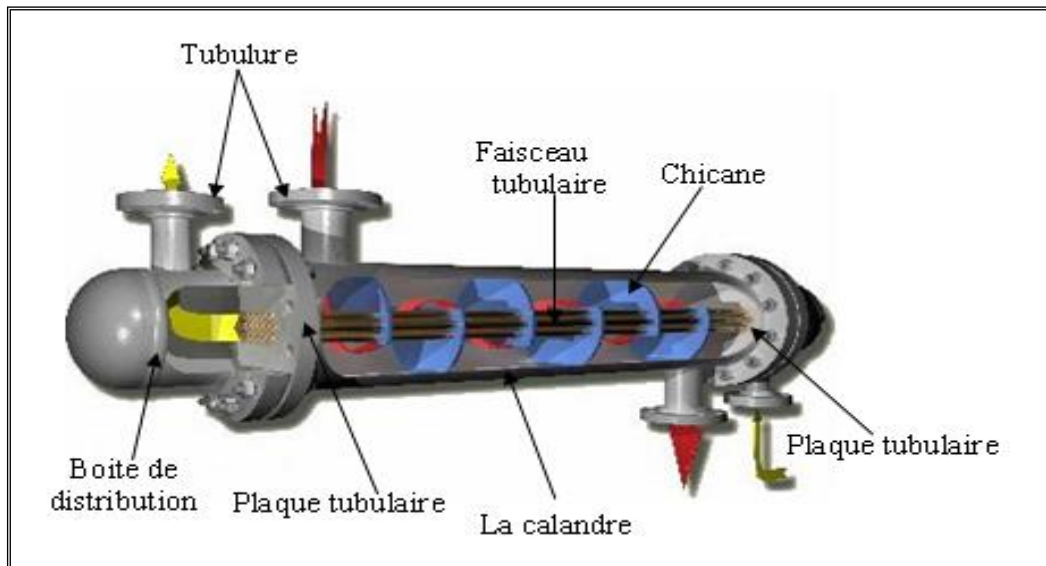


Figure IV.4 : Echangeur à tubes et calandre [13]

Les tubes sont fixés à chacune de leurs extrémités dans deux plaques tubulaires. La perforation des trous dans ces plaques est normalisée; elle s'effectue selon une disposition soit au pas carré, soit au pas triangulaire. Le pas triangulaire permet de placer environ 10% de tubes de plus que le pas carré sur une plaque tubulaire de diamètre donné, mais en contrepartie, la disposition des tubes rend impossible leur nettoyage extérieur par insertion de grattoirs ou de racloirs à travers le faisceau. Pour ces appareils, il faut avoir recours au nettoyage chimique et réserver leur emploi pour des fluides propres.

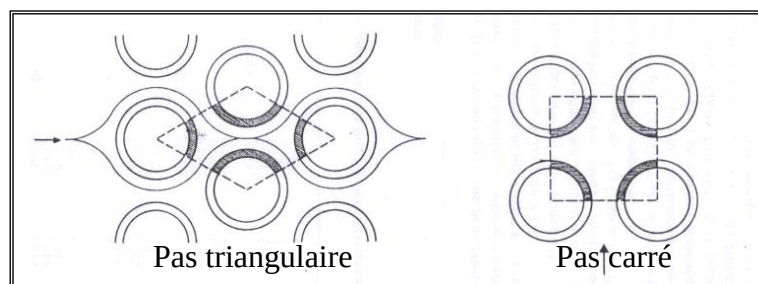


Figure IV.5 : disposition des tubes du faisceau [13]

Le faisceau de tubes porte également des chicanes transversales qui ont pour but d'allonger le chemin du fluide circulant dans la calandre et d'améliorer ainsi le transfert à l'extérieur des tubes. Ces chicanes assurent en outre la rigidité du faisceau et sont solidaires de la plaque tubulaire fixe au moyen de tirants et entretoises. Elles sont généralement constituées par un disque ayant un diamètre légèrement inférieur à celui de la calandre et comportant un segment libre.

Parité.2 : Etude théorique d'un échangeur à tubes et calandre

Introduction

Dans cette partie, nous allons présenter les équations générales qui régissent les phénomènes de transfert de chaleur, dans les échangeurs à tubes et calandre, en vue les appliquer dans les calculs de dimensionnement du régénérateur.

IV.2.1 Etude du transfert de chaleur dans les échangeurs à tubes et calandre

IV.2.1.1 Equations fondamentales

Quel que soit le type d'échangeur utilisé, si l'on ne prend en considération que les conditions d'entrée et de sortie des deux fluides, il est possible d'établir le bilan thermique global de l'appareil en écrivant que la quantité de chaleur Q perdue par le fluide chaud est égale à celle prise par le fluide froid, si l'on néglige les pertes thermiques .

Dans la station de compression, il existe quatre turbines, alors en Install quatre régénérateurs Identique en parallèle à une seule passe cote tube et une seule passe cote calandre, donc le flux du chaleur et le débit de l'air total seras partagé sure les quartes régénérateurs.

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_2 - h_1) = \dot{M}(H_1 - H_2)$$

$$\dot{Q}_{rec} = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_f)}{4} CP_{7-5}(T_5 - T_7)$$

Avec

$$\dot{Q}_{rec} = \frac{\dot{m}_a}{4} CP_{6-2}(T_6 - T_2) \quad (IV.3)$$

Donc

$$\frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_f)}{4} CP_{7-5}(T_5 - T_7) = \frac{\dot{m}_a}{4} CP_{6-2}(T_6 - T_2)$$

En divise sur $\dot{m}_a CP_{6-2}$ on aura :

$$T_6 = (1 + f) \frac{CP_{7-5}}{CP_{6-2}}(T_5 - T_7) + T_2 \quad (IV.4)$$

Les lettres majuscules sont réservées pour le fluide chaud, les minuscules pour le fluide froid, alors que les indices 1 et 2 correspondent respectivement aux conditions d'entrée et de sortie. $\dot{M}$ et $\dot{m}$ désignent les débits massiques des fluides; H et h , les enthalpies des fluides en fonction de leurs températures T et t .

Avec :

T : Température des gaz dans les tubes.

t: Température de l'aie dans la calandre.

Par ailleurs, on peut appliquer l'équation de Fourier à l'ensemble de l'appareil

$$\dot{Q} = A \frac{\Delta T_m}{\Sigma R} = UA \Delta T_m \quad (IV.5)$$

Avec

$$U = \frac{1}{\Sigma R}$$

$$A = \frac{\dot{Q}}{U_s \cdot \Delta T_M} \quad (IV.6)$$

A: surface totale d'échange offerte par l'appareil [m²]

U: coefficient de transfert global [Kcal /h m² °C]

ΔT_m : différence de température moyenne entre les deux fluides [°C]

Le nombre de tubes avec une seule passe côté calandre ($n_c = 1$) est :

La surface d'échange correspondant à un seul tube sera :

$$S = \pi \cdot d_0 L \quad (IV.7)$$

$$N_t = \frac{A}{S \cdot n_c} \quad (IV.8)$$

La section de passage des gaz d'échappement avec une seule passe côté tube ($n_t = 1$) est donnée par :

$$S_t = \frac{N_t}{n_t} \cdot \pi \cdot \frac{d_i^2}{4} \quad (IV.9)$$

A présent, calculons la vitesse massique (G_t). [Kg /m²s]

$$G_t = \frac{\dot{m}_g}{S_t} \quad (IV.10)$$

IV.2.2 Coefficient de transfert global U

IV.2.2.1 Expression générale

Pour un élément de tube de longueur dL , le flux de chaleur correspondant (dQ) traversera cinq résistances :

$R_0 = 1/h_0$: résistance dans le fluide à l'extérieur du tube, égale à l'inverse du coefficient du film externe.

R_{s0} : résistance due au film d'encrassement déposé sur l'extérieur du tube

R_t : résistance due à la paroi métallique du tube

R_{si} : résistance due au film d'encrassement déposé à l'intérieur du tube;

$R_i = 1/h_i$: résistance dans le fluide à l'intérieur du tube, égale à l'inverse du coefficient du film interne.

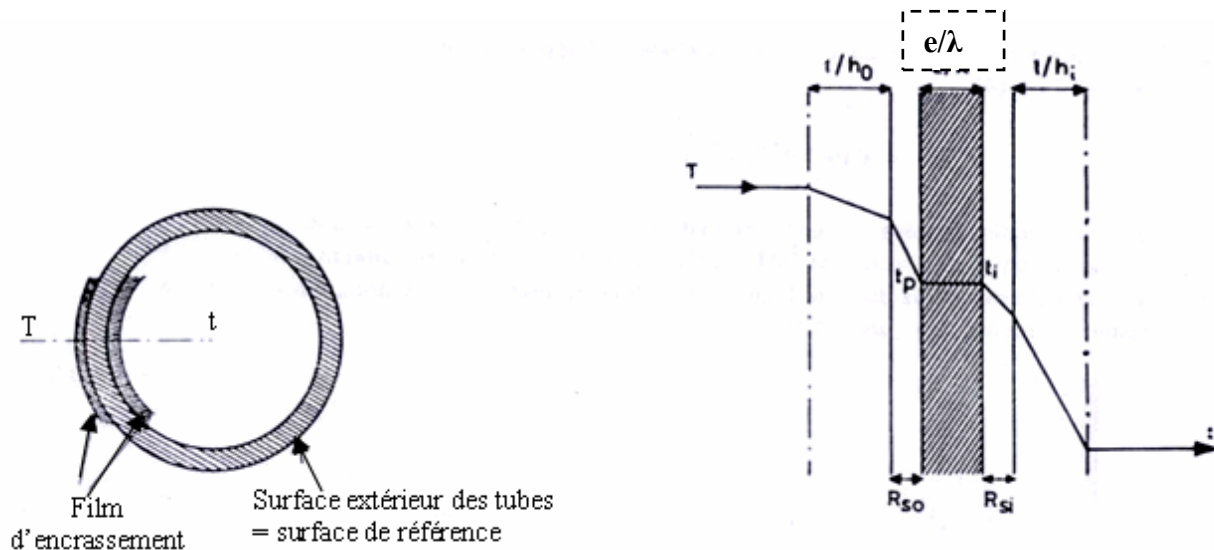


Figure IV.6 : Résistances thermiques [8]

Comme ces résistances s'expriment en : **hm²°C/kcal**, il est nécessaire de rapporter tous ces termes à la même surface. On convient de choisir, en référence, la surface extérieure du tube, ce qui amène à corriger les résistances intérieures R_{si} et R_i en les multipliant par le rapport d_0/d_i des diamètres extérieur et intérieur du tube. Ces résistances corrigées s'écriront:

$$R_{si0} = R_{si} (d_0/d_i) \quad (IV.11)$$

$$h_{i0} = h_i (d_i/d_0) \quad (IV.12)$$

Dans ces conditions, la résistance globale au transfert, égale à la somme des cinq résistances précédentes :

$$R_s = \frac{1}{h_0} + R_{s0} + R_t + R_{si0} + \frac{1}{h_{i0}} = \frac{1}{U_s}$$

$$U_s = \frac{1}{R_s} \quad (IV.13)$$

U_s est le coefficient de transfert sale relatif à l'élément de tube dL . Lorsque cet élément est neuf, les résistances R_{s0} et R_{si} sont nulles.

La détermination des coefficients de transfert locaux U_s nécessite l'estimation des coefficients de film h_i et h_0 ainsi que des résistances d'encrassement R_{si} et R_{s0} .

IV.2.2.2 Calcul du coefficient du film interne h_i

Le calcul du coefficient de film en convection forcée à l'intérieur d'un tube pour les gaz se fait par l'expression :

$$h_i = j_h \frac{\lambda}{d_i} \left(\frac{C_p \mu}{\lambda} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_t} \right)^{0.14} \quad (IV.14)$$

$$\Phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_t} \right)^{0.14} \approx 1 : \text{terme correctif de viscosité}$$

➤ Calcul du coefficient du film interne corrigé (h_{i0})

$$h_{i0} = h_i \cdot \frac{d_i}{d_0} \quad (IV.15)$$

Dans le cas d'un régime laminaire ($Re < 2100$) : $j_h = 1.86 \left(Re \frac{d_i}{L} \right)^{\frac{1}{3}}$ (IV.16)

Tandis que pour un régime turbulent ($Re > 10000$) : $j_h = 0.027 (Re)^{0.8}$ (IV.17)

Le nombre de Reynolds étant défini ici par: $Re_t = \frac{d_i G_t}{\lambda}$ (IV.18)

Avec le nombre de Prandtl :

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{\lambda} \quad (IV.19)$$

G_t : vitesse massique côté tube.

IV.2.2.3 Calcul du coefficient du film externe h_o

Quelle que soit la géométrie de l'enceinte autour du tube, tous les auteurs et expérimentateurs sont d'accord pour présenter l'expression du coefficient de film externe sous une forme analogue à celle de l'équation (IV.22) en régime turbulent. La difficulté réside dans le fait qu'il faut déterminer un débit massique moyen.

L'écoulement dans la calandre s'effectue selon la disposition des chicanes et l'on peut distinguer grossièrement deux types de courant :

- un courant principal qui évolue, tantôt perpendiculairement au faisceau entre les chicanes, tantôt parallèlement au faisceau à l'aplomb des chicanes;
- de nombreux courants secondaires de fuite, dus aux tolérances de construction entre chicanes et calandre, et entre tubes et chicanes

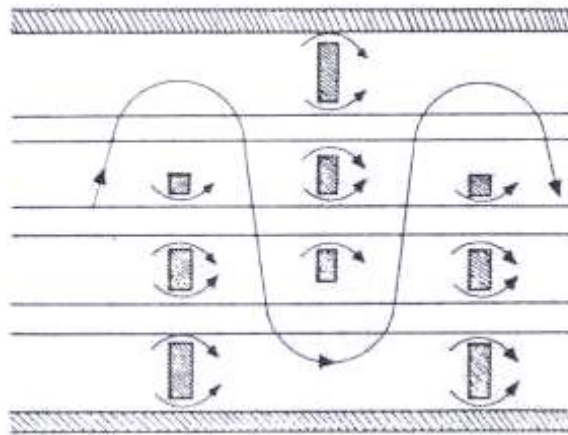


Figure IV.7 Ecoulement du fluide à travers la calandre [8]

Cependant, compte tenu de l'effort de normalisation réalisé dans la construction de ces appareils, il a été possible d'établir des corrélations convenables permettant d'utiliser une forme d'équation analogue à l'équation (IV.15). Kern [8] définit un seul débit moyen pour l'ensemble de l'appareil, il utilise à cet effet un diamètre équivalent qu'il définit par les équations (IV.20 et IV.21) selon la disposition des tubes :

$$\text{Pas carré :} \quad D_e = \frac{4P^2}{\pi d_0} - d_0 \quad (\text{IV.20})$$

$$\text{Pas triangulaire :} \quad D_e = \frac{3.464P^2}{\pi d_0} - d_0 \quad (\text{IV.21})$$

Où : P est le pas des tubes.

d_0 : le diamètre extérieur des tubes.

Pour des chicanes normalisées dont la hauteur du segment libre représente 25% du diamètre intérieur de la calandre, Kern [8] calcul la vitesse massique transversale G_{ct} , qu'il utilise en association avec le diamètre équivalent D_e dans la formule suivante pour la détermination du coefficient du film externe, formule valable uniquement en régime turbulent ($Re > 2100$) :

$$h_0 = j_h \frac{\lambda}{D_e} \left(\frac{Cp' \mu'}{\lambda'} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu'}{\mu_t} \right)^{0.14} \quad (IV.22)$$

$$\Phi_t = \left(\frac{\mu'}{\mu_t} \right)^{0.14} \approx 1 \text{ terme correctif de viscosité}$$

Avec :

$$j_h = 0.36 (Re)^{0.55} \quad (IV.23)$$

Où le nombre de Reynolds modifié, $Re_{ect} = \frac{D_e G_{ct}}{\mu'}$ (IV.24)

$$G_{ct} = \frac{\dot{m}_a}{s_{ct}} \quad (IV.25)$$

G_{ct} : la vitesse massique côté calandre

$$s_{ct} = \frac{D_c}{P} (P - d_0) B, \text{ aire de passage.} \quad (IV.26)$$

$$Pr' = \left(\frac{Cp' \mu'}{\lambda'} \right) \quad (IV.27)$$

B : L'espace entre les chicanes.

D_c : Le diamètre intérieur de la calandre.

Pour calculer cette section, il faut d'abord déterminer le diamètre de la calandre (D_c) :

$$N_{td} = 1,19 \cdot (N_t)^{0.55} \quad (IV.28)$$

N_{td} : est le nombre de tube rencontrés sur un diamètre.

On calcule ensuite en fonction de N_{td} le diamètre du cercle circonscrit au faisceau D_t comme suit

$$D_t = (N_{td} - 1) \cdot \text{Pas} + d_i \quad (IV.29)$$

Enfin le diamètre de la calandre est calculé comme :

$$D_c = \frac{D_t}{0,9} \quad (IV.30)$$

IV.2.2.4 Les températures caloriques des deux fluides

Les équations précédentes permettent le calcul des coefficients de film locaux h_0 et h_{i0} pour un élément d'échange dL . Il ressort de ces équations que les coefficients de film sont fonction des propriétés physiques des fluides, donc de leurs températures T et t . Il est donc nécessaire de définir pour les deux fluides des températures moyennes T_c et t_c , appelées généralement températures caloriques, qui serviront de référence pour le calcul des propriétés physiques qui interviennent dans les expressions des coefficients de film h_0 et h_{i0} .

La différence des températures ($T_c - t_c$), calculée en admettant une variation linéaire de U en fonction de la température, est toujours sensiblement très voisine de la différence de température moyenne logarithmique (DTLM), calculée en supposant U constant. Par conséquent, la DTLM permet le calcul direct du facteur F_c , puis des températures caloriques par les expressions suivantes :

$$\Delta T_m = \text{DTLM} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} \quad (\text{IV.31})$$

$$\Delta t_1 = T_5 - T_6 \quad (\text{IV.32})$$

et

$$\Delta t_2 = T_7 - T_2 \quad (\text{IV.33})$$

IV.2.2.5 Détermination des températures caloriques

Nous rappelons ici que les températures caloriques seront utilisées dans la procédure de calcul du régénérateur comme température de référence pour l'évaluation des propriétés physiques des fluides.

A - Température calorique côté calandre (T_{2c})

Cette température se calcule à l'aide de l'équation

$$T_{2c} = T_2 + F_c (T_6 - T_2) \quad (\text{IV.34})$$

$$\text{Où } F_c = \frac{\text{DTLM} - \Delta T_{fr}}{\Delta T_{ch} - \Delta T_{fr}} \quad (\text{IV.35})$$

$$\text{Avec : } \Delta T_{fr} = T_7 - T_2 \quad (\text{IV.36})$$

$$\text{Et : } \Delta T_{ch} = T_5 - T_6 \quad (\text{IV.37})$$

B – Température calorique côté tube (T_{5c})

De la même manière, on peut écrire du côté tube à l'aide de l'équation:

$$T_{5c} = T_7 + F_c(T_5 - T_7) \quad (\text{IV.38})$$

Avec toujours $F_c = 0,49714$

$$N_c = \frac{l}{B} \quad (\text{IV.39})$$

N_c : nombre de chicanes

IV2.2.6 Les résistances d'encrassement

Après un certain temps d'utilisation, il se produit des dépôts à l'intérieur et à l'extérieur des tubes, dépôts qui introduisent des résistances R_{si} et R_{so} au transfert de chaleur, de sorte que le coefficient de transfert global U diminue. Il est donc indispensable de calculer la surface d'échange de l'échangeur pour la valeur minimale admissible du coefficient de transfert quand l'échangeur est sale. On a l'habitude de considérer qu'un appareil tubulaire doit pouvoir fonctionner pendant une année sans nettoyage. Les valeurs des résistances R_{si} et R_{so} des films après un an de service ont été établies empiriquement, grâce à l'expérience industrielle des utilisateurs, en fonction de la nature des fluides utilisés. On trouvera dans la T.E.M.A. une liste de valeurs R_s correspondant aux divers produits.

$$Q_{6-3} = C_{p6-3}(T_3 - T_6) \quad (\text{IV.40})$$

La puissance de la chambre de combustion avec récupération

$$\dot{Q}_{3-6} = \dot{m}_g C_{p6-3}(T_3 - T_6) \quad (\text{IV.41})$$

Rendement thermique avec récupération

$$\eta_{th} = \frac{W_u}{\dot{Q}_{6-3}} \quad (\text{IV.42})$$

Rendement thermique de la turbine avec régénération

$$\eta_{eff} = \eta_{mc} \cdot \eta_{th} \cdot \eta_{cc} \quad (\text{IV.43})$$

Dans les précédant on a obtenu une quantité de fuel gaz récupérée qui est due a la quantité de chaleur des gaz d'échappement récupérée .et pour cela on a dimensionné un échangeur de chaleur. Dans on va évaluer le cout de cette nouvelle installation

$$Q_{rec} = Q_{2-3} - Q_{6-3} \quad (\text{IV.44})$$

Parite.3 : Dimensionnement du régénération

Introduction

Dans cette parite nous allons calculer a la base de la methode de kerne [8] en utilisant MATLAB pour calculer les dimentions de l'échangeur .

IV.3.1 Présentation des données du problème

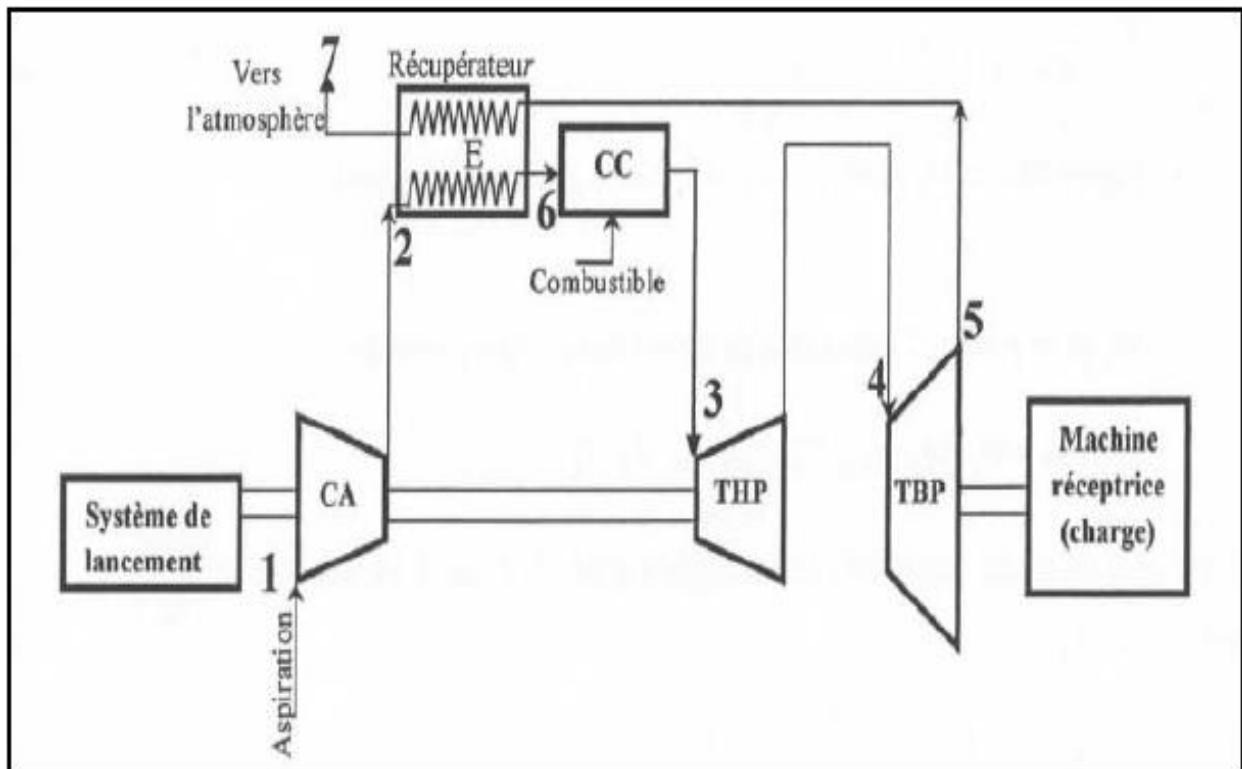


Figure IV.8 : Turbine à gaz avec récupération de chaleur

IV.3.2 Les données de départ

$$T_1 = 15^\circ\text{C}, P_1 = 1\text{bars}$$

$$\dot{m}_a = 129.9 \text{ kg/s}$$

$$T_2 = 252^\circ\text{C}, \tau = 7$$

$$T_3 = 927^\circ\text{C}; f = 0.0152$$

$$T_5 = 553.4^\circ\text{C}, P_4 = 2.52 \text{ kg/cm}^2, \dot{m}_f = 1.98 \text{ kg/s } \dot{m}_g = 131.88 \text{ kg/s}$$

$$B = 0.8128 \text{ m}$$

$$p = 0.03175 \text{ m}$$

$$d_0 = 0.0254 \text{ m}$$

$$d_i = 0.02118 \text{ m}$$

L'air est un fluide propre, la résistance d'encrassement côté air (R_{s0}) est très faible,

$$R_{s0} = 4 \times 10^{-4} \text{ hm}^2\text{C/kcal}$$

$$R_t = 10^{-4} \text{ hm}^2\text{C/kcal}$$

$$R_{si} = 7.92 \times 10^{-4} \text{ hm}^2\text{C/kcal}$$

IV.3.3 Détermination de la température de l'air à la sortie du régénérateur (T_6)

Sur les turbines MS5002C, le rendement thermique (t_h), qui se situe autour de 28% pour le cycle simple, pourrait atteindre facilement de 32% à 34% dans le cas des cycles avec régénération, il peut même aller jusqu'à 36% d'après le constructeur. Cette dernière valeur fixerait vraisemblablement les limites de faisabilité de la régénération sur ce type de turbine.

On suppose la température de sortie de générateur (échangeur) T_7

$$T_7 = 390^\circ\text{C} = 663 \text{ K}$$

D'après la relation (III.2) on a

$$CP_{7-5} = 0,97 \text{ kJ/kg.K}$$

$$CP_{6-2} = 1,006 \text{ kJ/kg.K}$$

D'après la relation (IV.4) on a

$$T_6 = 411.9^\circ\text{C}$$

A présent, toutes les conditions thermodynamiques des fluides aux entrées et aux sorties de notre régénérateur sont connues, elles sont portées sur la représentation schématique de notre régénérateur (figure IV.9) ci-dessous.

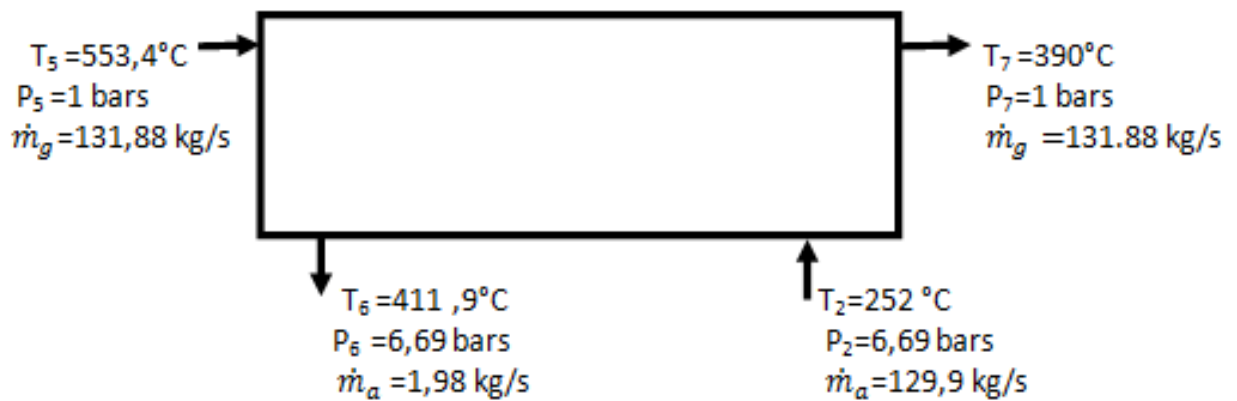


Figure IV.9 : Schéma thermodynamique du régénérateur

IV.3.4 Calcul de la différence de température moyenne logarithmique entre les deux fluides

Dans le cas d'un échange de chaleur en contre courant, la différence de température moyenne logarithmique :

D'après la relation (IV.31) on a :

$$\Delta T_m = 139.74^\circ\text{C}$$

IV.3.5 Détermination des températures caloriques

Nous rappelons ici que les températures caloriques seront utilisées dans la procédure de calcul du régénérateur comme température de référence pour l'évaluation des propriétés physiques des fluides.

➤ Température calorique côté calandre (T_{2c}) et (T_{5c})

D'après la relation (IV.36) on a :

$$\Delta T_{fr} = 390 - 252 = 138^\circ\text{C}$$

D'après la relation (IV.37) on a :

$$\Delta T_{ch} = 553,4 - 411,9 = 141.5^\circ\text{C}$$

D'après la relation (IV.35) on a :

$$F_c = 0.49714$$

D'après la relation (IV.34) on a :

$$T_{2c} = 331,492^\circ\text{C}$$

D'après la relation (IV.38) on a :

$$T_{5c} = 471.28 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

IV.3.6 Propriétés physiques des deux fluides évaluées aux températures caloriques

Pour le calcul de ces propriétés on utilise les relations suivantes :

$$\lambda = 1,5207 \cdot 10^{-11} \cdot T^3 - 4,857 \cdot 10^{-8} \cdot T^2 + 1,0184 \cdot 10^{-4} \cdot T - 3,93333 \cdot 10^{-4}$$

$$\mu = 8,88488 \cdot 10^{-15} \cdot T^3 - 3,2398 \cdot 10^{-11} \cdot T^2 + 6,2657 \cdot 10^{-8} \cdot T - 2,3543 \cdot 10^{-6}$$

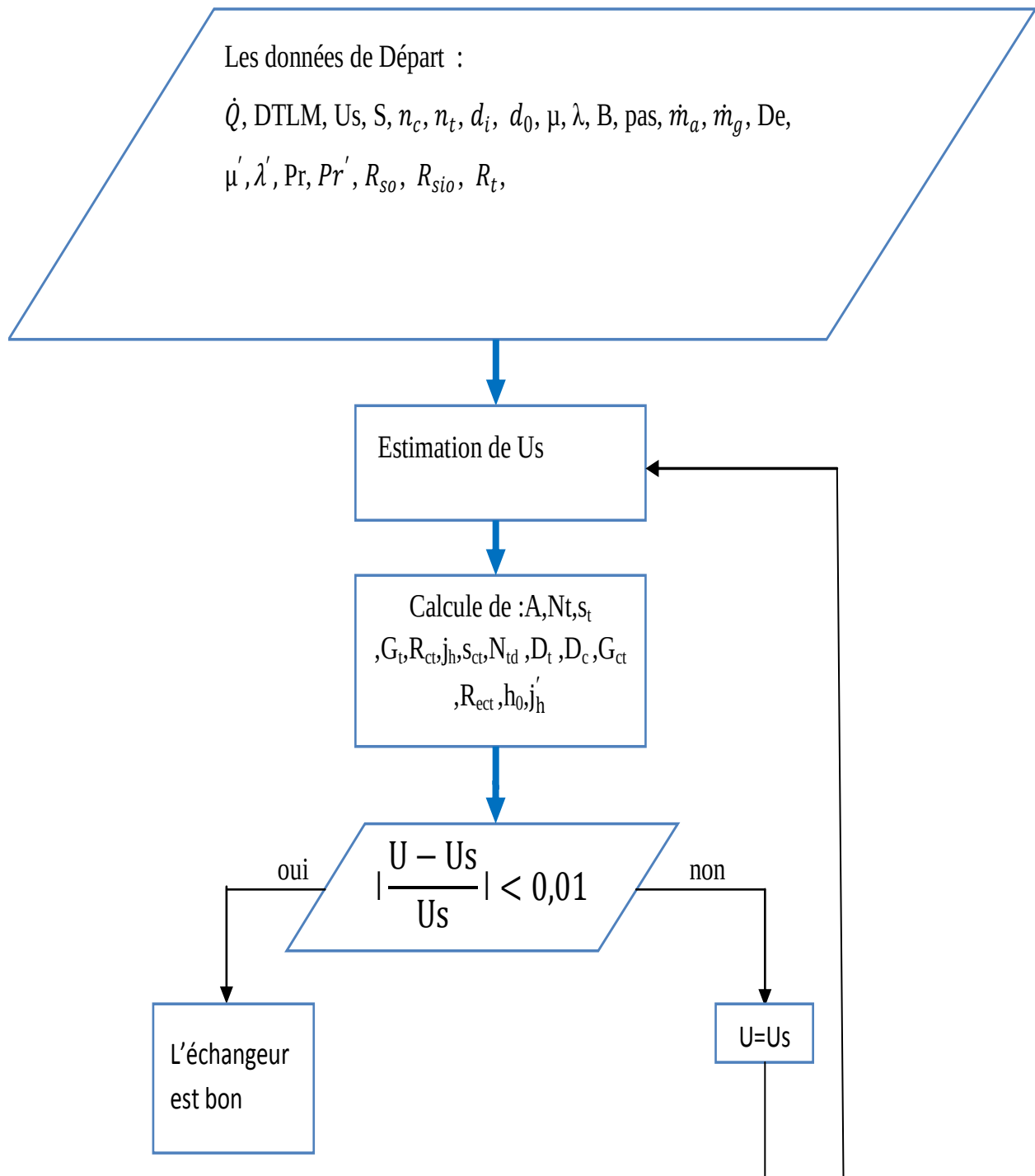
Côté froid (calandre) -air-	Côté chaud (faisceaux tubulaire) -gaz d'échappement-
$C_p' = 0.24169 \text{ kcal/kg}^{\circ}\text{C}$ $\mu' = 0.015001 \text{ cP}$ $\lambda' = 0.02839 \text{ kcal/hm}^{\circ}\text{C}$	$C_p = 0.25568 \text{ kcal/kg}^{\circ}\text{C}$ $\mu = 0.020778 \text{ cP}$ $\lambda = 0.03825 \text{ kcal/hm}^{\circ}\text{C}$

Tableau IV.1 : Propriétés physiques des fluides de l'échangeur

IV.3.7 Calcul de l'échangeur

Les calculs de l'échangeur seront conduits selon la méthode de Kern [8] exposée dans l'ouvrage de Pierre Wuithier intitulé "Raffinage et génie chimique". La procédure suit à l'organigramme suivant.

IV.3.8 Organigramme de calcul avec régénérateur



IV.3.9 Les caractéristiques de l'échangeur à prévoir

- Type d'échangeur : à tubes et calandre.
- Type de circulation : contre courant.
- Longueur des tubes : $l = 8 \text{ ft} = 2.4384 \text{ m}$ (valeurs minimales de la longueur, pour une surface d'échange donnée, qui maximise la section de passage du gaz, ce qui a pour effet de minimiser la perte de charge suite à la réduction de la vitesse d'écoulement).
- Tubes : type -14 BWG, diamètres - $d_0 = 1 \text{ in} = 0.0254 \text{ m}$, $d_i = 0.02118 \text{ m}$.
- Disposition de l'emplacement des tubes : pas carré, $p = 1.25 \text{ in} = 0.03175 \text{ m}$ (pour maximiser la surface de passage de l'air côté calandre, et par conséquent minimiser les pertes de charge correspondantes).
- Nature des tubes : acier allié (allié : à cause de haut niveau de température).
- Nature de la calandre : acier faiblement allié, et d'une plaque tubulaire en acier allié. Espacement des chicanes $B = 0.8128 \text{ m}$, (cette valeur est suffisamment importante pour contribuer à minimiser la perte de charge côté calandre).

IV.3.10 Estimation de l'intervalle des valeurs du coefficient de transfert sale (U_s)

On trouve dans la référence les coefficients de transfert sale de plusieurs paires de fluides, et le cas le plus proche du nôtre correspond à la vapeur côté tube et à l'air côté calandre, la référence sus-mentionnée donne pour ce cas : U_s dans l'intervalle $[25.250] \text{ Kcal/hm}^2\text{°C}$

Dans ce qui suit, nous allons effectuer une 1^{ère} itération avec $U_s = 250 \text{ kcal/hm}^2\text{°C}$ et une seconde itération avec $U_s = 25 \text{ kcal/hm}^2\text{°C}$. Ces deux itérations vont nous permettre de voir si le choix de l'intervalle ci-dessus est judicieux ou non.

D'après la relation (IV.3) on a :

$$\dot{Q} = 4586716,04 \text{ kcal/h}$$

1^{ère} itération avec $U_s = 250 \text{ kcal/hm}^2\text{°C}$

D'après la relation (IV.6) on a :

$$A = 131, m^2$$

D'après la relation (IV.7) on a :

$$s = 0,1946 m^2$$

D'après la relation (IV.8) on a :

$$N_t = 676 \text{ tubes}$$

D'après la relation (IV.9) on a :

$$s_t = 0,23 \text{ m}^2$$

D'après la relation (IV.10) on a :

$$G_t = 138.27 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

D'après la relation (IV.18) on a :

$$Re_t = 1,47 \cdot 10^5$$

Avec

$Re_t > 10^4$, l'écoulement des gaz côté tube est turbulent et on a :

D'après la relation (IV.17) on a :

$$j_h = 355.31$$

D'après la relation (IV.19) on a :

$$Pr = 1,073$$

D'après la relation (IV.14) on a :

$$h_i = 656.78 \text{ kcal/h m}^2\text{°C}$$

D'après la relation (IV.15) on a :

$$h_{i0} = 547.78 \text{ kcal/h m}^2\text{°C}$$

D'après la relation (IV.28) on a :

$$N_{td} = 30,95$$

D'après la relation (IV.29) on a :

$$D_t = 0,97 \text{ m}$$

D'après la relation (IV.30) on a :

$$D_c = 1,08 \text{ m}$$

D'après la relation (IV.26) on a :

$$S_{ct} = 0,17 \text{ m}^2$$

D'après la relation (IV.25) on a :

$$G_{ct} = 184, \text{ kg/m}^2\text{s}$$

D'après la relation (IV.20) on a :

$$D_e = 0,02513 \text{ m}$$

D'après la relation (IV.24) on a :

$$Re_{ct} = 3,09 \cdot 10^5$$

D'après la relation (IV.23) on a :

$$J_h = 376,99$$

D'après la relation (IV.22) on a :

$$h_0 = 435,34 \text{ Kcal} / \text{m}^2\text{°C}$$

D'après la relation (IV.13) on a :

$$U_s = 235.31 \text{ kcal} / \text{h m}^2\text{°C}$$

Ce résultat signifie que le coefficient global U_s doit être en réalité inférieur à la valeur de 250 kcal/hm²s et c'est pour savoir s'il doit être supérieur à 25 kcal/hm²°C que nous effectuons une seconde itération.

2^{eme} iteration $U_s = 25 \text{ kcal/hm}^2\text{°C}$

D'après la relation (IV.6) on a :

$$A = 1312 \text{ m}^2$$

Le nombre de tubes avec une seule passe côté calandre ($n_c = 1$) avec $s = 0.1946$, d'après la première itération est :

D'après la relation (IV.8) on a :

$$N_t = 6767 \text{ tubes}$$

D'après la relation (IV.9) on a :

$$s_t = 2,38 \text{ m}^2$$

D'après la relation (IV.10) on a :

$$G_t = 13.82 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

D'après la relation (IV.18) on a :

$$Re_t = 1,47.10^4$$

D'après la relation (IV.17) on a :

$$J_h = 56.31$$

D'après la relation (IV.14) on a :

$$h_i = 104.11 \text{ kcal} / \text{hm}^2\text{°C}$$

D'après la relation (IV.15) on a :

$$h_{i0} = 86.81 \text{ kcal/hm}^2\text{°C}$$

D'après la relation (IV.28) on a :

$$N_{td} = 97,89$$

D'après la relation (IV.29) on a :

$$D_t = 3,09 \text{ m}$$

D'après la relation (IV.30) on a :

$$D_c = 3,44 \text{ m}$$

D'après la relation (IV.26) on a :

$$S_{ct} = 0,55 \text{ m}^2$$

D'après la relation (IV.25) on a :

$$G_{ct} = 58,03 \text{ Kg/m}^2\text{s}$$

D'après la relation (IV.24) on a :

$$Re_{ct} = 9,72 \cdot 10^4$$

Cette valeur correspond à un régime d'écoulement turbulent

D'après la relation (IV.23) on a :

$$J_h = 199,32$$

D'après la relation (IV.22) on a :

$$h_0 = 230,17 \text{ Kcal /hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

D'après la relation (V.13) on a :

$$U_s = 62,53 \text{ kcal/hm}^2\text{ } ^\circ\text{C}$$

Ce résultat signifie que le coefficient global U_s doit être en réalité supérieur à la valeur de $25 \text{ kcal/hm}^2\text{ } ^\circ\text{C}$

Ce qui donne que: $25 \text{ kcal/hm}^2\text{ } ^\circ\text{C} < U_s < 250 \text{ kcal/hm}^2\text{ } ^\circ\text{C}$

IV.3.11 Estimation de la valeur exacte du coefficient de transfert sale (U_s) et caractéristiques de l'échangeur optimisé

On estime la valeur exacte du coefficient de transfert sale (U_s) et les caractéristiques de l'échangeur optimisé par itération comme indiqué dans l'organigramme ci-dessus, ce calcul itératif a été exécuté à l'aide d'une petite procédure en langage MATLAB.

Les résultats obtenus sont :

On prend la valeur $U_s = 137,5$ la moyenne de l'intervalle $[25-250]$, puis avec le calcul itératif on trouve :

Coefficient de transfert sale : $U_s = 217,98 \text{ kcal/hm}^2\text{ } ^\circ\text{C}$

Nombre de tubes : $N_t = 788$ tubes

Diamètre de la calandre : $D_c = 1,1676 \text{ m}$

Nombre de Reynolds côté tube : $Re_t = 1,209 \cdot 10^5$

Nombre de Reynolds côté calandre : $Re_{ct} = 2,86666 \cdot 10^5$

Vitesse massique côté tube : $G_t = 118,63 \text{ Kg/m}^2\text{s}$

Vitesse massique côté calandre : $G_{ct} = 171,11 \text{ Kg/m}^2\text{s}$

Nombres des chicanes $N_c = 2$

Type d'échangeur	à tubes et calandre
Type de circulation	Contre-courant
Nombre de tubes	788
Longueur des tubes	2.4384 m
Diamètre intérieur des tubes	0.02118 m
Diamètre extérieur des tubes	0.0254 m
Pas entre les tubes	0.03175 m (pas carré)
Nature des tubes	Acier allié
Nombre de passes côté tube	Une seule
Diamètre de la calandre	1.1495 m
Nature de la calandre	Acier allié
Nombre de passes côté calandre	Une seule
Espace entre les chicanes	0.8128 m

Tableau IV.2 : Caractéristiques du régénérateur

IV.3.12 Calcul des performances de la turbine après régénération

On prendra la valeur de 26961,54 kW pour la puissance nette dans le calcul du rendement de l'installation aussi bien dans le cas simple que dans celui avec régénération. Sur cette base, nous allons donc évaluer le rendement de l'installation avec régénération en vue de les comparer et d'en tirer des conclusions quant au gain qu'on pourrait réaliser grâce à la régénération.

IV.3.13 Rendement thermique de la turbine avec régénération

$$\dot{m}_g = 131.88 \text{ kg/s}, \quad T_3 = 927^\circ\text{C}, \quad T_6 = 411.9^\circ\text{C}$$

Et on a :

D'après la relation (III.2) on a :

$$CP_{T3} = 0.2829 \text{ kcal/kg} = 1,17980 \text{ KJ/kg}$$

$$CP_{T6} = 0.2435 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C} = 1,01577 \text{ kJ/kg}$$

D'après la relation (IV.4) on a :

$$CP_{3-6} = 1,09778 \text{ KJ/kg}^\circ\text{C}$$

D'après la relation (IV.40) on a :

$$Q_{3-6} = 565,46 \text{ KJ/kg}$$

D'après la relation (IV.41) on a :

$$\dot{Q}_{6-3} = 74573 \text{ kw}$$

D'après la relation (IV.42) on a :

$$\eta_{th} = 0,36$$

D'après la relation (IV.43) on a :

$$\eta_{eff} = 34\%$$

D'après la relation (IV.44) on a :

$$Q_{rec} = 153,19 \text{ KJ/kg}$$

$$\text{On a : } 1\text{MBTU} = 10^6 \text{ BTU}$$

$$1\text{BTU} = 1,055 \text{ KJ}$$

Alors la valeur de la quantité de chaleur récupérée en BTU

$$Q_{rec} = \frac{153,19}{1,055} = 145,20 \text{ BTU} = 145,20 \cdot 10^{-6} \text{ MBTU}$$

La valeur de la quantité récupérée en dollar (\$)

$$\text{Avec } 1\text{MBTU} = 4,31 \$$$

$$Q_{rec} = 145,20 \cdot 10^{-6} \cdot 4,31 = 625,81 \cdot 10^{-6} \$$$

Calcul le débit de fuel récupéré

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{m}_g \cdot Q_{rec}}{PCI} = \frac{131,88 \cdot 153,19}{45119} = 0,44 \text{ kg/s}$$

Le débit volumique de fuel

$$q_v = \frac{\dot{m}_f}{\rho} = \frac{0,44}{0,717} = 0,61 \text{ m}^3/\text{s}$$

ρ : la masse volumique de fuel gaz

On a :

$$q_v = 0,61 (3600 \cdot 24 \cdot 365) = 19236960 \text{ m}^3/\text{An}$$

Avec un débit volumique de $0,61 \text{ m}^3/\text{s}$ on a récupéré une quantité de chaleur de

$$145,20 \cdot 10^{-6} \text{ MBTU}$$

Le prix de fuel récupéré dans une année

$$0,61 \text{ m}^3/\text{s} \longrightarrow 625,81 \cdot 10^{-6} \$$$

$$19236960 \text{ m}^3/\text{An} \longrightarrow X$$

X : le gain dans une année

$$X = \frac{19236960 \cdot 625,81 \cdot 10^{-6}}{0,61} = 19735,54 \text{ Dollar}$$

$$X = 19735,54 \text{ Dollar}$$

Conclusion

Les résultats obtenus montrent que les performances de la turbine à gaz étudiée (MS5002C) la puissance et le rendement sont améliorées grâce au régénérateur de récupération des gaz d'échappement.

Conclusion générale

Ce projet de fin d'études nous a permis, à travers le stage effectué dans le complexe CIS, de confronter l'ensemble des connaissances acquises tout au long de la formation de spécialité avec la réalité de terrain, et d'enrichir d'approfondir nos connaissances concernant les aspects liés à la turbine à gaz MS5002C et les échangeurs tubulaires.

Les turbines à gaz équipant, actuellement au cycle simple, dans l'unité de compressions des gaz associé au niveau du complexe CIS opèrent avec des rendements inférieurs à 30%. Nous avons abordé le problème de l'amélioration des performances de ces turbines par la pratique d'une régénération à l'aide d'une approche très simple basée sur une méthode proposée par Kern [8] pour le dimensionnement des échangeurs de chaleur de type à tubes et calandre. Les calculs ont montré qu'une amélioration de rendement de 27% à 34% va se répercuter par une économie d'environ $19,236960 \cdot 10^6 \text{ m}^3/\text{An}$ de gaz naturel par An.

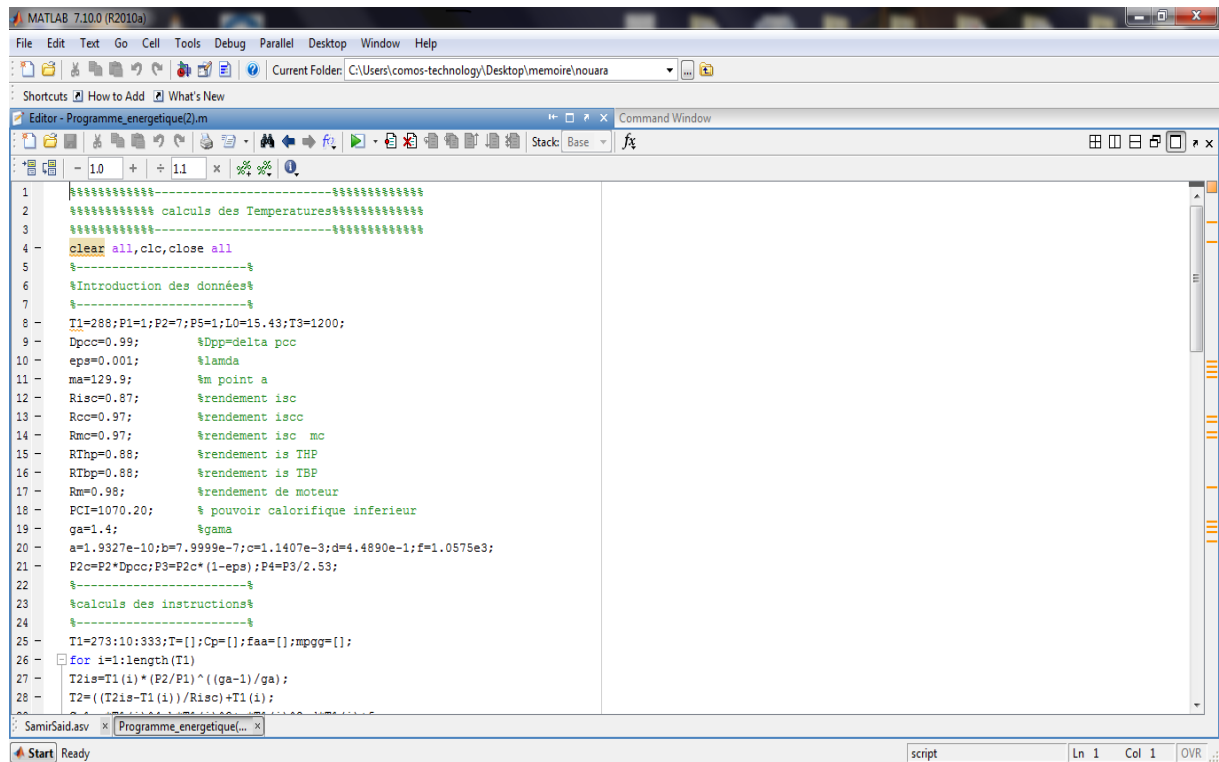
De plus, la récupération des calories d'échappement au niveau du complexe CIS serait d'un avantage environnemental manifeste, lorsque cette amélioration est appliquée, il s'en suit une réduction des matières émissives nocives à tels que les NOx.

Références bibliographiques

- [1]- Cours échangeurs de chaleur par Professeur : Makhloof.
- [2]- Advanced Gas Turbine Cycles par M^r J. H. Horlok, FRS whittle laboratory camridge ,U.K.2003.
- [3]- Gaz Turbine engineering handbook sacand edition by Meherwan P. Bouce .
- [4]- Gas Turbine Performance sacand Edition,
- [5]- Gas Turbine Handbook, principles and practices .third edition by Tony Giampaolo, MSME, PE; published in 2006 sous l' ISBN 0-88173-516-7 (electronic).
- [6]- Turbine à vapeur et à gaz EDITIONS ALBIN MICHEL 22. Rue HUYGHENS PARIS 1955
- [7]- Heat Transfer Tenth Edition J.P.Holman.
- [8]- Le pétrole Raffinage et génie chimique tome (II), sous la direction pierre wuithier EDITION Technique 27rue Ginoux 75737 paris cedex 15 .1972.
- [9]- La turbine a gaz par PAUL CHAMBADAL docteur-ingénieur ancien conseiller scientifique à la direction des études et recherches E.D.F EYROLLES 1976
- [10]- SONTRACH, Documentation interne du l'organisation Hassi Messaoud.
- [11]- Thèse de M : BELHADJ Abdelhak (thème : simulation numériques de la combustion dans une chambre de combustion d'une turbine à gaz MS5002C).Université de Biskra. Juin 2014.
- [12]-[http : www.lavionnaire.fr/motorElements.php](http://www.lavionnaire.fr/motorElements.php).
- [13]-numeliphy.unisciel.fr/index.
- [14]-<http://genie.industriel.iaa.free.fr>.

ANNEXES

Annexe 1 :

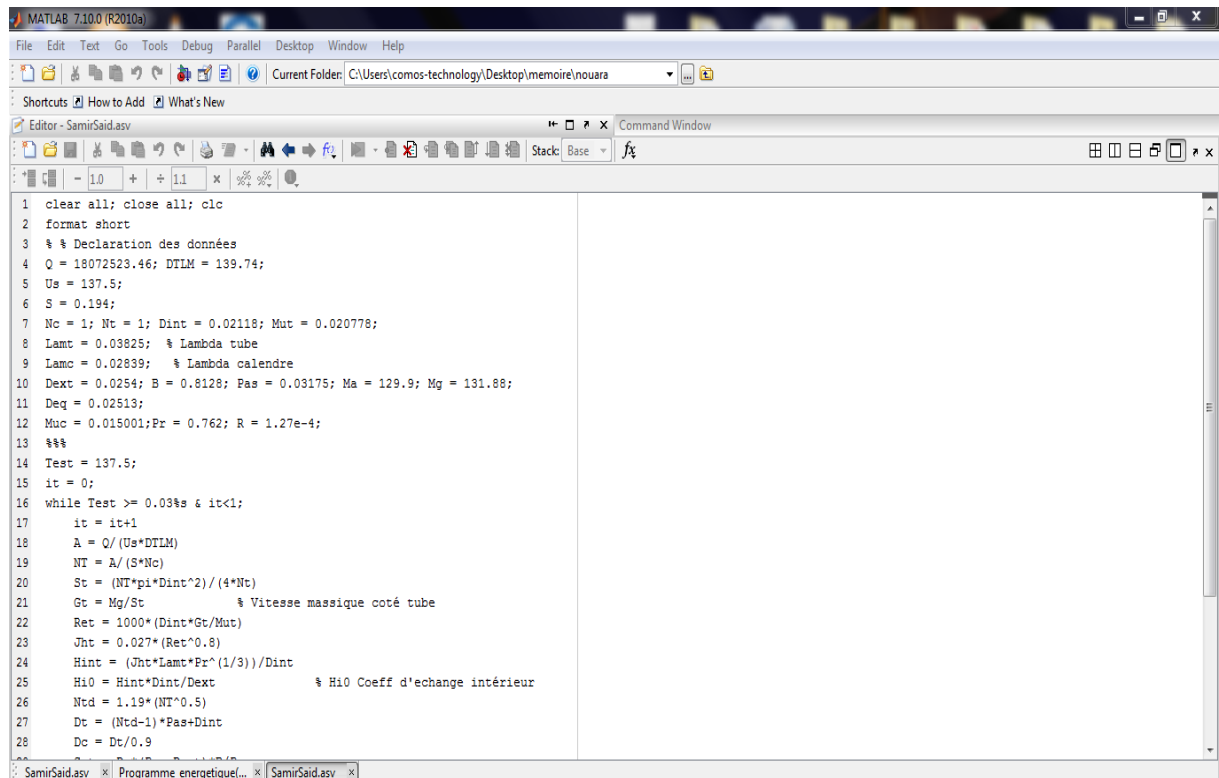


```

1  %-----%
2  %calculs des Temperatures%
3  %-----%
4  clear all;clc;close all
5  %
6  %Introduction des données%
7  %-----%
8  T1=288;P1=1;P2=7;P5=1;L0=15.43;T3=1200;
9  Dpcc=0.99; %Dpp=delta pcc
10 eps=0.001; %lamda
11 ma=129.9; %m point a
12 Risc=0.87; %rendement isc
13 Roc=0.97; %rendement iscc
14 Rmc=0.97; %rendement isc mc
15 RTbp=0.88; %rendement is TBP
16 RTbp=0.88; %rendement is TBP
17 Rm=0.98; %rendement de moteur
18 PCI=1070.20; % pouvoir calorifique inferieur
19 ga=1.4; %gamma
20 a=1.9327e-10;b=7.9999e-7;c=1.1407e-3;d=4.4890e-1;f=1.0575e3;
21 P2c=P2*Dpcc;P3=P2c*(1-eps);P4=P3/2.53;
22 %-----%
23 %calculs des instructions%
24 %-----%
25 T1=273:10:333;T=[];Cp=[];faa=[];mpgg=[];
26 for i=1:length(T1)
27 T2is=T1(i)*(P2/P1)^( (ga-1)/ga);
28 T2=((T2is-T1(i))/Risc)+T1(i);

```

Annexe 2 :



```

1 clear all; close all; clc
2 format short
3 %% Declaration des données
4 Q = 18072523.46; DTLM = 139.74;
5 Us = 137.5;
6 S = 0.194;
7 Nc = 1; Nt = 1; Dint = 0.02118; Mut = 0.020778;
8 Lamt = 0.03825; % Lambda tube
9 Lamc = 0.02839; % Lambda calendrier
10 Dext = 0.0254; B = 0.8128; Pas = 0.03175; Ma = 129.9; Mg = 131.88;
11 Deq = 0.02513;
12 Muc = 0.015001;Pr = 0.762; R = 1.27e-4;
13 %%%
14 Test = 137.5;
15 it = 0;
16 while Test >= 0.03% & it<1;
17 it = it+1;
18 A = Q/(Us*DTLM)
19 NT = A/(S*Nc)
20 St = (NT*pi*Dint^2)/(4*Nt)
21 Gt = Mg/St % Vitesse massique coté tube
22 Ret = 1000*(Dint*Gt/Mut)
23 Jht = 0.027*(Ret^0.8)
24 Hint = (Jht*Lamt*Pr^(1/3))/Dint
25 H10 = Hint*Dint/Dext % H10 Coeff d'echange interieur
26 Ntd = 1.19*(NT^0.5)
27 Dt = (Ntd-1)*Pas+Dint
28 Dc = Dt/0.9

```