République Algérienne Démocratique et populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université Dr. YAHIA FARES DE MEDEA



Faculté des Sciences et de la technologie
Département de Génie de la Matière

Filière : Génie Mécanique

Projet de Fin d'Etudes

Pour l'obtention du Diplôme de Master en Génie Mécanique
Option : Energétique et Thermique des Systèmes

THEME :

ETUDE EXERGETIQUE DES PERFORMANCES DU CYCLE DE PUISSANCE DE TURBINE A GAZ (Cas de la Centrale de Berrouaghia)

Etudié par :

**** Djellal Nassima***

**** Metidji Houria***

Proposé et Dirigé par :

Dr. ALLICHE Mounir

Co-Dirigé par :

Mr. AIT Kamel

Promotion: 2014/2015


بسم الله الرحمن الرحيم
السلام عليكم و رحمة الله و بركاته

Remerciements

Au terme de ce modeste travail, nous remercions Dieu Tout Puissant qui

Nous a amené à terminer Ce travail

Et tous ce qui A contribuât à ma formation

En particulier nos parents

Et nos enseignants d'université de Médéa.

Nous remercions notre promoteur Monsieur : **M.ALLICHE**

Qui a suivi et dirigée ce travail

Nous tenons à remercier vivement la Direction et le staff technique de **SK.B** de Berrouaghia et en particulier **Mr AMARA.Belkacem** et **Mr AIT Kamel** pour nous avoir accordé cette occasion de stage pratique et nous faciliter la tâche en mettant à notre disposition tous les documents et information que nous demandions lors du stage.

Je remercie s'adressent à tout ce qui ont aidés et soutenue

De près ou de loin à la réalisation De cette Mémoire

J'adresse mes vifs remerciements à tous les membres

De jury qui nous ont

Honorés d'avoir accepté de juger ce travail...

...NASSIMA....HOURIA...

Fatakat.com

Dédicaces

Nous dédions ce modeste travail

A nos parents

A nos frères et à nos sœurs

A tous notre famille

A notre encadreur **Dr M.ALLICHE**

A tous les enseignants qui nous ont dirigé et donné des

Informations utiles pour l'achèvement de ce modeste

Travail

A tous nos collègues et amis partout

A tous ceux qui ont sacrifie leur temps pour la science

Et à tous ceux qui utilisent la science pour le bien

Et la prospérité de l'humanité

Sommaire

Introduction générale

Chapitre I: présentation de la centrale électrique de Berrouaghia.

I.1 présentation de la centrale 1
I.2 description de la centrale 2
I.2.1 unités de production d'électricité 2
I.2.2 salle des machines 3
I.2.3 système d'évacuation de l'énergie 4
I.2.4 système de contrôle commande SPPA T3000 4
I.2.5 système d'alimentation en combustibles 4
I.2.5.1 système Gaz Naturel 4
I.2.5.2 système Gasoil 4
I.2.6 ouvrages Annexes communs pour les deux unités 5

Chapitre II : description générale de la turbine à gaz SIEMENS V94.3A

II.1 Introduction 6
II.2 Historique de la turbine à gaz 6
II.3 Généralité sur la turbine à gaz 7
II.3.1 classification des turbines à gaz 7
II.3.1.1 D'après le mode de construction 7
-Turbine mono-arbre
-Turbine bi-arbre
II.3.1.2 D'après le mode de travail 8
-Turbine à action
-Turbine à réaction

II.3.1.3 D'après le mode de fonctionnement thermodynamique 9
-Turbine à cycle simple
-Turbine à cycle avec régénération
II.4 Domaines d'utilisation des turbines à gaz 9
-Applications terrestres et maritimes.
-Application aéronautiques
II.5 Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz 10
II.5.1 Principes 11
II.5.2 Rendement d'une turbine 12
II.6 Description de la turbine à gaz SIMENSE V94,3 13
II.6.1Fonctionnement 13
II.6.2 Basse de conception 14
II.6.3 Système d'aspiration 16
II.6.3.1 Rotor
II.6.3.2 Stator
II.6.4 Caractéristique de la turbine à gaz SIEMENS V94.3 A 17
II.7 Elément constituant une turbine à gaz 17
II.7.1 Compresseur 17
II.7.1.1 Nettoyage de compresseur 19
II.7.2 Chambre de combustion 20
-Tube de flamme

-Les chambres à silos
-Les chambres annulaires
II.7.2.1 Caractéristique de la chambre de combustion 21
II.7.2.2 Bruleur hybrides 21
II.7.2.2.1 Marche au combustible gazeux 21
II.7.2.2.2 Marche au combustible liquide 21
II.7.2.2.3 Air de refroidissement des bruleurs 21
II.7.2.2.4 Système de contrôle de la chambre de combustion 22
II.7.3 Turbine 22
II.7.3.1 Caractéristique de la turbine 23
II.7.3.2 système de refroidissement de la turbine 24
II.8 Alternateur 25
II.8.1 Différents composants 25
II.8.2 Caractéristique de générateur SIEMENS TLR i50-16.5 25
II.9 Caractéristique de gaz naturel et de l'air 26
II.10 Système auxiliaires 27
II.10.1 Système de drainage 27
II.10.2 Système d'eau de Rinçage 27
II.10.3 Système de distribution électrique 27
II.10.4 Système de lubrification et de soulèvement 28
II.10.5 Système de gaz combustible 29
II.10.6 Système de combustible liquide (fioul) 29
II.10.7 Système de gaz d'Allumage 29
II.10.8 Système d'air d'étanchéité 29
II.10.9 Système d'Huile Hydraulique 30
II.10.10 Système d'Air de la Turbine 30
II.10.10 Système de commande SPPA-T3000 31
Chapitre III : Cycle de puissance
III.1 Introduction 32
III.2 Cycles de puissances 32
III.2.1 le fluide moteur 32
III.2.2 le procédé de combustion 33
III.2.3 le type de système 33
III.3 le cycle de Carnot 33
III.4Cycle de puissances à vapeur 34
III.4.1Le cycle de Rankine 34
III.4.2 Effet de la pression et de la température sur le cycle de Rankine 35
III.4.2.1Effet de la pression de condenseur 35
III.4.2.2 Effet de la surchauffe 36

III.4.2.3 Effet de la pression maximale 36

III.4.3Le cycle à resurchauffe 37

III.4.4 Le cycle à régénération (soutirage) 37

III.5 cycle de combustion interne 38

III.5.1Le cycle d'Otto ou de Beau de Rochas 38

III.5.2 les cycles d'Ericsson et de Stirling 41

III.5.3 le cycle de diesel 42

III.6 Cycle de puissance à gaz 42

III.6.1Cycle de Brayton 43

III.6.2 Le cycle de Joule à récupération 45

III.6.3 Le cycle de Joule à compression et détente étagées, et récupération 45

III.7.cycle combinée 46

III.7.1 Principe de fonctionnement d'un cycle combiné gaz 47

III.7.1.1 Le principe 48

-Circuit TAG

-Circuit TAV

Chapitre IV : Méthode d'amélioration du cycle d'une turbine à gaz

IV.1Introduction 49

IV.2 Cycle à compression étagée 49

IV.3 Cycle à combustion séquentielle 51

IV.4 Cycle à injection de vapeur 52

IV.4.1Générateur de vapeur récupérateur (GVR) 54

IV.4.1.1Influence de la température des rejets 54

IV.4.1.2 Efficacité du GVR 56

IV.4.1.2.1 Fondamental 56

IV.4.1.2.2 Débit de vapeur produite 56

IV.5 Turbine à gaz à régénération 56

IV.5.1 Efficacité du régénérateur 57

IV.5.1.1 Définition 58

IV.5.1.2 Rappel : Formulation polytropique 58

IV.5.1.3 Rendement du cycle à régénération 59

IV.5.1.4 Fondamental 59

IV.5.1.4.1 Rendement d'une turbine à gaz à régénérateur 59

IV.5.1.5 Limite d'utilisation du régénérateur 60

IV.6Exergie 61

IV.6.1Rendement Exergétique 61

Conclusion 61

ChapitreV : Calcul des performances de la turbine étudie

PartieI

V.I Cycle simple d'une turbine à gaz 62

V.I.1 Introduction 62

V.I.2Composition du gaz utilisé 62

V.I.3Composition du gaz combustible utilisé 62

V.I.4Cycle simple idéal 63

V.I.5 Cycle simple isentropique 67

V.I.6 Cycle simple réel 71

V.I.7 Influences les facteurs sur le rendement de la turbine 75

V.I.8 l'effet de la température ambiante 75

V.I.9 L'effet de taux compression sur l'efficacité 76

V.I.10 L'effet de température de chambre de combustion sur le rendement 78

V.I.11Conclusion 78

PartieII

V.II Cycle à gaz avec régénération 79

V.2 Cycle à gaz biétagée avec régénération 85

PartieIII

V.III Introduction 88

V.III.1Présentation du tableur 88

V.III.2 Bilans exergétiques 88

V.III.3 Fichier de résultats de Thermoptime 89

V.III.3.1 Turbine à gaz simple 89

V.III.3.1.1 Analyse du bilan exergétique TAG simple 90

V.III.3.2 TAG avec régénération 91

V.III.3.2.1 Analyse du bilan exergétique TAG avec régénération 92

V.III.3.3 TAG biétagée avec régénération 92

V.III.3.3.1 Analyse du bilan exergétique TAG biétagée 93

V.III.4 Conclusion 93

Conclusion générale

Résumé

الملخص

هذا العمل هو دراسة المتاحية لدورة الطاقة والغاز. والهدف من ذلك هو قياس الطاقة القابلة للاسترداد في دورة الغاز إذا ما تعرضت لتقنية تجديد. للقيام بذلك استخدمنا البرامج الخاصة Thermoptim .

Abstract

This work is an exergitic study of gas power cycle performs. The aim is to quantify the recoverable energy in a gas cycle if it is subjected to the regeneration technic. To do this we used special software that is Thermoptim.

Résumé

Ce travail est une étude exergitique des performances d'un cycle de puissance à gaz. Le but est de quantifier l'énergie récupérable dans un cycle à gaz si on lui applique la technique de Régénération. Pour ce faire, on a utilisé un logiciel spécial qui est le Thermoptim.

Nomenclature

Symbole	Signification	Unité
β_c, η_{pc}	le rendement polytropique	…
β_t, η_{pt}	le rendement polytropique	…
γ	Exposent isentropique	…
ε	L'efficacité de l'échange	….
c_{pgaz}	Capacité calorifique à pression constantegaz	Kj/Kg.K
ΔT_{ap}	Défirent de température sous-refroidissement d'approche	K,C°
Cv	Capacité calorifique à volume constante	Kj/Kg.K
Cp	Capacité calorifique à pression constante	Kj/Kg.K
h	Enthalpie massique	Kj/Kg
K	Exposent polytropique	….
$\dot{m}$	Débit massique	Kg/s
$\dot{m}_{eau}$	Le débit de vapeur	Kg/s
$\dot{m}_{gaz}$	Débit massique gaz	Kg/s
η	Le Rendement thermodynamique	….
$\eta_{exergie}$	Le Rendement exergétique	….
$\eta_{éch}$	Le rendement d'échangeur	….
η_{th}	Le Rendement du cycle de Brayton théorique	**...**
P	la pression statique	bars, Pa
Qc	La quantité chaleur du source chaude	K, C°
Qf	La quantité de chaleur du source froide	K, C°
$\dot{q}$	La puissance calorifique maximale récupérable	W

r_v, r_{HP}, r_{BP}	Le taux de compression	…..
S	Entropie	Kj/Kg.K
T_C	Température chaude	K,C°
T_F	Température froide	K,C°
T_{max}	Température maximale	K,C°
T_0	Température ambiante	K,C°
V	Le Volume massique	m^3/Kg
$Wnette$	Le Travail nette massique	Kj/Kg

Les abréviations

A : l'arbre

BP: la basse pression

C : Le compresseur

C_6+ : la somme des alcanes

CC : la chambre de combustion

CCG : Cycle combiné gaz

E : extérieur

Ec : échappent par la cheminée

Échap: l'échappement

G : gaz

GVR : Générateur de vapeur récupérateur

HP: la haute pression

HCO : Système hydraulique d'optimisation des jeux

ISO: Organisation des systèmes International

PCC: Power Control Center

SFC : Système de démarrage statique.

SSE:Static Excitation Equipment

SO2:d'oxydes de soufre

SFC:Start Up Frequency Converter

T: la turbine

TAC : turbine à combustion

TAV : turbine à vapeur

Liq: Liquide

M : un moteur

Nox: les oxydes d'azote

Vap : Vapeur

Liste des figures

Figure (I-1) :Tableau de commande de salle de contrôles…… 2

Figure (II-1) **:** Schéma de turbine.....…..... 9

Figure (II-2) **:** Schéma de turbine mono-arbre…….. 10

Figure (II-3) **:** Schéma de turbine bi-arbre…… 10

Figure (II-4) **:** Schéma de turbine action et turbine à réaction…….. 10

Figure (II-5) :Schéma de principe d'une turbine à gaz…….. 13

Figure (II-6) : Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz compresseuraxial……..….. 14

Figure (II-7) **:** Vue d'ensemble de la TAG SIMENS V94.3 (2)……..... 16

Figure (II-8) **:** Enveloppe et le corps de la turbine V94.3 (2)…….…... 18

Figure (II-9) : Rotor de la turbine V94.3 (2)…… 20

Figure (II-10)**:** Compresseur axiale……... 22

Figure (II-11) :Chambre de combustion……..……... 24

Figure (II-12) :L'aubage de la turbine…….…… 27

Figure (II-13) :Systèmede refroidissement des aubes……. 29

Figure (III-1) **:** Cycle de Carnot d'un moteur dans les diagrammes (T-S) et (P-V)……. 39

Figure (III-2) **:** Schéma et diagramme entropique de cycle de Rankine……...…… 40

Figure (III-3) :Effet de la pression a l'échappement sur le Rendement du cycle de Rankine…….. 41

Figure (III-4) :Effet de surchauffe sur le rendement du cycle de Rankine……...… 42

Figure (III-5) **:** Effet sur le rendement du cycle de Rankine de la pression dans la chaudière……. 43

Figure (III-6) :Cycle réchauffe idéal…… 44

Figure (III-7) :Schéma et diagramme (T-S) de cycle de Rankine avec régénération……..……. 45

Figure (III-8) **:** Cycled'ottothéorique…….……... 46

Figure (III-9) **:** Variation de rendement par rapport le taux de compression…… 47

Figure (III-10) **:** Cycle de Striling théorique……. 49

Figure (III-11) **:** Cycle d'Ericssonthéorique……. 49

Figure (III-12) **:** Cycle diesel théorique…… 50

Figure (III-13) **:** Turbine à gaz fonctionnant suivante le cycle de Brayton(a)cycle de ouvert(b) cycle fermé…… 52

Figure (III-14) **:** Cycle théorique de Brayton…….. 52

Figure (III-15) **:** Cycle de joule à récupération……..... 54

Figure (III-16) **:** Cycle de joule à compression et détente étagées, et récupération……. 55

Figure (III-17) **:** Centrale à cycle combinée gaz…… 55
Figure (III-18) **:** Principe de fonctionnement d'un cycle combinée gaz…… 56
Figure (IV-1) : Turbine à gaz compression étagée…… 58
Figure (IV-2) : Modèle Thermoptime d'une turbine à gaz à compression étagée…… 59
Figure (IV-3) : Schéma d'une Turbine à gaz combustion séquentielle…… 60
Figure (IV-4) : Turbine à gaz Alstom GT26…… 61
Figure (IV-5) : Modèle Thermoptime d'une turbine à gaz à combustion séquentielle…… 61
Figure (IV-6) : Turbine à gaz à injection de vapeur…… 62
Figure (IV-7) : Modèle Thermoptime d'une turbine à gaz à injection de vapeur…… 62
Figure (IV-8) **:** Diagramme T-S cycles gaz et vapeur superposés…… 63
Figure (IV-9) **:** Cycle combiné – schéma de principe…… 63
Figure (IV-10) : Diagramme enthalpie d'un GVR…… 64
Figure (IV-11) : Cycle à régénération…… 66
Figure (IV-12) : Cycle à régénération dans le diagramme TS…… 67
Figure (IV-13) : Rendement d'une turbine à gaz à régénération…… 69
Figure (V.1) : Ecran de calcul le point entrée d'air…… 63
Figure (V.2) :Ecran de calcul transfo Compression…… 63
Figure (V.3) :Ecran de calcul transfo Combustion…… 64
Figure (V.4) :Ecran de calcul transfo Détente…… 64
Figure (V.5) :Ecran de calcul transfo Echange…… 65
Figure (V.6) :Ecran principale de projet…… 65
Figure (V.7) **:** Schéma du projet TAG simple…… 66
Figure (V.8) :diagramme thermodynamique d'un TAG simple…… 66
Figure (V.9) :Ecran de calculle point entrée d'air…… 67
Figure (V.10) **:**Ecran de calcul transfo Compression…… 67
Figure (V.11) :Ecran de calcul transfo Combustion…… 68
Figure (V.12) :Ecran de calcul transfo Détente…… 68
Figure (V.13) **:**Ecran de calcul transfo Echange…… 69
Figure (V.14) :Ecran principale de projet…… 69
Figure (V.15) : Schéma du projet TAG simple…… 70
Figure (V.16) :diagramme thermodynamique d'un TAG simple…… 70
Figure (V.17) : Ecran de calcul le point entrée d'air…… 71
Figure (V.18) :Ecran de calcul transfo Compression…… 71
Figure (V.19) :Ecran de calcul transfo Combustion…… 72

Figure (V.20) :Ecran de calcul transfo Détente…… 72
Figure (V.21) :Ecran de calcul transfo Echange……..... 73
Figure (V.22) :Ecran principale de projet…….... 73
Figure (V.23) : Schéma du projet TAG simple…….. 74
Figure (V.24) :diagramme thermodynamique d'un TAG simple……..……. 74
Figure (V.25) :Influence de la température d'entrée sur le rendement d'un TAG simple……. 75
Figure (V.26) :Influence de taux de compression sur le rendement d'un TAG simple…….. 76
Figure (V.27) :la variation du rendement en fonction de taux de compression pour différente Te…… 77
Figure (V.28) :la variation du rendement en fonction de taux de compression pour différente Tmax……..…… 77
Figure (V.29) :Influence de température de chambre de combustionsur le rendement d'un TAG simple…….... 78
Figure (V.30) :Ecran de calculle point entrée d'air…….. 79
Figure (V.31) :Ecran de calcul transfo Compression…… 80
Figure (V.32) :Ecran de calcul transfo Echange…… 80
Figure (V.33) :Ecran de calcul transfo Combustion…….. 81
Figure (V.34) :Ecran de calcul transfo Détente……... 81
Figure (V.35) : Ecran de calcul transfo Echange……... 82
Figure (V.36) :Ecran de calcul Echangeur de chaleur……...… 82
Figure (V.37) :Ecran de calcul transfo Echange……..……. 83
Figure (V.38) :Ecran principal de projet TAG avec Régénération……...……. 83
Figure (V.39) :Schéma principal du projet TAG avec Régénération…….…….. 84
Figure (V.40) :diagramme thermodynamique du cycle TAG avec Régénération…….…… 84
Figure (V.41) :Schéma principal du projet TAG biétagée avec Régénération……...… 85
Figure (V.42) : Ecran de calcul Echangeur de chaleur (intercooler)……..….. 86
Figure (V.43) : Ecran de calcul Echangeur de chaleur (régénérateur)……..…… 86
Figure (V.44) : le bilan thermodynamique……..……. 86
Figure (V.45) :Schéma principal du cycle TAG biétagée avec Régénération…… 87
Figure (V.46) :diagramme thermodynamique du cycle TAG biétagée avec Régénération……. 87

Liste des tableaux

Tableau(V.1) : Composition du gaz air…….57

Tableau(V.2) : Composition du gaz gaz naturel de Hassi R'mel……..57

Tableau(V.3) : Tableau de cycle idéal d'une TAG simple……...61

Tableau(V.4) : Tableau de cycle isentropique d'une TAG simple……..66

Tableau(V.5) : Tableau de cycle réel d'une TAG simple…….70

Tableau(V.6) : L'effet de température d'entrée d'air sur le rendement……...71

Tableau(V.7) : L'effet de taux de compression sur le rendement……71

Tableau(V.8) : L'effet de Tmax de chambre de combustion sur le rendement……...73

Tableau(V.9) : Tableau de cycle TAG avec régénération……....80

Tableau(V.10) : Tableau de cycle TAG biétagée avec régénération……84

Tableau(V.11) : Tableau de résultats du cycle TAG simple…….85

Tableau(V.12) : Tableau de résultats du cycle TAG simple…….86

Tableau(V.13) : Tableau de résultats du cycle TAG avec régénération……...88

Tableau(V.14) : Tableau de résultats du cycle TAG avec régénération……88

Tableau(V.15) : Tableau de résultats du cycle TAG biétagée avec régénération…….90

Tableau(V.16) : Tableau de résultats du cycle TAG biétagée avec régénération…….90

Introduction Générale

Produire, partiellement ou en totalité, l'énergie électrique est une question fréquemment abordée par les industriels pour répondre à des objectifs divers souvent complémentaires :

- se soustraire aux coupures du réseau national ;
- réduire le coût de l'énergie consommée ;
- réaliser des économies d'énergie.

Parmi les moteurs thermiques capables d'entraîner un alternateur, la turbine à gaz présente des avantages remarquables suivants :

- simplicité d'installation ;
- génération simultanée d'électricité et de chaleur utilisable soit directement, soit indirectement dans les procédés industriels ;
- possibilité de fonctionner avec différents combustibles ;
- grande sécurité du fonctionnement ;
- entretien facile.

L'objectif de notre présent travail est d'étudier les performances d'un cycle de puissance à gaz par la méthode éxergitique afin de localiser les pertes thermodynamiques d'une centrale thermique. On a pris comme cas pratique de l'étude« la station SKB de Berrouaghia » en collaboration avec la centrale électrique de Berrouaghia.

Pour réaliser notre travail, on a partagé ce mémoire en cinq chapitres :

On a commencé tout d'abord par une présentation de la centrale électrique de Berrouaghia. Le deuxième chapitre consiste à une description générale de la turbine à gaz SIEMENS V94.3A(2).Le troisième chapitre est consacré à l'étude détaillée des cycles de puissance.

Le quatrième chapitre présente les différentes techniques utilisées pour valoriser les pertes d'énergie. Un intérêt particulier est donné à la technique de la régénération qui est adoptée dans ce travail.

Le dernier chapitre est la partie réservée aux calculs ; deux exemples seront traités afin de quantifier l'énergie à récupérer.

A la fin, on achève notre travail par une conclusion générale.

I.1- Présentation de la centrale :

La centrale électrique de Berrouaghia, est très importante de par son positionnement graphique se situant dans la wilaya de Médéa. La ville de Berrouaghia se situe à 130 km environ au sud-ouest de la capitale Alger. Elle se situe à 928m d'altitude au-dessus du niveau de mer.

Cette centrale électrique est composée de deux groupes dont chacun se compose de deux unités ; une turbine à gaz SIEMENS V94.3A(2) d'une puissance de 271 MW chacune, qui peut fonctionner soit avec du gaz naturel appelé combustible principal et aussi avec du gas-oil qui est appelé combustible de secours et un générateur SIEMENS TLRI50-16.5.

Les groupes sont installées dans des enceintes appelées « package » dans une salle de machine commune ventilée et insonorisée avec une exploitation à partir d'une salle de commande centralisée qui donne accès à différents tableaux de commande (Figure(I.1)).

La centrale électrique de Berrouaghia a réussi son premier allumage de la turbine à gaz de la première unité le 15/05/2007 et pour la deuxième unité le 21/06/2007.

La date initiale de la mise en service industrielle étaient fixé au 21/09/2006 pour la 1 ére unité et le 21/10/2006 pour la 2 éme unité. L'exploitation commerciale le 30/11/2007.

Les fournitures des équipements sont d'une conception bien approuvée, apte à fonctionner aux conditions de marche de service de base et de pointe pour les conditions spécifiques du site. Les groupes peuvent démarrer rapidement à partir de l'état de froid et à absorber les gradients de température importants en régime transitoire après un déclenchement rapide. Ils sont prévus aussi pour ce type d'installation et nécessitent un faible entretien. Les matériaux utilisés sont conçus de telle façon à résister à la corrosion et à l'érosion.

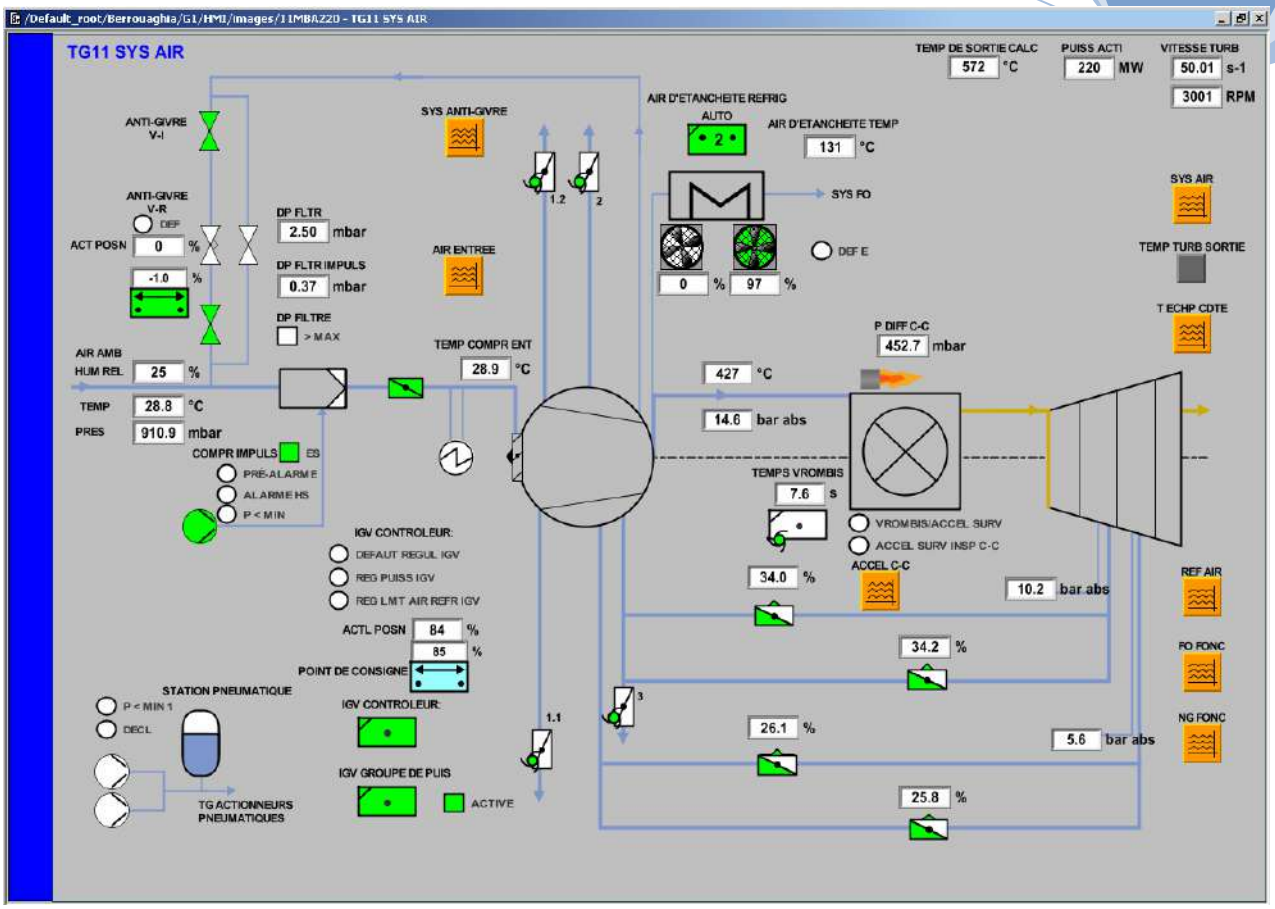
Les conditions nominales du site sont :

Température moyenne : 15.5C°

Humidité relative : 67%

Pression atmosphérique : 0.906 bars

Altitude : 928m



Figure(I.1) : tableau de commande de la salle de contrôle [1]

I.2 Description de la centrale :

I.2.1 Unités de production d'électricité :

La Centrale électrique à cycle simple à turbines à gaz de 2x271 MW (ISO) est dotée de :

- deux (02) Turbine à gaz SIEMENS du type V94.3A(4) SGT5-4000(E)
- deux Alternateurs SIEMENS (WESTING HOUSE-USA) du type sGen5-1000A d'une puissance de 308 MVA et d'une tension de 16.5KV par groupe
- des systèmes auxiliaires dimensionnés de manière à permettre une marche en service de base continu à savoir :
  - ✓ système de filtration de type autonettoyant de l'air d'admission à la turbine.
  - ✓ système auto réfrigérant huile/air de l'huile de la turbine.
  - ✓ Système air comprimé basse pression avec compresseur, sécheur d'air et réservoir pour générer l'air nécessaire au système autonettoyant.
  - ✓ Système de ventilation du package turbine.
  - ✓ Skid final gaz de séparation / filtration.

- ✓ Système de l'huile de graissage, de soulèvement et de virage.
- ✓ Système de l'huile de commande hydraulique..
- ✓ Système hydraulique d'optimisation des jeux (HCO).
- ✓ Système de contrôle des vibrations et de la température des paliers.
- ✓ Système d'alimentation sans coupure 230 Vca pour l'instrumentation.
- ✓ Bâtiment de contrôle de puissance(PCC) avec :
    - Système de démarrage statique (SFC) avec auxiliaires.
    - Système d'excitation statique (SSE) de l'alternateur.
- ✓ Système d'échappement.
- ✓ Système de détection et d'extinction automatique au dioxyde de carbone pour le compartiment et les auxiliaires de la turbine et de l'alternateur.
- ✓ Système de contrôle des émissions (CO, O2, NOX, SO2)
- ✓ Disjoncteur de groupe.
- ✓ Jeu de barres sous gaines coaxiales.
- ✓ Transformateur auxiliaire de soutirage.
- ✓ Transformateur de puissance 16.5/225 KV et ses auxiliaire.
- ✓ Equipements de détection et de protection électrique.
    - Protection alternateur.

I.2.2Salle des machines :

La salle des machines est équipée avec les services :

1. Mécaniques : Eau et Air comprimé de service
2. Électrique : Éclairage
3. Moyens de manutention : Pont roulant
4. Système de Filtration et de Ventilation
5. Système d'extraction

I.2.3 système d'évacuation de l'énergie :

L'évacuation de l'énergie produite par chaque unité de production se fait aux bornes hautes tension de chaque transformateur principal relié directement à un poste 220 KV de GRTE via un système de sectionneurs, de câbles sous terrain et de disjoncteurs220KV.

I.2.4 Système de Contrôle Commande SPPA T3000 :

La centrale est conçue pour fonctionner de façon automatique, est équipé du système de contrôle commande distribué Télé perm XP plus (SPPA T3000), permettant l'automatisation générale à savoir :

- Contrôle
- Supervision
- Conduite
- Surveillance
- Archivage du processus

et assurant les fonctions de sécurité (protections) et les fonctions de régulation de la turbine (vitesse & puissance).

I.2.5 Système d'Alimentation en Combustibles :

L'alimentation des turbines en combustible principal (gaz naturel) et de secours (gasoil) est assurée par deux systèmes

I.2.5.1 Système Gaz Naturel :

Le poste gaz, alimenté par le gazoduc en provenance de **Hassi R'Mel** sous une pression absolue allant de 33 à 71 bars, conditionne le gaz pour atteindre la pression de 28 bars requise par la turbine.

I.2.5.2 Système Gasoil :

Deux réservoirs, chacun d'une capacité de 10 000 mètres cubes, assure le maintien en service de la centrale avec une autonomie de 06 jours, en cas d'une interruption dans l'alimentation en gaz naturel.

I.2.6 Ouvrages Annexes communs pour les deux unités :

La centrale requiert les ouvrages annexes d'utilités dont notamment :

- Les systèmes auxiliaires de la centrale tels que :
  - Poste d'alimentation en gaz naturel
  - Station d'alimentation en gasoil
  - Système d'alimentation électrique principale (MT&BT) et de secours
  - Système de détection et de protection incendie
  - Système d'air comprimé de service et instrumentation
  - Groupes électrogène
  - Circuit de terre général
  - Système : Eau de service, Eau potable et Eau déminéralisée
  - Système gaz d'allumage de propane
  - Compteurs d'électricité aux bornes de l'alternateur, auxiliaires et usine.
  - Système de neutralisation des rejets
- Bâtiment administratif comprenant : les bureaux, la salle de contrôle, le local électrique, l'infirmerie et la cantine, équipés d'un système de ventilation et de conditionnement de l'air
- Deux (02) magasins, l'un pour les pièces lourdes et l'autre pour les pièces légères, équipés d'un système de ventilation et de conditionnement de l'air et de moyens de manutention
- Atelier d'entretien équipé de machines à outils, d'un système de ventilation et de conditionnement de l'air et des moyens de manutention (pont roulant, Clark…etc.)
- Poste de garde.
- Aménagement du site (Voies d'accès, clôtures, système anti-intrusion, éclairage et drainage).

II.1 Introduction :

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne, dont le rôle est la reconversion de L'énergie thermique due à la combustion d'un hydrocarbure en énergie mécanique (couple mécanique sur l'arbre de la turbine). La turbine à gaz prend l'air atmosphérique et le comprime dans son propre compresseur, augmente la puissance énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et convertie cette puissance en énergie mécanique utile pendant le processus de détente qui a lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement en puissance utile à une machine réceptrice
« Alternateurs, pompes centrifuges, compresseurs de gaz...etc.).

La turbine à gaz reste par excellence, la machine thermique la mieux sollicitée pour l'entrainement d'alternateur.

Dans la centrale électrique de Berrouaghia il existe deux (02) turbines SIEMENS V94.3A (2), qui sont utilisées pour l'entrainement des alternateurs afin d'assurer la production de courant électrique.

Dans cette étude, on s'intéresse à ce genre de turbine qui sont utilisées pour l'entrainement des alternateurs afin d'assurer la production de courant électrique.

Dans cette étude, on s'intéresse à ce genre de turbine qui est utilisées très largement dans les centrales électrique. Elles sont d'une grande importance pour assurer l'énorme demande en électricité actuellement.

II.2 Historique de la turbine à gaz :

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, en1911, 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 1960 : diminution du coût du gaz, utilisation des turbines à gaz se multiplie dans le domaine industriel notamment dans l'industrie pétrolière et de gaz.

II.3 Généralités sur les turbines à gaz

Une turbine à gaz, appelée aussi turbine à combustion, est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique (rotation d'un arbre) à partir de l'énergie contenue dans un hydrocarbure (fuel, gaz...).

Le turboréacteur est une turbine à gaz particulière qui utilise le principe de la réaction pour propulser certains types d'avions rapides.

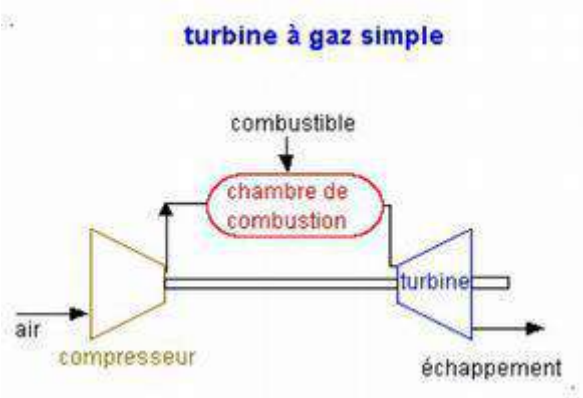


Figure (II.1) : Schéma de turbine à gaz simple [2].

II.3.1 Classification des turbines à gaz :

II.3.1.1 D'après le mode de construction :

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

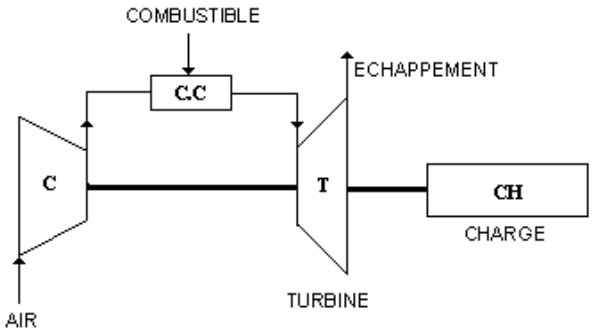


Figure (II.2) : schéma de turbine mono-arbre [3]

- **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 BP deuxième étage sert à entraîner l'organe récepteur (Ex : les compresseurs).

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

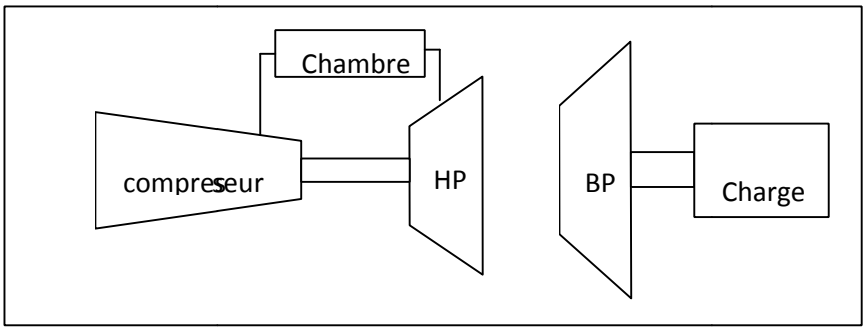


Figure (II.3) : schéma de turbine à gaz bi-arbre [3]

II.3.1.2 D'après le mode de travail :

- **Turbine à action :**

(Transformation thermodynamique du fluide se fait uniquement dans aubages fixes).

Les aubes mobiles n'ont qu'un rôle à jouer, c'est de transformer l'énergie cinétique acquise par la détente au rotor. L'évolution des gaz dans la roue se fait sans variation de pression statique (P2 = P3).

- **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.à.d. qu'une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique.

L'évolution des gaz dans la roue se fait avec variation de la pression statique $P_1 > P_2 > P_3$.

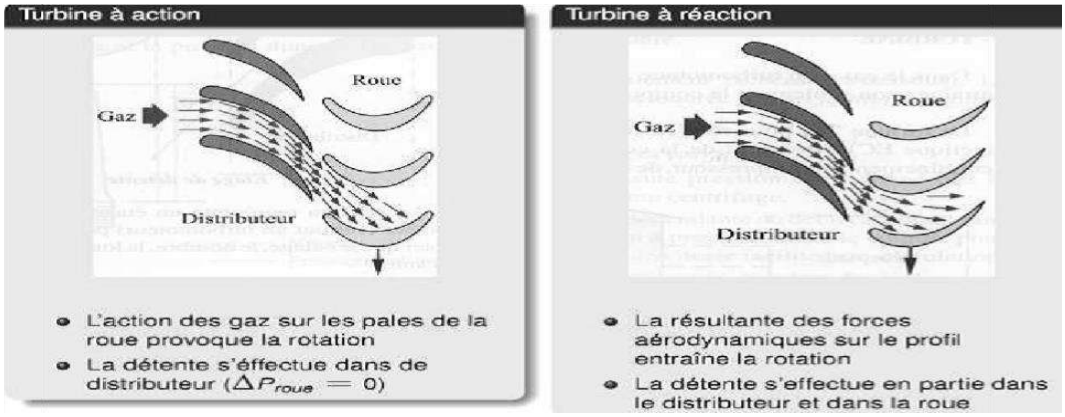


Figure (II.4) : Schéma de turbine à action et turbine à réaction [3]

II.3.1.3. D'après le mode de fonctionnement thermodynamique :

La turbine à gaz à cycle ouvert dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère. Ce type de turbines, qui est le plus répandu, se divise en deux classes : Turbine à cycle simple et turbine à cycle avec régénération ou mixte.

- **Turbine à cycle simple** : c'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique après la détente les gaz possédant encore un potentiel énergétique sont perdus dans l'atmosphère à travers la cheminée.
- **Turbine à cycle avec régénération :** Les pertes de chaleur causées par les gaz d'échappement sont les plus importantes dans l'installation de turbine à gaz. Pour cela le rendement des installations de turbine à gaz peut être augmenté, en conduisant les gaz d'échappement dans un échangeur thermique où ils réchauffent l'air sortant du compresseur avant son entrée dans les chambres de combustion on récupère une partie de chaleur sensible de ces gaz qui se trouvait perdue dans l'atmosphère.

II.4 Domaines d'utilisation des turbines à gaz :

- **Applications terrestres et maritimes :** la production d'électricité, entraînement des machines, cogénération, propulsion des navires.
- **Applications aéronautiques :** élément principale dans les avions pour produire la poussé et entraîner les hélices.

II.5 Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz :

La turbine à gaz est un moteur thermique réalisant les différentes phases de son cycle thermodynamique dans une succession d'organes traversés par un fluide moteur gazeux en

écoulement continu. C'est une différence fondamentale par rapport aux moteurs à pistons qui réalisent une succession temporelle des phases dans un même organe (généralement un cylindre).

Dans sa forme la plus simple, la turbine à gaz fonctionne selon le cycle dit de Joule comprenant successivement et schématiquement :

- une compression adiabatique qui consomme de l'énergie mécanique.
- un chauffage isobare comme pour un moteur Diesel.
- une détente adiabatique jusqu'à la pression ambiante qui produit de l'énergie mécanique.
- un refroidissement isobare.

La turbine à gaz est le plus souvent à cycle ouvert et à combustion interne. Dans ce cas, la phase de refroidissement est extérieure à la machine et se fait par mélange à l'atmosphère. La turbine à gaz peut également être à cycle fermé et à combustion externe. Le chauffage et le refroidissement sont alors assurés par des échangeurs de chaleur. Cette disposition plus complexe permet l'utilisation de gaz particuliers ou de travailler avec une pression basse différente de l'ambiante.

Le cycle de base décrit plus haut peut être amélioré par différents organes complémentaires :

- récupération de chaleur à l'échappement : les gaz détendus en sortie de turbine traversent un échangeur pour préchauffer l'air comprimé avant son admission dans la chambre de combustion,
- compression refroidie : la compression comprend deux étages (ou plus) séparés par un échangeur de chaleur (air/air ou air/eau) refroidissant l'air. La puissance nécessaire à la compression s'en trouve réduite au bénéfice du rendement.
- combustion étagée : la détente comprend deux étages (ou plus) séparés par un ou des réchauffages additionnels. La puissance fournie est accrue d'où amélioration du rendement.

Les deux dernières dispositions visent à tendre vers des transformations isothermes en lieu et place des adiabatiques et se justifient surtout sur les machines à taux de compression élevé. Les trois dispositifs peuvent être réalisés indépendamment ou simultanément. Dans ce cas, on retrouve le cycle dit d'Ericsson qui comme le cycle de Stirling présente un rendement théorique

égal au rendement maximal du cycle de Carnot. Cette supériorité théorique par rapport aux cycles Otto et Diesel est cependant contrebalancée par l'impossibilité pratique de réaliser les transformations isothermes. Dans tous les cas, ces dispositifs sont réservés aux installations stationnaires du fait de l'encombrement et du poids des échangeurs gaz/gaz.

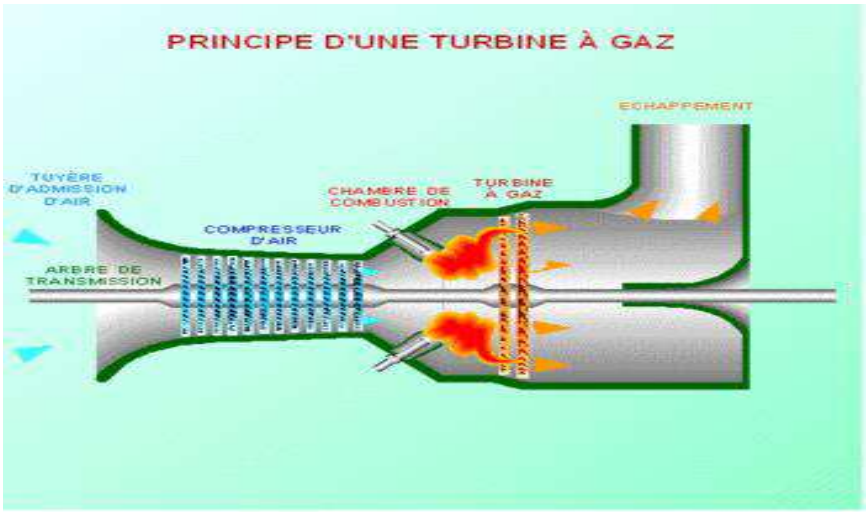


Figure (II.5) : Schéma de principe d'une turbine à gaz [2].

II.5.1Principes

Le compresseur (**C**), constitué d'un ensemble de roues munies d'ailettes, comprime l'air extérieur (**E**), simplement filtré, jusqu'à 10 à 15 bars, voire 30 bars pour certains modèles.
Du gaz (**G**), ou un combustible liquide atomisé, est injecté dans la chambre de combustion (**CC**) où il se mélange à l'air compressé et s'enflamme. Les gaz chauds se détendent en traversant la turbine (**T**), ou l'énergie thermique des gaz chauds est transformée en énergie mécanique, la dite Turbine est constituée d'une ou plusieurs roues également munies d'ailettes et s'échappent par la cheminée(**Ec**) à travers un diffuseur.

Le mouvement de rotation de la turbine est communiqué à l'arbre(**A)** qui actionne d'une part le compresseur, d'autre part une charge qui n'est autre qu'un appareil (ou machine) récepteur (réceptrice) (pompe, alternateur...) accouplé à son extrémité droite. Pour la mise en route, on utilise un moteur de lancement (**M**) qui joue le rôle de démarreur. Le réglage de la puissance et de la vitesse de rotation est possible en agissant sur le débit de l'air en entrée et sur l'injection du carburant.

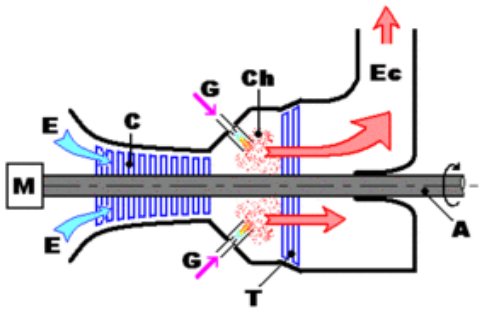


Figure (II.6) : Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz à compresseur axial [2].

II.5.2 Rendement d'une turbine :

Le rendement est le rapport du travail utile (travail de détente – travail de compression) à la chaleur fournie par la source chaude. Le rendement théorique croit avec le taux de compression et la température de combustion. Il est supérieur à celui du cycle Diesel car sa détente n'est pas écourtée.

Le rendement faible de la turbine à gaz (25 à 35%) est dû au fait que l'énergie fournie par le combustible est détournée par le compresseur ou perdue sous forme de chaleur dans les gaz d'échappement. Il est possible d'améliorer légèrement le rendement en augmentant la température dans la chambre de combustion (plus de 1200°C) mais on se heurte au problème de tenue des matériaux utilisés pour la réalisation de la partie turbine. C'est en récupérant la chaleur des gaz d'échappement (chauffage, production de vapeur...) que le rendement global de la machine peut dépasser 50%. On utilise alors la chaleur des gaz d'échappement (plus de 500 degrés) pour produire de la vapeur dans une chaudière. Une autre possibilité d'augmenter le rendement de la turbine, est de réchauffer les gaz en sortie des étages de compression (avant les chambres de combustion) en les faisant passer dans un échangeur situé dans le flux des gaz d'échappement.

II.6 Description de la Turbine à gaz SIMENSE V94.3A(2) :

La turbine à gaz est une turbine SIEMENS de type V94.3A, d'une puissance de 265,74 MW dans les conditions ISO, à quatre étages et constituée par plusieurs roues fixées sur un arbre unique qui entraîne également le compresseur et l'alternateur. Son système de combustion est constitué d'une chambre annulaire équipée de brûleurs de type 'bas-Nox' sans injection d'eau. Représente sur la (Figure (II.2)).

Le groupe turboalternateur comprend les principaux éléments suivants :

- Alternateur.
- Arbre intermédiaire.
- Compresseur.
- Chambre de combustion.
- Turbine.

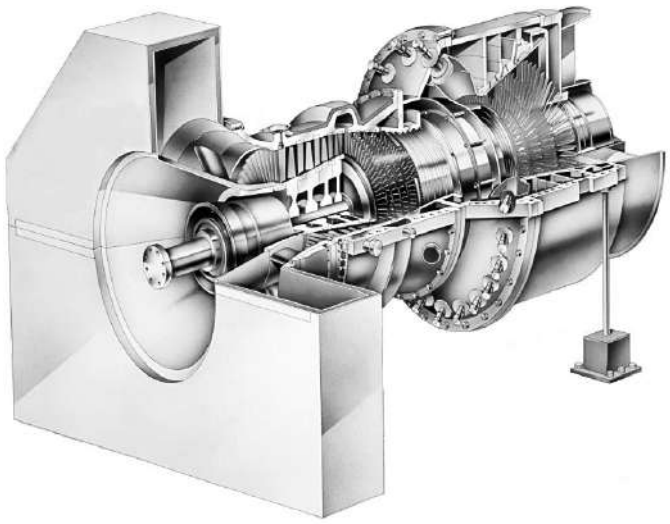


Figure (II.7) : Vue d'ensemble de la turbine à gaz SIEMENS V94.3A(2) [1].

II.6.1 Fonctionnement :

La fonction d'une turbine-générateur à combustion est de convertir l'énergie chimique contenue dans des combustibles fossiles en énergie électrique. Le moteur Siemens V94.3A est un turbo générateur à combustion qui est conçu et usiné pour fournir à l'utilisateur un système de génération d'électricité complet et en un seul bloc. Tous les composants et sous-systèmes sont soigneusement choisis et optimisés afin de former une centrale compacte, logée dans des enceintes, conçus pour résister aux conditions ambiantes tout autant que pour être esthétiquement plaisant.

La Turbine à combustion propose une construction modulaire pour faciliter l'expédition et l'assemblage. Le système est pré-monté jusqu'au degré maximum autorisé par les limitations d'expédition. Dans la mesure du possible, des sous-systèmes sont groupés et installés en sous-ensembles auxiliaires pour réduire au minimum l'espace d'assemblage. Ces sous-ensembles sont complètement assemblés et câblés à l'usine et exigent seulement l'interconnexion sur place. Des parcs à tiges sont fournis pour éliminer le besoin de tuyauterie supplémentaire pendant la construction. Tous les matériaux d'interconnexion entre les modules standards sont fournis. La turbine à combustion exige une alimentation électrique externe pour démarrer et pour le

système de contrôle réparti. Les turbines à combustion peuvent fonctionner indépendamment, simultanément avec d'autres unités, ou comme composant d'un cycle combiné La turbine à combustion comprend le matériel et sous-ensembles suivants : le filtre à air, la turbine à combustion, le générateur, le centre de commande de puissance (PCC : Power Control Center), les boîtiers électriques et les béquilles de support du système.

II.6.2 Base de conception :

Conçu pour à la fois un cycle simple et des applications de récupération de chaleur, le V94.3A peut opérer avec les carburants conventionnels pour turbine à combustion. La turbine à combustion V94.3A avec sa turbine à vapeur associée HE a une puissance nominale de 271 MW tout en maintenant un flux énergétique d'approximativement 9207 KJ/kWh en une opération de cycle simple. Le rendement net est d'environ 39.1% en fonctionnant avec du gaz naturel à 3,000 rpm. Le moteur du V94.3A consiste en en un compresseur à écoulement axial de 15 étages, d'une chambre de combustion équipée de 24 brûleurs, et d'une turbine à réaction à 4 étages.

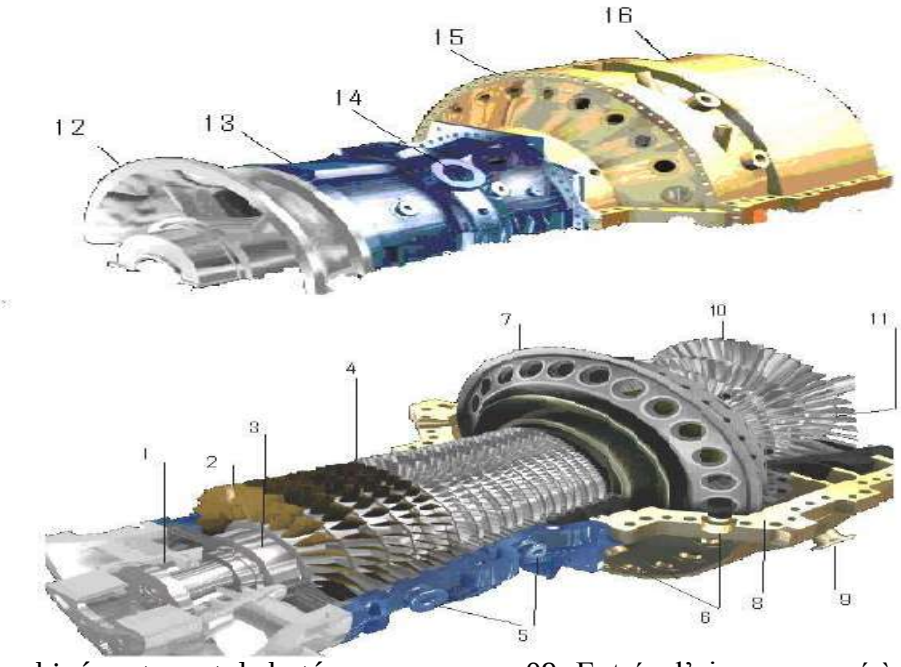
Le moteur de V94.A3 est conçu et construit pour la facilité de l'entretien et de l'inspection. Il est situé dans une enceinte spacieuse avec une passerelle des deux côtés. L'entretien et les inspections qui n'exigent pas l'enlèvement du cache de protection du moteur sont réalisés à l'intérieur et sans interruption de l'enceinte anti-intempéries. Le carter du moteur se compose de plusieurs sections indépendamment amovibles pour faciliter l'accès au moteur.

Le nombre d'opérations d'entretien et d'inspection qui peuvent être effectués sans enlèvement du cache de protection du moteur est maximisé. Par exemple, une trappe de trou d'homme est ouverte dans le couvercle sur le dessus et une autre au bas du corps de la chambre de combustion et de la coque extérieure. Les trous d'homme fournissent l'accès à la chambre de combustion pour l'inspection des tuiles, des brûleurs et du premier étage des aubes fixes et rotatives de la turbine.

Quand des caches doivent être retirés, tout a été pris en considération pour réduire la durée de la panne. L'aubage de la turbine et du compresseur peut être remplacé sans retirer le rotor et sans déranger les autres aubes. Les membranes des palettes de la turbine sont incurvées concaves et convexes pour desservir les pièces stationnaires de la turbine.

Les paliers lisses et les paliers de butées peuvent également être enlevés sans enlever le rotor. La construction du rotor à bi palier permet aux paliers lisses d'être facilement enlevés. Le palier lisse d'extrémité du compresseur et le palier de butée peut être enlevé sans retirer les caches de

cylindre. Le palier d'extrémité d'échappement peut être enlevé après avoir accédé au diffuseur d'échappement.



1- Palier combiné porteur et de butée,
2- Revêtement de 5 étages de compresseur,
3- Rotor,
4- Rotor compresseur 17 étages,
5- Canal d'air de soutirage,
6- Ensemble de brûleurs,
7- Chambre de combustion,
8- Enveloppe,
09- Entrée d'air compressé à la turbine,
10- Rotor Turbine 4 étage,
11- Palier porteur,
12- Gaine d'aspiration (diffuseur),
13- Enveloppe de compresseur,
14- Soutirage d'entée pompage,
15- Enveloppe de chambre de combustion,
16- Porte aube stationnaire de turbine.

Figure (II.8) : Enveloppe et le corps de la turbine V 94.3A [3].

II.6.3 Système d'aspiration :

L'entrée d'air dans les turbines à gaz a pour fonction de capter le fluide actif à l'infinité en amont de la machine pour le délivrer à l'entrée du compresseur dans les meilleurs conditions possibles ;c'est pour cela que le système d'aspiration est équipé des filtres à nettoyage automatique (système à filtres autonettoyant) par jets intermittents d'air comprimé bien éprouvée et apte à fonctionner aux condition de service spécifiées du site et assurer qu'aucune impureté ne soit absorbé par le compresseur.

Pour réduire le niveau sonore, la centrale est équipée d'un silencieux, les rangées d'écran du silencieux sont installées dans le caisson du silencieux. Le caisson est constitué d'une double paroi avec une entrée isolée acoustiquement est boulonnée au logement di filtre.

Pour satisfaire les exigences d'isolation, le système de prise d'air possède un design en sandwich avec une isolation intérieur de la canalisation inférieur jusqu'au silencieux.

II.6.3.1 Rotor :

Le rotor est l'élément mobile de la machine, il est constitué de disque supportant chacun une couronne d'aubes, de deux arbres creux et des (torques disk) (disque transmettant le couple), maintenus ensemble par un triant central précontraint .Disques, arbres creux et torques disk sont reliés par une denture Hirth. Cette denture assure d'une part le centrage des disques, tout en autorisant leur libre dilatation dans le sens radial, et d'autre part la transmission du couple.

Le rotor de la turbine est refroidi de l'intérieur. Une partie de l'air comprimé est prélevée de la veine d'air principale du compresseur pour refroidir les aubes mobiles de la turbine. Le rotor est dimensionné de façon à résister sans dommage à des vitesses instantanées pouvant atteindre 108% des valeurs ajustées de la vitesse de déclenchement.



Figure (II.9) : Rotor de la turbine V94.3A [3].

II.6.3.2 Stator :

C'est la partie fixe dans le turbo alternateur. Il supporte les directrices avec les aubes fixes et transmet les forces de réaction de l'écoulement et de la pression à l'enveloppe externe. Les aubes à orientations variables de la rangée d'aubes fixes permettant de réduire le débit masse aspirée. Cela améliore le rendement en charge partielle dans les centrales à cycle combiné et la stabilité de l'écoulement du compresseur lors des démarrages et des mises à l'arrêt.

II.6.4 Caractéristique de la turbine à gaz SIMENS V94.3(2) :

- Marque……V94.3(2)

- Fabricant…….SIEMENS
- Cycle……Simple
- Rotation de l'arbre……Anti-horaire
- Type de fonctionnement……Continu
- Vitesse nominale de l'arbre de puissance……3000tr/min

- Commande……TELPERM XP PLUS (SPPA T3000)
- Température à l'échappement …….. 580°C
- Température Chambre de combustion ……1250°C
- Température sortie Compresseur axial…… 390°C
- Rapport de compression (P sortie compresseur/P atm)……17(condition ISO)
- Puissance nominale GG(Input)……..271MW (condition ISO)
- Puissance nominale mécanique turbine…… 275MW (condition ISO)
- Système de démarrage …….. Moteur électrique
- Rendement thermique……≈39% (condition ISO)
- Débit de flux de gaz naturel ……..12.5Kg/S
- Atténuation du bruit…… Silencieux d'admission et d'échappement Selon les exigences locales

II.7 Eléments constituant une turbine à gaz :

II.7.1 Compresseur :

Le compresseur de type turbomachine est soit un compresseur axial, soit un compresseur hélicoïdal, soit encore un compresseur centrifuge, suivant la forme donnée à la veine fluide. Les compresseurs axiaux généralement employés pour les machines de forte puissance, où la minimisation du maître couple est un impératif, comportent une succession d'étages. Chaque étage est constitué d'un disque tournant muni d'ailettes et d'une rangée d'aubes fixes, l'ensemble des disques mobiles étant solidaire de l'arbre. La turbine fournit la puissance nécessaire à l'entraînement du compresseur. Le transfert d'énergie, depuis l'arbre vers le fluide, est assuré par l'ensemble des ailettes mobiles. Celles-ci impriment au fluide un moment cinétique dirigé dans le sens de rotation de l'arbre. Ce moment cinétique est ensuite annulé dans la rangée d'aubes fixes suivante.

Les aubages mobiles et fixes sont calés au bord d'attaque de façon à être dirigés au point de fonctionnement nominal de la machine, suivant la vitesse de l'écoulement repérée soit dans le référentiel tournant lié aux roues (cas des roues mobiles), soit dans un système d'axes fixe (cas des roues fixes). Le calage des aubages au bord de fuite est sélectionné de façon à imprimer au fluide la déviation souhaitée visant à créer un moment cinétique (cas des roues mobiles) ou, au contraire, à annuler ce moment cinétique (cas des roues fixes). L'ensemble des roues mobiles et des roues fixes contribue à l'accroissement de la pression. En effet, dans chaque roue mobile, le transfert d'énergie, depuis l'arbre vers le fluide, se trouve réalisé par accroissement simultané de l'énergie cinétique et de la pression. En complément, dans les roues fixes, l'excédent d'énergie cinétique est à son tour converti en un deuxième accroissement de la pression.

Le compresseur utilisé par la centrale est porté sur la Figure II.3 Ses caractéristique sont résumées comme suit :

- Nombre des étages du compresseur axial …… 15étages
- Type du compresseur …….. écoulement axial
- Plan de joint……..... bride horizontale
- Types d'aubes directrices d'entrée …… variable
- Pression a l'admission…….. 0.914bars
- Pression de refoulement……. environ 15 bars
- Vannes pivotantes à l'entrée……..... oui
- Prévision d'un dispositif anti pompage…….. oui

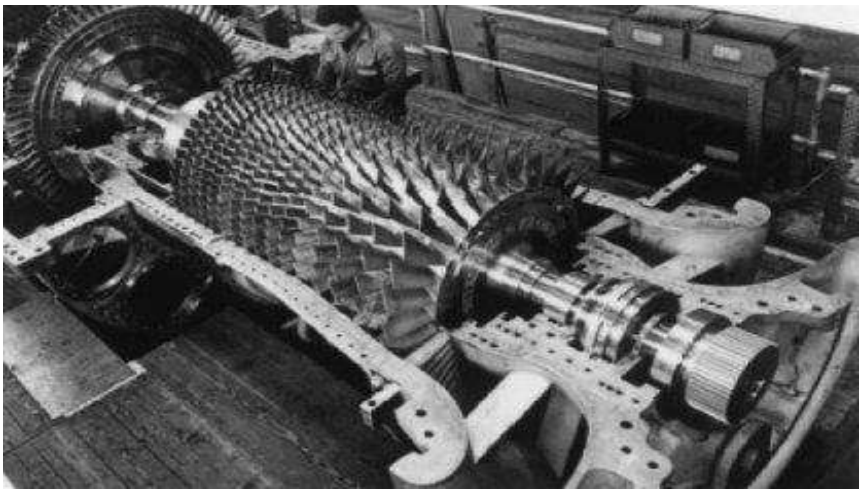


Figure (II.10) : Compresseur axiale [3].

II.7.1.1 Nettoyage du compresseur :

La fonction du système de nettoyage du compresseur est de nettoyer les premières rangées des aubages rotatifs et fixes du compresseur. Le nettoyage permet de retirer des substances, telles que poussière, sel, graisse, hydrocarbures, etc. qui se sont déposées sur l'aubage et diminuent le rendement de la turbine. Pendant le nettoyage du compresseur, la solution de nettoyage et l'eau de rinçage peuvent s'accumuler dans les points bas du châssis de la turbine, dans la tuyauterie de purge et dans la tuyauterie d'air de refroidissement. Le système de drainage permet le grainage manuel de ces liquides hors du système. Dans des conditions de fonctionnement normal, les premières rangées des aubes du compresseur sont encrassées par la présence de contaminants atmosphériques. Cet encrassement peut diminuer la circulation d'air dans le compresseur et la pression de décharge, ce qui augmente la température d'admission de la turbine et celle des gaz d'échappement, et par conséquent, diminue la puissance de la turbine.

L'encrassement du compresseur est indiqué par une diminution de pression de décharge du compresseur à vitesse et régime constants, ou par une réduction de capacité de régime avec une diminution correspondante de la pression de décharge du compresseur pour une vitesse donnée et une température ambiante d'arrivée d'air. Ces conditions indiquent très probablement que le compresseur est encrassé et que le nettoyage est nécessaire. Le système de nettoyage du compresseur distribue du détergent et de l'eau déminéralisée dans l'arrivée d'air du compresseur en vue de retirer les éléments contaminants sans endommager le métal d'aubage. Le système de lavage à eau est conçu pour être manuellement activé soit pendant le fonctionnement de la turbine (on-line) ou quand la turbine n'est pas en fonction (off line). Le nettoyage off line est plus efficace et c'est la méthode conseillée. Des évaluations de nettoyage du compresseur et les procédures de nettoyage devraient être réalisées conformément aux recommandations du manuel de fonctionnement et de maintenance de la turbine à gaz.

II.7.2 Chambre de combustion :

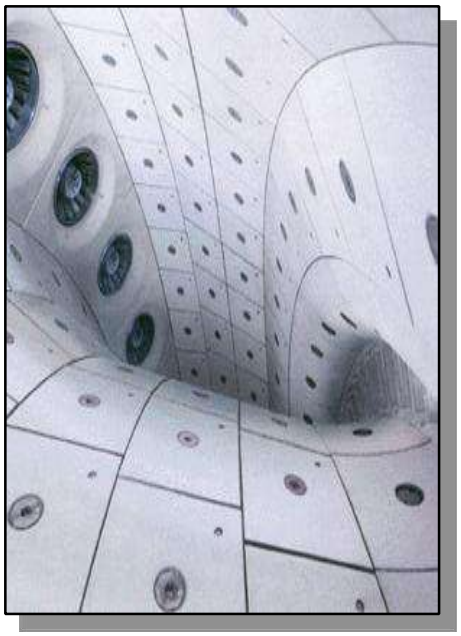
Dans le quelle un combustible gazeux ou liquide est injecté sous pression, puis brûle avec l'air comprimé. Les matériaux de constructions sont les alliages réfractaires nous avons trois types de chambre :

- **Tube de flamme :** très utilisée
- **Les chambres à silos :** des chambres séparées de l'axe, ont une grande taille leur avantage est de réduire les émissions de polluant Nox,

- **Les chambres annulaires :** comportent une seule enceinte annulaire avec des trous pour l'injection du carburant. Ce type permet d'obtenir une flamme courte et un meilleur rendement de combustion, utilisée en aviation



Vu externe



Vu interne

Figure (II.11) : Chambre de combustion [3].

La chambre de combustion comporte :

- L'enveloppe.
- Le tube à flamme (ou chemise).
- La pièce de combustion.
- L'injecteur de combustible.
- Les bougies d'allumage.
- Les détecteurs de flamme.
- Les pièces d'interconnexions.

II.7.2.1 Caractéristique de la chambre de combustion :

- Type ……chambre annulaire
- Nombre des bruleurs hybrides……24
- Combustible…….Gaz naturel et fuel (comme secours)
- Nombre de disposition d'allumages par bruleurs…….1

II.7.2.2 Bruleur hybrides :

Les bruleurs hybrides autorisent les modes de fonctionnement suivantes :

II.7.2.2.1 Marche au combustible gazeux :

-Mode diffusion par fonctionnement jusqu'à demi-charge.

-Mode pré mélangé pour fonctionnement entre environ la demi-charge et la pleine charge.

II.7.2.2.2 Marche au combustible liquide :

Les bruleurs de fioul en mode diffusion vaporisent le fioul de façon a ce qu'il puisse s'enflammer complètement dans la chambre de combustion.

II.7.2.3 Air de refroidissement des bruleurs :

Les conduites d'alimentation en fioul des bruleurs bicombustible sont raccordés ,a des tuyauteries d'air de refroidissement pendent les marches aux combustibles gazeux ou fuel en mode diffusion de l'aire froid passe dans les conduite de fuel, après avoir été refroidis (en cas de marche au fuel en mode diffusion , il ne traverse que la conduite d'alimentation du bruleur a mode pré mélange) avant de parvenir a la chambre de combustion, ou l'air :

- Assure l'étanchéité des conduites de fioul et empêche la formation dans ces conduites de mélange air/gaz inflammable.
- Refroidit les conduites de fioul et les injecteurs.

II.7.2.4 Système de contrôle de la chambre de combustion :

La chute de pression dans la chambre de combustion peut généralement être considéré comme une indication et elle est dépendante de la géométrie de la chambre de combustion celle-ci en fonction de l'usure ou de dommage du au changement dans la géométrie et la section transversale des fluide. C'est pour ces raisons que des instruments de mesure sont associés à la chambre de combustion :

- **Limiteur de pression :** c'est un instrument utilisé pour détecter une chute de pression. Si ces chutes descendent en dessous du seuil limites (5 secondes) l'alarme se déclenche.
- **Monitorage flamme :** Le combustible ne doit pas être débité a la chambre de combustion pendent une longue période sans que l'allumage ne se produise. Le but du monitorage des flammes est d'établir si le combustible est entrain de bruleur, sinon un blocage interrompt le débit du combustible.
- **Monitorage HUM :** les turbines à gaz ayant des hybrides, il peut se produire des instabilités de combustion se manifestant en tant qu'amplitudes de pression alternée augmentées dans la pression de la chambre de compression, dénommé HUM de la chambre de combustion.HUM est détecté par la mesure des amplitudes alternée de la pression dans la chambre, faite par deux émetteurs de pression et traitée dans un module électronique. Si les seuils sont dépassés, l'alarme «haute oscillation de pression dans la chambre de combustion» est déclenchée.
- **Monitorage température bruleur :**

  De rapides fluctuations de sortie du cours du fonctionnement provoquent la formation des flammes dans la section des bruleurs .dans ce cas, dénommé aussi retour de flammes, le retour est détecté par des thermocouples, si les températures mesures dépassent 150°C pendant un délai de temps égal au moins a une seconde, l'alarme «régime bloque» est déclenchée.

II.7.3 Turbine :

Les turbines axiales sont réservées pour les machines de forte puissance, tandis que les turbines centripètes sont utilisées pour les puissances modestes et dans les cas où la température des gaz de travail est modérée du fait que ces machines ne sont pas refroidies et que les calories sont drainées vers l'axe, donc vers les paliers.

Chaque étage de turbine axiale comporte une rangée d'aubages fixes ou distributeur destiné à créer un moment cinétique et une roue mobile munie d'ailettes. La fonction de la roue mobile est d'annuler le moment cinétique incident, ce qui entraîne la création d'un couple sur l'arbre de la turbine. Les aubages de la roue mobile sont de deux types : soit à action, soit à réaction. Dans le premier cas, la pression reste sensiblement constante à la traversée de la roue mobile, et la déviation des aubages est importante. La poussée axiale sur l'arbre est alors faible. Cette configuration est réservée aux coupes de pied des ailettes mobiles. La seconde disposition, qui donne une baisse de pression dans la roue, se rencontre sur les coupes de tête des aubages. La poussée axiale sur le rotor est alors conséquente.



Figure(II.12) : L'aubages de la turbine [3].

II.7.3.1 Caractéristiques de la turbine :

- Nombre des étages de la turbine ……4
- Vitesse nominale ……..3000 tr/min
- Taux de pression ……. (condition ISO)
- Directrice du deuxième étage ……..fixe

Les gaz chauds issus de la combustion se détente en passent par quatre étage d'aubes. Cette opération est suivie de la création d'une grande quantité d'énergie mécanique faisant entrainer le rotor de la turbine à gaz.

L'air de refroidissement des aubages de la turbine provenant du soutirage du compresseur protège les pièces de la turbine des échauffements excessifs et améliore leur résistance à la corrosion a haute température.il permet également de réchauffer les disques de la turbine après un démarrage a l'état froid.

II.7.3.2 Système de refroidissement de la turbine :

Le système de refroidissement de la turbine refroidit le rotor et l'aubage de la turbine sans faire appel à un système de refroidissement externe. L'aubage de la turbine doit être refroidi afin d'éviter un dépassement des températures admissibles des matériaux. Grâce à l'air de refroidissement qui l'environne de toute part, le rotor n'est pas soumis aux pointes de contraintes thermiques qui pourraient provoquer sa déformation lors des variations de charge due au démarrage rapide. Le fait de refroidir le rotor de la turbine avec de l'air venant du compresseur permet également de réchauffer les disques de la turbine après un démarrage de l'état froide.

Les différents étages de la turbine nécessitent de l'air de refroidissement est extrait du compresseur en différents points :

-Etage1 :L'air de refroidissement destiné au premier étage de la turbine est soutiré à l'échappement du compresseur

-Etage2 :L'air de refroidissement destiné au deuxième étage d'aubes fixes de la turbine est soutiré du quinzième étage du compresseur. Des conduites dirigent l'air du compresseur à l'enveloppe de la turbine. De là, il pénètre dans les aubes directrices par des orifices percés dans la porte d'aubes. Les zones mobiles sont refroidies par de l'air soutiré en aval du 15^{éme} étage du compresseur .Cet air pénètre dans les pieds des aubes par des orifices pratiqués dans le disque du rotor et dans le tube répartiteur d'air puis ressort par le sommet des pales.

-Etage3 : Les aubes du troisième étage sont refroidies de la même manière que celle du deuxième étage. Pour le refroidissement des aubes fixes, deux conduites amènent l'air soutiré du 10^{éme} étage du compresseur a l'enveloppe de la turbine. L'air destiné aux aubes mobile est soutiré du 14^{éme} étage du compresseur

-Etage4 : Une simple conduite amène l'air soutiré du 5^{éme} étage du compresseur à l'enveloppe de la turbine. De là, il parvient aux aubes fixes de la turbine de la même façon que pour les étages 2 et 3.Au 4 ^{éme} étage, seul le pied des aubes mobiles est refroidi par l'air venant du 14^{éme} étage du compresseur. L'air de refroidissement sert aussi d'air de barrage et empêche les gaz chauds de pénétrer dans les parties creuses de l'enveloppe de la turbine.

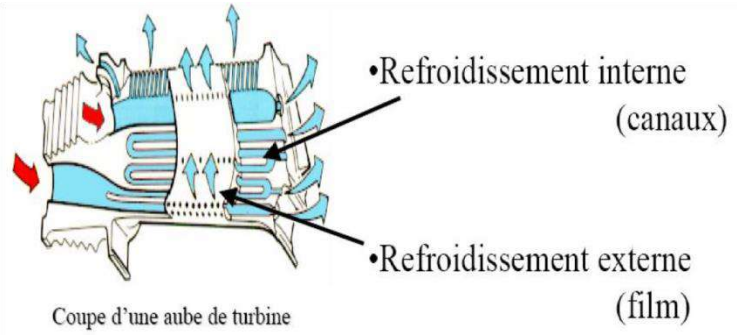


Figure (II.13) : Système de refroidissement des aubes [3].

II.8 Alternateur :

Les alternateurs électriques sont des dispositifs permettant de produire de l'énergie électrique à partir d'une autre forme d'énergie (mécanique).

II.8.1Différents composants :

Le générateur est constitué d'un rotor (partie tournante) et d'un stator (partie fixe).

- **Le rotor est l'inducteur :** Il peut être un aimant permanant, la régulation de la tension de sortie sera effectuée en régulant la vitesse de rotation de l'alternateur, c'est le principe de la dynamo de vélo qui est en fait un petite alternateur.
- **Le stator est l'induit :** Il est constitué d'enroulements qui vont le siège de courant électrique alternatif induit par le champ magnétique en mouvement de l'inducteur.

II.8.2 caractéristique de générateur SIEMENS TLRI50-16.5 :

- Type de l'alternateur……TLRI50-16.5
- Fabricant…….SIMENS
- Système électrique……..Triphasé
- Fonctionnement……..Continue
- Puissance apparente nominale……308MVA
- Facteur de puissance ……..Cosφ=0.8
- Fréquence nominale…….50Hz
- Variation de tension en marche nominale…….±7.5
- Tension nominale……..…16.5KV

- Rendement sous condition normale……98.60%
- Réfrigération
- Enroulement stator……Air
- Enroulement rotor……Air
- Enroulement fer stator……...Air

En plus l'alternateur de la centrale de Berrouaghia est utilisé comme moteur de démarrage pour la turbine à gaz au moyen du convertisseur statique de fréquence (SFC).Le SFC fait fonctionner la turbine à gaz à 70% de sa vitesse nominale au moment du démarrage, puis la turbine à gaz allumée accélère et atteint la vitesse nominale de 3000 rpm.

II.9 Caractéristique de gaz naturel et de l'air :

Sachant que le gaz naturel et le combustible principal pour le fonctionnement de la turbine, sauf en cas de problème technique d'acheminement de ce dernier.

Caractéristique de l'air

Constituants	%molaire
• Azote	0.79
• Oxygène	0.21

Caractéristique de gaz naturel

Constituants	%molaire
• Méthane CH_4	78,36
• Ethane C_2H_6	7,42
• Propane C_3H_8	2,88
• Butane C_4H_{10}	1,72
• Pentane C_5H_{12}	0,84
• C_6+	3 ,02
• Azote N_2	5,56
• Dioxyde de carbone CO_2	0,20
• Total	100

II.10 Système axillaires :

Les systèmes auxiliaires d'une turbine à gaz sont très importants, car la continuité de service et la durée de vie de la turbine dépendent en grande partie de leurs caractéristiques de précision, rapidité et leurs temps de réponse la majorité de l'équipement auxiliaire mécanique et électrique nécessaires au lancement et au fonctionnement de la turbine à gaz est rassemblée dans le compartiment des auxiliaires. Ce compartiment et l'équipement qui lui est propre sont montés sur le même soc le que la turbine.

De nombreux systèmes auxiliaires interviennent pour le fonctionnement de la turbina à gaz plusieurs de ces systèmes possèdent des auxiliaires ou des mécanismes spéciaux qui sont regroupés au sein des systèmes auxiliaires, à savoir : les systèmes de lancement, d'alimentation, de lubrification et les systèmes hydrauliques et d'eau de refroidissement.

II.10.1Systéme de drainage :

La fonction du système de drainage est d'évacuer les solutions de nettoyage qui s'écoulent de la turbine à combustion durant le nettoyage du compresseur, ainsi que d'évacuer toute trace de combustible liquide de l'unité après un démarrage raté du système de combustible liquide. La solution de nettoyage et l'eau projetée dans le compresseur pendant le nettoyage se rassemblent dans les points bas du compresseur et de la turbine. Le système de drainage est conçu pour éliminer ces liquides avant de redémarrer le compresseur.

II.10.2 Système d'eau de Rinçage :

Le système d'eau de rinçage fournit une quantité suffisante d'eau déminéralisée nécessaire à différentes fonctions. L'eau de rinçage est nécessaire à chaque fois que le système de Pré mélange de fioul de la turbine à gaz ou le système de diffusion de fioul sont à l'arrêt. Le rinçage nettoie respectivement les bruleurs à combustible liquide et empêche le cokage de tous résidus encore présents. L'eau de rinçage peut être également utilisée pour diverses opérations de refroidissement et de remplissage du système de combustible liquide.

II.10.3 Système de distribution électrique :

L'appareillage électrique est conçu pour assurer une disponibilité et une fiabilité élevées de la centrale dans tous les modes de fonctionnement.

La sortie de la turbine génératrice 16.5 kV est branchée par un rupteur de sortie de générateur vers le transformateur élévateur de 16.5/225 kV puis vers le poste d'interconnexion de 225kV.

La puissance de 6600 VAC nécessaire à la turbine de combustion est fournie par le commutateur VAC. L'appareillage de commutation de 6600 VAC est actionné à partir des transformateurs auxiliaires ou via des interconnexions avec la deuxième unité. L'appareillage de commutation de6600 VAC approvisionne le transformateur de 6.6/2.5 kilovolts pour le convertisseur de fréquence de démarrage (Start Up Frequency Converter - SFC), le transformateur de 6600/480 V pour le matériel statique d'excitation (Static Excitation Equipment - SEE), les transformateurs abaisseurs400 VAC et un meilleur auxiliaire et équilibrage des moteurs de pompes de la turbine à combustion. Pour fournir les charges les plus essentielles quand d'autres sources de puissance ne sont pas disponibles, les liaisons 6.6kV peuvent être fournies par quatre générateurs diesel de secours. Les liaisons 400VAC fournissent les charges de 400 VAC des turbines à combustion et à vapeur. Les liaisons 400 VAC fournissent également les liaisons de 230/24 Volts DC à travers des chargeurs de batteries et des convertisseurs. Les alimentations d'énergie des chargeurs de batterie peuvent être actionnées à partir des différentes liaisons 400V de sorte que deux rupteurs d'alimentation fournissent la puissance aux batteries pour des raisons de fiabilité. En cas de perte de courant alternatif, la puissance de 230/24 volts est rétablie pour arrêter sans risque les turbines à combustion et à vapeur.

II.10.4 Système de lubrification et de soulèvement :

La fonction du système de lubrification est de fournir une alimentation ininterrompue d'huile filtrée à la température et à la pression exigées en vue de répondre aux exigences de lubrification et de refroidissement des roulements de la turbine à vapeur, du générateur et de la turbine à combustion. Le système de lubrification :

- Elève l'arbre avec l'huile de soulèvement lorsque la turbine tourne à faible vitesse
- Fournit le liquide fonctionnement pour le vireur hydraulique de la turbine à combustion
- Maintient le vide d'air dans la tuyauterie de retour et le réservoir pour éviter les fuites d'huile et de vapeur.
- Refroidit l'huile pour évacuer la chaleur produite par la friction, les pertes de charges et la chaleur de l'arbre de la turbine.

Le système de lubrification est conçu pour fournir un débit adéquat d'huile lubrifiante tout en maintenant les températures de l'huile des roulements entre approximativement 43°C et 54°C.

Les pompes d'huile lubrifiante sont conçues pour fournir une pression de décharge (d'évacuation) d'approximativement 5.5 bar. L'activation automatique de la pompe d'urgence et/ou de secours, des alarmes et du débrayage de la turbine est prévue lors de pertes de pression d'huile de lubrification.

Le système est également conçu pour soulever l'arbre pendant les périodes de basse vitesse d'axe pour protéger les roulements et pour faire tourner le rotor à de basses vitesses pour empêcher le cambrage du rotor.

II.10.5 Système de Gaz Combustible :

Le fonctionnement du système de gaz combustible est de fournir un écoulement précisément dosé de gaz propre, sans humidité, naturel, sous pression constante, à la turbine à combustion pendant la mise en route, les exécutions normales et l'arrêt. Ce système contrôle l'écoulement du gaz vers les brûleurs de diffusion, à prémélange et les brûleurs de gaz pilote.

La turbine à combustion exige une alimentation en gaz naturel à une pression d'approximativement 24.8 bars à l'entrée. Le circuit d'alimentation en gaz combustible fournit du gaz propre et sans humidité au système d'alimentation en gaz d'essence. Le gaz naturel est fourni à travers des filtres à gaz séparateurs au système de gaz combustible dans l'enceinte de la turbine. A l'entrée du système, le gaz est réglé et distribué à trois rampes de distribution rondes pour l'introduction dans la chambre de combustion de la turbine à gaz.

II.10.6 Système de Combustible Liquide (fioul) :

Le système de gaz combustible alimente les brûleurs en combustible liquide et contrôle la quantité de combustible liquide injecté dans les chambres de combustion durant le démarrage, le fonctionnement et l'arrêt. Pendant un déclenchement de la turbine à gaz ou l'arrêt, le système de fioul arrête rapidement et de façon fiable le débit de fioul vers les chambres de combustion.

II.10.7 Système de Gaz d'Allumage :

La fonction du système de gaz d'allumage est de générer les flammes d'allumage pour allumer le combustible liquide lorsque la turbine à gaz est démarrée en fioul. Le système est conçu de telle façon qu'il alimente la turbine à gaz en propane comme source d'allumage afin de réussir l'allumage de fioul pour un démarrage de la turbine au fioul.

II.10.8 Système d'Air d'Etanchéité :

Le système d'air d'étanchéité fournit de l'air froid provenant de la sortie du compresseur aux brûleurs de combustible liquide pendant le fonctionnement au gaz combustible. Les turbines à gaz équipées de brûleurs de fioul et qui fonctionnent également au gaz combustible

ont besoin d'un débit d'air froid provenant de la sortie du compresseur et passe par les lances du brûleur afin d'empêcher la surchauffe et d'abimer les becs du brûleur. L'air d'étanchéité empêche la recirculation de gaz chauds qui peut se produire durant le fonctionnement au gaz naturel.

La recirculation de gaz chauds peut abîmer la tuyère de combustible liquide. L'air de sortie du compresseur est refroidi et doit atteindre une réduction de température nécessaire. Un échangeur de chaleur d'air froid permet de refroidir l'air provenant du compresseur.

II.10.9 Système d'Huile Hydraulique :

La fonction du système d'huile hydraulique est de fournir le liquide hydraulique pressurisé et filtré pour le fonctionnement des soupapes de contrôle et d'arrêt du gaz combustible.

Du liquide hydraulique est fourni par un package complet avec le réservoir, les pompes, le refroidisseur, les soupapes de décharge, les accumulateurs et les filtres. Le système est conçu pour fournir le liquide hydraulique à une pression de système nominale de ~ 160 bars. Les pompes à compensation de pression et à cylindrée variable sont conçues pour maintenir une pression constante contre des fluctuations de système dues aux conditions de commandes intermittentes de soupape. Les accumulateurs réduisent au minimum les variations de pression du système.

Le système contient également les pompes de conditionnement de circuit fixées à chaque pompe hydraulique principale pour faire circuler l'huile pour le refroidissement et le filtrage.

II.10.10 Systèmes d'Air de la Turbine :

Les systèmes pneumatiques de turbine à gaz se composent de cinq systèmes séparés mais intimement liés. Les fonctions de ces cinq systèmes pneumatiques de turbine à gaz sont comme suit :

- **Le système d'arrivée d'air :**

Fournit l'air propre et atmosphérique à l'entrée du compresseur. En outre, le système protège le compresseur contre les dommages causés par un objet étranger, réduit la turbulence, et atténue le niveau de bruit d'air du compresseur. Le système effectue la déshumidification à proximité de la canalisation de prise d'air pendant des périodes d'arrêt pour prévenir la corrosion des composants sensibles à l'humidité.

Le système chauffe également l'arrivée d'air pour empêcher le gel sur les filtres pendant les conditions de basse température et d'humidité élevée.

- **Le système de Purge (Blow Off) du Compresseur :**

Fournit un contrôle volumétrique de la circulation d'air dans le compartiment du compresseur pendant le démarrage, l'arrêt et pour des utilisations en fréquence pour prévenir d'éventuels pompages du compresseur.

- **Le Système d'Air de Refroidissement de la Turbine :**

Permet le refroidissement direct des composants internes de la turbine à gaz, fournit l'air d'étanchéité afin d'empêcher la dérive des gaz loin des aubes et des palettes ainsi que l'air pour le tambour d'équilibrage de l'arbre de la turbine.

- **Le système pneumatique CT :**

Fournit de l'air propre et pressurisé aux clapets d'échappement. Des quantités suffisantes d'air, aux températures et aux pressions correctes sont vitales à l'exécution appropriée de la turbine à gaz et des systèmes associés. Les systèmes d'air de la turbine sont conçus pour fournir et contrôler l'écoulement d'air en vue de répondre aux exigences opérationnelles de fonctionnement de la turbine à gaz.

II.10.11 Système de Commande SPPA-T3000 :

La fonction du système de commande T3000 est de permettre une gestion totale du contrôle du processus. Le T3000 intègre la surveillance de la centrale, une commande continue, la logique séquentielle et les systèmes de gestion de lots dans un réseau unique. Le T3000 permet la surveillance et le contrôle du processus, le calcul et l'analyse, et les interfaces homme/machine requis pour le fonctionnement des turbines de la centrale, des alternateurs et les équipements.

III.1 Introduction

On appelle machine thermique toute machine qui échange avec le milieu extérieur de l´énergie sous forme de travail ou sous forme de chaleur. Parmi ces machines, on peut distinguer :

- **les machines de puissance** : ont comme but la production de travail.
- **les machines frigorifique** : ont comme but la production de froid. Dans ce chapitre, on va occuper seulement des cycles de puissance utilisés en installations énergétiques.

III.2 Cycles de puissance

Certains générateurs de puissance comme la centrale thermique à vapeur opèrent effectivement selon un cycle, c.-à-d. que le fluide actif retourne à son état initial après avoir subi un ensemble de transformations. Par contre, les moteurs à combustion interne (moteurs volumétriques et turbines à gaz) n'opèrent pas à proprement parler selon un cycle, puisque le fluide actif quitte le dispositif dans un état différent (composition et/ou conditions de pression/température) de celui dans lequel il est entré.

Dans ces derniers cas, il s'avère néanmoins intéressant d'analyser les performances de cycles idéalisés qui approximent le processus réel. C'est l'approche qui sera suivie dans ce chapitre et le suivant. Le fluide actif sera soit une substance à changement de phase, soit un gaz, que l'on considérera comme parfait.

Tous les cycles des installations productives de travail mécanique qui sera utilisé directement ou transformé en d'autres formes (forme électrique par exemple). On peut les classer selon différents critères ; le fluide moteur, le procédés de combustion et le type de système. [8]

III.2.1 le fluide moteur : on distingue les cycles à vapeur et les cycles à gaz.

- **Cycles à gaz :** le fluide moteur reste toujours à l'état gazeux.
- **Cycles à vapeur** : le fluide moteur se trouve parfois à l'état vapeur.

III.2.2 le procédé de combustion :

On distingue les cycles à combustion interne et les cycles à combustion externe.

- **cycles à combustion interne** : le rapport de la chaleur se passe à l'intérieur de la machine.
- **cycles à combustion externe** : la conversion de l'énergie à l'extérieur du cylindre dans la chaudière par exemple.

III.2.3 le type de système : on distingue les cycles ouverts, et les cycles fermés.

- **cycle ouvert :** le fluide moteur revient à son état initial en fin de cycle, mais il ne sera pas introduit à nouveau (moteur à combustion interne).
- **cycle fermé** : le fluide moteur revient à son état initial pour être introduit à l'admission

III.3 le cycle de Carnot

Un cycle de Carnot est un cycle réversible ferme constitue de deux isentropiques et de deux isothermes sans transfert thermique interne.

La réversibilité impose qu'il n'y ait pas de transfert thermique avec baisse de température. Donc les transformations avec transfert thermique ne peuvent être que des isothermes, les autres transformations du cycle ´étant des adiabatiques.

On peut en déduire qu'un cycle moteur diatherme réversible, sans transfert thermique interne, ne peut être constitue que d'isothermes et d'isentropiques : c'est nécessairement un cycle de Carnot.

Les transformations constituant le cycle de Carnot sont accomplies dans l'ordre suivant :

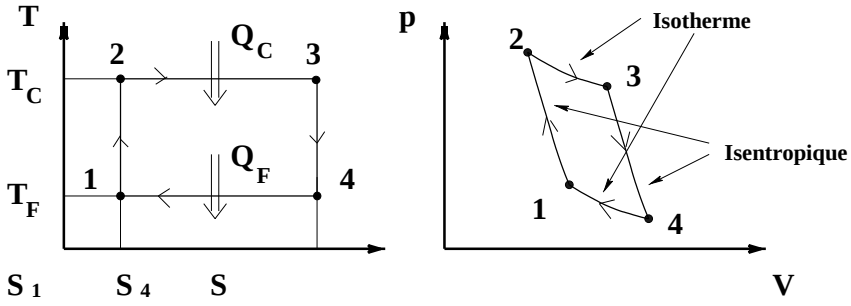
1 → 2 une compression isentropique qui porte la température de l'agent thermodynamique à celle de la source chaude T_C

2 → 3 une transformation isotherme réversible `a la température $T_C$ ou` le système prélevé ou cède Q_C `à la source chaude

3 → 4 une détente isentropique qui amène la température de l'agent thermodynamique à celle de la source froide T_F

4 → 1 une transformation isotherme réversible qui ramène le système dans son ´état initial et par laquelle Q_F est rejetée ou prise à la source froide

Deux diagrammes différents sont possibles (figures et se différencient par le sens de rotation du cycle selon qu'on utilise un cycle moteur ou un cycle de machine frigorie.



Figure(III.1) : Cycle de Carnot d'un moteur dans les diagrammes (*T*, *S*) et (*p*, *V)* [4].

III.4 Cycle de puissances à vapeur

Les principaux cycles utilisés dans les installations motrices à vapeur, qui servent aujourd'hui essentiellement à la production centralisée d'électricité. Il s'agit du cycle de Rankine (effet de la pression et de la température, avec surchauffe, resurchauffe et avec régénération) et des variantes qui y sont apportées pour en optimiser le rendement.

III.4.1Le cycle de Rankine

Le cycle idéal correspondant à une centrale thermique élémentaire à vapeur d'eau est le cycle de Rankine voir la figure (III. 2).Les évolutions qui composent le cycle sont :

1–2 : un pompage adiabatique et réversible effectué par la pompe ;

2–3 **:** un échange de chaleur à pression constante dans la chaudière ;

3–4 **:** une détente adiabatique et réversible dans la turbine (ou dans un autre générateur de force motrice comme une machine à vapeur) ;

4–1 **:** un échange de chaleur à pression constante dans le condenseur.

Le cycle de Rankine inclut aussi la possibilité de surchauffer la vapeur comme dans le cycle1-2-3'-4'-1

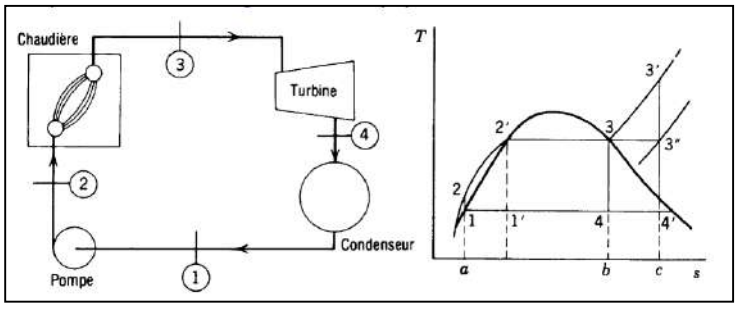


Figure (III.2) : schéma et diagramme entropique de cycle de Rankine [4].

Le rendement d'un cycle thermodynamique d'un cycle de puissance est défini commele rapport entre l'énergie utile et l'énergie payante, donc on peut écrire (le 1^{ére} principe de la thermodynamique)

$$\eta = \frac{Wnette}{Qc} = \frac{\text{aire } 1-2-2'-3-4-1}{\text{aire a}-2-2'-3-\text{b}-\text{a}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (III.\,1)\ [4]$$

Bien que le cycle de Rankine a une efficacité inférieure à l'efficacité de Carnot en raison de la production d'entropie lors du chauffage en phase liquide 2 – 2', le rendement exégétique du cycle de Rankine est en général très bon (supérieur à 80%). La compression en phase liquide se réalise très facilement et avec une énergie beaucoup plus faible.

III.4.2 Effet de la pression et de la température sur le cycle de Rankine

III.4.2.1Effet de la pression de condenseur : On veut examiner l'influence d'une baisse de la pression de condenseur.

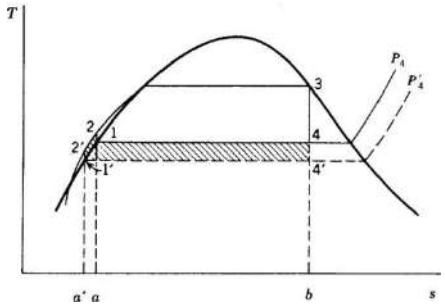


Figure (III.3) Effet de la pression à l'échappement sur le rendement du cycle de Rankine [4].

On observe que le travail net augmente de la surface hachurée, alors que la chaleur fournie à la vapeur augmente de l'aire *a*-2'-2-*a*-*a*'. Ces deux aires étant approximativement égales, l'efficacité thermique augmente.

Mais le titre en vapeur à l'échappement 4' diminue. En pratique, pour les turbines à vapeur, on ne doit pas dépasser une teneur en eau de 10% (diminution de rendement, érosion).

III.4.2.2 Effet de la surchauffe : Considérons à présent l'effet de la surchauffe

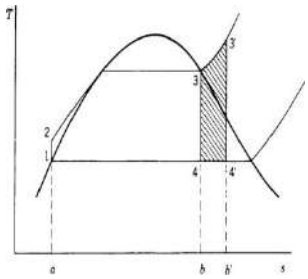


Figure (III.4) : Effet de surchauffe sur le rendement du cycle de Rankine [4].

Le travail augmente de l'aire hachurée, et la chaleur de l'aire 3 – 3'–*b*'–*b*– 3. L'effet net est une augmentation de l'efficacité, correspondant au fait que la température moyenne lors du chauffage augmente. De plus, la teneur en eau à l'échappement diminue.

Mais en raison de l'augmentation des irréversibilités (la totalité du chauffage est cette fois irréversible), le rendement exégétique diminue.

III.4.2.3 Effet de la pression maximale : On considère à présent l'effet d'une augmentation de pression maximum, à température maximum et à pression de condenseur constantes.

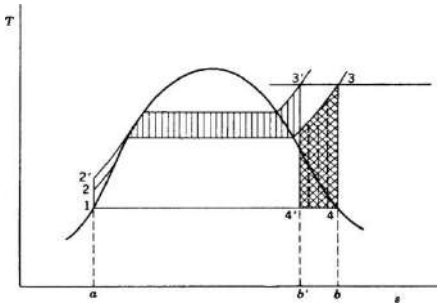


Figure (III.5): Effet sur le rendement du cycle de Rankine de la pression dans la chaudière [4].

Le travail net augmente de la surface hachurée verticalement et diminue de la surface aux hachures croisées, de sorte qu'il reste à peu près constant. Par ailleurs, la chaleur rejetée diminue de l'aire 4'-4-*b*-*b*'-4', de sorte que l'efficacité et le rendement exégétique augmentent tous deux. Mais la teneur en eau à l'échappement augmente.

III.4.3Le cycle à resurchauffe

Dans le dernier paragraphe de la section précédent, nous avons noté que le rendement des cycles de Rankine pouvait être augmenté par l'accroissement de la pression pendant l'addition de chaleur.il en résulte cependant une augmentation de la teneur en eau de la vapeur dans la partie à basse pression de la turbine. On a donc mis au point un cycle à resurchauffe afin de tirer avantage de l'accroissement du rendement par des pressions plus élevées tout en évitant une humidité excessive dans les étages à basse pression de la turbine.

La figure (III.6) représente un schéma de ce cycle et le diagramme T-S correspondent. L'aspect particulier de ce cycle consiste à détendre la vapeur d'eau jusqu'à une pression intermédiaire dans la turbine, puis à la resurchauffé dans la chaudière, pour ensuite la détendre dans la turbine jusqu'à la pression d'échappement.

On voit d'après le diagramme T-S que l'augmentation de rendement par suite de la resurchauffe de la vapeur est minime, puisque la température moyenne à laquelle s'effectue l'addition de chaleur varie très peu.

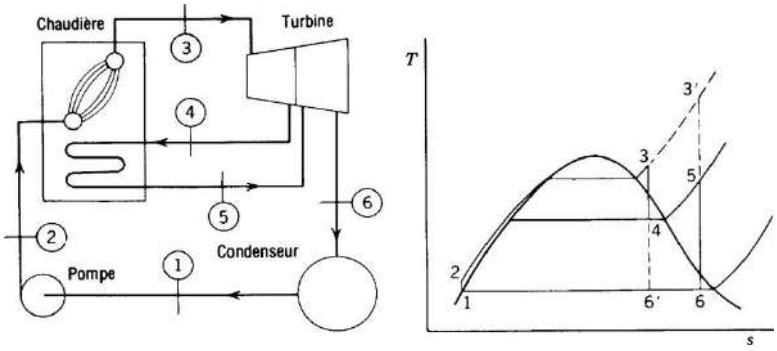


Figure (III.6) : cycle à resurchauffe idéal [4].

L'efficacité du cycle ne varie pratiquement pas, mais la teneur en eau à l'échappement diminue.

III.4.4 Le cycle à régénération (soutirage)

Le cycle à régénération, qui fait intervenir l'utilisation de réchauffeurs d'eau d'alimentation, constitue une autre variation importante du cycle de Rankine. Les concepts fondamentaux de ce cycle peuvent être étudiés à l'aide du cycle de Rankine sans surchauffe, illustré à la figure (III.7) Pendant l'évolution entre les états 2-2', on chauffe le fluide moteur alors qu'il est dans sa phase liquide.

La température moyenne du fluide moteur est beaucoup plus faible pendant cette évolution que pendant l'évolution de vaporisation 2'-3. Il s'ensuit que la température moyenne à laquelle la chaleur est fournie lors du cycle de Rankine est inférieure à celle du cycle de Carnot 1'-2'-3-4-1' ; par conséquent, le rendement du cycle de Rankine est inférieur à celui du cycle de Carnot correspondant .dans le cas du cycle à régénération ; le fluide moteur entre dans la chaudière à un état compris entre les point 2-2', de sorte qu'il y a une augmentation de la température moyenne à laquelle la chaleur est fournie.

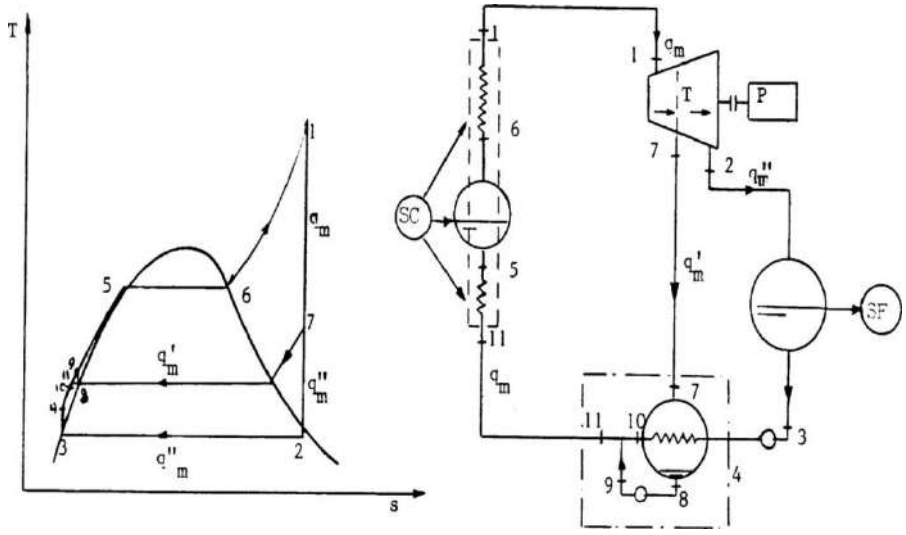


Figure (III.7) : schéma et diagramme (T-S) de cycle de Rankine avec régénération [4].

III.5 cycle de combustion interne

Comme toute autre machine thermique, le moteur à combustion interne devrait fonctionner suivant le cycle qui possède le rendement thermique le plus élevé .mais les difficultés de construction ont rendu quasiment impossible la réalisation de moteur à combustion interne dans lesquels le fluide moteur échange de la chaleur dans des transformations isothermes.

III.5.1Le cycle d'Otto ou de Beau de Rochas

Le cycle d'Otto est le cycle idéalisé des moteurs volumétriques à allumage commandé (moteur à essence). Il est représenté ci-dessous dans les diagrammes $p-v$ et $T-s$.

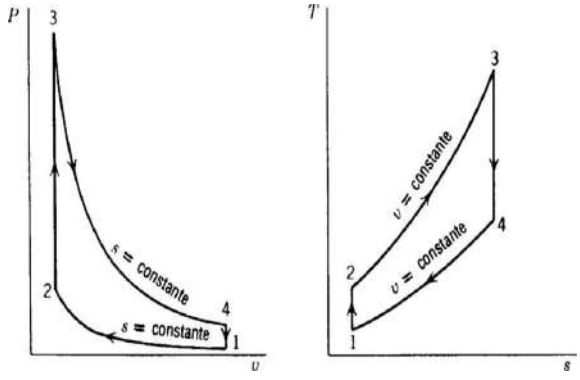


Figure (III.8) : Cycle d'Otto théorique [4].

Il se compose des transformations suivantes :

- Compression isentropique1 − 2 Correspond à la compression du mélange air/essence lorsque le piston se déplace du point mort bas au point mort haut, les soupapes étant fermées.
- Chauffage isochore2 − 3 Correspond à la phase de combustion du mélange, supposée instantanée lorsque le piston se trouve au point mort haut.
- Détente isentropique3 − 4 Correspond à la détente des gaz brûlés lorsque le piston se déplace du point mort haut au point mort bas.
- Refroidissement isochore4 − 1 Correspond aux processus suivants : détente irréversible des gaz brûlés à l'ouverture de la soupape d'échappement, refoulement des gaz brûlés, et enfin admission des gaz frais.

En supposant la chaleur de l'air constante, le rendement thermique de ce cycle se calcule comme suit :

$$\eta = \frac{Qc-Qf}{Qc} = 1 - \frac{Qf}{Qc} = 1 - \frac{mCv\,(T4-T1)}{mCv\,(T3-T2)} = 1 - \frac{T1\,(T_4/T_1-1)}{T2(T_3/T_2-1)} \text{.....(III.2) [4]}$$

Nous notons de plus que :

$$\frac{T2}{T1} = \left(\frac{V1}{V2}\right)^{K-1} = \left(\frac{V4}{V3}\right)^{K-1} = \frac{T3}{T4} \text{.....(III.3) [4]}$$

Par conséquent :

$$\frac{T3}{T2} = \frac{T4}{T1} \text{ ... ...} \text{.....} \quad \text{(III.4) [4]}$$

Et :

$$\eta = 1 - \frac{T1}{T2} = 1 - (r_v)^{1-K} = 1 - \frac{1}{r_v^{k-1}} \text{.....(III.5) [4]}$$

Où

r_v : est le taux de compression $= \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_3}$

L'efficacité est donc une fonction croissante de celui-ci comme indiqué sur le graphique.

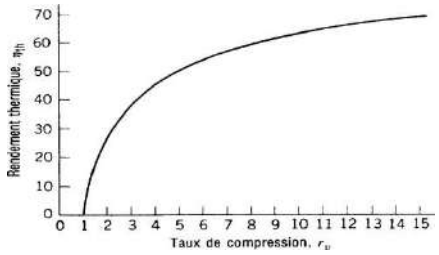


Figure (III.9) : Variation de rendement par rapport le taux de compression [4].

En pratique, l'augmentation du rapport de compression est limitée par le risque de détonation qui augmente avec le rapport de compression. La détonation est une combustion extrêmement rapide, qui s'accompagne de fortes ondes de pression dans le cylindre (cliquetis).

Les écarts principaux entre le cycle idéal et la transformation ouverte réelle sont :

1. les chaleurs massiques varient avec T (peut être modélisé) ;
2. la combustion peut être incomplète ;
3. la transformation $4 - 1$ est en réalité composée des phases de refoulement et d'admission qui, en raison des pertes de charge au travers des soupapes, nécessitent un certain travail ;
4. la détente des gaz brûlés s'accompagne d'un échange de chaleur vers le liquide de refroidissement à travers les parois du cylindre ;
5. les processus comportent des irréversibilités dues aux gradients de pression et de température.

III.5.2 les cycles d'Ericsson et de Stirling

Les cycles d'Ericsson et de Stirling présentent de l'intérêt, non pas en raison de leur grande utilisation, mais plutôt parce qu'ils servent à démonter comment l'incorporation d'un régénérateur dans un cycle peut produire une augmentation significative du rendement. Ce principe est fréquemment appliqué dans les turbines aussi bien que dans certaines machines à mouvement alternatif. le cycle de Stirling est illustré par les digrammes P-v et T-s de la (figure

(III.10)). De la chaleur est transmise au fluide moteur pendant l'évolution isochore (2-3) et pendant la détente isotherme (3-4).

De la chaleur est cédée pendant l'évolution isochore (4-1) et pendant la compression isotherme (1-2).

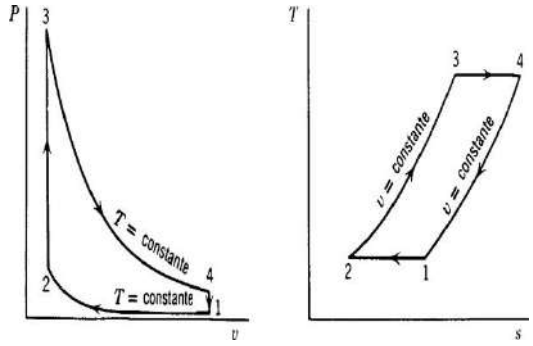
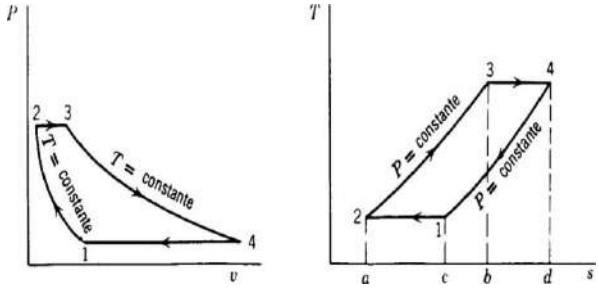


Figure (III.10) :cycle de stirling théorique [4].

Le cycle d'Ericsson est illustré par les diagrammes P-v et T-s de la (figure (III.11)).Ce cycle se distingdu cycle de stirling en ce sens que les évolutions isochores de ce dernier sont remplacées par des évolutions isobares.les deux cycles comportent une compression et détente isothermes.



Figure(III.11) : cycle d'Ericsson théorique [4].

III.5.3 le cycle de diesel :

Est illustré à la (figure (III.12)).il s'agit du cycle idéal correspondant au moteur diesel ou moteur à allumage par compression.

Dans ce cycle, la chaleur est transmise au fluide moteur à pression constante. L'évolution correspond à l'injection et à la combustion du carburant dans le moteur réel. Puisque, dans le cycle théorique, le gaz se détend pendant l'addition de chaleur, l'échange de chaleur doit tout juste suffire à maintenir la pression constante. Lorsque l'état 3 est atteint, on cesse l'addition de chaleur et on fait subir au gaz une détente isentropique (évolution 3-4), jusqu'à ce que le piston atteigne le point mort du côté de la manivelle. Comme dans le cycle d'Otto théorique,

un rejet de chaleur à volume constant au point mort du côté de la manivelle remplace les évolutions d'échappement et d'admission du moteur réel.

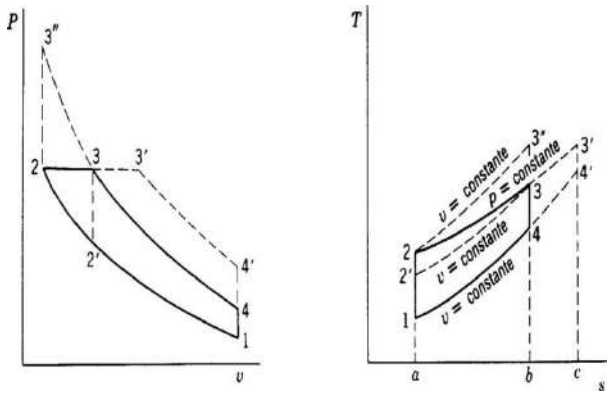


Figure (III.12) : cycle de diesel théorique [4].

III.6 Cycle de puissance à gaz

La turbine à gaz est le plus souvent à cycle ouvert et à combustion interne. Dans ce cas, la phase de refroidissement est extérieure à la machine et se fait par mélange à l'atmosphère. La turbine à gaz peut également être à cycle fermé et à combustion externe. Le chauffage et le refroidissement sont alors assurés par des échangeurs de chaleur. Cette disposition plus complexe permet l'utilisation de gaz particuliers ou de travailler avec une pression basse différente de l'ambiante.

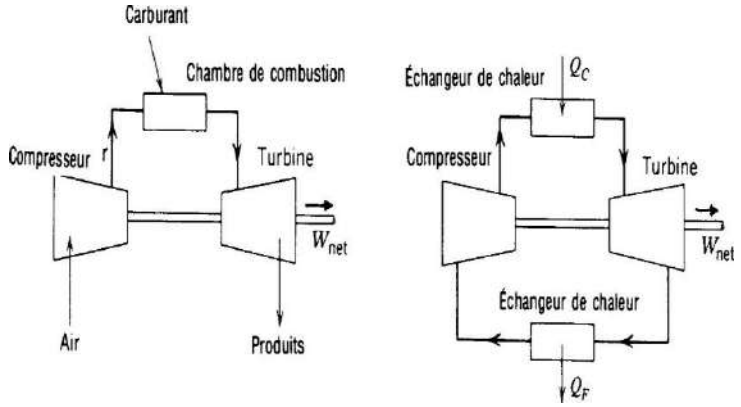
Le cycle de base décrit plus haut peut être amélioré par différents organes complémentaires :

- récupération de chaleur à l'échappement : les gaz très chauds détendus en sortie de turbine traversent un échangeur pour préchauffer l'air comprimé avant son admission dans la chambre de combustion ;
- compression refroidie : la compression comprend deux étages (ou plus) séparés par un échangeur de chaleur (air/air ou air/eau) refroidissant l'air. La puissance nécessaire à la compression s'en trouve réduite au bénéfice du rendement ;
- combustion étagée : la détente comprend deux étages (ou plus) séparés par un ou des réchauffages additionnels. La puissance fournie est accrue d'où amélioration du rendement.

III.6.1 Cycle de Brayton

Le cycle de Brayton théorique est le cycle idéal correspondant à la turbine à gaz élémentaire, la turbine à gaz élémentaire à cycle ouvert utilisant une combustion interne et la turbine à gaz

élémentaire à cycle fermé utilisant un échange de chaleur sont représentées schématiquement à la (Figure (III.13)), alors que le cycle de Brayton théorique est illustré par les diagrammes P-V et T-S de la (Figure (III.14)).



(a) (b)

Figure (III.13) : Turbine à gaz fonctionnant suivante le cycle de Brayton (a)cycle ouvert, (b) cycle fermé [4].

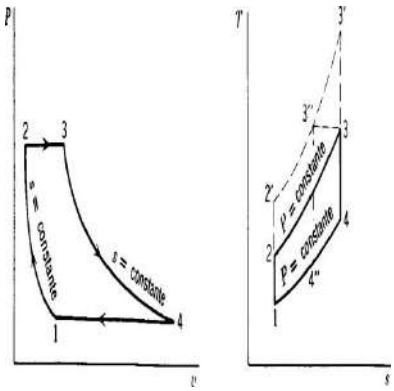


Figure (III.14) : Cycle théorique de Brayton [4].

Le rendement du cycle de Brayton théorique est déterminé comme suite :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_F}{QC} = 1 - \frac{C_P\,(T_4 - T_4)}{C_P\,(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1\,(T_4/T_1 - 1)}{T_2\,(T_3/T_2 - 1)} \quad \text{..... (III.7) [4]}$$

Nous notons cependant que :

$$\frac{P_3}{P_4} = \frac{P_2}{P_1} \quad \text{..... (III.8) [4]}$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{K/(K-1)} = \frac{P_3}{P_4} = \left(\frac{T_3}{T_4}\right)^{K/(K-1)} \quad \text{.... (III.9) [4]}$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \frac{T_2}{T_1} \quad \text{..... (III.10) [4]}$$

Par conséquent :

$\frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1}$ et $\frac{T_3}{T_2} - 1 = \frac{T_4}{T_1} - 1$…… (III.11) [4]

$\eta_{Th} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{(P_2/P_1)^{(K-1)/K}}$…… (III.12) [4]

III.6.2 Le cycle de Joule à récupération :

Lorsque la température de sortie turbine est supérieure à la température de sortie compresseur, on peut améliorer l'efficacité du cycle de Joule en se servant des gaz d'échappement pour réchauffer le gaz sortant du compresseur.

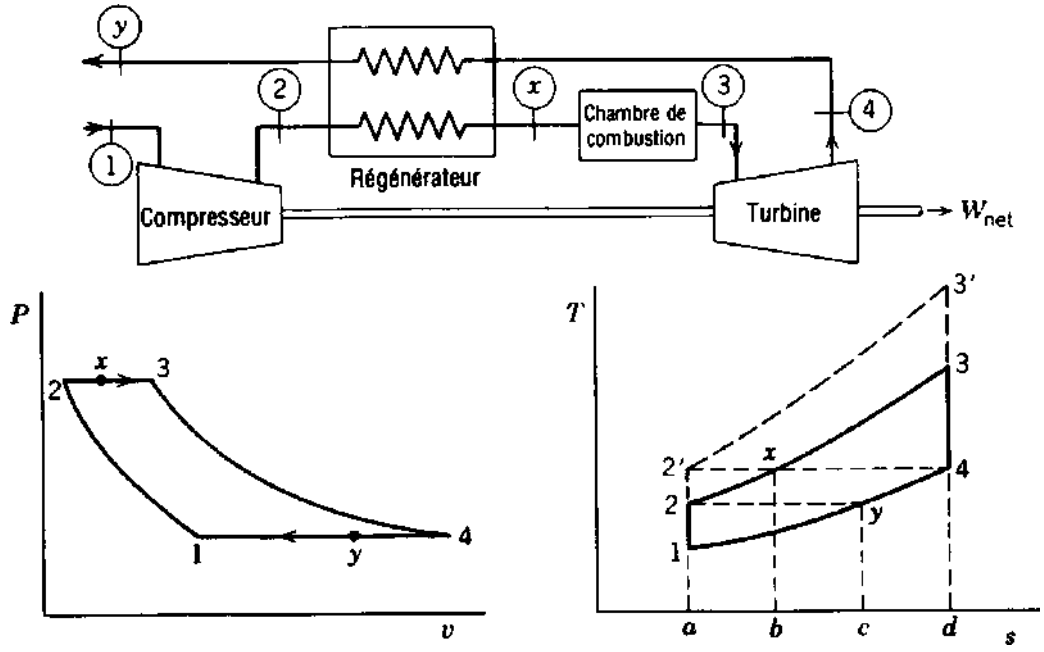


Figure (III.15) : Cycle de joule à récupération [4].

En supposant les chaleurs massiques constantes et un échangeur de chaleur parfait, Tx = T4 et $T_y = T_2$. Dès lors,

$$\varepsilon_{th} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_4} = 1 - \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_4} = 1 - \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_4} = 1 - \frac{T_1}{T_3}\Pi^{\frac{k-1}{k}} > \varepsilon_j \text{ … (III.13) [4].}$$

Comme on peut le voir sur le graphique du rendement pour $T_3/T_1 = 2$.

Le cycle à récupération n'a de sens que lorsque $T_4 > T_2$, c.-à-d. pour un rapport de pression tel que

$$\prod^{\frac{k-1}{k}} < \frac{T_3}{T_1}\prod^{-\frac{k-1}{k}} \rightarrow \Pi < \left(\frac{T_3}{T_1}\right)^{\frac{k}{2(k-1)}} = \prod_{w_{max}} \text{……} \quad \text{(III.14) [4].}$$

En pratique, l'échangeur n'est pas parfait, et par conséquent $T_x < T_4$.On caractérise le degré de perfection de l'échangeur par un rendement, défini comme suit :

$$\eta_{éch} = \frac{h_x - h_2}{h_4 - h_2} \quad \text{(III.15) [4].}$$

Le rendement d'échangeur influence l'efficacité du cycle à récupération.

III.6.3 Le cycle de Joule à compression et détente étagées, et récupération :

On a mentionné précédemment que le travail de compression était réduit pour une compression refroidie. Cette propriété est mise à profit dans le cycle de Joule à compression et détente étagée, en combinaison avec la récupération.

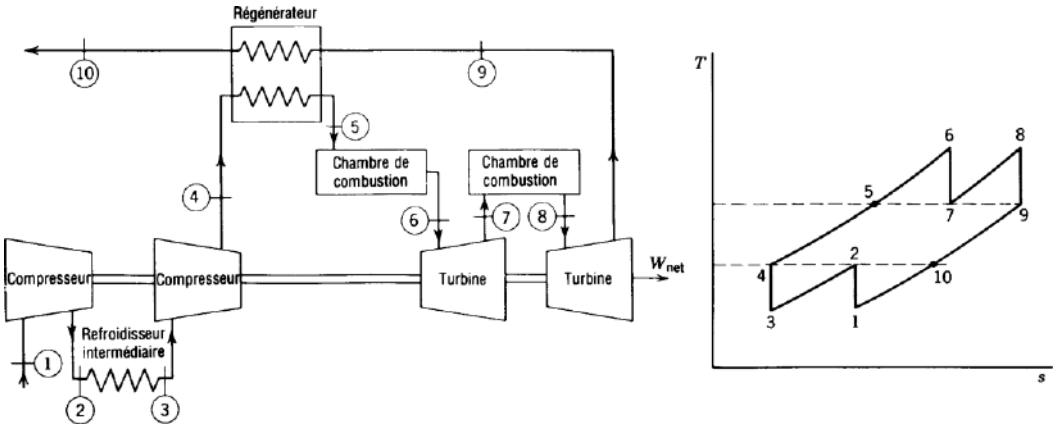


Figure (III.15) : Le cycle de Joule à compression et détente étagées, et récupération [4].

III.7 Cycle combinée :

Flexibles et respectueux de l'environnement, les cycles combinés permettent d'améliorer le rendement énergétique tout en réduisant les émissions atmosphériques.

Un cycle combiné gaz (CCG) est composé d'une turbine à combustion (TAC) et d'une turbine à vapeur (TAV), chacune équipée de son propre alternateur.

Les cycles combinés, qui fonctionnent au gaz naturel, permettent de réduire de moitié les émissions atmosphériques de dioxyde de carbone (CO2), de diviser par trois les oxydes d'azote (Nox) et de supprimer les émissions d'oxydes de soufre (SO2) par rapport aux moyens de production « classiques ».

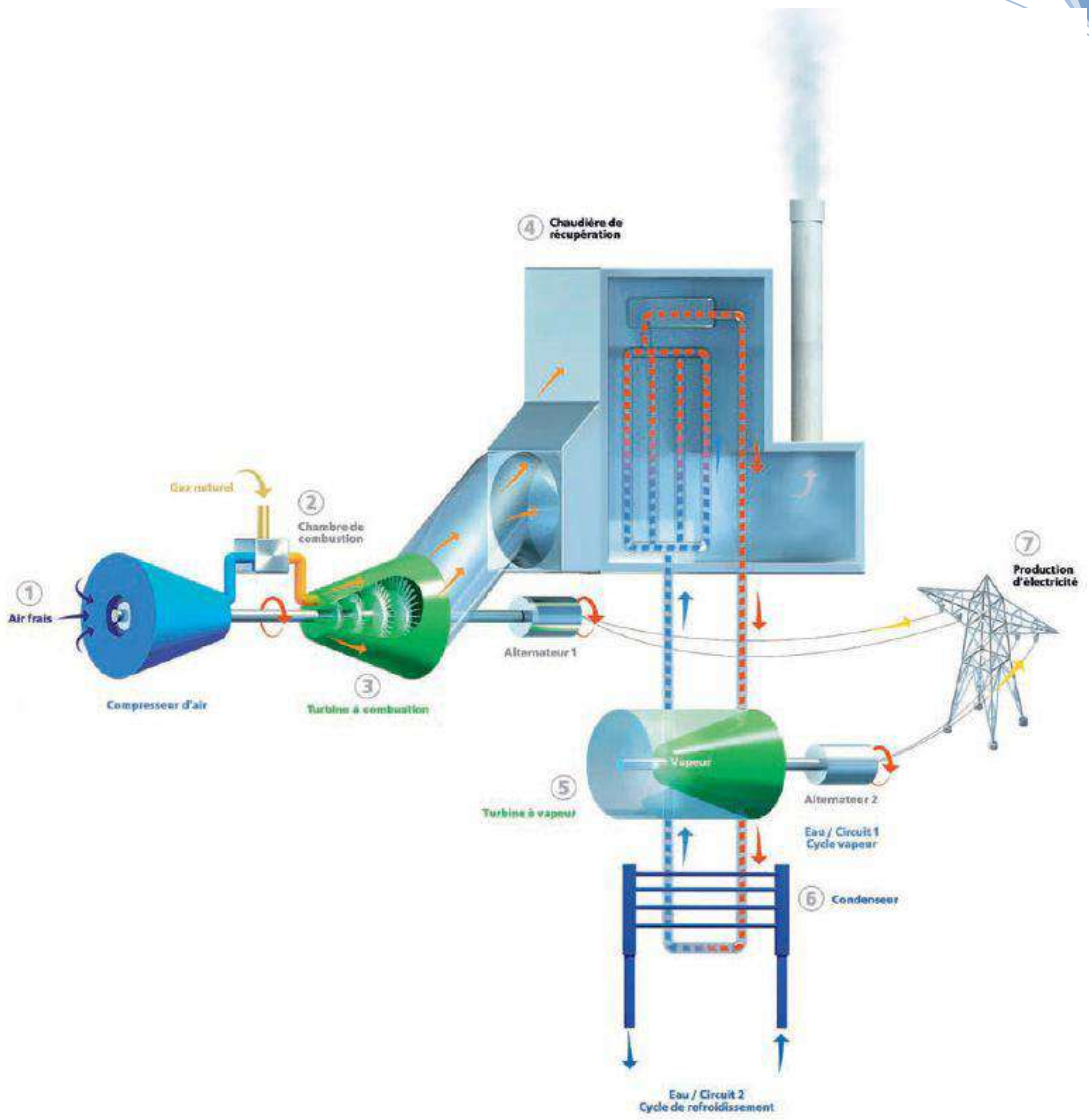


Figure (III.16): Principe de fonctionnement d'un cycle combiné gaz [6].

III.7.1 Principe de fonctionnement d'un cycle combiné gaz :

III.7.1.1Le principe :

- **Circuit TAG :**

1-Un compresseur met en pression et en température l'air de combustion.

2-Le combustible gaz s'enflamme à son contact (température de l'ordre de 1 300 à 1500°C).

3-Les gaz d'échappement font tourner une turbine, qui entraîne à son tour un alternateur.

7-Cet alternateur génère de l'électricité.

- **Circuit TAV :**

4-Dans la chaudière, au contact des gaz d'échappement très chauds, l'eau du circuit est transformée en vapeur.

5-Cette vapeur fait tourner une turbine à vapeur qui entraîne un second alternateur générant de l'électricité.

6-La vapeur utilisée est envoyée vers un condenseur dans lequel circule de l'eau froide. Au contact de l'eau, la vapeur se transforme en eau, qui est récupérée et envoyée à nouveau dans la chaudière. L'eau utilisée pour le refroidissement est restituée au milieu naturel ou renvoyée dans le condensateur.

7-L'électricité est injectée dans le réseau après avoir été portée à 220 000 ou à 400 000 volts à l'aide d'un transformateur de puissance.

IV. Méthode d'amélioration du cycle d'une turbine à gaz :

IV.1 Introduction :

Le rendement des turbines à gaz est limité par les irréversibilités, Mécaniques dans le compresseur et la turbine, Thermiques **:**

- dans la chambre de combustion (2-3), liées aux écarts de température entre la flamme et l'air en sortie de compresseur,
- au refoulement (4), lorsque les gaz détendus sont rejetés à l'atmosphère, avec une enthalpie résiduelle encore importante.

Ces irréversibilités thermiques sont largement prépondérantes et éloignent le cycle réel du cycle idéal de Carnot.

Ce constat ouvre la voie à des améliorations possibles :

- **la régénération** réduit les irréversibilités thermiques dans la chambre de combustion
- **le cycle combiné**, en utilisant une partie de l'enthalpie en 4 pour générer de la vapeur, réduit les irréversibilités thermiques à l'échappement,
- **la compression étagée** vise à réduire le travail de compression,
- **la combustion séquentielle** fait tendre la détente vers une para-isotherme.

IV.2Cycle à compression étagée :

On peut réduire le travail de compression de manière significative en réalisant un refroidissement intermédiaire, jusqu'à la température d'admission.

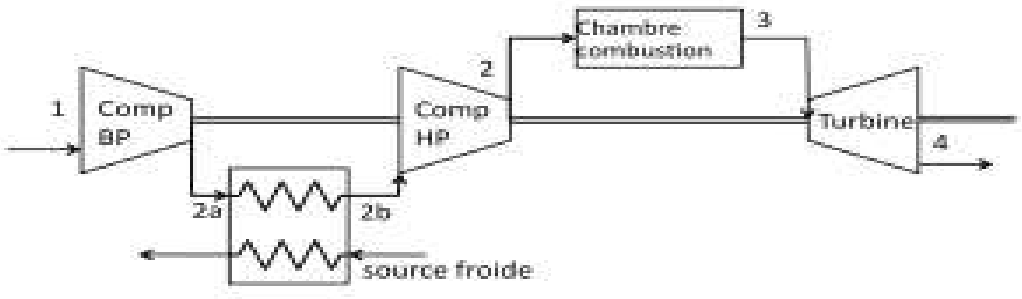


Figure (IV.1) :Turbine à gaz compression étagée [7].

Pour cela on fait circuler l'air à pression intermédiaire 2a dans un échangeur utilisant comme source froide l'air atmosphérique par exemple on démontre que le fractionnement de rapports de compression donnant le travail de compression minimal est obtenu :

$$\frac{P_{2a}}{P_1} = \frac{P_2}{P_{2b}} = \sqrt{\frac{P_2}{P_1}} \quad \text{..... (IV.1) [7].}$$

Qu'on peut noter de manière plus synthétique :

$$r_{BP} = r_{HP} = \sqrt{r} \quad \text{..... (IV.2)[7].}$$

Cette solution augmente peu le rendement, mais augmente beaucoup la puissance disponible.

Elle s'applique mal sur les turbines aérodérivées, très compactes le refroidissement intermédiaire.

L'image ci-contre montre le modèle Thermoptim d'une telle installation :

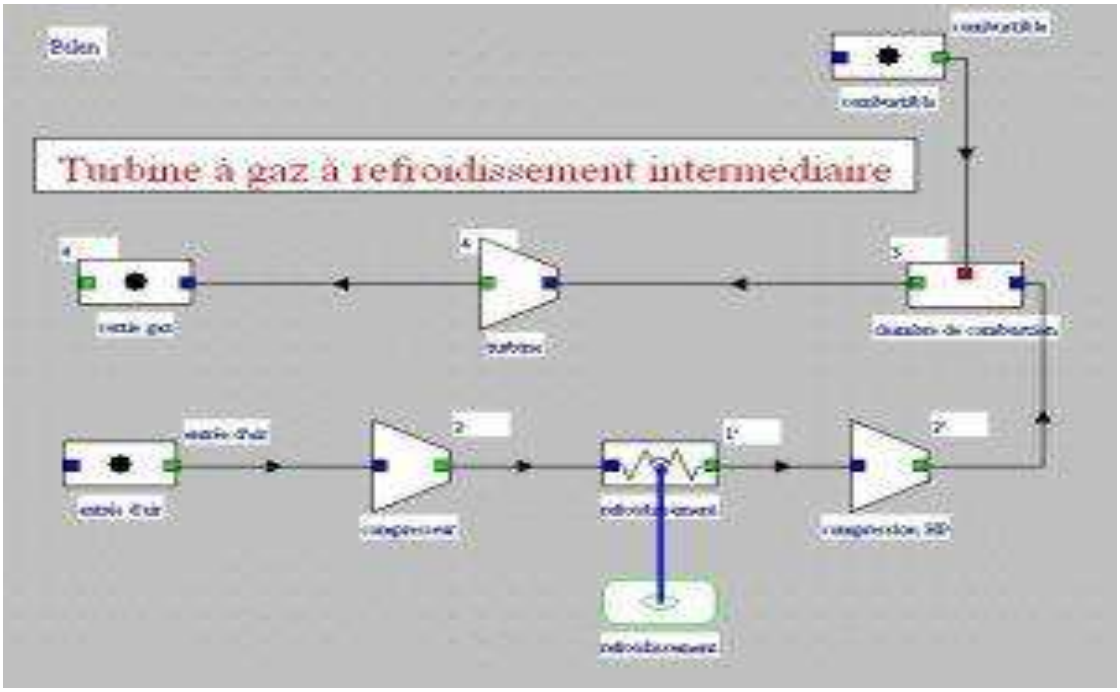


Figure (IV.2) : Modèle Thermoptim d'une turbine à gaz à compression étagée [7].

IV.3 Cycle à combustion séquentielle :

Il est souvent plus facile d'insérer une combustion séquentielle qu'un refroidissement intermédiaire, les chambres de combustion étant assez compactes.

Après une première détente jusqu' à une pression intermédiaire, les gaz passent dans une seconde chambre de combustion avant d'être détendus dans un deuxième corps de turbine.

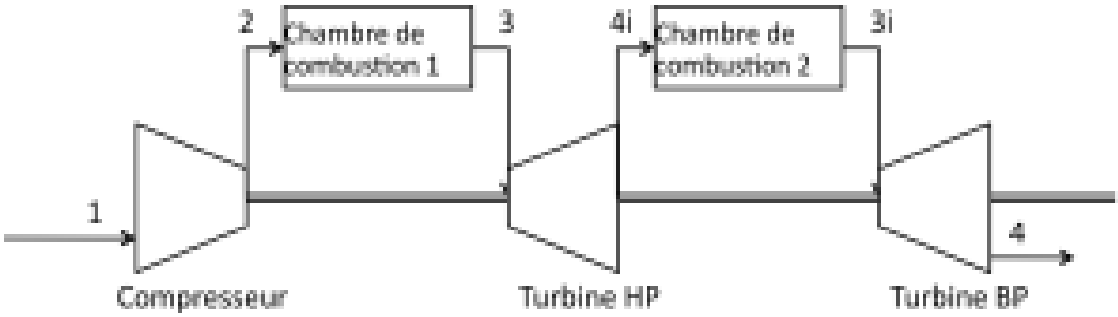


Figure (IV.3) : Schéma d'une turbine à gaz combustion séquentielle [7].

La combustion séquentielle permet :

- d'augmenter le rendement du cycle,
- d'augmenter la puissance
- de réduire les émissions de NOx

Ci-contre l'écorché de la turbine Alstom GT26 qui intègre cette amélioration

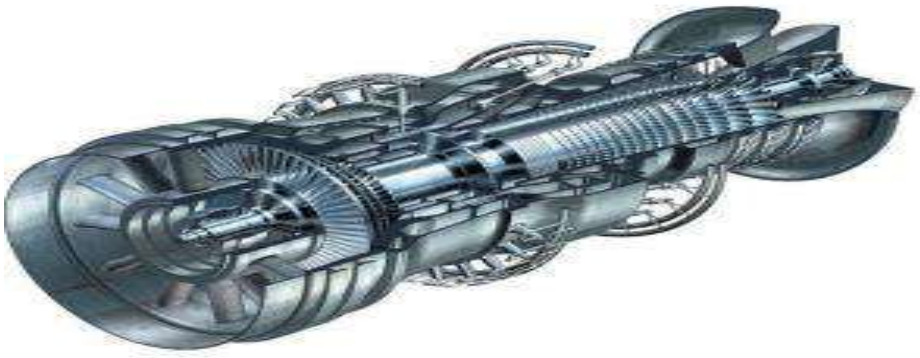


Figure (IV.4) : Turbine à gaz Alstom GT26 [7].

Le cycle thermodynamique peut être facilement modélisé dans Thermoptim, selon le synoptique ci-dessous :

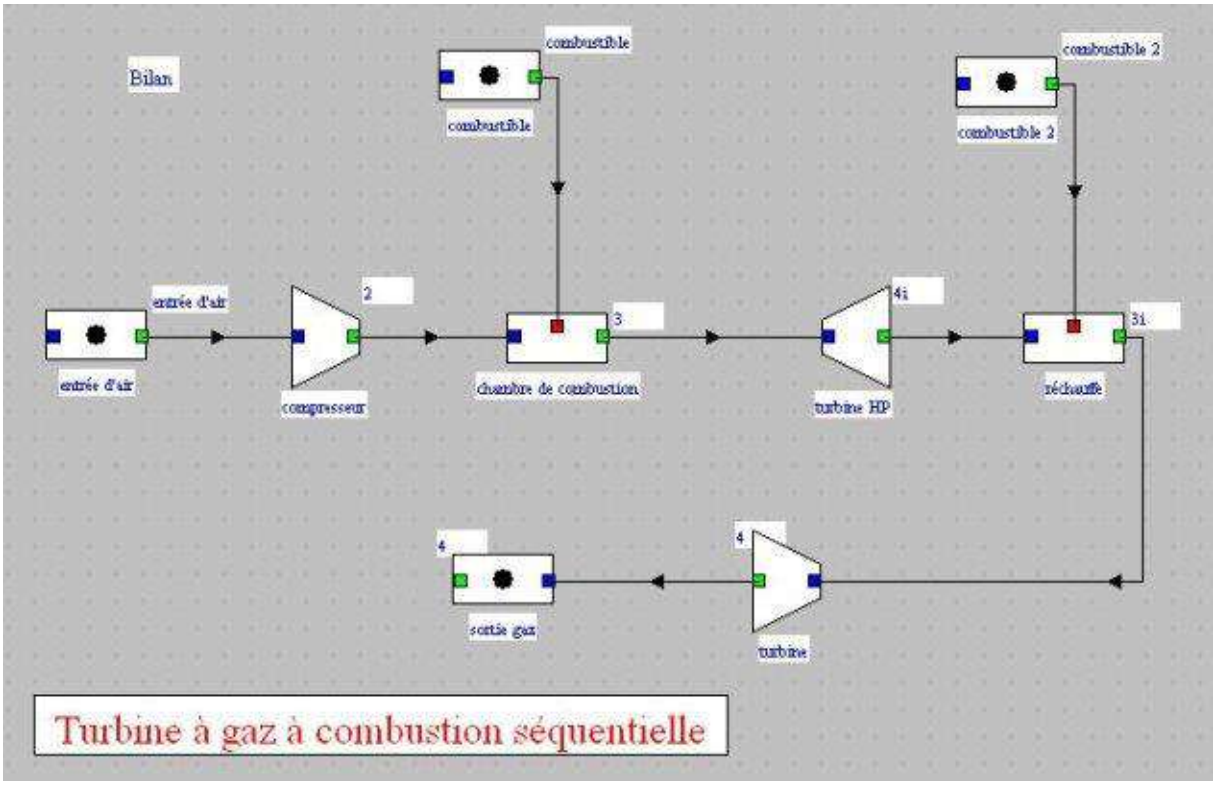


Figure (IV.5) :Modèle Thermoptim d'une TAG à combustion séquentielle [7].

IV.4 Cycle à injection de vapeur :

Il est possible d'injecter de la vapeur d'eau dans la chambre de combustion :

On augmente ainsi le débit massique dans la turbine donc la puissance de détente,et la présence de vapeur a pour effet de réduire les émissions de NO_X en sortie de turbine.

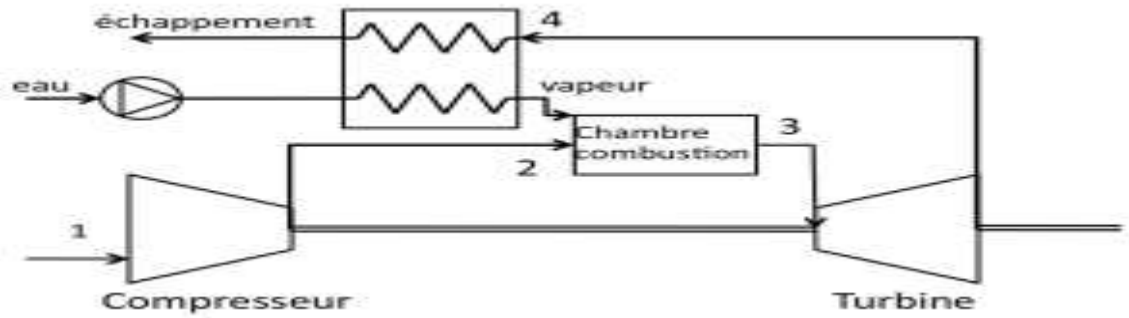


Figure (IV.6) : Turbine à gaz à injection de vapeur [7].

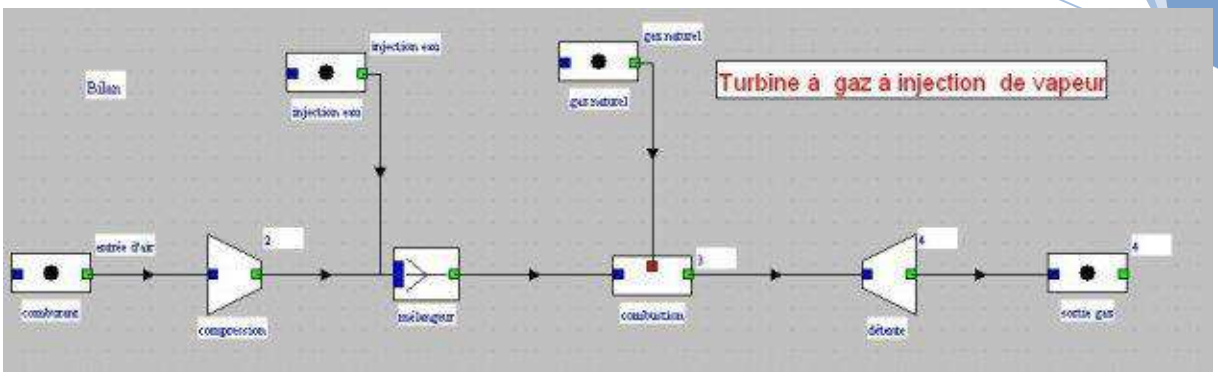


Figure (IV.7) : Modèle Thermoptim d'une TAG à injection de vapeur [7].

Le principe d'un cycle combiné consiste à faire fonctionner en cascade une ou plusieurs turbines à gaz, suivies d'une centrale à vapeur dont la source chaude est la source froide des turbines à gaz.

En comparaison à une turbine à gaz simple, on récupère une partie de l'enthalpie des gaz brulés comme le montrent les diagrammes T-S ci-contre :

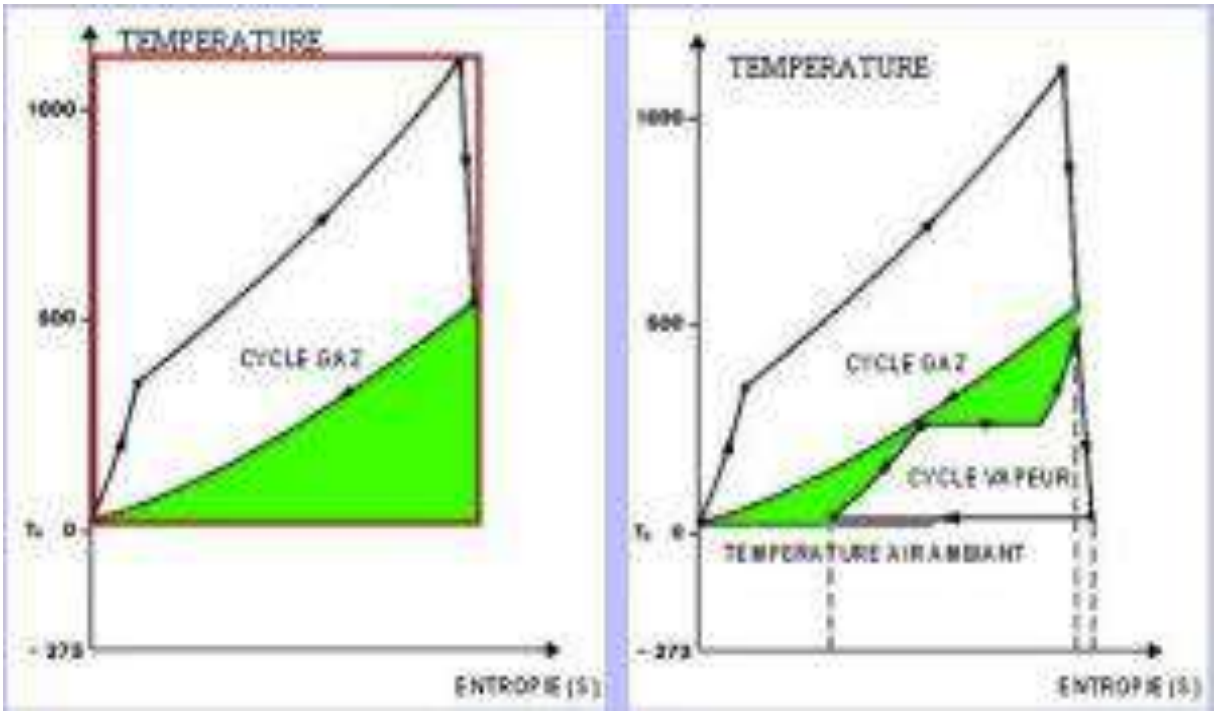


Figure (IV.8) : Diagrammes T-S cycles gaz et vapeur superposés [7].

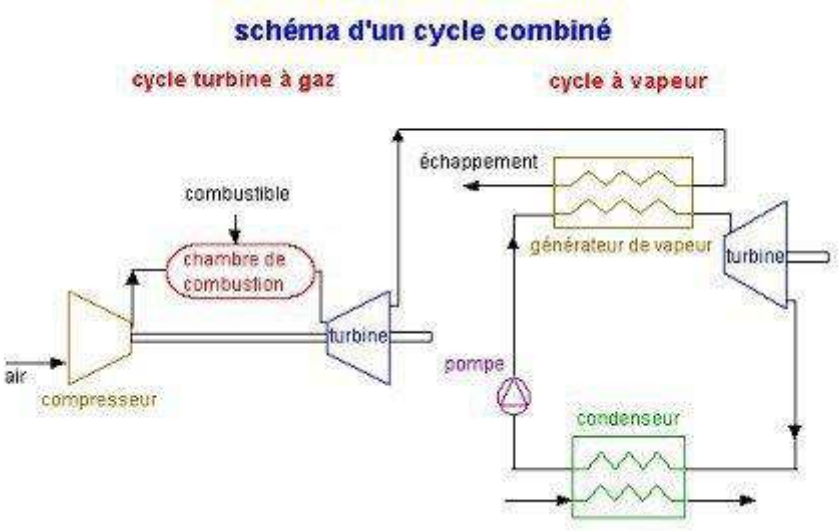


Figure (IV.9) :Cycle combiné - schéma de principe [7].

Dans ces conditions, les gaz d'échappement de la turbine à gaz sont valorisés dans une chaudière de récupération où l'on produit de la vapeur qui est ensuite détendue dans une turbine à condensation. Le cycle combiné ainsi obtenu est un mariage particulièrement réussi dans la recherche de l'amélioration du rendement thermique : avec les matériels disponibles actuellement, les rendements atteints dépassent 55 % et sont donc supérieurs à ceux que l'on peut espérer, même à moyen terme, des futures centrales à vapeur les plus avancées.

IV.4.1Générateur de vapeur récupérateur (GVR) :

Le GVR est l'échangeur dans lequel les gaz détendus en sortie de turbine à gaz vont céder la chaleur nécessaire à la génération de la vapeur surchauffée.

Pour maximiser l'efficacité du cycle global, il ne faut pas seulement optimiser le cycle à vapeur mais aussi le GVR, en cherchant à maximiser son efficacité d'échange ε.

Ceci explique l'air gris sur le diagramme, dont les irréversibilités thermique sont une fonction croissante.

IV.4.1.1Influence de la température des rejets :

Observons le diagramme détaillé ci-dessous :

- La courbe en traits gras y représente, entre les points 1 et 2, le refroidissement des gaz**,** de T_{max}, température maximale, à T_{rej}, température des rejets,

- La courbe en traits fins représente l'échauffement de l'eau à l'état liquide (économiseur 3-4), sa vaporisation (évaporateur 4-5), puis la surchauffe de la vapeur (surchauffeur 5-6).

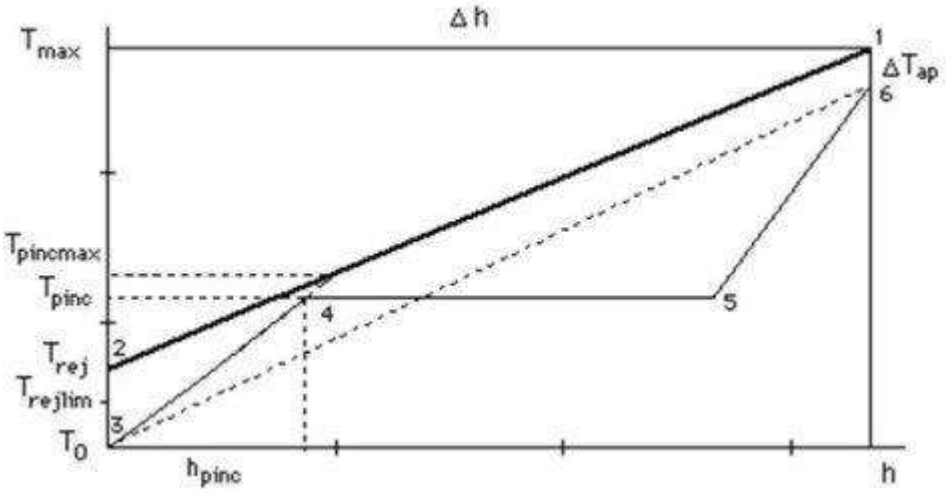


Figure (IV.10) : Diagramme enthalpie d'un GVR [7].

La température maximale de surchauffe en 6 est égale à T_{max} - ΔT_{ap}

ΔT_{ap} : étant appelé sous-refroidissement d'approche(SRA)**.**

T_{rejt} : doit être la plus basse possible pour que la récupération d'énergie soit maximale.

Toutefois, des limites basses peuvent exister pour T_{rejt}, liées en particulier à la condensation possible de gaz susceptibles de conduire à la formation d'acides (SO_2, NOx).

Ces limites dépendent des combustibles utilisés :

- T_{rejlim} = 180 - 200 °C pour le fioul lourd,
- 130 °C pour le fioul domestique,
- 70 °C pour le gaz naturel.

Avec T_{rejlim} la température limite inférieure des rejets

IV.4.1.2 Efficacité du GVR :

IV.4.1.2.1 Fondamental :

Compte tenu des notations précédentes, on peut définir l'efficacité de l'échange :

$$\varepsilon=\frac{T_{max}-T_{rej}}{T_{max}-T_0} \quad \text{(IV.3) [7].}$$

Ainsi la puissance calorifique maximale récupérable est

$$\dot{q} = \varepsilon * \dot{q_{max}} = \varepsilon * \dot{m_{gaz}} * c_{pgaz} * (T_{max} - T_0) \quad \text{(IV.4) [7].}$$

IV.4.1.2.2 Débit de vapeur produite :

Le débit de vapeur permettant d'équilibrer le bilan thermique du GVR s'écrit :

$$\dot{m_{eau}} = \frac{\dot{q}}{h_6-h_3} \quad \text{(IV.5) [7].}$$

Avec : $h_6 = h_{vap}(T_{max}-\Delta T_{ap})$ et $h3 = h_{liq}(T_0)$

IV.5 Turbine à gaz à régénération :

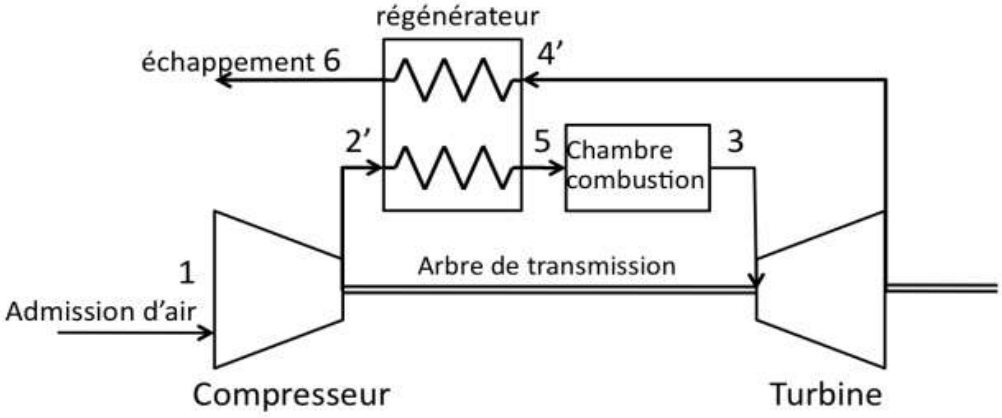


Figure (IV.11) :Cycle à régénération [7].

On utilise l'enthalpie des gaz en sortie de turbine (point 4') pour préchauffeur l'air comprimé : pour cela on place un échangeur de chaleur, appelé régénérateur, entre la sortie du compresseur 2' et l'échappement 4'

Ainsi :

- Entre 2 et 5,l'air comprimé est préchauffé jusqu'à $T_5 < T_4'$
- Entre 4 et l'échappement, les gaz brulés se refroidissement jusqu'à $T_{échap} > T_2'$

L'air entre ainsi en 5 à une température plusélevée dans la chambre de combustion :

Il faut fournir moins de chaleur «payante» pour atteindre T_3.

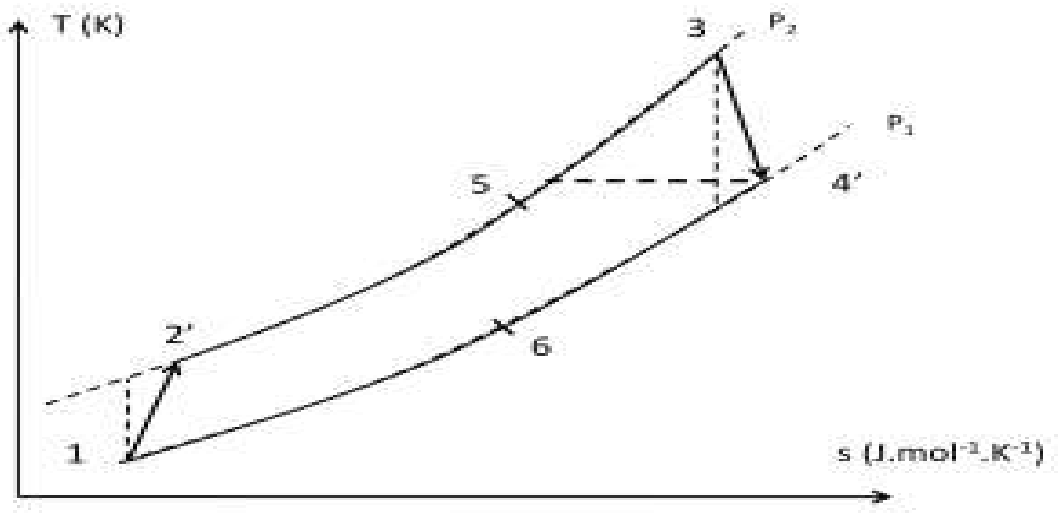


Figure (IV.12) :Cycle à régénération dans le diagramme Ts [7].

IV.5.1 Efficacité du régénérateur :

Si on considère un échangeur à contre-courant (comme le schéma ci-dessus), la régénération maximale théorique correspond à $T_5 = T_{4'}$: dans ce cas l'air comprimé reçoit la chaleur massique $h_{4'} - h_2$, et l'efficacité du régénérateur est de 1.

En réalité il faudrait une surface d'échange infinie pour que la température du gaz froid en sortie atteigne celle du gaz chaud en entrée : il existe toujours un écart de température $T_5 - T_{4'} > 0$, appelé pincement de l'échangeur.

L'efficacité **ε**du régénérateur s'écrit alors :

IV.5.1.1 Définition :

$$\boldsymbol{\varepsilon = \frac{h_5 - h_{2'}}{h_4 - h_{2'}}} \text{ .....(IV.6) [7].}$$

Efficacité du cycle à régénération et limites d'emploi

IV.5.1.2 Rappel : Formulation polytropique :

Une alternative au rendement isentropique pour modéliser les transformations adiabatiques irréversibles, consiste à écrire que lors de ces transformations le terme PV^k = cst, où "k remplace γ" dans la relation de Laplace.

Si on définit :

- Pour le compresseur : k_c l'exposant polytropique, η_{pc} le rendement polytropique, et

$$\boldsymbol{\beta_c = \frac{K_c - 1}{K_c}} \text{..... (IV.7) [7]}$$

- Pour la turbine : k_t l'exposant polytropique, η_{pt} le rendement polytropique, et

$$\boldsymbol{\beta_t = \frac{K_t - 1}{K_t}} \text{.....(IV.8) [7]}$$

On montre que (toujours avec $\left(\beta = \frac{\gamma-1}{\gamma}\right)$) :

- $\boldsymbol{\frac{K_c - 1}{K_c} = \frac{\gamma - 1}{\gamma * \eta_{pc}}}$, soit $\boldsymbol{\beta_c = \frac{\beta}{\eta_{cp}}}$, et nécessairement $\boldsymbol{K_c > \gamma}$.... (IV.9) [7].
- $\boldsymbol{\frac{K_t - 1}{K_t} = \eta_{pt} * \frac{\gamma * 1}{\gamma}}$ soit $\boldsymbol{\beta_t = \eta_{pt} * \beta}$,et nécessairement $\boldsymbol{K_t < \gamma}$.... (IV.10) [7].

Ainsi :

$$\boldsymbol{T_{2'} = T_1 * r^{\beta c}} \text{..... (IV.11) [7].}$$

$$\boldsymbol{T_{4'} = T_3 * r^{-\beta t}} \text{..... (IV.12) [7].}$$

Remarque :

Le rendement polytropique est l'équivalent du rendement isentropique sur une transformation infinitésimale.

Un intérêt est que ce rendement polytropique représente le rendement moyen d'un étage d'une machine multi étagée.

IV.5.1.3 Rendement du cycle à régénération :

Grâce à la formulation polytropique pour la compression 1-2' et 3-4', on peut écrire :

$$\mathbf{T_5 = T_2 + \varepsilon * (T_4 - T_2) = T_1 * [r^{\beta c} + \varepsilon(\theta^{-\beta t} - r^{\beta c})]}$$.....(IV.13) [7].

Tous calculs faits, les énergies massiques payante et utile s'écrivent :

- $\mathbf{q_{35} = h_3 - h_5 = c_p * T_1 * [\theta(1 - \varepsilon * r^{-\beta t}) + (\varepsilon - 1) * r^{\beta c}]}$…(IV.14) [7].
- $\mathbf{\tau = -\tau_{12'} - \tau_{34'} = c_p * T_1 * [\theta(1 - r^{-\beta t}) + 1 - r^{\beta c}]}$..... (IV.15) [7].

Le rendement du cycle s'exprime alors :

IV.5.1.4 Fondamental :

IV.5.1.4.1Rendement d'une turbine à gaz à régénérateur :

$$\boldsymbol{\eta = \frac{\theta(1-r^{-\beta t})+1-r^{\beta c}}{\theta(1-\varepsilon * r^{-\beta t})+(\varepsilon-1)*r^{\beta c}}}$$..... (IV.16) [7].

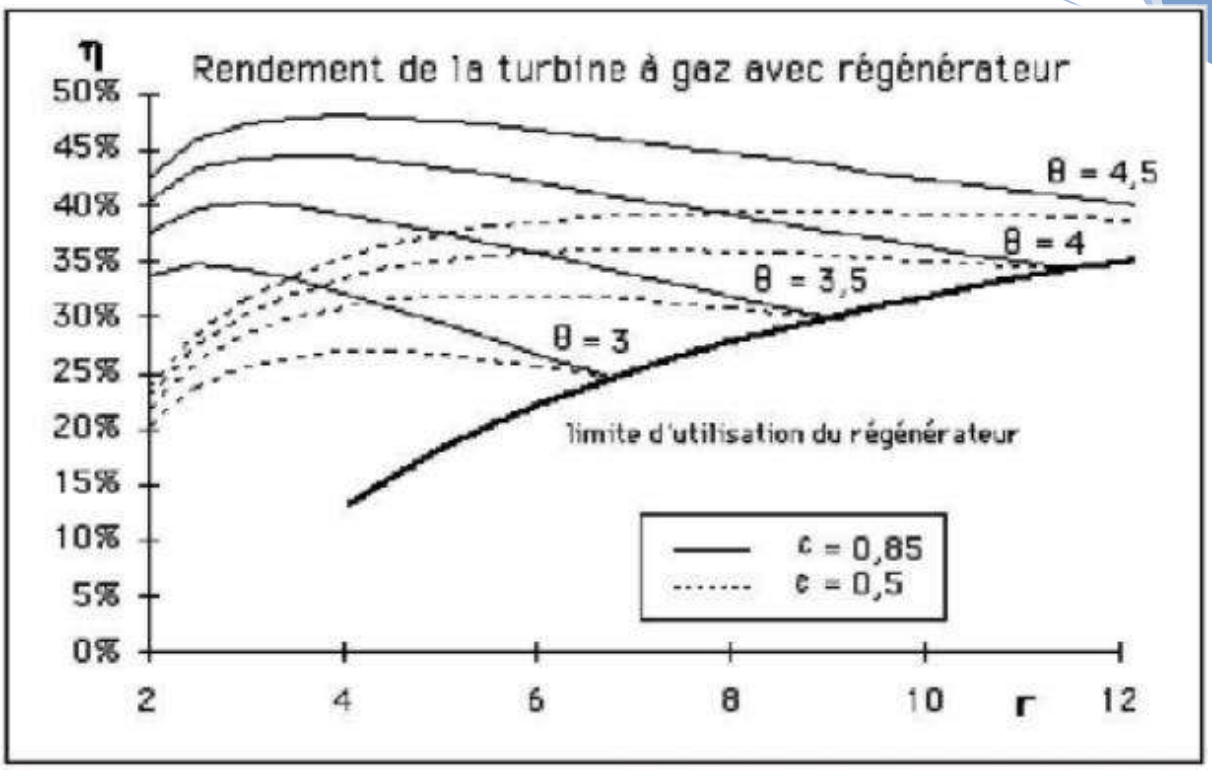


Figure (IV.13) : Rendement d'une turbine à gaz à régénérateur [7].

IV.5.1.5 Limite d'utilisation du régénérateur :

La condition d'utilisation du régénérateur est $T_{2'} < T_{4'}$: l'air en sortie de compresseur doit être plus froid que les gaz en sortie de turbine.

On peut exprimer cette inégalité en fonction des grandeurs adimensionnelles uniquement :

$$\mathbf{T_1 * r^{\beta t} < T_3 * r^{-\beta t}} \ldots\ldots \text{(IV.17) [7].}$$

Soit :

Fondamental : Limite d'utilisation du régénérateur :

$$\mathbf{r} < \theta * \frac{\mathbf{1}}{\boldsymbol{\beta_c + \beta_t}} \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \text{(IV.18) [7].}$$

IV.6 Exergie :

La théorie de l'exergie a pour objet de développer une méthode d'analyse intégrée qui englobe les deux premiers principes de la thermodynamique, et permette ainsi de tenir compte à la fois des quantités d'énergie mises en jeu et de leur qualité, ce que le premier principe ne permet pas de faire. Son intérêt est qu'elle fournit un cadre tout à fait rigoureux pour quantifier la qualité thermodynamique d'un système quelconque, ouvert ou fermé, en régime dynamique ou non.

IV.6.1 Rendement éxergitique :

L'exergie permet de définir rigoureusement la notion de rendement d'une installation, et donc de quantifier sa qualité thermodynamique : c'est le rapport des utilisations exergitique aux ressources exergitique. Il est toujours compris entre 0 et 1, et d'autant plus élevé que les irréversibilités sont faibles. Les ressources exergitique correspondent à la somme de toutes les exergie que l'on a dû fournir au cycle en provenance de l'extérieur. Les utilisations exergétiques représentent le bilan net du cycle, c'est-à-dire la somme algébrique des exergie produites et consommées en son sein.

$$\eta = \frac{\text{utilisation exergitique}}{\text{ressources exergétiques}} \quad \text{.....(IV.19) [8].}$$

IV.7 Conclusion :

Parmi toutes ces méthodes nous allons utiliser pour améliorer le rendement thermique la méthode de la régénération dans le cycle turbine à gaz simple.

Partie I :

V.I Cycle simple d'une turbine à gaz

V.I.1 Introduction :

Dans ce chapitre,on va commencer par un calcul des rendements énergétiques d'un cycle de la turbine à gaz simple ; on commence par le cycle idéal, isentropique et réelle .

Ainsi, on étudiera l'effet des facteurs influençants comme : la température ambiante(Te), le taux de compression (τ) et la Température maximal (Tmax) dans la chambre de combustion sur le rendement énergétique.

Puis en lui appliquera la technique de la régénération sur la turbine à gaz simple et calcul le rendement thermodynamique .

En fin nous terminerons par calcul du rendement du cycle et du bilan énergétique et exergétique.

Tous ces calculs seront faits par le logiciel thermoptim.

V.I.2 Composition du gaz utilisé :

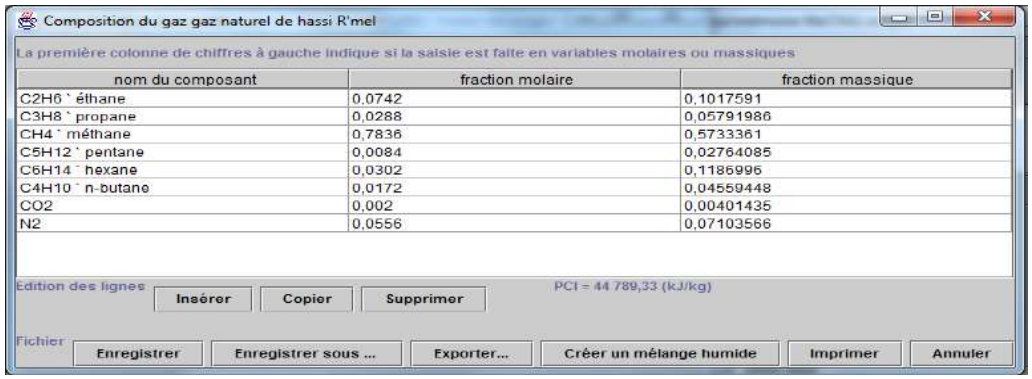
On va utiliser dans toutes les installations l'air comme gaz qui a la composition suivante :



Tableau(V.1) : Composition du gaz air

V.I.3 Composition du gaz combustible utilisé :

Le gaz utilisé est le gaz naturel de Hassi R'mel qui a la composition suivante :



Tableau(V.2) : Composition du gaz gaz naturel de hassi R'mel

V.I.4 Cycle simple idéal :

Entrez l'état du corps au point "entrée d'air".on connait sa pression (0,91014 bars) et sa température (14,8 C°). il peut donc (figure (V.1))étre calculé.

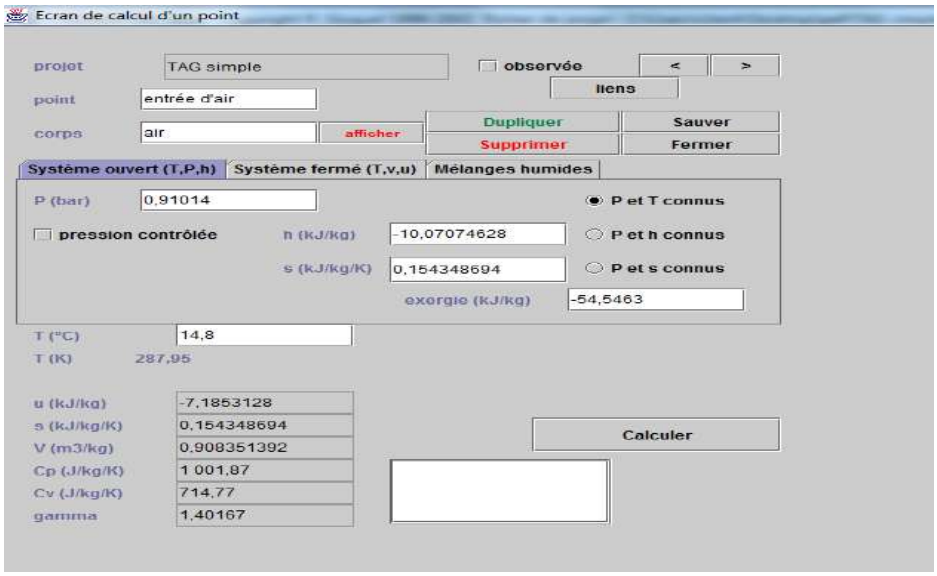


Figure (V.1) :Ecran de calcul du point d'entrée d'air

Pour le point (2) compresseur, on connait sa pression (17 bars) et sa température (390C°). Le point (3) est à (17 bars) et (1250C°),température de fin de combustion. Le point (4)a pour pression (0,91014 bars) et sa température (580 C°).

Commencez par la compression entre les points "entrée d'air" et (2) (figure(V.2))choisissez ici : isentropique, selectionnez le mode de calcul "calculer le rendement,le point aval étant connu",puis cliquez sur le bouton "calculer" .l'état du point (2) calculer.

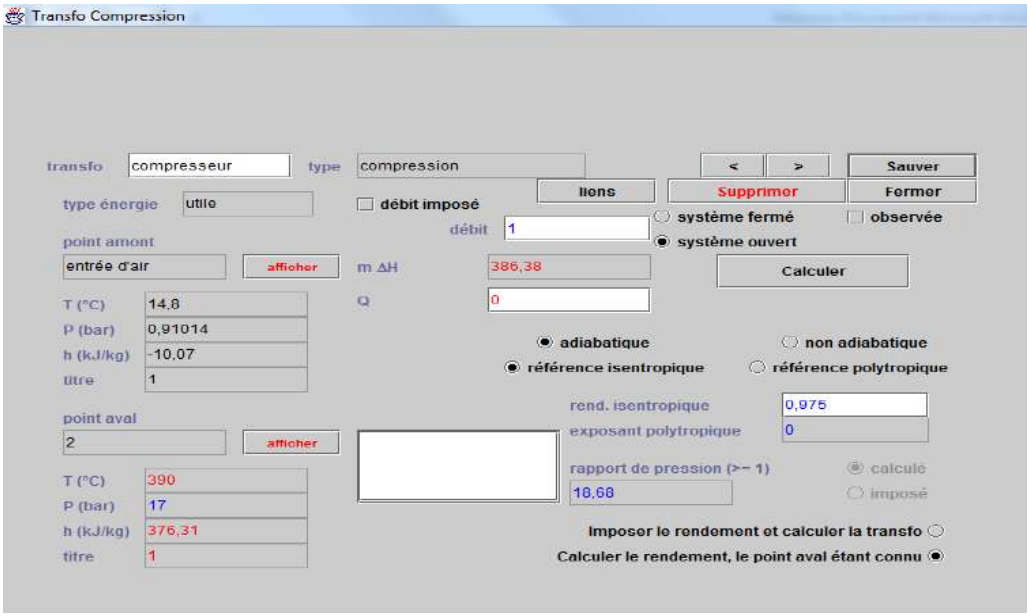


Figure (V.2) : Ecran de calcul du transfot compression

Le calcul de la combustion (figure(V.3)) la température de fin de combustion étant imposée égale à (1250C°) ,entrez cette valeur dans le champ en bas à droite,et sélectionnez "calculer lambda",comme nous négligeons les pertes thermiques vers l'exterieur, le rendement de la chambre est égale à 1.

Le transfo peut étre calculé en cliquant sur le bouton "calculer".

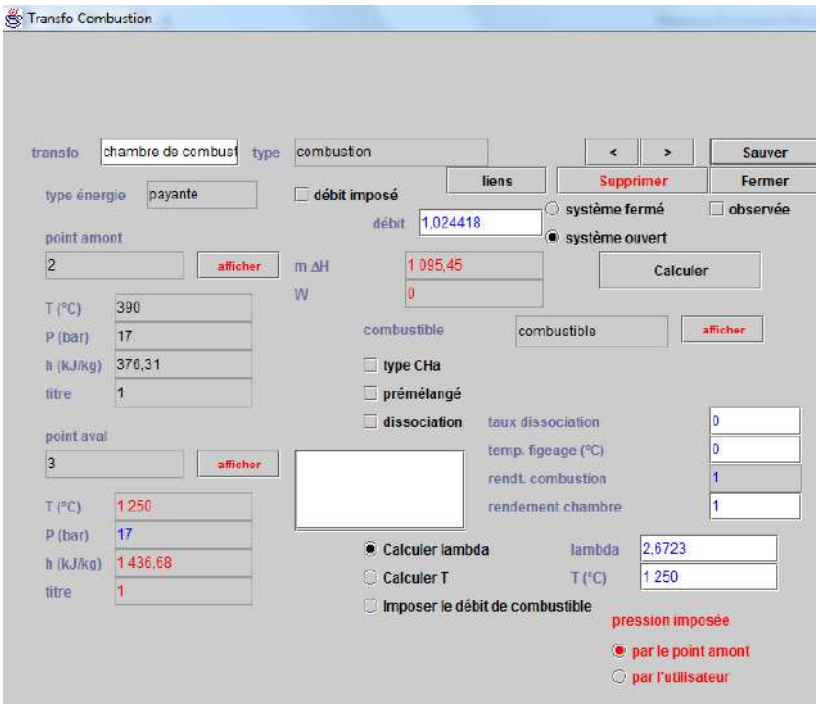


Figure (V.3) : Ecran de calcul de la combustion

La détente peut étre calculée à son tour (figure (V.4)) ,on connait sa pression (P=0,91014 bar) et sa températur (580C°). On choisit : isentropique et sélectionnez le mode de calcul"calculer le rendement ,le point aval étant connu " puis cliquez sur le bouton "calculer".

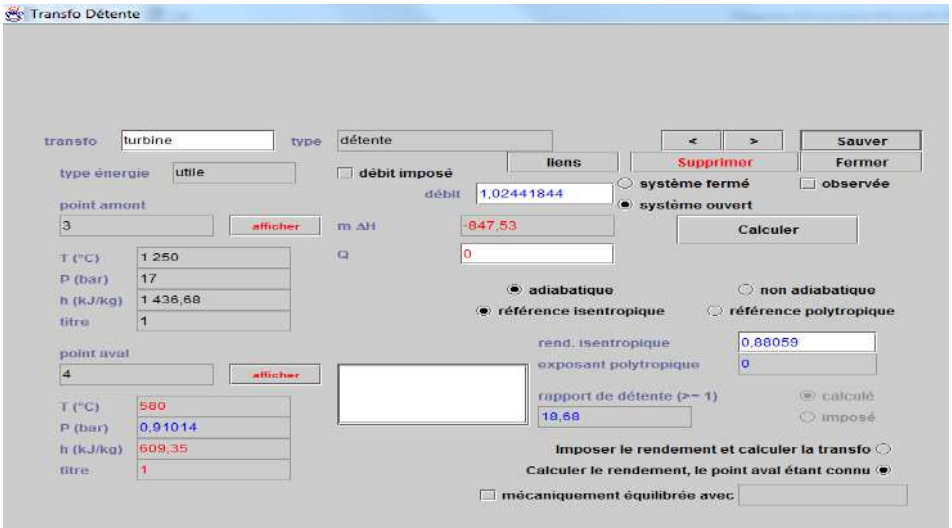


Figure (V.4) : Ecran de calcul de la Détente

Le dernier point à paramétrer est le combustible, que nous supposerons à (20 bars) et (15C°).

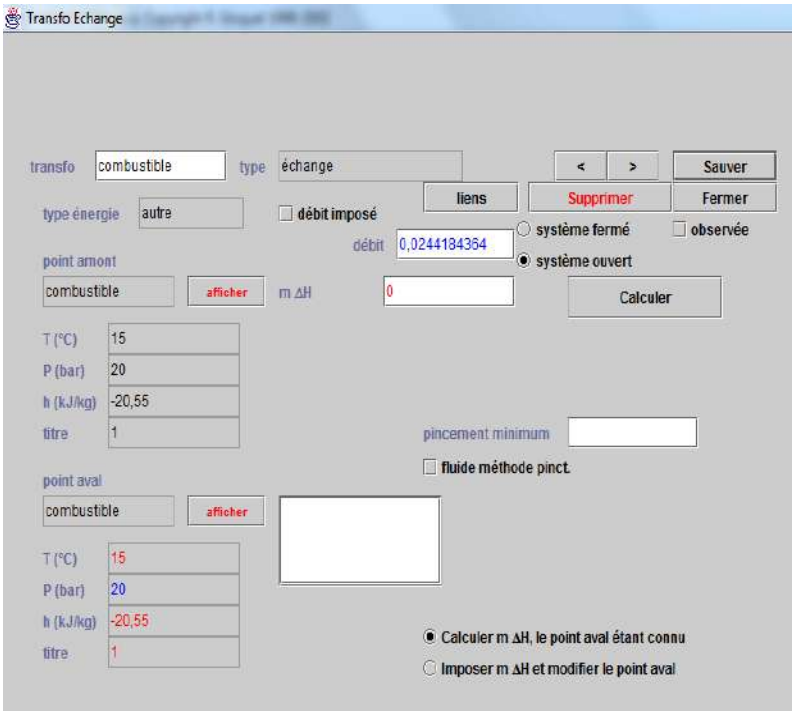


Figure (V.5) : Ecran de calcul de l'Echange

Son rendement est obtenu en cliquant sur le bouton "bilan "de l'écran principal du projet (figure (V.6))

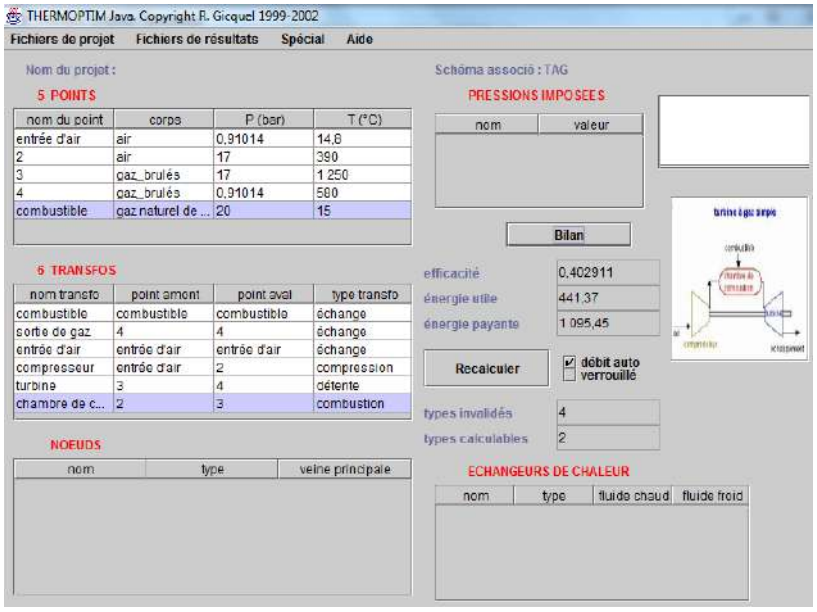


Figure (V.6) : Ecran principal du projet

Les différents points du cycle peuvent étre visualisés sur le schéma (figure (V.7))

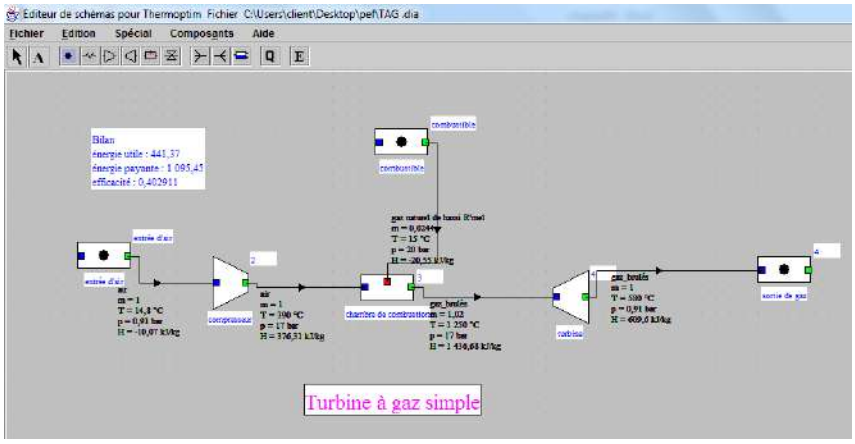


Figure (V.7) :schéma du projet TAG simple

Le tracé du cycle sur un diagramme thermodynamique et editer un tableaux :

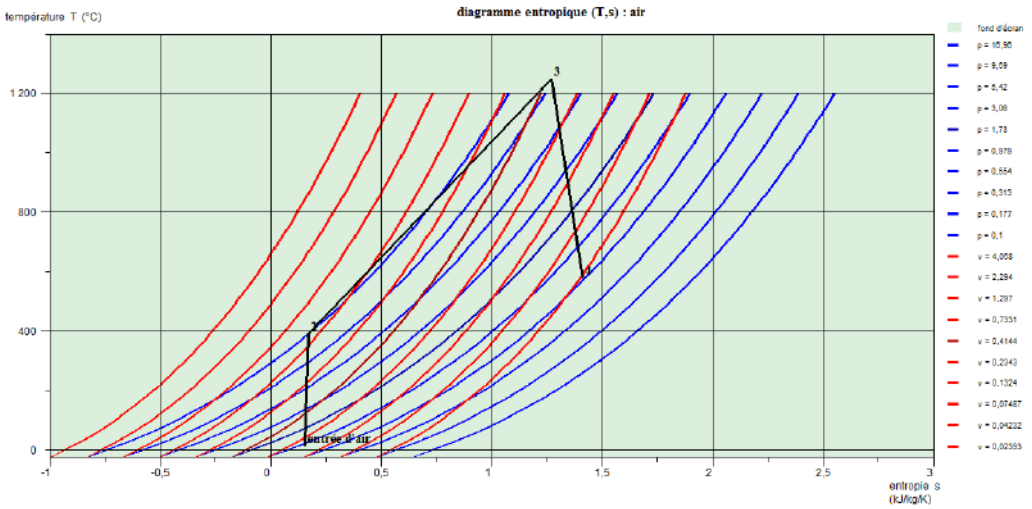


Figure (V.8) : Diagramme thermodynamique d'une TAG simple

nom du point	température T (°C)	pression P	enthalpie h	entropie s	chaleur massique	volume v
entrée d'air	14,8	0,91014	-10,07075	0,154349	1 001,87	0,908351
2	390	17	376,31236	0,169046	1 068,37	0,111997
3	1 250	17	1 436,67669	1,27252	1 289,91	0,260697
4	580	0,91014	609,3503	1,41206	1 166,48	2,72746

Tableau (V.3) : Tableau de cycle d'une TAG simple

V.I.5 Cycle simple isentropique :

Entrez l'état du corps au point "entrée d'air" .on connait sa pression (0,91014 bars) et sa température (14,8 C°) il peut donc (figure (V.9))

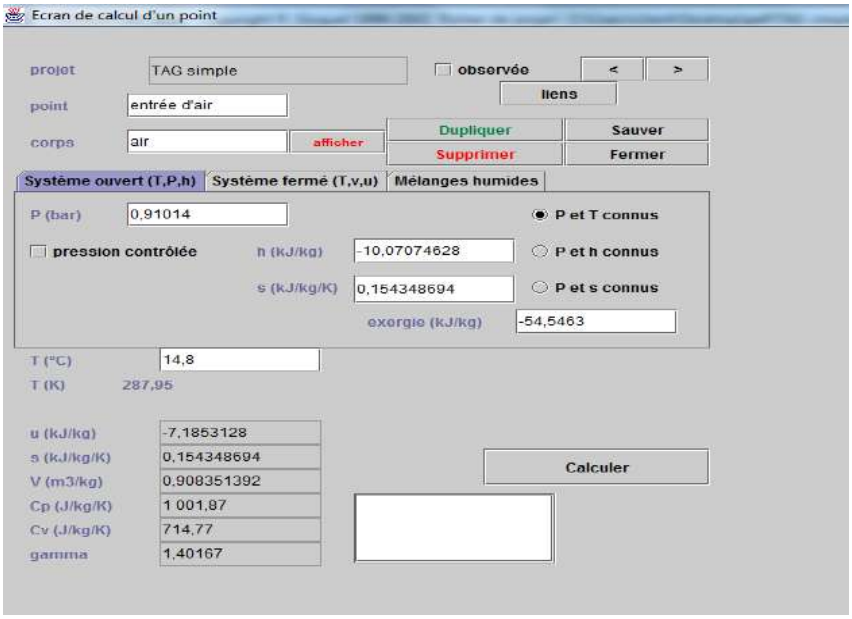


Figure (V.9) : Ecran de calcul d'un point d'entrée d'air

Pour le point (2), la seule information connue est sa pression égale (17 bars).

Nous prendrons $S_1=S_2$

L'entropie (S1=S2=0,154352) (kj /kg k) puis cliquez sur le bouton « calculer ».

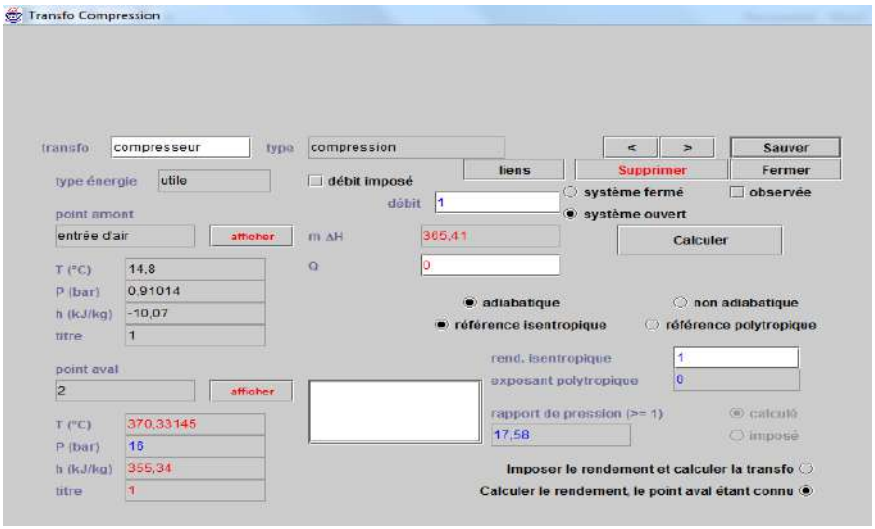


Figure (V.10) : Ecran de calcul le transfot compression.

Le calcul de la combustion (figure (V.11)) : la température de fin de combustion étant imposée égale à (1250C°).Entrez cette valeur dans le champ en bas à droite, et sélectionnez "calculer lambda" en cliquent sur le bouton "calculer".

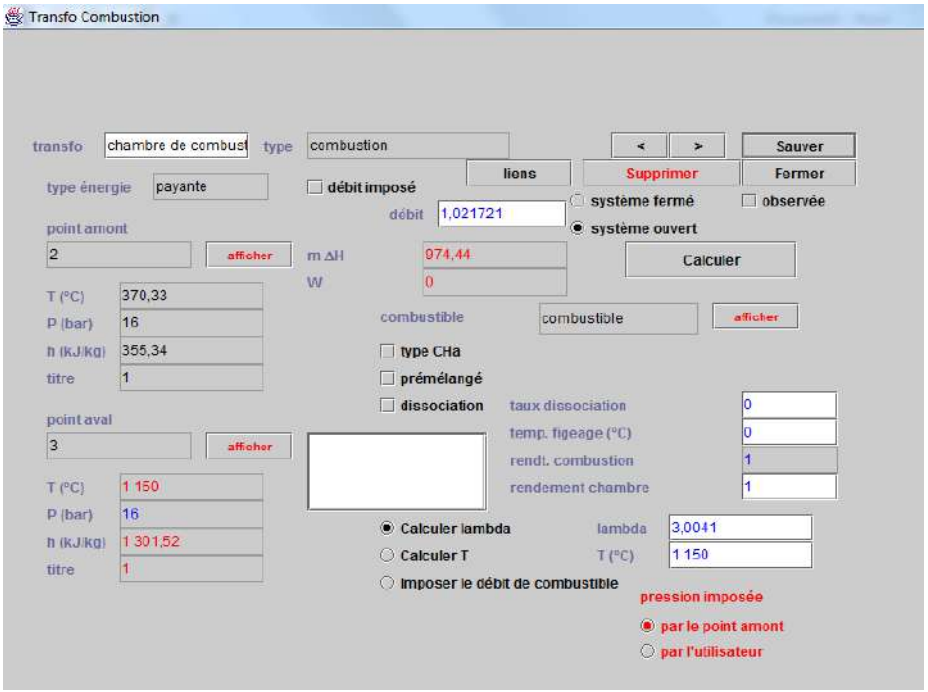


Figure (V.11) : Ecran de calcul le transfot combustion

Le point (4) a pour pression égale (0,91014 bars), mais sa température est inconnue.

Nous prendrons S_3=S_4

L'entropie (S3=S4=1,19066) (kj/kg k) puis cliquez sur le bouton calculer.

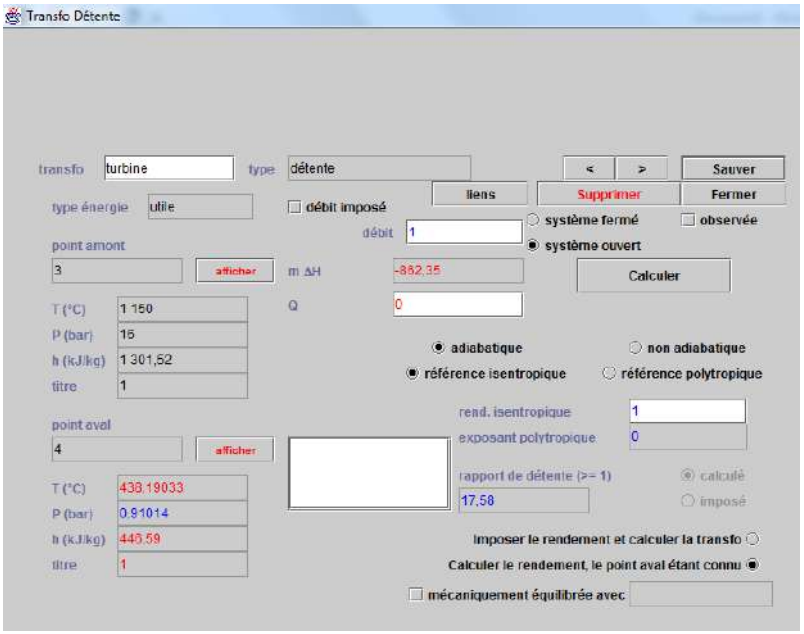


Figure (V.12) : Ecran de calcul le transfot détente

Le dernier point à paramétrer est le combustible, que nous supposerons à (20 bars) et (15 C°)

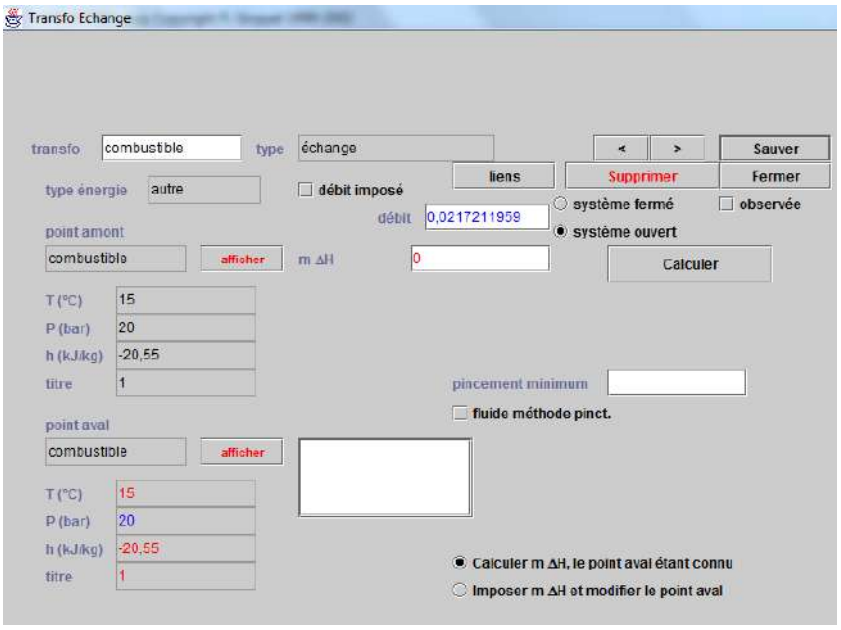


Figure (V.13) : Ecran de calcul le transfot Echange

Son rendement est obtenu en cliquent sur le bouton "bilan "de l'écran principal de projet (figure (V.14)).

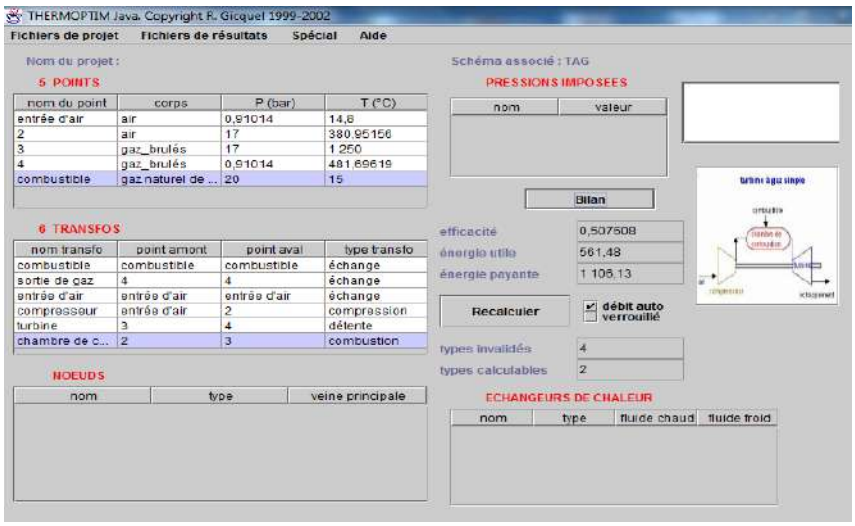


Figure (V.14) : Ecran principal de projet

Les différents points du cycle peuvent être visualisés sur le schéma (figure (V.15)) :

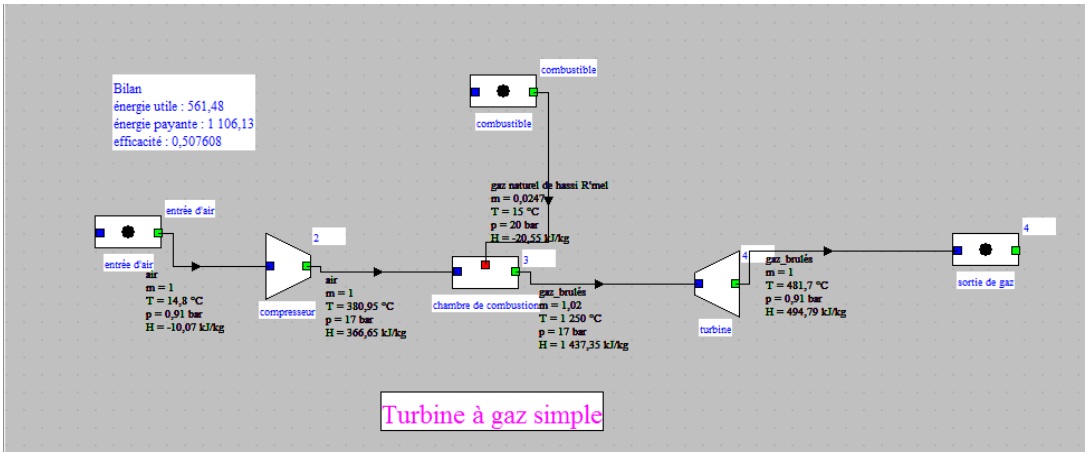


Figure (V.15) : schéma du projet TAG simple

On peut tracer le cycle sur un diagramme thermodynamique et editer un tableaux :

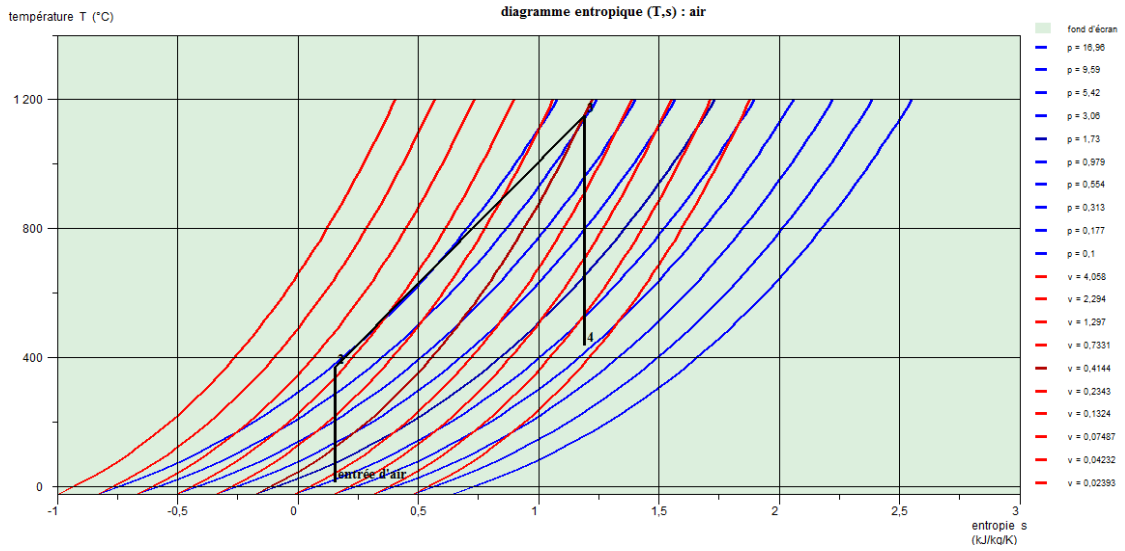


Figure (V.16) :diagramme thermodynamique du cycle simpleTAG

nom du point	température T (°C)	entropie s	pression P	enthalpie h	chaleur massique	volume v
entrée d'air	14,8	0,154349	0,91014	-10,07075	1 001,87	0,908351
2	370,33145	0,154352	16	355,34273	1 063,93	0,115468
3	1 150	1,19066	16	1 301,51593	1 268,61	0,258434
4	438,19033	1,19066	0,929561	428,05882	1,0792	3,24403

Tableau (V.4) : Tableau de cycle simple TAG

V.I.6 Cycle simple réel :

Entrez l'état du corps au point entrée d'air .on connait sa pression (0,91014 bars) et sa température(14,8 C°) la (figure (V.17)).

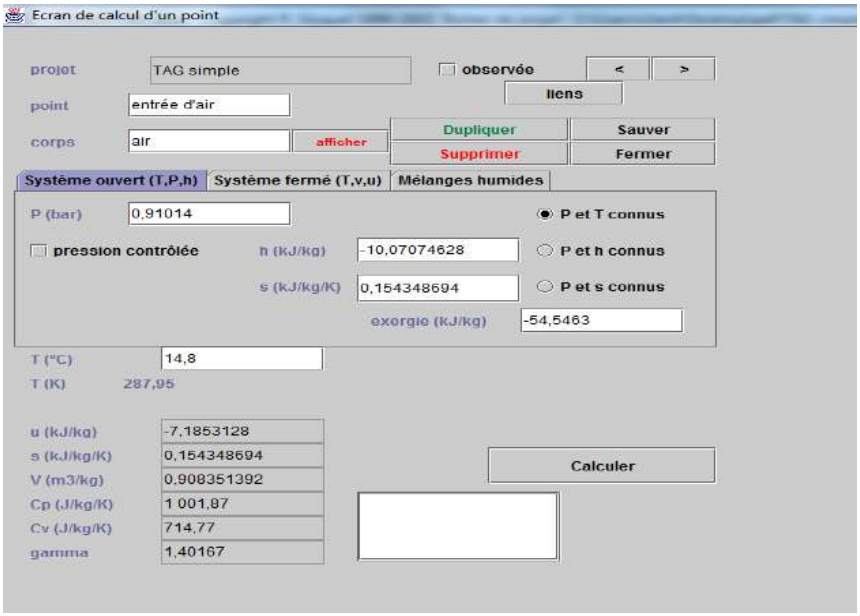


Figure (V.17) : Ecran de calcul le point entrée d'air

Pour le point (2) on connait aussi la pression (16 bars) et sa température (410,95 C°) choisissez ici polytropique, sélectionnez le mode de calcul "calculer le rendement, le point aval étant connu".puis cliquez sur le bouton "calculer".

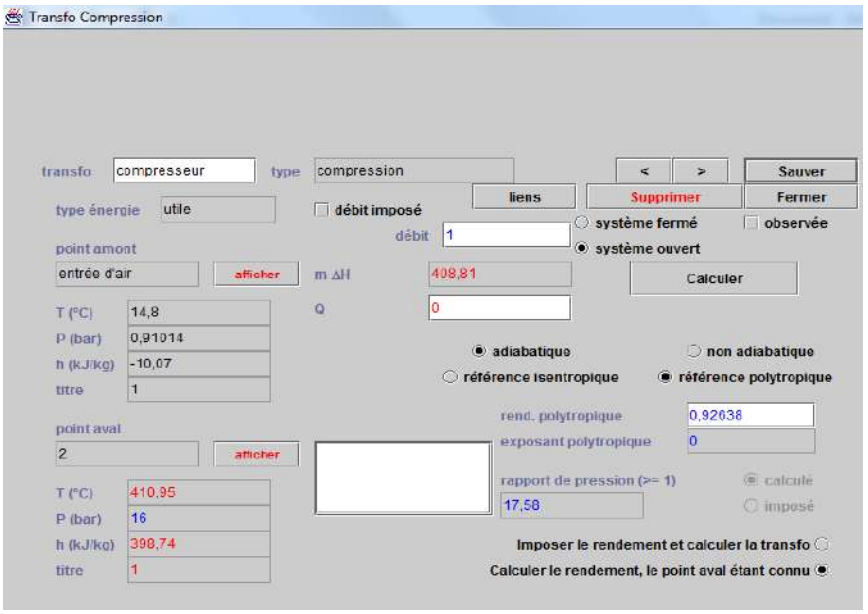


Figure (V.18): Ecran de calcul transfo compression

Le calcul de la combustion (figure (V.19)):la température de fin de combustion étant imposée égale à (1150C°).entrez cette valeur dans le champ en bas à droite, et sélectionnez "calculer lambda" en cliquent sur le bouton "calculer".

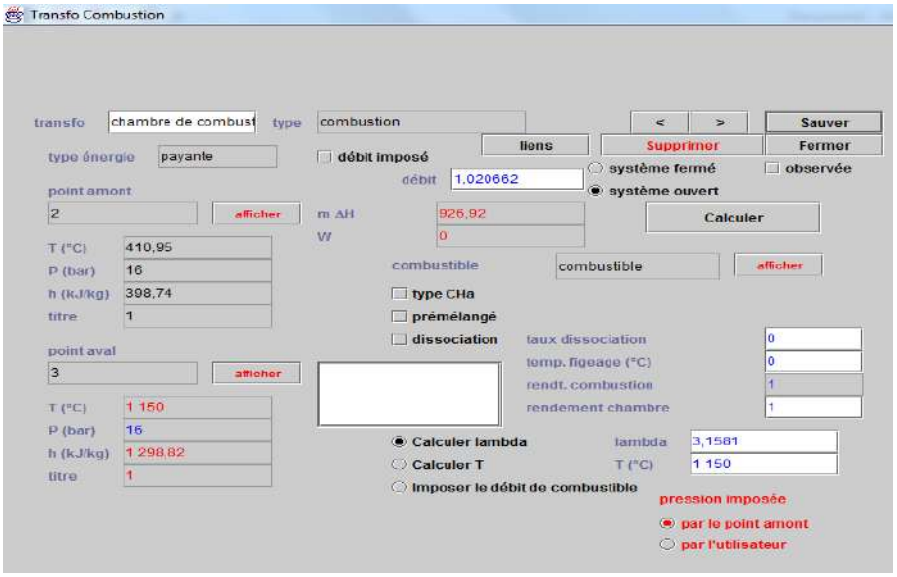


Figure (V.19): Ecran de calcul transfo combustion

La détente peut étre calculée à son tour (figure (V.20)) ,on connait sa pression égale (0,91014bars)

et sa température égale (554C°) . On choisit : polytropique et sélectionnez le mode de calcul"calculer le rendement » ,le point aval étant connu " puis cliquez sur le bouton "calculer".

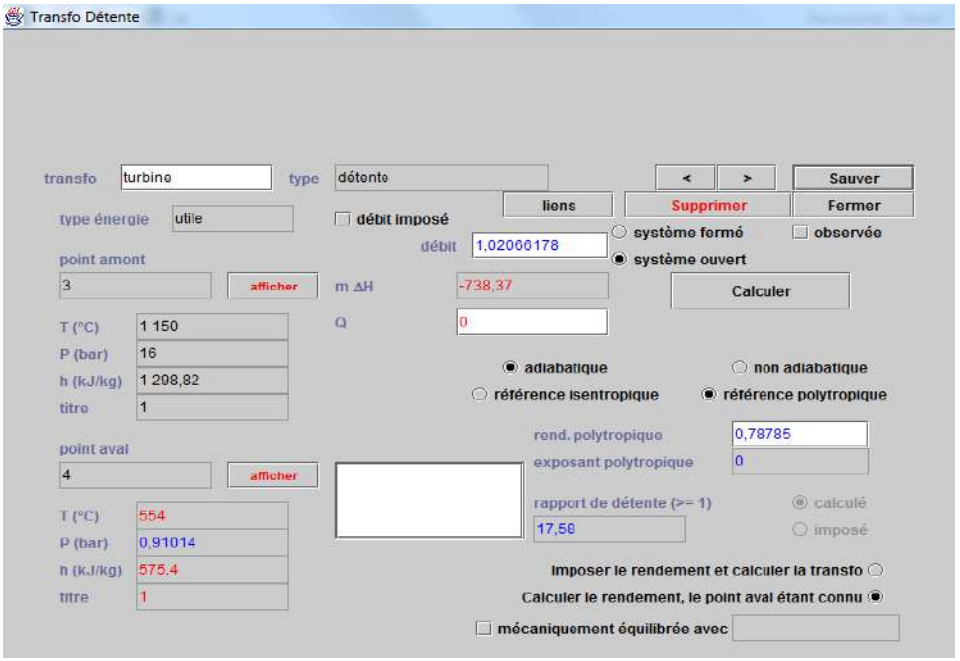


Figure (V.20): Ecran de calcul transfo détente

Le dernier point à paramétrer est le combustible, que nous supposerons à (20 bars) et (15 C°)

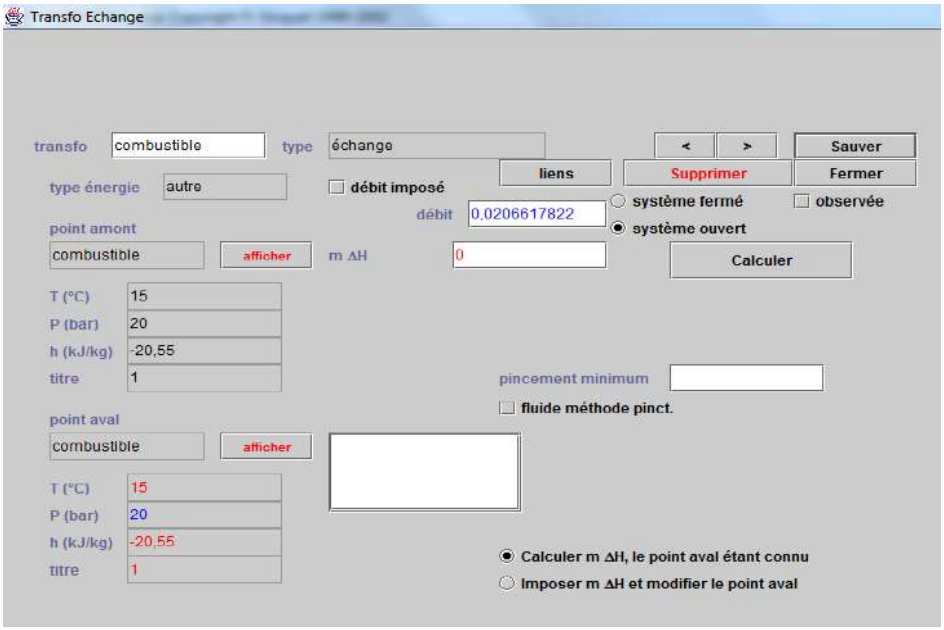


Figure (V.21): Ecran de calcul transfo Echange

Son rendement est obtenu en cliquent sur le bouton "bilan "de l'écranprincipal de projet (figure (V.22)).

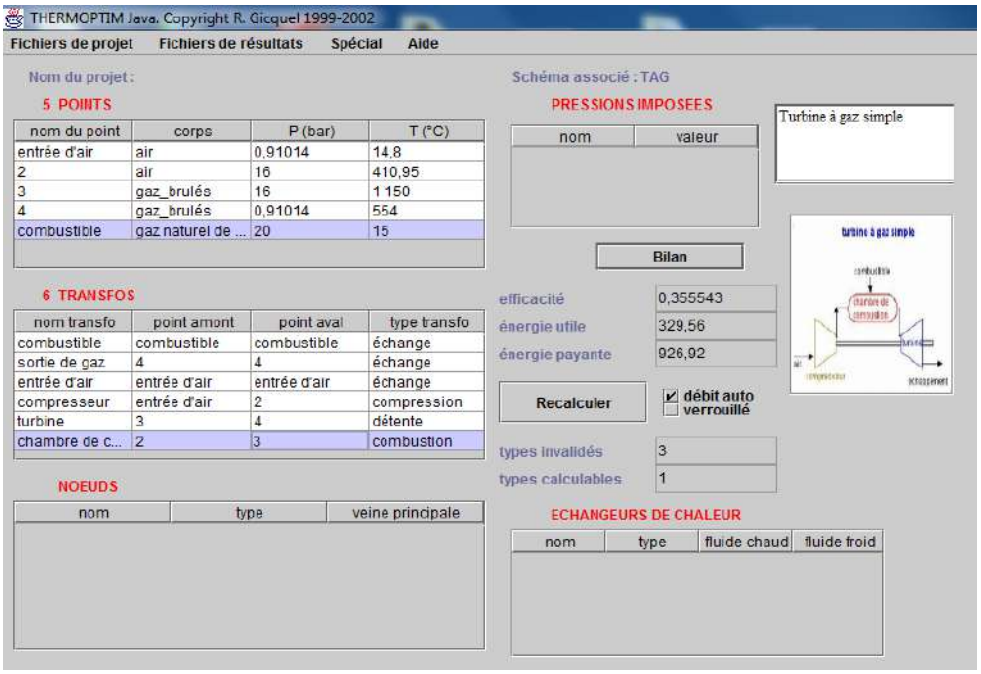


Figure (V.22): Ecran pricipal de projet TAG simple

Les différentes points du cycle peuvent étre visualisés sur le schéma (figure (V.25)) :

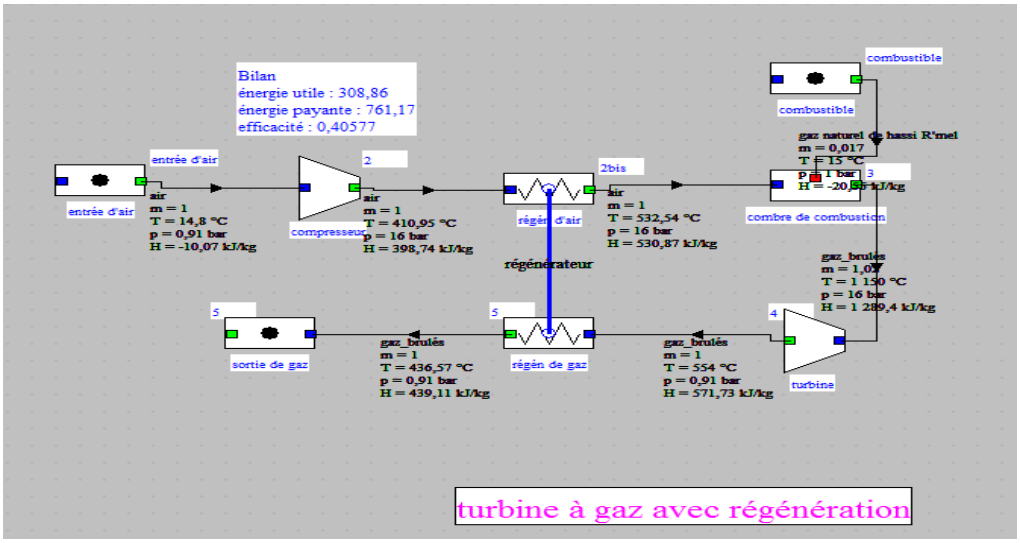


Figure (V.23): schéma du projet TAG simple

Le tracé du cycle sur un diagramme thermodynamique et editer un tableaux :

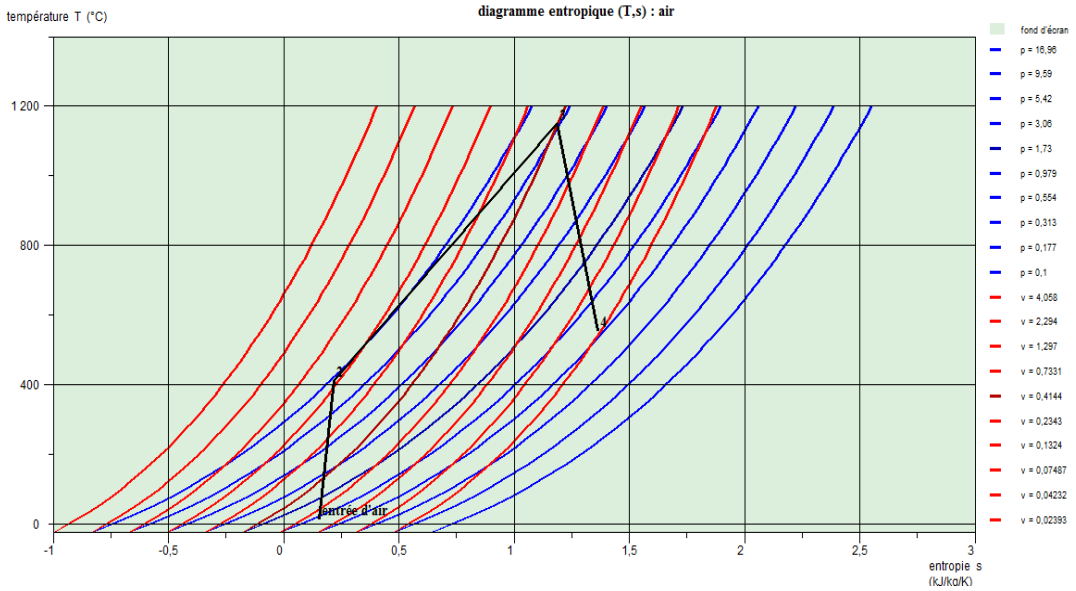


Figure (V.24): Diagramme thermodynamique d'un cycle simple TAG

nom du point	température T (°C)	pression P	enthalpie h	entropie s	chaleur massique	volume v
entrée d'air	14,8	0,91014	-10,07075	0,154349	1 001,87	0,908351
2	410,95	16	398,74415	0,219754	1 073,09	0,122757
3	1 150	16	1 298,82499	1,18563	1 265,5	0,258288
4	554	0,91014	575,39852	1,36224	1 151,78	2,63906

Tableau (V.5) : Tableau de cycle simple TAG

V .I.7 Influence des quelques facteurs sur le rendement de la turbine :

Une turbine à gaz emploie de l'air atmosphérique, donc, ses performances sont considérablement influencées par tous les facteurs suivants : « la température ambiante ,la pression atmosphérique , taux de compression et la température max dans la chambre de combustion ».

V.I.7.1 l'effet de la température ambiante :

D'après le calcul thermodynamique, on constate que l'augmentation de la température ambiante influe sur les valeurs de performances de la turbine à gaz. En effet il est à noter que plus cette température augmente, plus la puissance et le rendement global diminuent.

Donc on a proposé (dans les périodes chaudes) que l'air admis dans le compresseur soit refroidi jusqu'à une température acceptable dans un échangeur. Le (tableau (V.6)) montre un exemple de la façon dont le rendement est influencé par la température ambiante.

La température d'entrée d'air Te (C°)	Le rendement
7	0,3507
14,8	0,3467
35	0,3355
50	0,3265

Tableau (V.6): l'effet de température d'entrée d'air sur le rendement

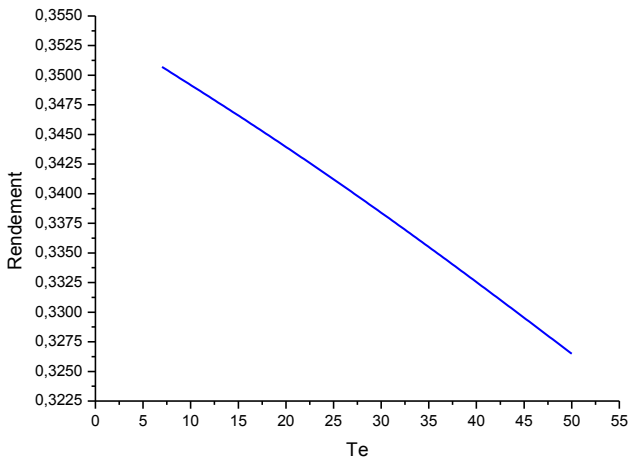


Figure (V.25) : Influence de la température d'entrée sur le rendement d'une turbine à gaz simple.

V.I.7.2 L'effet du taux de compression sur l'efficacité :

A mesure que le taux de compression augmente,le travail spécifique du compresseur augmente, en conséquence le rendement de la turbine et le travail util (et donc la puissance) diminuent. Si le taux de compression diminue le phénoméne inverse se produit. Le (tableau(V.7)) montre un exemple de la façon dont le rendement est influencé par le taux de compression .

Le taux de compression	L'efficacité
2,5	0,1500
7,5	0,2800
16	0,3467
20	0,3628

Tableau (V.7) : l'effet de taux de compression sur le rendement.

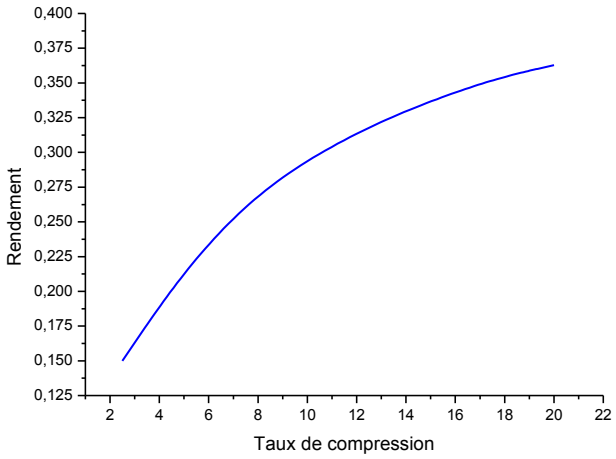


Figure (V.26) : Influence de taux de compression sur le rendement d'une turbine à gaz simple.

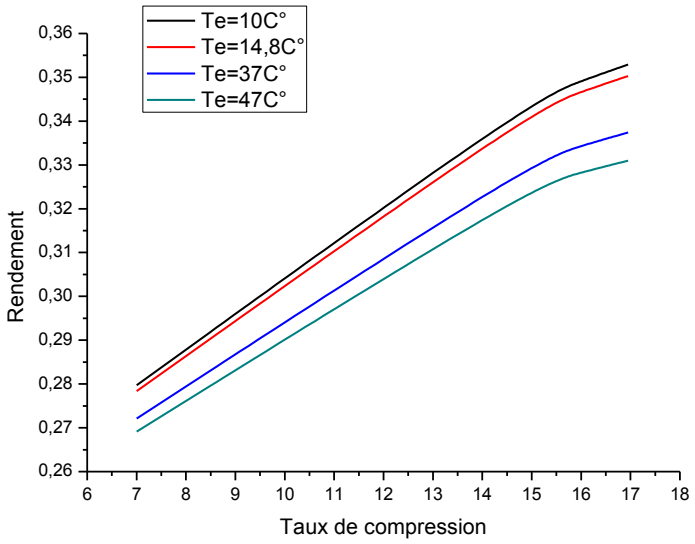


Figure (V.27) : La variation du rendement en fonction de taux de compression pour différente Te.

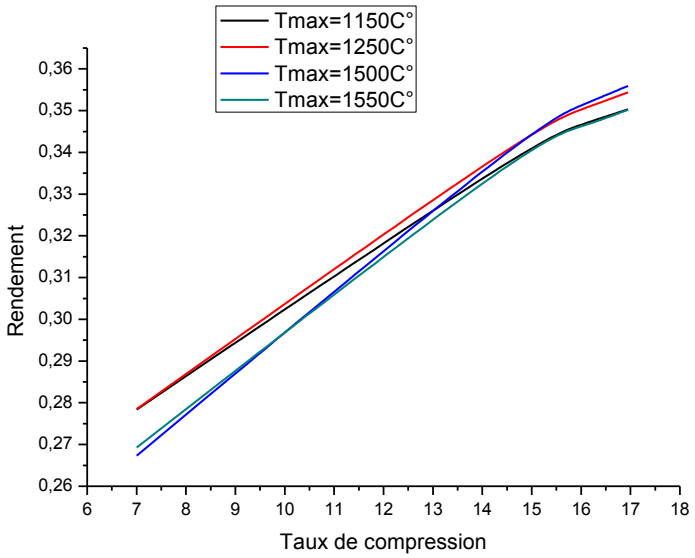


Figure (V.28) : La variation du rendement en fonction de taux de compression pour différente Tmax

- L'augmentation du taux de compression augmente le rendement du cycle,pour une température Tmax donnée.
- Cependant , l'augmantation du taux de compression après une certaine valeur, pour n'importe quelle valeur de Tmax , peut diminuer le rendement du cycle.

V.I.7.3 L'effet de température de chambre de combustion sur le rendement :

Si la température de chambre de combustion augmente le rendement augmante jusqu'à Tmax=1550C° après cette valeur le rendement diminue.

La température de C.C Tmax (C°)	L'efficacité
1150	0,3467
1250	0,3503
1500	0,3656
1550	0,3667
1800	0,3446

Tableau(V.8) : l'effet de température de chambre de combustion sur le rendement.

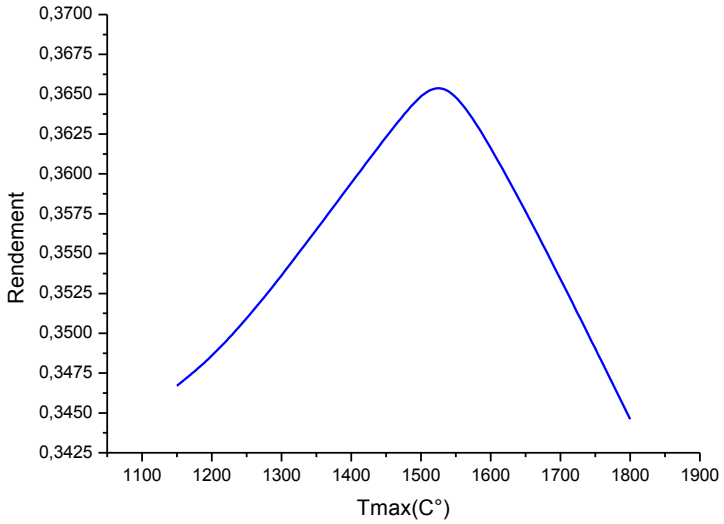


Figure (V.29) :Influence de température de chambre de combustion sur le rendement d'une turbine à gaz simple.

V.1.7.4 Conclusion :

Cette étude nous a permis de bien comprendre l'analyse du cycle thermodynamique de la turbine à gaz réel.

On a trouvé qu'il y a plusieurs facteurs qui influent directement sur les performances qui peuvent être divisés en deux catégories, les facteurs liés à la conception du machine tels que la température maximale du cycle et le rapport de compression et les autres que sont les conditions ambiantes qui liées avec la zone d'implantation de la turbine à gaz.

Partie II :

V.II.1 Cycle à gaz avec régénération :

On suppose que 1t/s d'air soit aspiré à (14,8 C°) et (0,91014 bar) puis comprimé à (16bars). Il entre dans un générateur qui lui permet de récupérer une partie de l'enthalpie disponible en fin de détente. L'air sortant du régénérateur est porté à haute température (1150C°) dans la chambre de combustion ou il brule avec du gaz naturel de Hassi R'mel, les gaz détendus à (0,91014 bar) et dirigés vers le régénérateur. L'efficacité de régénérateur est 85% étant à contrecourant.

Entrez l'état du corps au point "entrée d'air". On connait sa pression (0,91014 bar) et sa température (14,8 C°).

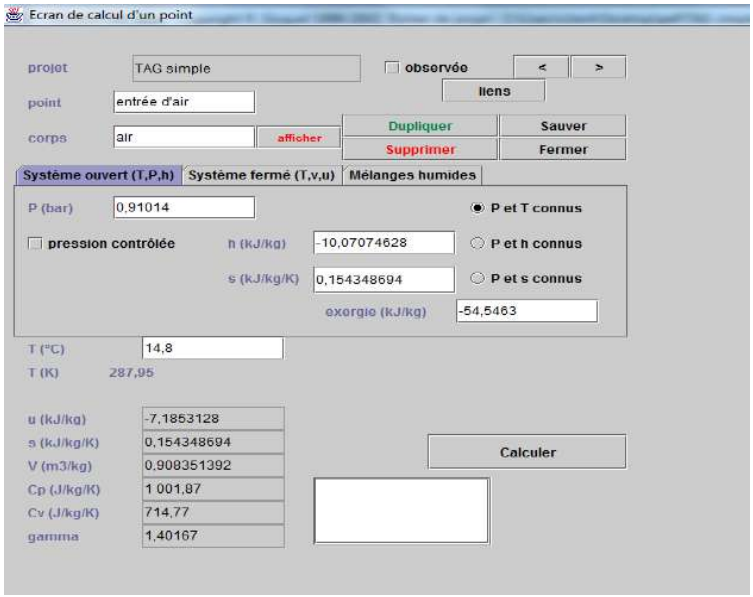


Figure (V.30) : Ecran de calcul le point entrée d'air

Pour le point (2) on connait sa pression égale (16 bars) et sa température égale (410,95 C°). choisissez ici polytropique, sélectionnez le mode de calcul "calculer le rendement, le point aval étant connu".puis cliquez sur le bouton "calculer".

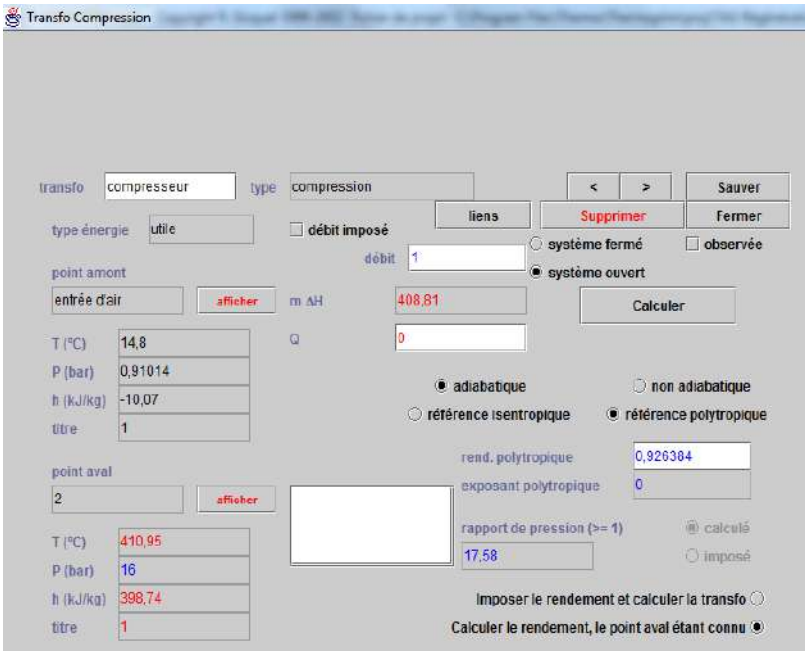


Figure (V.31): Ecran de calcule le transfo compression

Le point (2bis) on connait sa pression égale (16 bars) et sa température égale (550C°).

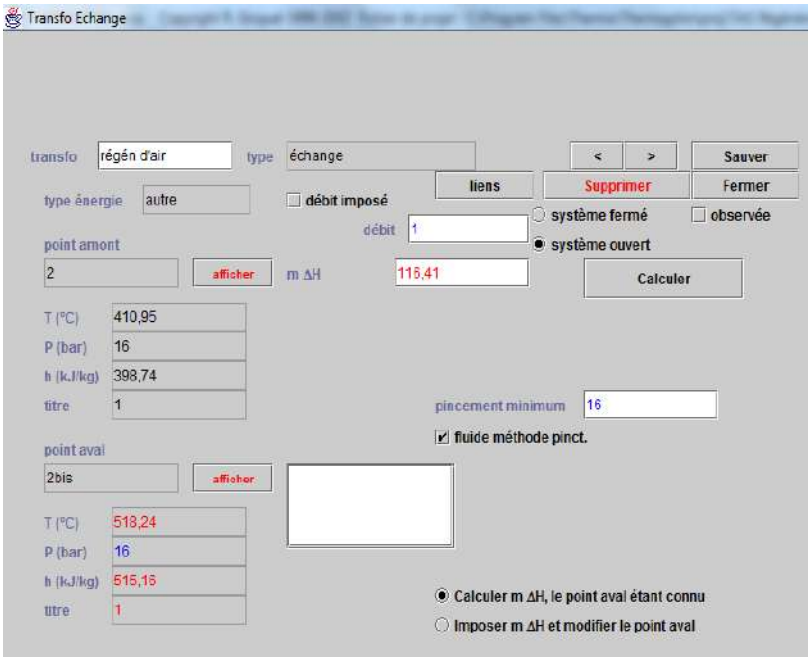


Figure (V.32): Ecran de calcule transfo Echange

Le calcul de la combustion (figure (V.33)) : la température de fin de combustion étant imposée égale à (1150C°).entrez cette valeur dans le champ en bas à droite, et sélectionnez "calculer lambda" en cliquent sur le bouton "calculer".

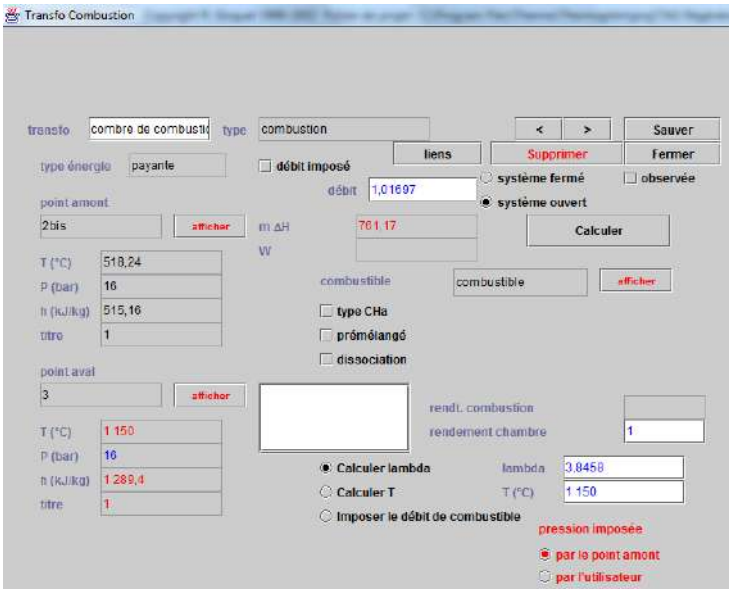


Figure (V.33): Ecran de calcul transfo combustion

La détente peut étre calculée à son tour (figure (V.34)) ,on connait sa pression égale (0,91014 bars) et sa température égale (554C°) son choisissiez : polytropique et sélectionnez le mode de calcul"calculer le rendement ,le point aval étant connu " puis cliquez sur le bouton "calculer".

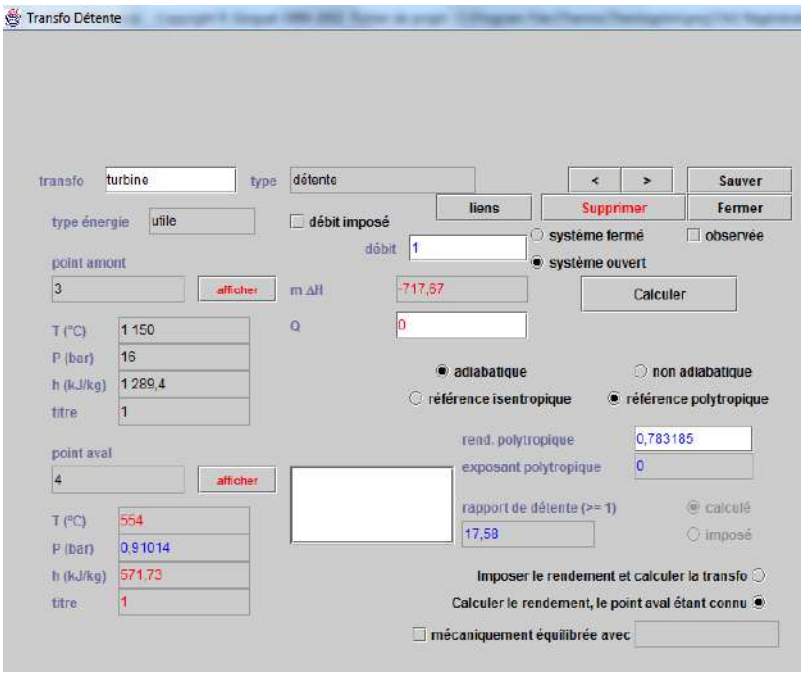


Figure (V.34) : Ecran de calcul transfo Détente

Le point (5) sa pression égale (0,91014 bars) et sa température égale (418,2 C°).

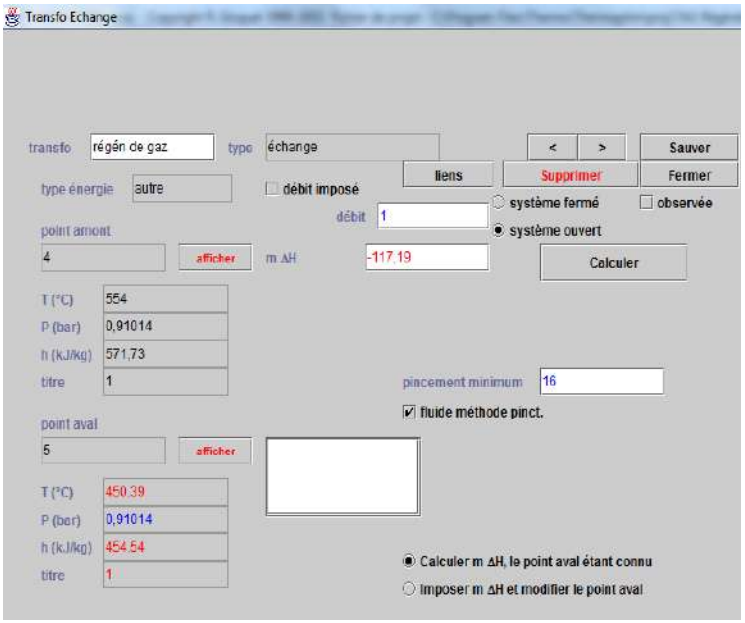


Figure (V.35) : Ecran de calcul transfo Echange

Le paramétrage des échangeurs demande à être fait avec soin :

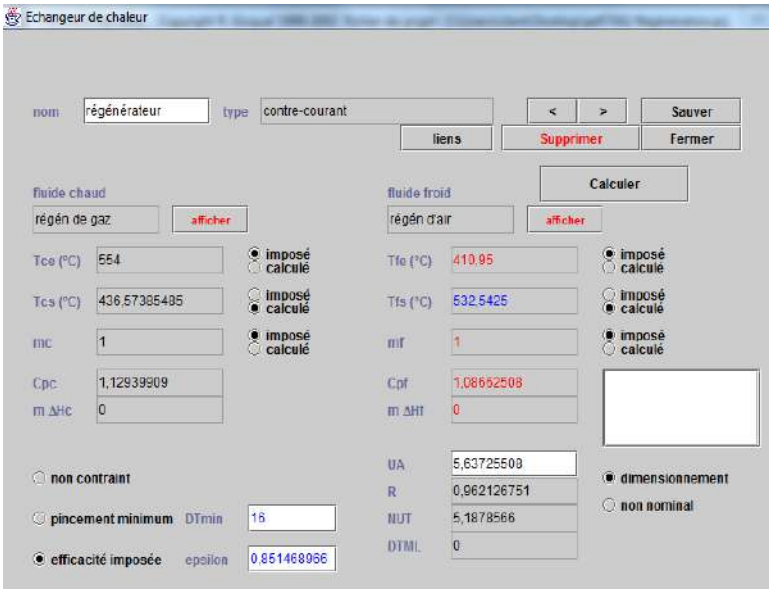


Figure (V.36): Ecran de calcul Echangeur de chaleur

Dans ce cas, le débit et la température d'entrée des deux fluides sont imposées, et l'efficacité de l'échangeur est fixée (0,85).

Le dernier point à paramétrer est le combustible, que nous supposerons à (20 bars) et (15 C°).

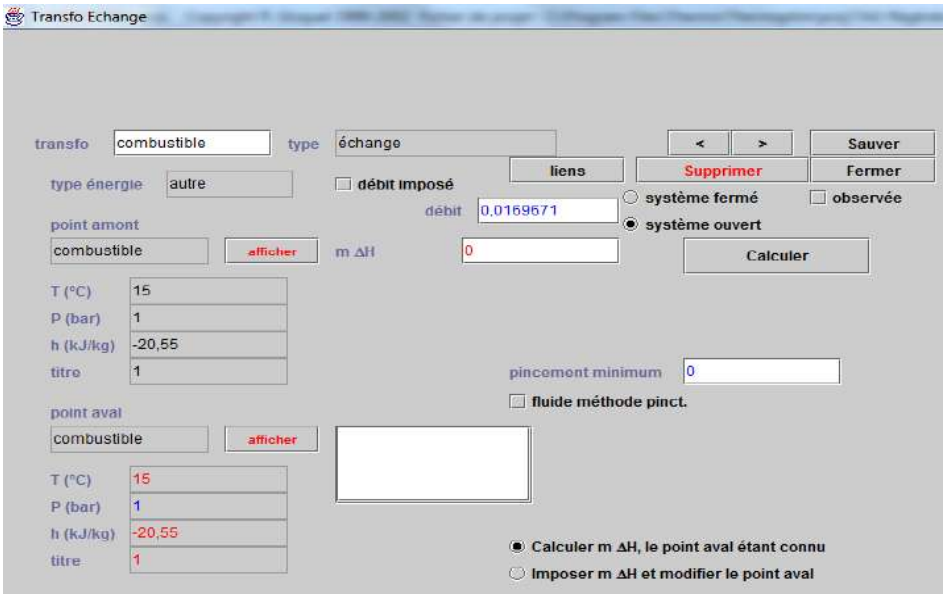


Figure (V.37) : Ecran de calcul transfo échange.

Le bilan du cycle est déterminé :

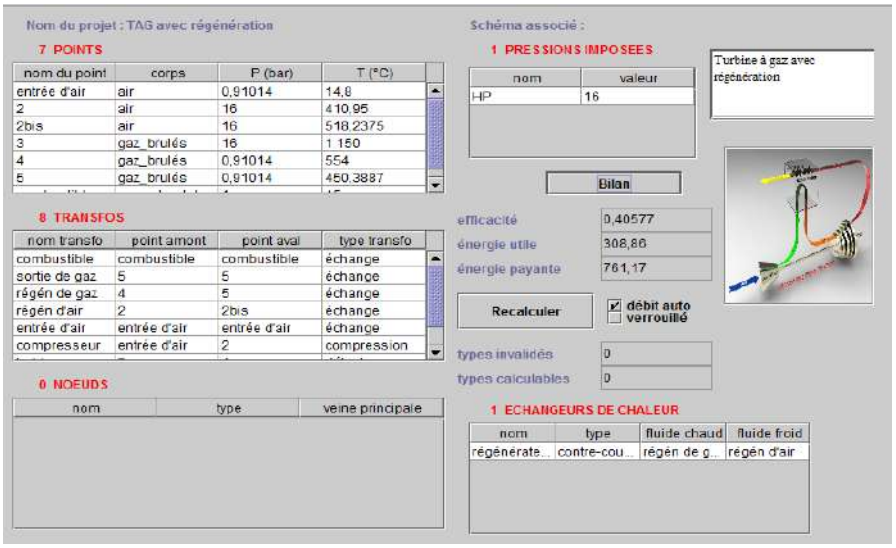


Figure (V.38) : Ecran principal de projet TAG avec Régénération

Enfin, les résultats peuvent être affichés sur le schéma :

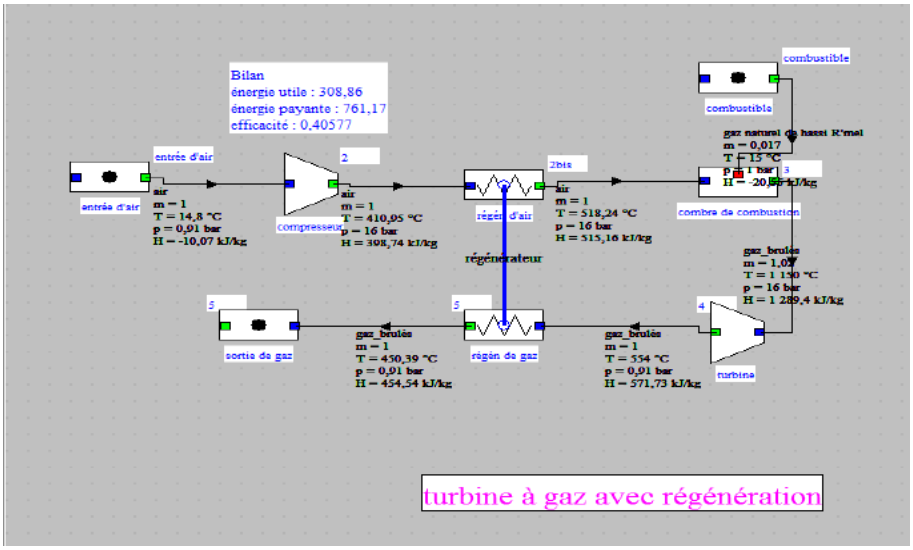


Figure (V.39) : Schéma principal du projet TAC avec Régénération.

Le tracé du cycle sur un diagramme thermodynamique et editer un tableaux :

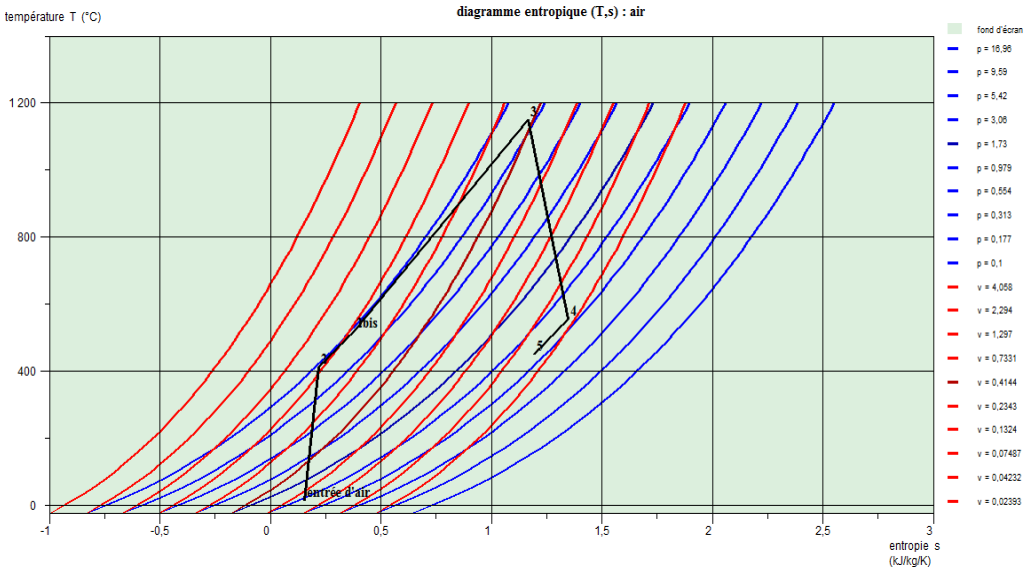


Figure (V.40) :Diagramme thermodynamique du cycle TAG avec Régénération

nom du point	température T (°C)	pression P	enthalpie h	entropie s	chaleur massique	volume v
entrée d'air	14,8	0,91014	-10,07075	0,154349	1 001,87	0,908351
2	410,95	16	398,74415	0,219754	1 073,09	0,122757
2bis	518,2375	16	515,15674	0,377786	1 096,87	0,142008
3	1 150	16	1 289,39658	1,16725	1 254,58	0,257775
4	554	0,91014	571,72765	1,34738	1 143,47	2,63382
5	450,3887	0,91014	454,53507	1,19604	1 118,5	2,3039

Tableau (V.9) : Tableau de cycle TAG avec Régénération

V.III.2 Cycle à gaz biétagé avec régénération :

On suppose maintenant que 1 t/s d'air soit aspiré à(14,8 °C) et(0,91014 bar) puis comprimé à (4 bars) dans un premier corps de compression, puis refroidi par échange avec l'air ambiant, avant d'être porté à (16 bars) dans un deuxième compresseur. Il entre alors dans un régénérateur qui lui permet de récupérer une partie de l'enthalpie disponible en fin de détente.

L'air sortant du régénérateur est porté à haute température (1150 °C) dans une première chambre de combustion, où il brûle avec du gaz naturel. Les gaz sont détendus à (4 bars), puis réchauffés par combustion à (1150 °C) avant d'être détendus à (0,91014 bar), et dirigés vers le régénérateur.

Le débit d'air de refroidissement est supposé être égal à 10 kg/s, avec une efficacité de 80 % pour l'intercooler et de 75 % pour le régénérateur, les deux échangeurs étant à courants croisés non mélangés.

La construction du schéma ne pose pas de problèmes particuliers :

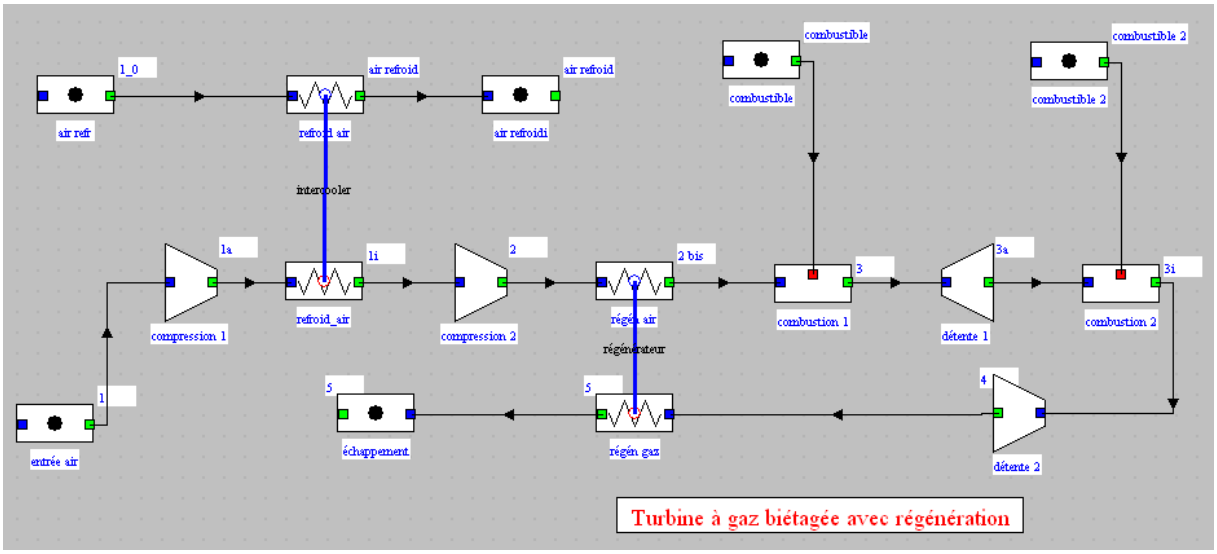


Figure (V.41) : schéma pricipale d'une TAG biétagée avec Riégénération

Notons que ce problème est particulièrement complexe parce que le système est fortement couplé : la température d'air du point (2bis), en sortie de régénérateur, dépend de l'enthalpie des gaz au point (4), c'est-à-dire de leur composition et de leur débit, qui eux-mêmes dépendent de la quantité de carburant injectée, et donc de l'état du point (2bis).

Le paramétrage des échangeurs demande à être fait avec soin :

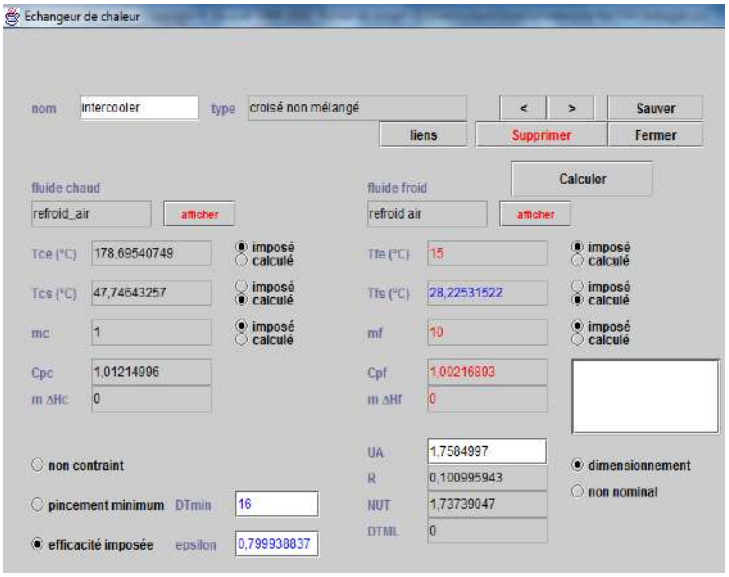


Figure (V.42) : Ecran de calcul Echangeur de chaleur (Intercooler)

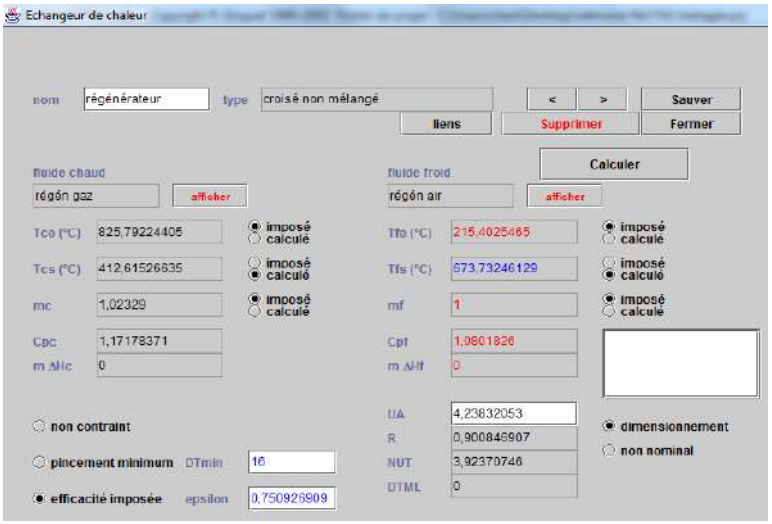


Figure (V.43) : Ecran de calcul Echangeur de chaleur (Régénérateur)

Dans les deux cas, les débits et les températures d'entrée des deux fluides sont imposées, et l'efficacité de l'échangeur est fixée (à 0,8 pour l'intercooler, et 0,75 pour le régénérateur).

Le bilan du cycle est déterminé :

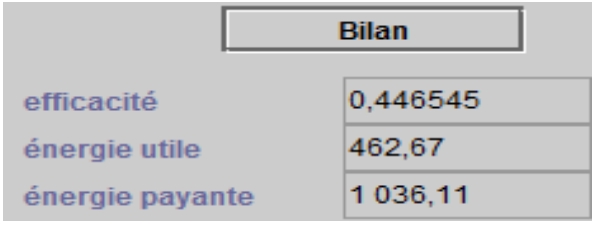


Figure (V.44) : Représente le Bilan Thermodynamique

Enfin, les résultats peuvent être affichés sur le schéma :

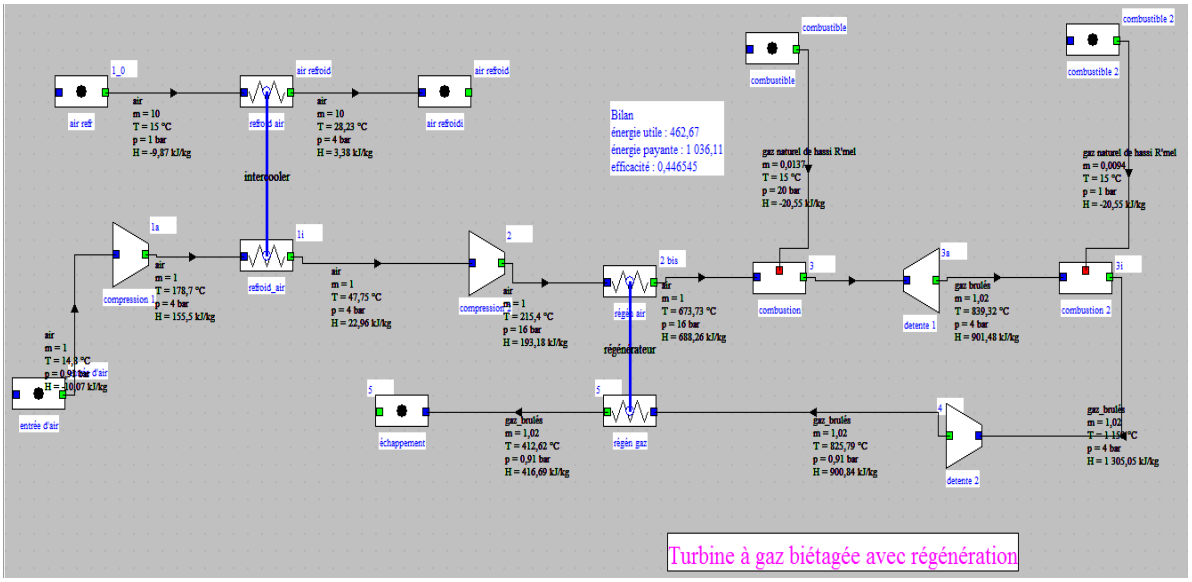


Figure (V.45) : schéma principale de cycle TAG Biétagée avec Régénération

Le tracé du cycle sur un diagramme thermodynamique et editer un tableaux :

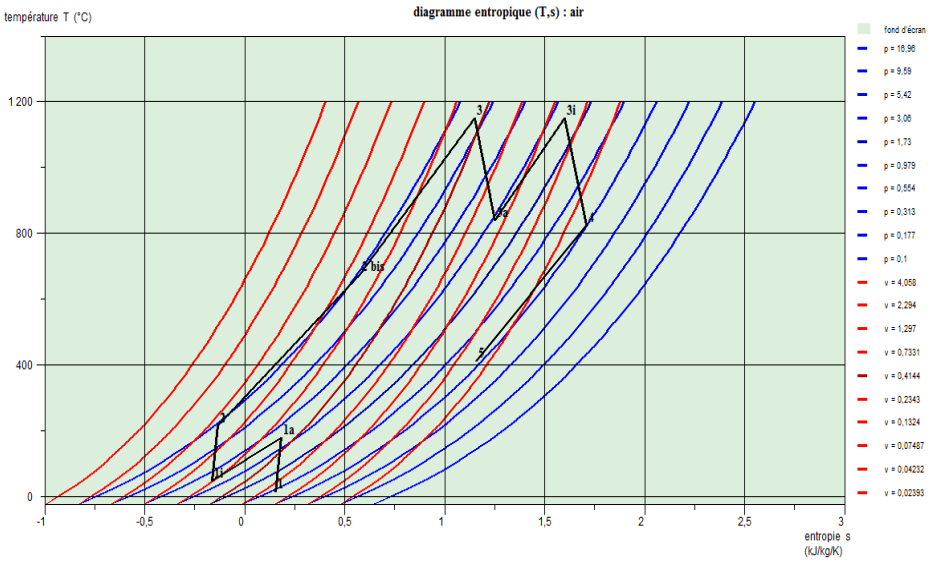


Figure (V.46) : Diagramme thermodynamique de cycle TAG Biétagée avec Régénération

nom du point	température T (°C)	pression P	enthalpie h	entropie s	chaleur massique	volume v
1	14,8	0,91014	-10,07075	0,154349	1 001,87	0,908351
1a	178,69541	4	155,50096	0,184106	1 022,79	0,324321
1i	47,74643	4	22,9644	-0,162079	1 003,78	0,23033
2	215,40255	16	193,17616	-0,133747	1 030,04	0,087667
2 bis	673,73246	16	688,25974	0,577401	1 129,05	0,169911
3	1 150	16	1 281,06818	1,14992	1 244,94	0,257323
3a	839,31741	4	901,4775	1,25031	1 195,85	0,80459
3i	1 150	4	1 305,05193	1,60022	1 272,71	1,0345
4	825,79224	0,91014	900,84083	1,70867	1 217,67	3,51082
5	412,61527	0,91014	416,68769	1,15787	1 121,82	2,19083

Tableau (V.10) : Tableau de cycle TAG Biétagée avec Régénération

Partie III

Dans ce partie , on a présenté les différents résultats de la simulation du cycle simple, avec régénération puis biétagé avec régénération.

On utilise les résultats de Thermoptime dans un tableur et en explique comment dresser le bilan éxergitique d'un cycle.

On établit un bilan éxergitique, c'est-à-dire :

- Comptabiliser les pertes éxergitique de chaque composant.
- Calculer le rendement éxergitique de chaque composant.

Nous métrons en application cette méthodologie pour analyser quantitativement les irréversibilités de divers système énergétique des turbines à gaz.

V.III.1Présentation du tableur :

Sur le plan pratique, et bien que la procédure ne soit pas encore automatisée dans le progiciel, l'établissement du bilan éxergitique d'un cycle peut être fait de la manière suivante lorsqu'il est modélisé dans Thermoptime :

- Une fois le modèle bien paramétré et calculé, on exporte le fichier de résultats (ligne "Exporter les résultats ", comme indiqué dans l'activité suivante).
- Les premières lignes de ce fichier peuvent être copiées dans une feuille de calcul préalablement préparée pour l'établissement du bilan.
- Il faut ensuite reprendre à la main soigneusement la partie de la feuille de calcul qui dresse le bilan, les lignes relatives aux différentes transformations devant, être construites différemment selon qu'il s'agit de compression ou détentes adiabatique ou d'échanges de chaleur avec l'extérieur.

V.III.2 Bilans éxergitique :

Cette partie explique comment dresser le bilan éxergitique d'un cycle. La théorie de l'exergie étant présentée dans le (chapitre II).Elle est de plus en plus acceptée comme outil privilégié pour comparer et optimiser les cycles thermodynamiques grâce aux bilans éxergitique .Elle définit une méthode d'analyse intégrée qui englobe les deux premiers

principes de la thermodynamique, et permet ainsi de tenir compte à la fois des quantités d'énergie mises en jeu et de leur qualité.

V.III.3 Fichier de résultats de Thermoptim :

V.III.3.1 Turbine à gaz simple :

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M
1	Bilan												
2	efficacité	énergie payante	énergie utile	T0 exergie									
3	0,355543	926,92	329,56	288,15									
4													
5													
6	POINTS	5											
7	nom	nom corps	T (K)	P (bar)	titre	h (kJ/kg)	s (kJ/kg/K)	V (m3/kg)	u (kJ/kg)	xh (kJ/kg)	Cp	Cv	gamma
8	combustible	gaz naturel de hassi R'mel	288,15	20	1	-20,55348801	-0,87425287	0,054630409	-16,81856158	231,3624767	2078,840349	1699,66	1,22309188
9	entrée d'air	air	287,95	0,91014	1	-10,07074628	0,154348694	0,908351392	-7,1853128	-54,54632248	1001,877809	714,77	1,40167859
10	2	air	684,1	16	1	398,7441545	0,219753901	0,122756533	287,8918294	335,4220679	1073,087809	785,98	1,36528641
11	3	gaz_brulés	1423,15	16	1	1298,824989	1,18563092	0,258287563	972,0993442	957,1854388	1265,494078	975,11	1,29779623
12	4	gaz_brulés	827,15	0,91014	1	575,3985245	1,38223619	2,63905762	421,7417897	182,8701662	1151,774078	861,39	1,33711104
13													
14	TRANSFOS	6											
15	nom	point amont	point aval	type	m ?H	m ?Xh	type_ener	débit					
16	compresseur	entrée d'air	2	compression	408,8149007	389,9683904	utile	1					
17	turbine	3	4	détente	-738,3739026	-790,3141748	utile	1,020662					
18	chambre de combustion	2	3	combustion	926,9168741	641,5405281	payante	1,02066178					
19													

Tableau (V.11) : Tableau de résultats du cycle simple TAG.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
14	TRANSFOS	6								
15	nom	point amont	point aval	type	m ?H	m ?Xh	type_ener	débit		
16	compresseur	entrée d'air	2	compression	408,8149007	389,9683904	utile	1		
17	turbine	3	4	détente	-738,3739026	-790,3141748	utile	1,020662		
18	chambre de combustion	2	3	combustion	926,9168741	641,5405281	payante	1,02066178		
19										
20										
21		bilan enthalpique				bilan exergétique				
22										
23	évolution	dh	τ	Q		dxq	dxh	dxhi	% pertes globales	
24	compresseur	409	409				390	19	3%	
25	turbine	-738	-738				-790	52	9%	
26	chambre de combusti	927		927		927	642	285	48%	
27	aspiration / échappement						-241	241	40%	
28										
29										
30	cycle	597	-330	927			0	597	100%	
31					sigma(xq+)		927			
32					sigma(tau+)		0,00			
33										
34	rendement energétique		35,55%	rendement exergétique		40%				
35										

TAG | TAG régénération | TAG biétagée

Tableau (V.12) : Tableau de résultats du cycle simple TAG.

Exemple de calcul :

$$\eta = \frac{\text{utilisation exergitique}}{\text{ressources exergétiques}} \quad \text{.....(V.1) [7]}$$

Utilisation éxergitique $= W_{nett} - T_0\ \Delta S$ ..... (V.2)

$= (h_2 - h_1) + (h_4 - h_3) - T_0(S_2 - S_1) + (S_4 - S_3)$.....(V.3)

Ressource éxergitique = $\Delta h_{cc} - T_0\,\Delta S$ ……(V.4)

$=(h_3 - h_2) - T_0(S_3 - S_2)$ ……...(V.5)

Dans le tableur on utilise les étapes suivantes :

Travail net = énergieutile, avec T_0=288,15 C°

$T_0\,\Delta S$ = dxhi avec dxhi= ($dxhi_{Cp}$+ $dxhi_T$) ……(V.6)

$\Delta h_{cc} = dxq$ $T_0\,\Delta S$ = dxhi avec dxhi = ($dxhi_{cc}$) ……..(V.7)

$\eta = \frac{\text{énergie utile} - dxhi_{(Cp+T)}}{dxq - dxhi_{cc}}$ ……(V.8)

AN :

$$\eta = \frac{329{,}5 - 71}{927 - 285} = 0{,}40 = 40\%$$

V.III.3.1.1 Analyse du bilan éxergitique TAG simple :

Le bilan exégétique indique un rendement éxergitique de 40%. La répartition des pertes globales montre qu'en des irréversibilités de combustion qui sont inéluctables, ce sont les pertes à l'échappement qui sont les plus importantes 40%.

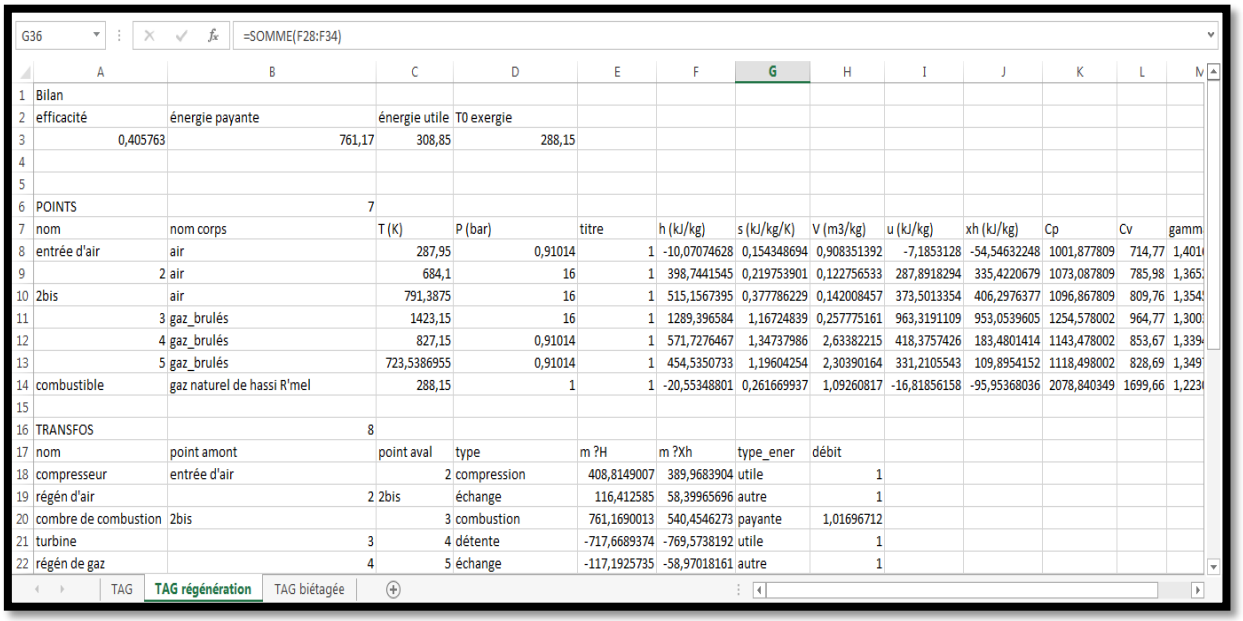
Les pistes d'amélioration des turbines à gaz se déduisent de ce bilan éxergitique :

- Augmenter la température du cycle pour accroitre le rendement de la combustion on rencontre à ce niveau des limites technologiques.
- Récupérer l'exergie disponible à l'échappement.

La température des gaz en sortie de turbine étant égale à (554 C°),et celle de l'air en sortie du compresseur à (410,95C°) il est possible de préchauffer l'air comprimé avec les gaz d'échappement avant l'entrée dans la chambre de combustion.

Le cycle à régénération que nous allons étudier maintenant correspond à cette solution

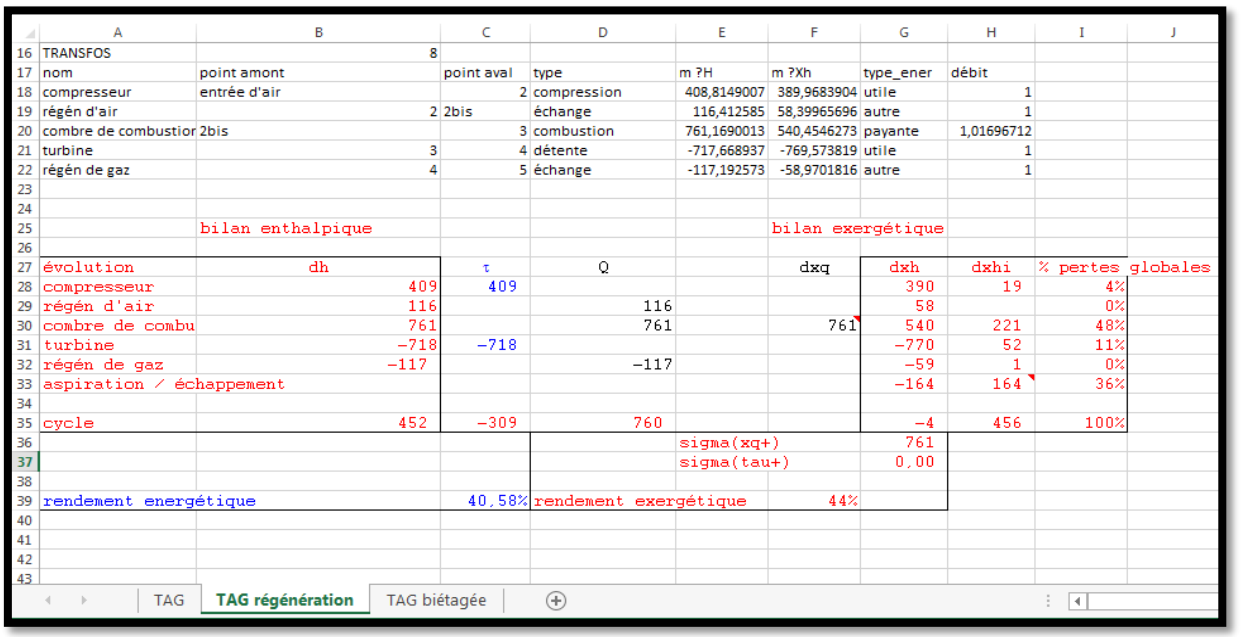
V.III.3.2 TAG avec régénération :



	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M
1	Bilan												
2	efficacité	énergie payante	énergie utile	T0 exergie									
3	0,405763	761,17	308,85	288,15									
4													
5													
6	POINTS	7											
7	nom	nom corps	T (K)	P (bar)	titre	h (kJ/kg)	s (kJ/kg/K)	V (m3/kg)	u (kJ/kg)	xh (kJ/kg)	Cp	Cv	gamm
8	entrée d'air	air	287,95	0,91014	1	-10,07074628	0,154348694	0,908351392	-7,1853128	-54,54632248	1001,877809	714,77	1,401
9	2	air	684,1	16	1	398,7441545	0,219753901	0,122756533	287,8918294	335,4220679	1073,087809	785,98	1,365
10	2bis	air	791,3875	16	1	515,1567395	0,377786229	0,142008457	373,5013354	406,2976377	1096,867809	809,76	1,354
11	3	gaz_brulés	1423,15	16	1	1289,396584	1,16724839	0,257775161	963,3191109	953,0539605	1254,578002	964,77	1,300
12	4	gaz_brulés	827,15	0,91014	1	571,7276467	1,34737986	2,63382215	418,3757426	183,4801414	1143,478002	853,67	1,339
13	5	gaz_brulés	723,5386955	0,91014	1	454,5350733	1,19604254	2,30390164	331,2105543	109,8954152	1118,498002	828,69	1,349
14	combustible	gaz naturel de hassi R'mel	288,15	1	1	-20,55348801	0,261669937	1,09260817	-16,81856158	-95,95368036	2078,840349	1699,66	1,223
15													
16	TRANSFOS	8											
17	nom	point amont	point aval	type	m ?H	m ?Xh	type_ener	débit					
18	compresseur	entrée d'air	2	compression	408,8149007	389,9683904	utile	1					
19	régén d'air	2	2bis	échange	116,412585	58,39965696	autre	1					
20	combre de combustion	2bis	3	combustion	761,1690013	540,4546273	payante	1,01696712					
21	turbine	3	4	détente	-717,6689374	-769,5738192	utile	1					
22	régén de gaz	4	5	échange	-117,1925735	-58,97018161	autre	1					

TAG | TAG régénération | TAG biétagée

Tableau (V.13) : Tableau de résultats du cycle TAG avec régénération



	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
16	TRANSFOS	8								
17	nom	point amont	point aval	type	m ?H	m ?Xh	type_ener	débit		
18	compresseur	entrée d'air	2	compression	408,8149007	389,9683904	utile	1		
19	régén d'air	2	2bis	échange	116,412585	58,39965696	autre	1		
20	combre de combustior	2bis	3	combustion	761,1690013	540,4546273	payante	1,01696712		
21	turbine	3	4	détente	-717,668937	-769,573819	utile	1		
22	régén de gaz	4	5	échange	-117,192573	-58,9701816	autre	1		
23										
24										
25		bilan enthalpique				bilan exergétique				
26										
27	évolution	dh	τ	Q		dxq	dxh	dxhi	% pertes globales	
28	compresseur	409	409				390	19	4%	
29	régén d'air	116		116			58		0%	
30	combre de combu	761		761		761	540	221	48%	
31	turbine	-718	-718				-770	52	11%	
32	régén de gaz	-117		-117			-59	1	0%	
33	aspiration / échappement						-164	164	36%	
34										
35	cycle	452	-309	760			-4	456	100%	
36					sigma(xq+)		761			
37					sigma(tau+)		0,00			
38										
39	rendement energétique		40,58%	rendement exergétique		44%				
40										
41										
42										
43										

TAG | TAG régénération | TAG biétagée

Tableau (V.14) : Tableau de cycle simple TAG avec régénération.

V.III.2.1 Analyse du bilan éxergitique TAG avec régénération :

Le bilan éxergitique indique un rendement 44%.Les pertes à l'échappement ont diminué, et en représentent plus que 36%

Toutefois, les gaz sortent encore à (554C°), ce qui représente un potentiel énergétique perdu.

Les pertes du compresseur, de la turbine et du régénérateur sont toutes du même ordre de grandeur.

V.III.3 TAG biétagé avec régénération :

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N
1	Bilan													
2	efficacité	énergie payante	énergie utile	T0 exergie										
3	0,446539	1036,12	462,67	288,15										
4														
5														
6	POINTS	14												
7	nom	nom corps	T (K)	P (bar)	titre	h (kJ/kg)	s (kJ/kg/K)	V (m3/kg)	u (kJ/kg)	xh (kJ/kg)	Cp	Cv	gamma	
8	1	air	287,95	0,91014	1	-10,070746	0,1543487	0,9083514	-7,1853128	-54,546322	1001,8778	714,8	1,401679	
9	2	air	488,552547	16	1	193,17616	-0,1337472	0,087667	138,46703	231,71541	1030,0378	742,9	1,386453	
10	2 bis	air	946,882461	16	1	688,25974	0,5774007	0,1699108	501,96052	521,88174	1129,0578	842	1,341003	
11	combustible	gaz naturel de hassi R'mel	288,15	20	1	-20,553488	-0,8742529	0,0546304	-16,818562	231,36248	2078,8403	1700	1,223092	
12	1a	air	451,845407	4	1	155,50096	0,1841056	0,3243209	111,33075	102,45092	1022,7978	735,7	1,390257	
13	1i	air	320,896433	4	1	22,964398	-0,162079	0,2303297	16,390653	69,667462	1003,7778	716,7	1,400614	
14	air refroid	air	301,375315	4	1	3,3833019	-0,2250335	0,216318	2,4142225	68,226691	1002,4578	715,4	1,401353	
15	3	gaz brulés	1423,15	16	1	1281,0682	1,1499232	0,2573225	955,56326	949,7178	1244,9391	955,6	1,302728	
16	3a	gaz brulés	1112,46741	4	1	901,4775	1,2503066	0,8045897	665,85278	541,20166	1195,8491	906,6	1,319121	
17	3i	gaz_brulés	1423,15	4	1	1305,0519	1,6002157	1,0345039	977,8982	843,94977	1272,7045	981,9	1,296112	
18	4	gaz_brulés	1098,94224	0,91014	1	900,84083	1,7086658	3,5108164	667,95523	408,48878	1217,6745	926,9	1,313692	
19	5	gaz_brulés	685,765266	0,91014	1	416,68769	1,1578744	2,1908303	303,9393	83,046174	1121,8145	831,1	1,349876	
20	1_0	air	288,15	1	1	-9,8703707	0,1280112	0,8273012	-7,0423588	-46,756785	1001,8778	714,8	1,401679	
21	combustible 2	gaz naturel de hassi R'mel	288,15	1	1	-20,553488	0,2616699	1,0926082	-16,818562	-95,95368	2078,8403	1700	1,223092	
22														
23														
24	TRANSFOS	16												
25	nom	point amont	point aval	type	m ?H	m ?Xh	type_ener	débit						
26	combustion 1	2 bis	3	combustion	615,75376	444,59759	payante	1,0137257						
27	combustion 2	3a	3i	combustion	420,36413	314,40248	payante	1,0232898						
28	compression 1	1	1a	compression	165,57171	156,99724	utile	1						
29	compression 2	1i	2	compression	170,18749	162,04547	utile	1						
30	détente 1	3	3a	détente	-384,80083	-414,12331	utile	1,0137257						
31	détente 2	3i	4	détente	-413,6251	-445,6028	utile	1,0232898						
32	refroid air	1_0	air refroid	échange	132,53673	1149,704	autre	10						
33	refroid_air	1a	1i	échange	-132,53657	-32,805251	autre	1						
34	régén air	2	2 bis	échange	495,08358	291,8021	autre	1						
35	régén gaz	4	5	échange	-495,42898	-338,65454	autre	1,0232898						
36														
37														

TAG | TAG régénération | TAG biétagée

Tableau (V.15) : Tableau de résultats du cycle TAG biétagée avec régénération**.**

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K
24	TRANSFOS	16									
25	nom	point amont	point aval	type	m ?H	m ?Xh	type_ener	débit			
26	combustion 1	2 bis	3	combustion	615,75376	444,59753	payante	1,013726			
27	combustion 2	3a	3i	combustion	420,36413	314,40248	payante	1,02329			
28	compression 1	1	1a	compression	165,57171	156,99724	utile	1			
29	compression 2	1i	2	compression	170,18749	162,04547	utile	1			
30	détente 1	3	3a	détente	-384,8008	-414,1233	utile	1,013726			
31	détente 2	3i	4	détente	-413,6251	-445,6028	utile	1,02329			
32	refroid air	1_0	air refroid	échange	132,53673	1149,704	autre	10			
33	refroid_air	1a	1i	échange	-132,5366	-32,80525	autre	1			
34	régén air	2	2 bis	échange	495,08358	291,8021	autre	1			
35	régén gaz	4	5	échange	-495,429	-338,6545	autre	1,02329			
36											
37											
38		bilan enthalpique				bilan exergétique					
39											
40	évolution	dh	τ	Q		dxq	dxh	dxhi	% pertes globales		
41	combustion	615,7537553		615,75		615,75	444,60	171,16	30%		
42	combustion2	420,364134		420,36		420,36	314,40	105,96	18%		
43	compression1	165,5717105	166				157,00	8,57	1%		
44	compression 2	170,1874901	170				162,05	8,14	1%		
45	detente 1	-384,8008324	- 385				- 414,12	29,32	5%		
46	detente2	-413,6251013	- 414				- 445,60	31,98	6%		
47	refroid_air	132,536726					- 32,81	32,81	6%		
48	refroid air	-132,5365666									
49	régén air	495,0835809		495			291,80				
50	régén gaz	-495,4289848		- 495			- 338,65	46,85	8%		
51	aspiration/échappement						- 139,53	139,53	24%		
52											
53	cycle	573	- 462,67	1036			- 0,87	574,32	100%		
54					sigma(xq+)		1036,12				
55					sigma(tau+)		0				
56											
57	rendement energétique		44,65%	rendement exergétique		51%					

TAG | TAG régénération | TAG biétagée

Tableau (V.16) : Tableau de cycle TAG biétagé avec régénération**.**

V.III.3.1 Analyse du bilan éxergitique TAG biétagé :

Le bilan éxergitique indique un rendement 51%, les pertes à l'échappement ont diminuent par rapport les autres cas et en représentent plus que 24%.

V.III.4 Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons élaborés un programme de calcul Thermoptim mettant en évidence la variation des paramètres opérationnels et leurs influences sur la turbine à gaz.

Les résultats obtenu, nous ont montré que :

- La méthode de la régénération permet d'augmenter le rendement et la puissance du cycle simple.
- Le rendement est une fonction croissante du rapport de compression, décroissante à l'augmentation de la température ambiante et croissante aussi du Tmax jusqu'à T=1550°C ensuite décroissante à T > 1150 °C.
- La dernière méthode que nous avons proposée dans ce chapitre, on conclut que le rendement a augmenté de 51 % par rapport le rendement de la régénération 44%, bien que ce dernier est très cher, mais le rendement très élevé.

Conclusion générale

L'objectif de ce travail est d'étudier et de quantifier la technique de régénération appliquée à un cycle à gaz simple. Pour ce faire, on a utilisé le logiciel Thermoptim pour l'analyse thermodynamique des cycles.

En application, nous avons calculé les rendements globaux et effectifs pour les groupes de production fonctionnant au gaz de la centrale de Berrouaghia.

Le rendement que nous avons obtenu à l'aide des mesures relevées pendant la période de notre stage pratique sont très proches à celui qui est donné par le constructeur, parce que la centrale est toujours neuve.

Nous avons mis en évidence dans cette étude, l'évolution des performances de la turbine à gaz SIEMENS V94.3A(2) et les résultats obtenus sont très intéressants.

L'analyse des résultats donnés par le calcul montre clairement l'importance de la regénération comme technique de valorisation des rejets thermiques issus des machines productives de travail.

D'autre part, cette étude nous a permis de bien d'exploiter et maitriser le logiciel Thermoptime pour le calcul thermodynamique. Cependant, la version utilisée (pédagogique) ne nous a pas donnée la possibilité de faire un calcul d'optimisation des bilans énergétique et exergetique afin de tirer des conclusions pratiques. Toutefois, on a mis à la disposition des utilisateurs de ce mémoire un tableur Excel pour calculer ces bilans.

Enfin, nous souhaitons que ce mémoire de fin d'étude effectué au sein de la centrale électrique de Berrouaghia, soit un potentiel technologique important dans un domaine où la recherche bibliographique fournie peu d'éléments concernant les turbines à gaz.

Bibliographie

[1]-document (SKB) SIEMENS Turbine à Gaz V94.3A (4) Initiation à l'Exploitation BERROUAGHIA, Octobre– 2007.

[2]- *fr.wikipedia.org/wiki/Turbine_à_gaz*

[3]http://bu.univouargla.dz/master/pdf/Master_MOSLI_BENSEDDIK_BRAHIMI.pdf?idmemoire=545

[4]-Van Wylen, Thermodynamique appliquée, Ottawa, ERPI, 2^{éme} édition, (2002).

[5]-http://energie.edf.com/thermique/une-energie-pour-demain/les-cycles-combines-gaz/quyest-ce-quyun-cycle-combine-gaz-47869.html.

[6]-http://agora.enim.fr/hk/3A_Thermo_C3_Turbines_gaz/C3_Turbines_gaz_web.

publi/web/co/C3_Turbines_gaz_10.html

[7]- Renaud, Gicquel, Systèmes énergétiques (Tome1 et Tome 2), les presses de l'école des mines, Paris, 2001.

[8]-HAMDANI Khathir et MAHMOUDI Ahssen , Performance des cycles de puissance avec cogénération, promotion 2010/2011 université Médéa.

تمت بحمد الله




بسم الله الرحمن الرحيم
السلام عليكم و رحمة الله و بركاته