

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université M'Hamed Bougara-Boumerdes
Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie



Département Transport et Equipements des Hydrocarbures

Mémoire de fin d'études
En vue de l'obtention du diplôme de

Master

Domaine : Sciences et Technologies

Filière : Hydrocarbure

Option: Génie mécanique-Transport et distribution des hydrocarbures

Présentée par : ALAOUA KAOUTHER

THEME

Influence des paramètres opératoires sur les performances de la
turbine à gaz SGT5-4000F

Devant le jury :

Nom et Prénom	Grade	Université/Affiliation
Examineur	YOUNSI	
Examineur	TIKOBAINI	
Examineur	MENAA	
Examineur	BOUHAFS	
Encadreur	KHELIFI TOUHAMI M.S	

2022/2023

Remerciements

Quel que soit le progrès, les différentes portes qui ont été ouvertes vers la gloire, le succès et la réussite dans la réalisation de mes rêves, je dois très respectueusement me souvenir de la raison de mon accomplissement, de ceux qui m'ont aidé et tenu la main pour continuer dans le chemin de la prospérité.

Tous d'abord je tiens à remercier mon promoteur Mr. KHELIFI TOUHAMI

Je remercie le directeur du SONALGAZ CAP DJINET 2

Un grand merci pour Mr. BOULAHIA MEROUANE et Mr. MALKI pour leurs aides et leurs soutiens au sein du SONALGAZ.

Mon remerciement s'adresse aussi aux membres de jury pour l'intérêt qu'ils ont porté pour mon travail

Je tiens également à mentionner et à témoigner mes reconnaissance à l'ensemble du personnel de la faculté des hydrocarbures et de la chimie en particulier ceux de département de transport et équipements des hydrocarbures.

Dédicace

Je dédie ce travail :

A mes chers parents

A toi maman ma raison de vivre, autant de phrase aussi expressive soient elles ne sauraient montrer le degré d'amour et d'affection que j'éprouve pour toi.

A toi papa qui a sacrifier sa vie afin de me voir grandir et réussir, t'été toujours à mes côtés dans tous moments.

Y'a pas que mes parents qui sont derrière mon bonheur j'ai toute une famille qui a veillé à ce que je sois gagnante dans la vie car je ne peux guerre oublier mes deux grandes mères, mes trois fabuleuses sœurs ainsi que leurs époux et mon petit frère adoré que j'aime énormément.

A mes chères amies

SOMMAIRE

REMERCIEMENT

DEDICACE

ABSTRACT

NOMENCLATURE

INTRODUCTION GENERALE

CHAPITRE 01: PRESENTATION DE LA CENTRALE A CYCLE COMBINE RAS DJINET

Introduction :.....	03
1.1. Présentation de la station de RAS DJINET (Cycle combiné).....	04
1.2. Localisation de la station.....	05
1.3. Un module de la station cc/RJ2 et ces auxiliaires :.....	05
1.3.1. Le système d'admission d'air.....	05
1.3.2. Le	
Compresseur :.....	06
• Les caractéristiques du compresseur.....	07
1.3.3. La chambre de combustion :.....	07
1.3.4. Turbine à gaz:.....	07
1.3.5. Diffuseur :.....	09
1.3.6. Chaudière de récupération HRSG:.....	10
• Les composants de l'HRSG	
1.3.7. Générateur :.....	10
• Les Caractéristiques de générateur	
1.3.8. Turbine à vapeur :	11
1.3.9. Condenseur :.....	1
2	
1.4. Fonctionnement de la centrale à cycle combiné (Ras Djinet).....	13
1.5. Santé et sécurité.....	15

Conclusion :.....	16
-------------------	----

CHAPITRE 02 : DESCRIPTION DE LA TURBINE A GAZ

Introduction.....	18
2.1. Le cycle combiné.....	19
2.2. Cycle à turbine à gaz	20
2.3. Les améliorations dans le cycle de Brayton :.....	22
2.3.1. Cycle de Joule Brayton avec régénération	22
2.3.2. Cycle de Joule Brayton avec réchauffe.....	23
2.3.3. Cycle de Joule Brayton avec intercooling	23
2.3.4. Cycle de Joule Brayton avec régénération, réchauffe et avec intercooling.....	24
2.4. Turbine à gaz	25
2.4.1. Les composants de base de la turbine à gaz.....	25
➤ Groupe turbocompresseur :.....	25
• Section compresseur.....	25
• Section chambre de combustion	25
• Section turbine.....	25
2.4.2. Turbine à gaz SGT5-4000F.....	26
• Les avantages de la TG (SGT5-4000F).....	26
• Les inconvénients de la turbine à gaz :.....	26
• Les caractéristiques de la turbine SGT5-4000F :.....	26
• Principe de fonctionnement de la TG (SGT5-4000F).....	27
2.5. Systèmes de commande d'une turbine à gaz :.....	28
• Système d'admission	28
• Système de lancement	28
• Système de gaz combustible	28
• Système de l'huile de graissage	28

• Système de l'huile hydraulique.....	29
• Système d'arrêt.....	29
• Système de l'air de refroidissement et d'étanchéité.....	29
• Système d'embrayage et lancement	29
• Système d'échappement	30
• palier de la turbine	30
2.6. Phénomène de pompage d'un compresseur	30
2.6.1. Conséquences du pompage de compresseur.....	30

CHAPITRE 03 : MODELISATION DE CALCUL THERMODYNAMIQUE D'UNE TURBINE A GAZ.

Introduction.....	34
3.1. Etude de cycle idéal de turbine à gaz:.....	35
3.2. Les données de l'étude	35
• Les différents paramètres à 100% charge de base :.....	36
3.3. Modélisation Des Composants De la turbine à gaz du Cycle Combine en Régime Nominal :	
3.3.1.	
Diffuseur :	37
3.3.2. Le Compresseur axial:.....	37
3.3.3. La Chambre de combustion:.....	38
3.3.4. Turbine de détente à gaz :.....	40
Conclusion :	42

CHAPITRE4 : CALCUL THERMODYNAMIQUE DE LA TURBINE STG5-4000F

Introduction :	43
4.1. Calcul thermodynamique de la turbine STG5-4000F :	44
4.1.1. Application Du Modèle	
Mathématique :	44
➤ Cycle idéal :	44

• Le Diffuseur	44
• Le Compresseur.....	46
• La chambre de combustion	47
• Etude de la détente.....	47
• Le taux de compression optimale :.....	50
➤ Etude de cycle réel de la turbine à gaz :.....	51
• Le compresseur	52
• La chambre de combustion	52
• La turbine a détente	53
Conclusion.....	55

CHAPITRE 05 : Simulation De La Turbine A Gaz SGT5-4000F

Introduction :.....	57
5.1. Définition du logiciel Aspen Hysys :	58
5.2. Présentation du logiciel Aspen Hysys :.....	58
5.3. Utilisation de la simulation	59
5.4. Principe de fonctionnement et le rôle des simulateurs :.....	59
5.5. Les modèles thermodynamiques de Hysys :.....	60
5.5.1. Les équations d'état :.....	60
➤Equation de Redilich-Kwong RK :.....	60
➤ Equation de Soave Redilich- Kwong :.....	60
➤ Equation de Peng Robinson :.....	61
5.6. Choix des composés :.....	61
5.7. Concept et caractéristique de simulateur Aspen Hysys :.....	62
5.7.1. Concept de base de simulateur Hysys :.....	62

5.8. Environnement de simulateur :.....	63
5.9. Caractéristiques principales de Hysys :.....	64
5.10. Les étapes d'utilisation de logiciel Hysys :.....	65
5.10.1. Les équipements utilisés :.....	66
➤ Le compresseur :.....	67
➤ La chambre de combustion :.....	68
➤ La turbine à détente :.....	69
5.11. Simulation :.....	69
• Le compresseur axial :.....	69
• La chambre de combustion :.....	70
• La turbine à détente :.....	70
• Le train de la simulation :.....	71
• Les résultats de la simulation :.....	71
➤ Etude de l'effet de la variation des facteurs sur les performances de la turbine :.....	73
Introduction :.....	73
- Variation de la température ambiante :.....	73
- Variation de taux de compression :.....	74
- Variation de débit d'air :.....	76
Conclusion :.....	78
CONCLUSION GENERALE :.....	79
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES:.....	80
ANNEXE.....	81

LISTE DES FIGURES :

Chapitre 01: Présentation de la centrale à cycle combiné RAS DJINET

Figure1.1 : La centrale électrique de RAS DJINET

Figure1.2 : Situation de la centrale par satellite

Figure 1.3 : Système d'admission air (50 MBL)

Figure 1.4 : La turbine à gaz SGT5-4000F (SIEMENS)

Figure 1.5 : Le diffuseur

Figure 1.6 : Chaudière de récupération HRSG

Figure 1.7 : Les caractéristiques de générateur SGEN5-2000H

Figure 1.8 : Turbine à vapeur SST5-3000H-IL

Figure 1.9 : Le condenseur

Figure1.10 : Turbine à gaz/générateur/turbine à vapeur

Chapitre 02: Description de la turbine à gaz SGT5-4000F

Figure 2.1: Principe de fonctionnement de cycle combiné

Figure 2.2 : Les installations de cycle combine de Ras-Djinet

Figure 2.3: Cycle de Joule Brayton (cycle de base)

Figure 2.4: Diagramme (T-S) des cycles théorique et réel de Brayton

Figure 2.5: Diagramme (T-S) de Brayton avec régénération

Figure 2.6 : Diagramme (T-S) de Brayton avec réchauffe

Figure 2.7 : Cycle de Joule Brayton

Figure 2.8 : Diagramme (T-S) de Brayton avec intercooling

Figure 2.9 : Diagramme (T-S) de Brayton avec régénération, réchauffe et intercooling

Figure 2.10: Schéma de principe des turbines à gaz à chambre de combustion annulaire

Figure 2.11: Turbine à gaz STG5-4000F

Figure 2.12: Cycle de turbine à gaz en mode cycle combine (disposition mono-arbre)

Chapitre 03 : Modélisation de calcul thermodynamique

Figure 3.1 : Le schéma d'une turbine à gaz du cycle combiné de la centrale de Ras-Djinet

Chapitre 4 : Calcul thermodynamique

Figure 4.1 : L'évolution du travail net de la turbine à gaz en fonction du taux de compression

Figure 4.2 : Diagramme T-S pour un cycle réel sans perte de pression

Chapitre 05 : Simulation

Figure 5.1 : Logiciel Aspen HYSYS

Figure 5.2 : Logiciel Aspen HYSYS (home page)

Figure 5.3 : Liste des composants du mélange gazeux

Figure 5.4 : Le choix de l'équation pour le modèle

Figure 5.5 : La palette des modèles pour le choix d'équipements

Figure 5.6 : Représentation d'un compresseur

Figure 5.7 : Représentation d'un compresseur sur HYSYS

Figure 5.8 : Chambre de combustion en HYSYS

Figure 5.9 : Schéma de la turbine à gaz en HYSYS

Figure 5.10 : Les paramètres d'entrée-sortie du compresseur

Figure 5.11 : les paramètres d'entrée-sortie de la chambre de combustion

Figure 5.12 : les paramètres d'entrée-sortie de la turbine

Figure 5.13 : Simulation de la turbine à gaz SGT5-4000F

Figure 5.14 : les résultats de la simulation

Figure 5.15 : Le rendement obtenu à partir de la simulation

Figure 5.16 : La variation de la température de la sortie de compresseur en fonction de la température ambiante

Figure 5.17 : La variation de la température de rendement de la TAG en fonction de la température ambiante

Figure 5.18 : La variation de la température à la sortie de la chambre de combustion en fonction de taux de compression

Figure 5.19 : La variation de la puissance de la TAG en fonction de taux de compression

Figure 5.20 : La variation de la température de la sortie de la chambre de combustion en fonction de débit d'air

Figure 5.21 : La variation de rendement de la TAG en fonction de débit d'air

LISTE DES TABLEAUX :

Chapitre 03 : Modélisation de calcul thermodynamique

Tableau 3.1 : Les caractéristiques de gaz combustible

Tableau 3.2 : les différents paramètres à charge de base 100%

Chapitre 04 : Calcul thermodynamique

Chapitre 05 : Simulation de la turbine à gaz SGT5-4000F

Tableau 5.1 : récapitulatif de calcul thermodynamique et simulation

NOMENCLATURE :

h : enthalpie spécifique	KJ.Kg-1
P : pression	bar
T : température °C	
C_{pa} : Chaleur spécifique de l'air	J.Kg-1 .K-1
C_{pg} : Chaleur spécifique de gaz	J.Kg-1 .K-1
C_{sg} : la consommation spécifique du gaz	Kg_{air}/Kg_{comb}
PCI : le pouvoir calorifique inferieure	KJ/Kg
PCS : le pouvoir calorifique supérieure	KJ/Kg
$M2$: Le nombre de mach à la sortie de diffuseur	
τ_p : le taux de compression	
τ_{opt} : le taux de compression optimale	
γ_{air} : la constante adiabatique de l'air	
k : La constante poly-tropique	
$\dot{m}_g$: Le débit de gaz combustible	Kg/s
$\dot{m}_c$: Le débit d'échappement	Kg/s
$\dot{m}_{air}$: Le débit d'air	Kg/s
ρ : La masse volumique de l'air	Kg/ m^3
α : la vitesse locale du son	m/s
r : la constante des gaz parfait	
W_c : le travail de compression	KJ
W_t : le travail fourni par la turbine	KJ
W_{Tn} : le travail net fourni par la turbine	KJ
Q_{cc} : la quantité de chaleur de la chambre de combustion	KJ/Kg
P_c : la puissance de compresseur	KW
P_{cc} : la puissance de la chambre de combustion	KW
$\dot{P}_t$: La puissance fournie par la turbine	KW
$\dot{P}_{tn}$: La puissance nette de la turbine	KW

Indice :

1 : entrée du compresseur

2s : sortie du compresseur (cas isentropique)

2 : sortie du compresseur

3 : admission de la Turbine à gaz

4s : sortie de la turbine à gaz (cas isentropique)

4 : sortie de la turbine à gaz

Abréviations :

TG : turbine à gaz (composante)

TAG : Turbine à gaz

TAV : turbine à vapeur

CC : cycle combiné

HRSG : chaudière de récupération

CCPP : cycle combiné à simple arbre

RJ : Ras-Djinet

GTG : turbogénérateur

HP : haute Pression

IP : pression intermédiaire

INTRODUCTION GENERALE :

La turbine à gaz a connu ces dernières années un développement considérable dans de nombreuses applications industrielles, dans le domaine du transport du gaz, le domaine d'électricité...etc.

Ces améliorations offrent une grande souplesse d'exploitation. L'évolution de la machine et son succès ont été conditionnés par l'amélioration des performances techniques des turbines et des compresseurs. Les caractéristiques des turbines à gaz (taux de compression, débit, puissance...etc.). Ce qui nous mène à étudier l'influence des différents facteurs qui peuvent diminuer ou augmenter les performances de la turbine. On se propose à cet effet d'effectuer une étude relative à l'analyse des performances d'une turbine à gaz SIEMENS de type SGT5-4000F ainsi que l'effet des conditions environnementales sur son fonctionnement.

CHAPITRE 01 :
PRESENTATION DE LA
CENTRALE A CYCLE
COMBINE RAS DJINET

INTRODUCTION :

Une centrale électrique est un site industriel destiné à produire de l'électricité, par la conversion de l'énergie primaire en électricité. Aujourd'hui, les centrales électriques jouent un rôle important dans notre vie quotidienne, et sont un facteur important dans le développement économique des pays du monde entier.

Dans ce chapitre on va décrire le nouveau site de RAS DJINET, et on parlera aussi de son emplacement géographique ainsi que les détails sur sa composition, ses équipements et son fonctionnement qui a pour but de répondre aux besoins en de la région centre du pays en électricité.

PRESENTATION DE LA CENTRALE A CYCLE COMBINE RAS DJINET

1.1. Présentation de la centrale de RAS DJINET (1131,1 MW) :

La centrale de RAS DJINET est principalement composée de trois (3) modules de centrales électriques à cycle combiné à arbre simple (CCPP), ainsi que des systèmes qui soutiennent l'équilibre de la centrale (BOP). Chaque module de la CCPP est équipé d'une (1) turbine à gaz (modèle : SIEMENS SGT5-4000F), d'un (1) HRSG associé, d'une (1) turbine à vapeur (modèle : SIEMENS SST5-3000 H-IL) et d'un générateur commun refroidi par hydrogène (modèle : SIEMENS SGEN 5-2000 H) situé sur le même arbre entre la turbine à gaz (TAG) et la turbine à vapeur (TAV). L'objectif de cette présentation est de donner une vue d'ensemble de la centrale électrique à cycle combiné RAS-DJINET DE de 1131,1 MW. Les turbines à gaz sont conçues pour brûler du gaz naturel comme combustible principal et du carburant diesel comme combustible de secours.

La centrale de Cap Djinet (relevant de SONELGAS) est équipée de trois turbines fonctionnant en cycle combiné (30 % vapeur et 70 % gaz), chacune ayant une capacité de production de 400 MW d'électricité par heure, soit un total de 1113 MW pour les trois.



Figure 1.1 : la centrale électrique de RAS DJINET

1.2. Localisation de la centrale de RAS DJINET :

La centrale électrique est située dans la wilaya de Boumerdes, en Algérie, à 3 km au sud-ouest du chef-lieu de la commune de Cap Djinet et à 77 km à l'est d'Alger. Elle s'étend sur une superficie de 18 hectares. Ses coordonnées exactes sont : 36,84989 ; 3,69972.



Figure1.2 : situation de la centrale électrique par satellite

1.3. Les équipements d'un module de cc/RJ2 :

1.3.1. Système d'admission d'air (50 MBL) :

Le système d'admission d'air 50MBL est conçu pour fournir à la turbine à gaz 50MBA l'air comburant requis. Pendant le fonctionnement, le compresseur aspire l'air ambiant par l'intermédiaire du compartiment de filtration, qui comprend :

- des capots de protection contre les intempéries ;
- des écrans aviaires 50MBL10 AT001 ;
- un séparateur de gouttelettes 50MBL10 AT002 ;
- un système antigivre 50MBL11 ;
- un filtre coalescer 50MBL10 AT003 ;
- des filtres autonettoyants 50MBL10 AT004 ;

- des filtres fins 50MBL10 AT005.

L'air entre dans le compartiment de filtration par trois côtés. L'air d'admission passe par un silencieux 50MBL20 BS001 destiné à réduire le bruit. Le compartiment de filtration comprend également :

- des portes d'implosion 50MBL12 AA001/002/003/004 ; et un clapet d'arrêt 50MBL20 AA001.



Figure1.3 : système d'admission air (50MBL)

1.3.2. Le compresseur :

Le compresseur est du type axial. Il est conçu pour fonctionner à un rendement maximum aux conditions de service normales sans incidence sur la limite de pompage (instabilité aérodynamique). Le compresseur est pourvu de dispositifs de décharge en nombre suffisant pour permettre un fonctionnement pendant les conditions transitoires. Le compresseur est équipé d'ailettes de guidage de façon à transformer au maximum les turbulences à la sortie en pression statique. À la sortie du compresseur, un diffuseur avec rendement optimum est prévu.

- **Les caractéristiques du compresseur :**

L'air atmosphérique est aspiré par le compresseur à travers un filtre à étage (système d'admission d'air).

- Type : axial
- Nombre d'étages : 15
- Ailette de guidage : 1 (IGV)
- Pression environ 17 bar

En plus, il y a aussi les vannes anti-pompage...

1.3.3. La chambre de combustion :

La chambre de combustion est dimensionnée de façon à supporter les conditions extrêmes (critiques) de température et de pression. Cette combustion transforme l'énergie chimique en énergie mécanique. Elle a les caractéristiques suivantes :

Type : chambre annulaire

Nombre de brûleurs : 24

Nombre de dispositifs d'allumage par brûleur : 1

Elle est équipée de deux (2) systèmes d'allumage :

- Diffusion
- Pré mélange

1.3.4. Turbine à gaz :

Chaque module de la centrale à cycle combiné (CCPP) est fourni avec une turbine à gaz (modèle SGT5-4000F de Siemens) ainsi que tous les accessoires nécessaires. Les turbines à gaz à chambre de combustion annulaire Siemens sont des turbines à arbre unique. Il s'agit d'une turbine à gaz mono-arbre avec un rotor commun utilisé par le compresseur et la turbine. Le rotor est supporté par deux paliers qui se trouvent à l'extérieur de la zone sous pression. La turbine à gaz (04 étages)

est conçue pour un double allumage. Le gaz naturel doit être utilisé comme combustible primaire et le mazout doit être utilisé comme combustible de secours.

Paramètres pour charge de base : Gaz Mazout

Sortie nominale aux bornes du générateur : 249.2 MW 210.5 MW

Efficacité nominale aux bornes du générateur : 38.4% 36.9%

- Consommation de combustible : 14.3 kg/s 13.2 kg/s

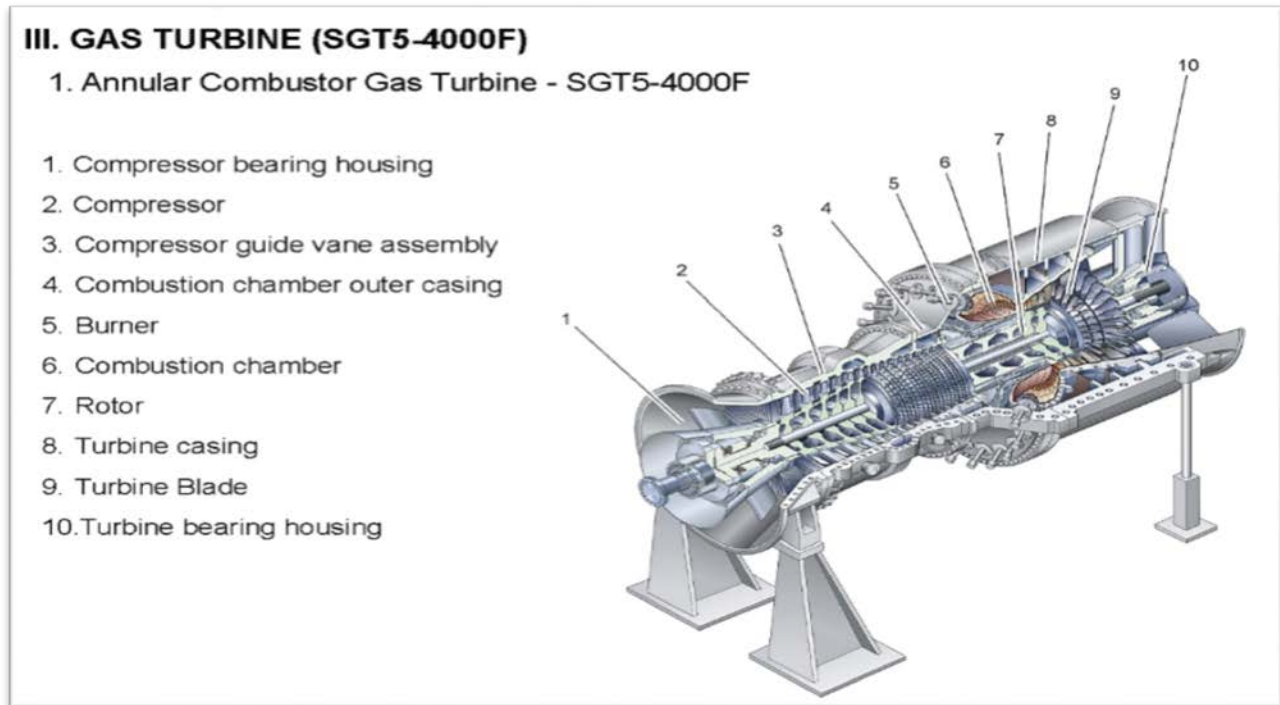


Figure 1.4 : la turbine à gaz SGT5-4000F(SIEMENS)

1.3.5. Le diffuseur : (système d'échappement):

Circuit fumées :

Les gaz d'échappements seront conduits vers les chaudières de récupération.

La fonction de ce circuit est d'alimenter la chaudière de récupération en fumées de combustion afin de produire de la vapeur et de rejeter les fumées à l'atmosphère. Le système d'échappement des gaz de combustion comprend:

- des gaines
- des joints d'expansion
- et les raccords nécessaires à la mesure des pertes de charge aux brides à la sortie de la turbine.



Figurer 1.5 : le diffuseur

1.3.6. La chaudière de récupération (HRSG) :

La principale fonction du générateur de vapeur à récupération de chaleur (HRSG) est de générer la quantité et la qualité de vapeur requises en utilisant la chaleur perdue des gaz d'échappement du turbogénérateur à gaz (GTG).

Chaque module de la centrale à cycle combiné (CCPP) est fourni avec un générateur de vapeur à récupération de chaleur (HSRG) ainsi que tous les accessoires nécessaires.

La vapeur générée par le HRSG sera fournie à la turbine à vapeur.



Figure 1.6 : Chaudière de récupération

1.3.7. Générateur :

Est pour but de transformer l'énergie mécanique en énergie électrique est aussi agir comme un moteur de lancement pour le démarrage de la turbine à gaz, (SFC) système.

Pour le refroidissement en utilise de l'hydrogène.

SIEMENS

Alternateur à c.a.

Refroidissement à l'hydrogène

DPPPG-60011471



Code	N° de série	Année de construction	Phases	Enroulement	Norme
SGEN5-2000H	12930	2014	3~	YY	IEC
Puissance assignée	Facteur de puissance	Tension statorique	Courant statorique	Tension d'excitation	Courant d'excitation
431 MVA	0,9	22kV ± 5%	11311 A	351 V	2786 A
Temp. d'admission d'eau	Temp. du gaz froid	Limite d'échauffement stator	Limite d'échauffement rotor	Classe d'isolant du stator	Classe d'isolant du rotor
34 °C	44 °C	conforme à IEC 60034-1	conforme à IEC 60034-1	F	F
Pression H2	Altitude	Temp. ambiante maxi.	Temp. ambiante mini.	Temp. maxi. de l'eau	Temp. eau stator
5 bar (g)	5 m	49 °C	5 °C	34 °C	non applicable
Service	Fréquence	Rotation	Sens de rotation coté excitatrice	Ordre des phases	Protection
S1	50 Hz	3000 min ⁻¹	antihoraire	U V W (EE End)	IP65
Manuel	Masse				
MK	394 000 kg				

Figure 1.7 : les caractéristiques de générateur (SGEN5-2000H)

1.3.8. Turbine à vapeur :

La turbine à vapeur sert à transformer l'énergie calorifique en énergie mécanique, elle est de type à condensation à trois(03) niveaux de vapeur. (HP, IP, BP).

La TV comprend les éléments suivants de façon non limitative :

- La turbine vapeur (HP, IP, BP).
- Les vannes d'arrêt et de réglage.
- Le système d'alimentation et de récupération de la vapeur des garnitures d'étanchéité avec ventilateur des buées et condenseur des buées y compris les régulations internes.
- Les organes de réglage de la vitesse et de la charge.
- Les organes de sécurité.
- Le système de commande des organes précités.



Figure1.8 : Turbine à vapeur SST5-3000 H-IL(SIEMENS)

1.3.9. Le condenseur :

Le condenseur à surface se compose d'une caisse rectangulaire à une seule pression, de deux passages, d'un échappement axial et d'une boîte à eau divisée. La boîte à eau contient une surface de condensation de 10,602 m². La vapeur provenant de la turbine à basse pression s'évacue dans la caisse à travers l'ouverture d'évacuation située sur le côté de la caisse du condenseur. Ensuite, la vapeur s'écoule à travers le passage du réfrigérant aux faisceaux de tubes situés dans la caisse de transition. Chaque faisceau de tubes est conçu pour permettre une bonne circulation de la vapeur autour du faisceau et pour fournir une bonne pénétration dans le faisceau, où la vapeur est condensée et désaérée.



Figure1.9 : le condenseur

1.4. Fonctionnement de la centrale à cycle combiné (RAS DJINET) :

Le compresseur des turbines à gaz aspire l'air ambiant à travers un filtre à air d'admission, le comprime et l'achemine vers le système de combustion. Le gaz combustible est introduit dans le système de combustion et brûlé avec de l'air comprimé. Le gaz chaud résultant de la combustion s'écoule dans la turbine de détente, se dilate et entraîne la turbine à gaz. La puissance mécanique générée dans la turbine entraîne l'alternateur et le compresseur. La sortie du générateur est connectée au réseau via un transformateur élévateur de générateur et des barres omnibus.

Le gaz combustible est chauffé dans un réchauffeur à bain-marie à l'aide d'un contrôleur de température local pour le maintenir au-dessus de la température de condensation. Le gaz combustible est finalement préchauffé par le réchauffeur d'efficacité grâce à l'eau fournie par l'économiseur du générateur de vapeur à récupération de chaleur de la pression intermédiaire. L'eau d'alimentation qui quitte le préchauffeur de gaz combustible est mélangée avec le flux de condensat avant d'entrer dans le préchauffeur de condensat.

Le gaz de combustion qui sort de la turbine à gaz est à haute température et transporte beaucoup d'énergie thermique. Cette énergie thermique d'échappement est utilisée pour produire de la vapeur dans un générateur de vapeur à récupération de chaleur horizontal à triple pression (basse pression, pression intermédiaire, haute pression).

La vapeur générée est ensuite alimentée à différentes étapes de la turbine à vapeur (haute pression, pression intermédiaire, basse pression).

La vapeur d'échappement de la turbine basse pression, la vapeur d'étanchéité, les drains de turbine et la vapeur de dérivation (haute pression/basse pression) sont condensés dans un condenseur à surface de vapeur. L'eau d'appoint est également introduite dans la cheminée du condenseur. Le condensat de la cheminée est évacué par des pompes d'extraction de condensat vers le système de préchauffage des condensats (économiseur basse pression) via les échangeurs et les refroidisseurs de l'éjecteur d'air à vapeur et du presse-étoupe du condensateur de vapeur. Le dégazeur est intégré au ballon de vapeur basse pression.

Les pompes d'alimentation du générateur de vapeur à récupération de chaleur doivent aspirer l'eau depuis le ballon de vapeur basse pression et fournir l'eau d'alimentation au circuit haute pression et, par une purge intermédiaire, au circuit de pression intermédiaire.

La vapeur du tambour à vapeur haute pression circule à travers la surchauffeur et va vers la turbine à vapeur haute pression. La vapeur prélevée de la décharge de la turbine à vapeur haute pression retourne au générateur de vapeur à récupération de chaleur, où elle est mélangée avec la vapeur surchauffée à pression intermédiaire puis en passant par le réchauffeur retournera à la turbine à vapeur à pression intermédiaire. Enfin, la vapeur prélevée de la décharge de la turbine à vapeur à pression intermédiaire va directement à la turbine à vapeur à basse pression, cette vapeur provenant du générateur de vapeur à récupération de chaleur est admise dans la décharge de la turbine à vapeur à pression intermédiaire ou dans la transition. La vapeur déchargée de la turbine à vapeur à basse pression est envoyée au condenseur de surface de vapeur. L'eau de mer est amenée à l'intérieur de l'usine à travers quatre tuyaux d'admission de diamètre 2 300mm. Le tuyau d'admission est relié à un puisard d'admission d'eau de mer commun après vient le filtrage d'eau des déchets, son dessalement et déminéralisation afin qu'il soit prêt à l'utilisation.

Les pompes d'alimentation de l'usine de dessalement transfèrent l'eau brute à l'usine de dessalement. L'eau dessalée doit être stockée dans des réservoirs de stockage d'eau dessalée et doit être transférée vers divers consommateurs (eau potable, eau de service, alimentation d'usine etc.) par l'intermédiaire de systèmes de pompage respectifs.

L'usine de déminéralisation produit l'eau déminéralisée à partir de l'eau dessalée en utilisant des échangeurs d'ions à lit mélangé qui seront ensuite stockés dans des réservoirs de stockage d'eau déminéralisé et transférés vers divers consommateurs.

La pompe à eau de circulation permettrait de pomper l'eau de mer vers le condenseur. Après avoir extrait la chaleur du condenseur, trois collecteurs indépendants sont amenés du condenseur de chaque unité et connectés à un bassin de siphon unitaire. Depuis le bassin du siphon, l'eau est envoyée à la mer par un canal unitaire.

Le système d'alimentation et de conditionnement de gaz combustible (gaz naturel) fournit du gaz naturel à un certain niveau de propreté, de pression et de température pour répondre aux critères de fonctionnement et de conception du principal utilisateur de gaz naturel (Turbine à gaz). Ce processus est nécessaire pour s'assurer que les aérosols, la condensation d'eau libre et les particules solides ne seront pas présents dans les systèmes de transmission ou de distribution de gaz aux principaux utilisateurs. Pour le combustible de réserve (gasoil/fuel) qui est utilisé en cas de rupture

du gaz naturel est reçu via des camions citernes et stocké dans des réservoirs puis livré à chaque turbine à gaz au moyen des pompes d'acheminement de combustible.

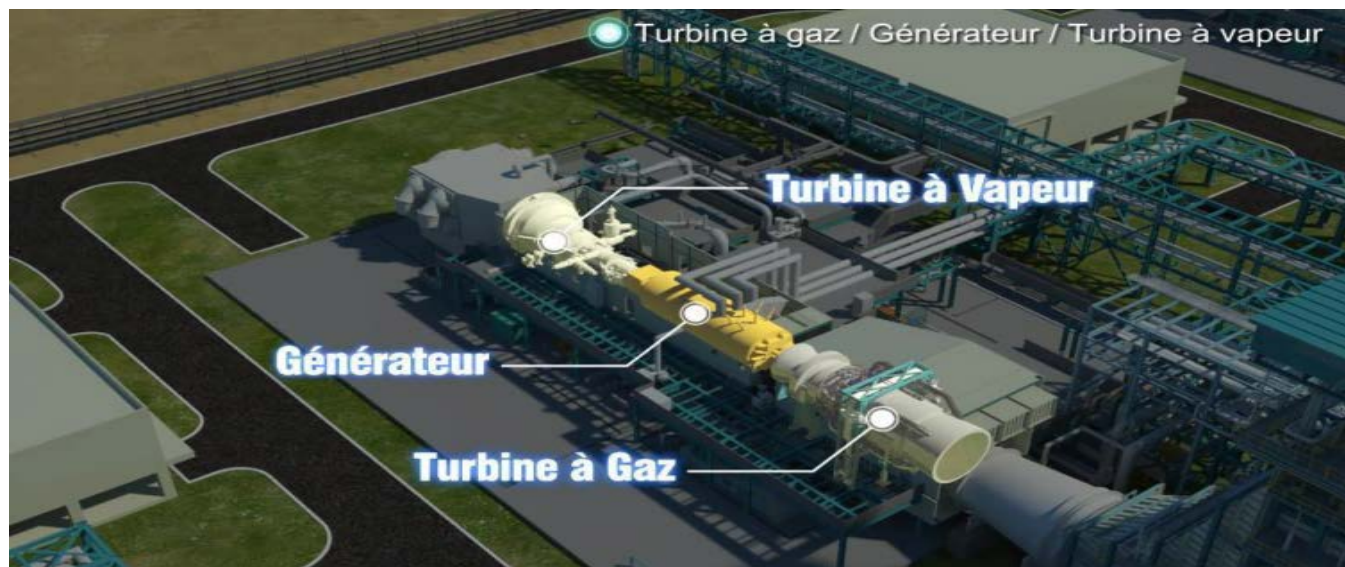


Figure 1.10 : turbine à gaz/générateur/ turbine à vapeur (cc)

1.4. Santé et sécurité

Les mesures de sécurité suivantes doivent être respectées :

- L'hydrogène, qui est produit en tant que sous-produit pendant la production d'hypochlorite, doit être évacué en toute sécurité dans l'atmosphère par ventilation forcée à l'aide de ventilateurs de ventilation appropriés.
- Le transformateur redresseur du système de chloration doit être installé séparément, à l'intérieur.
- Des soufflantes d'air de dilution d'hydrogène doivent être prévues pour les réservoirs de stockage d'hypochlorite afin de diluer la concentration de gaz hydrogène en dessous de 1% de la limite inférieure d'explosivité autorisée et pour évacuer l'hydrogène gazeux dans l'atmosphère.
- Trois (3) détecteurs d'hydrogène doivent être installés au-dessus des flux de générateurs ou du point le plus haut du bâtiment. Deux douches de sécurité et douches oculaires sont fournies pour éviter tout risque chimique.

Conclusion:

Dans ce chapitre, nous avons présenté la centrale à cycle combiné de Cap-Djinet en décrivant ses principaux équipements et leur fonctionnement (cycle combiné) afin de définir la stratégie de production d'électricité dans cette centrale.

CHAPITRE 02 :
DESCRIPTION DE LA
TURBINE A GAZ

INTRODUCTION :

Les 20 dernières années ont vu une forte croissance de la technologie des turbines à gaz. La croissance de démarrage, la croissance de la technologie des matériaux, de nouveaux revêtements, de nouveaux refroidissements et la croissance des centrales électriques à cycle combiné.

Une turbine à gaz (TAG), appelée aussi turbine à combustion (TAC) ou parfois turbine à gaz de combustion, est une machine tournante thermodynamique dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique sous la forme de rotation d'un arbre, directement à partir de l'énergie cinétique des gaz produits par la combustion d'un hydrocarbure (fioul, gaz combustible ...) qui subissent une détente dans une turbine.

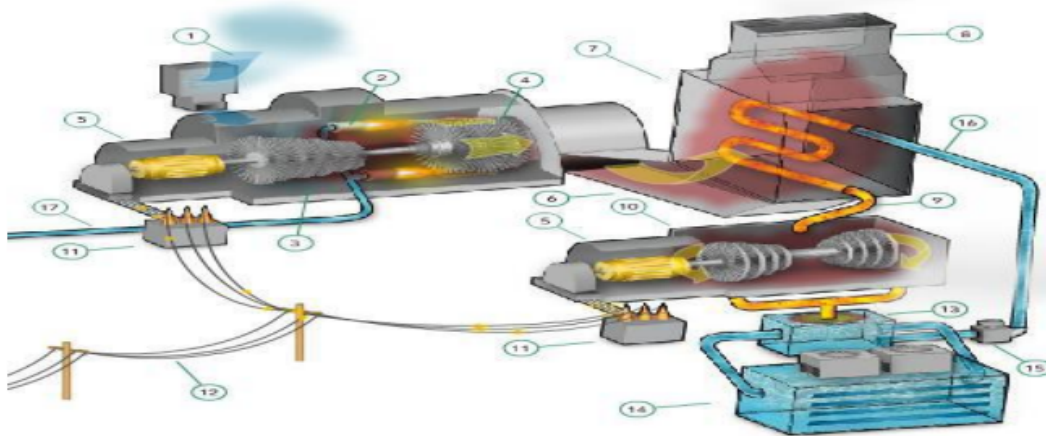
De tous les points de vue, elle peut être considérée comme un système autosuffisant, elle aspire, comprime l'air atmosphérique, augmente la puissance énergétique de l'air comprimé (chambre de combustion).

En utilisant la chaleur dégagée par la combustion, et convertie cette puissance thermique en énergie mécanique utile pendant le processus de détente qui a lieu dans la section turbine.

2.1. Le Cycle combiné :

Un cycle combiné est une association de 2 cycles thermodynamiques. Le plus souvent, il s'agit d'un cycle de turbine à combustion et d'un cycle de turbine à vapeur. L'association de 2 cycles permet de tirer plus de travail à partir de la chaleur produite par une combustion.

En combinant deux cycles, voire plus, est un mariage particulièrement réussi dans la recherche de l'amélioration de l'efficacité énergétique du système global. La raison principale de combiner différents cycles thermodynamiques est de profiter de la chaleur s'échappant du cycle primaire pour l'utiliser avec le cycle secondaire. On arrive à ce résultat en utilisant un cycle de turbine à gaz (cycle de Brayton) comme cycle primaire et un cycle de turbine à vapeur (cycle de Rankine) comme cycle secondaire. Une turbine à gaz connecté à un générateur produit de l'énergie électrique et des gaz brûlés, qui vont à leur tour produire de la vapeur pour la turbine à vapeur grâce à un échangeur qui puisera la chaleur des gaz brûlés pour la transférer à l'eau du cycle secondaire et provoquer son évaporation. La technologie de cycle combinée permet d'atteindre une efficacité motrice de plus de 60 %.



1. Admission d'air	9. vapeur surchauffée
2. Combustion	10. Turbine à vapeur
3. Compresseur	11. Transformateurs
4. Turbine à gaz	12. Réseau électrique
5. Générateurs	13. Condenseur
6. Gaz d'échappements	14. Tour de refroidissement
7. Chaudière de récupération (HRSG)	15. Pompe d'alimentation
8. Sortie des gaz d'échappements	16. Eau d'alimentation
	17. Alimentation en Gaz naturel

Figure. 2.1: Principe de fonctionnement de cycle combiné.

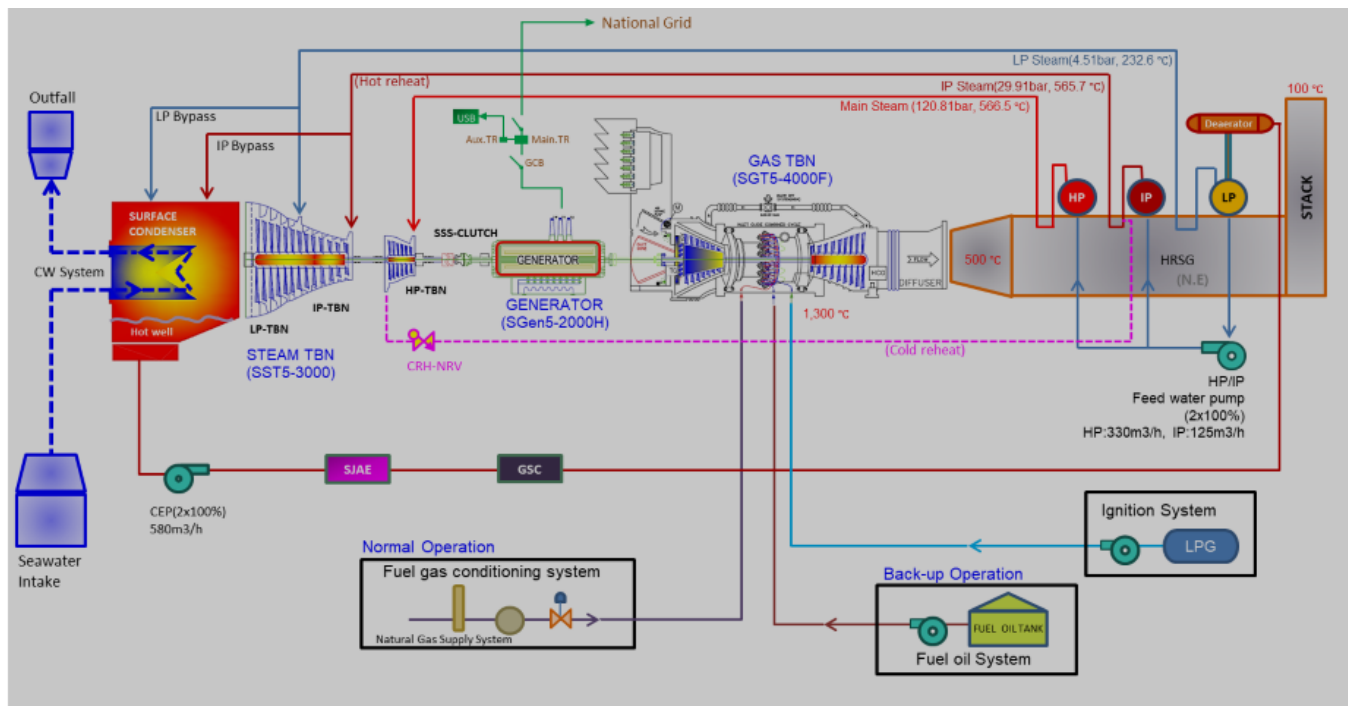


Figure 2.2 : les installations du cycle combine RAS DJINET

2.2. Cycle à turbine à gaz (Joule Brayton) :

Le cycle de Brayton est un cycle thermodynamique à caloporteur gaz. Il tient son nom de l'ingénieur américain George Brayton (1830–1892). La turbine à gaz fonctionne suivant le Cycle de Brayton réel. Le cycle de Brayton théorique est le cycle idéal correspondant à la turbine à gaz élémentaire. Il est principalement utilisé pour la production d'électricité. Dans notre cas, on s'intéresse au Cycle de Brayton ouvert utilisé dans les centrales électriques à Turbines Gaz-Vapeurs. Le cycle est parcouru par un débit d'air aspiré de l'atmosphère, celui-ci subit une compression isentropique dans le compresseur. L'air comprimé est ensuite chauffé dans la chambre de combustion suivant une combustion isobare pour être détendu de manière isentropique dans la turbine qui entraîne le compresseur et l'alternateur. Le cycle réel se différencie du cycle idéal par l'irréversibilité dans le compresseur et la turbine, le débit d'air et des chaleurs massiques non constants. Les températures réelles de sortie du compresseur et de la turbine seront plus élevées que prévu car ces machines subissent des pertes par frottements. L'écart par rapport au cycle idéal est quantifié par le rendement isentropique. La combustion n'est pas isobare car la chambre de combustion induit des pertes de charges et donc la pression d'entrée de la turbine sera plus faible et de plus, la présence d'un filtre à l'entrée du compresseur et d'un déflecteur à la sortie crée des pertes additionnelles. Le débit d'air qui parcourt le cycle réel ne peut pas être considéré constant.

En effet, à l'entrée de la turbine, il faut prendre en compte le débit de combustible. En outre, une partie du débit d'air est utilisée pour refroidir la turbine. Les chaleurs spécifiques sont supposés constantes alors qu'en réalité leurs valeurs dépendent de la composition chimique de l'air. En fin, aucun accouplement mécanique n'est parfait et par conséquent l'arbre de la machine est sujet à des pertes mécaniques.

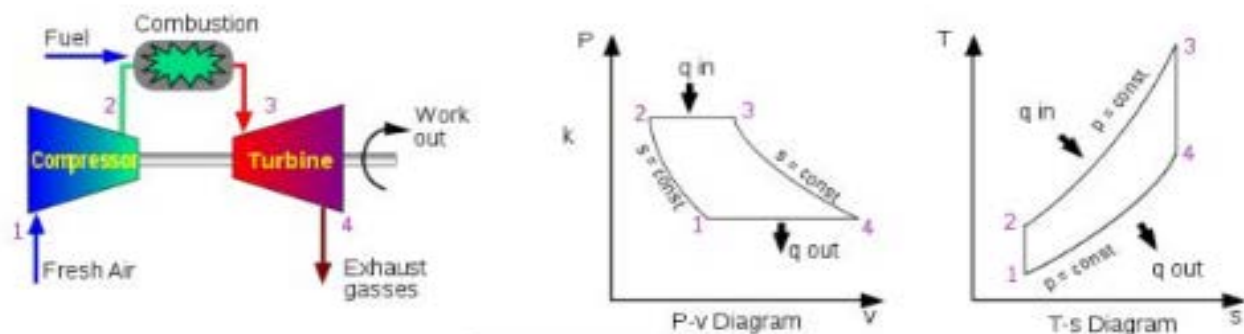


Figure. 2.3 : cycle de Joule Brayton (cycle de base)

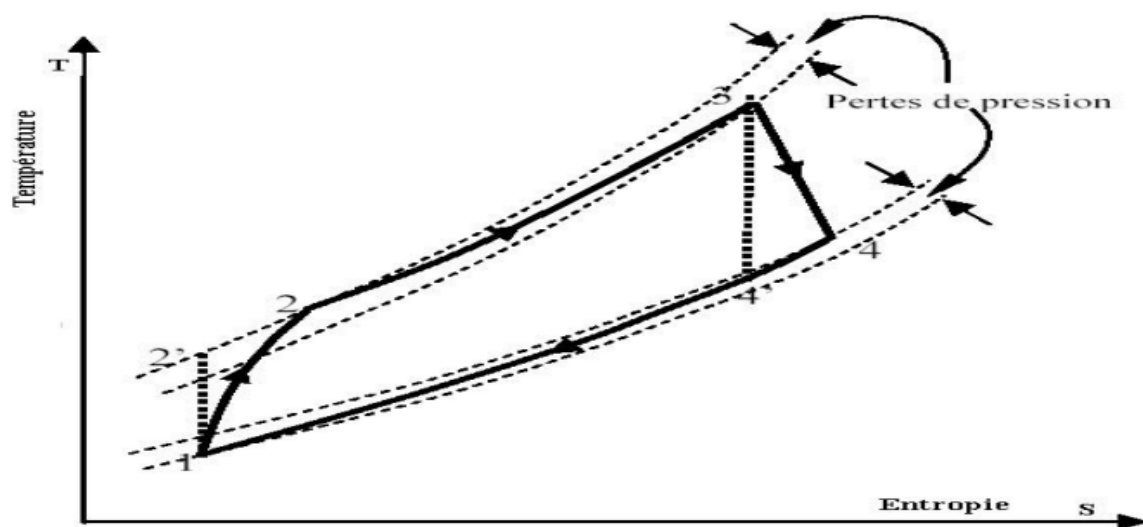


Figure 2.4 : Diagramme (T-S) des cycles théoriques et réel de Brayton

2.3. Les améliorations dans le cycle de Brayton :

2.3.1 Cycle de Brayton avec régénération :

Dans les turbines à gaz, la température des gaz brûlés sortant de la turbine est considérablement plus élevée que celle d'air sortant du compresseur. L'air à haute pression sortant du compresseur peut donc être chauffé en y transférant la chaleur des gaz brûlés sorti de la turbine à l'aide d'un échangeur de chaleur qui peut aussi être appelé régénérateur ou récupérateur. La figure (II.4) montre une turbine à gaz avec régénérateur et son diagramme T-S.

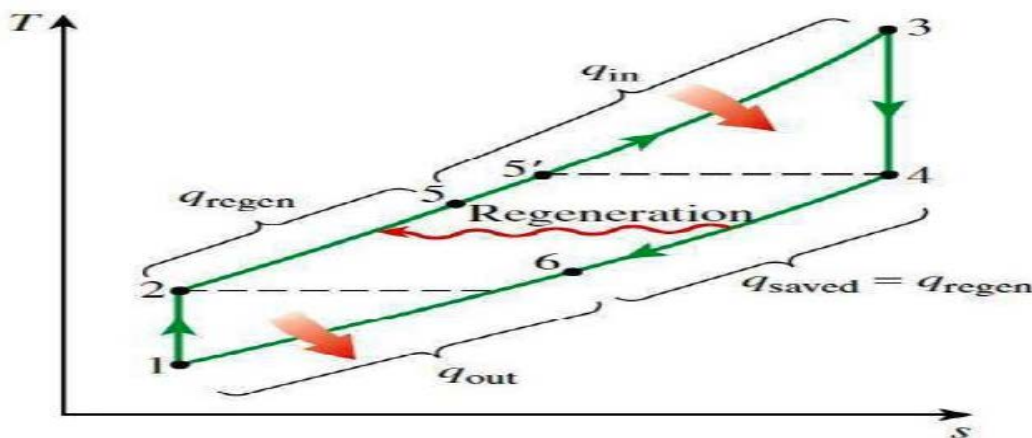


Figure 2.5 : Diagramme T-S cycle de Brayton avec régénération

Le rendement thermique du cycle augmente donc grâce à la régénération puisque l'énergie des gaz brûlés qui est normalement rejeté dans l'environnement est maintenant utilisée pour préchauffer l'air avant d'entrer dans la chambre de combustion.

Ceci diminue donc la quantité de chaleur nécessaire à apporter (et donc de carburant) pour avoir le même travail à la sortie. À noter que l'utilisation d'un régénérateur n'est recommandée que dans le cas où la température des gaz d'échappements est plus élevée que celle à la sortie du compresseur. Autrement, le rendement s'en trouvera diminué.

2.3.2. Cycle de Brayton avec réchauffe :

Pour des raisons métallurgiques, la température des gaz brûlés entrant dans la turbine doit être limitée. Cette température peut être contrôlée en injectant plus d'air que nécessaire à la combustion du carburant à l'intérieur de la chambre de combustion. Par conséquent, les gaz sortant de la chambre de combustion contiennent suffisamment d'air pour assurer la deuxième combustion.

On tire avantage de l'excès d'air en utilisant une turbine multi étagé avec un réchauffeur entre les deux étages. Avec cet arrangement, le travail net par unité de débit massique peut être augmenté. Après la détente dans la première turbine, le gaz est réchauffé à pression constante puis la détente est complétée dans la deuxième turbine.

Le travail total des deux turbines est plus important que celui d'une turbine unique.

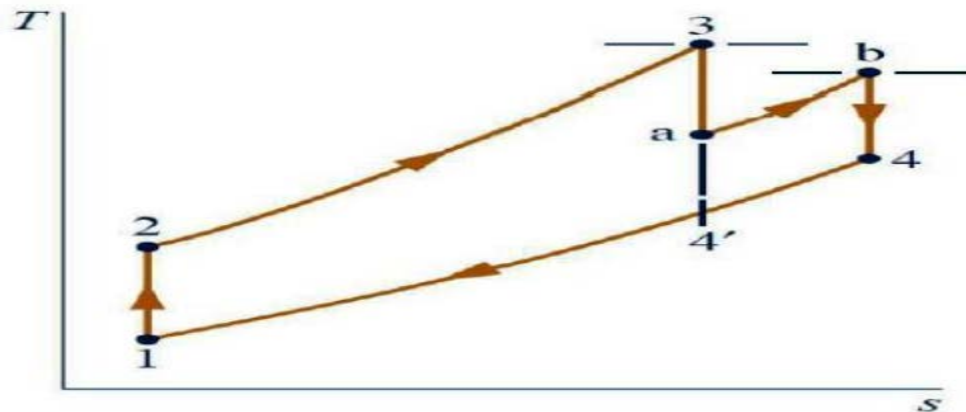


Figure 2.6 : Diagramme T-S cycle de Brayton avec réchauffe

2.3.3. Cycle de Brayton avec intercooling :

Le travail net d'une turbine à gaz peut aussi être augmenté en réduisant le travail du compresseur. Ceci peut être accompli à l'aide d'un compresseur multi étagé avec intercooler entre les étages du compresseur.

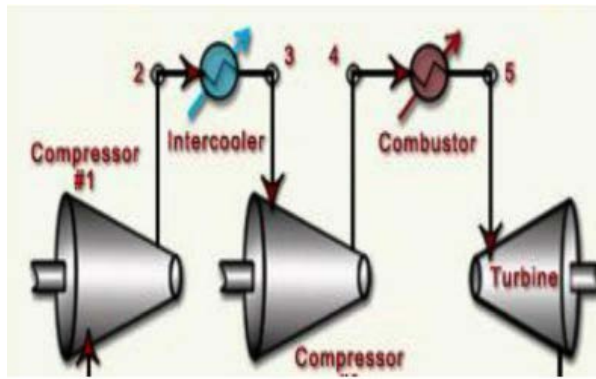


Figure2.7 : cycle de Joule Brayton

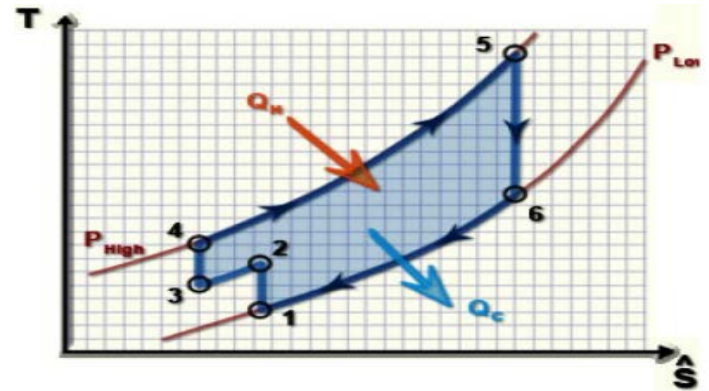


Figure2.8 : Diagramme T-S cycle de Brayton avec intercooling

2.3.4. Cycle de Brayton avec intercooling, surchauffe, et régénération :

Il regroupe l'ensemble des améliorations décrites précédemment :

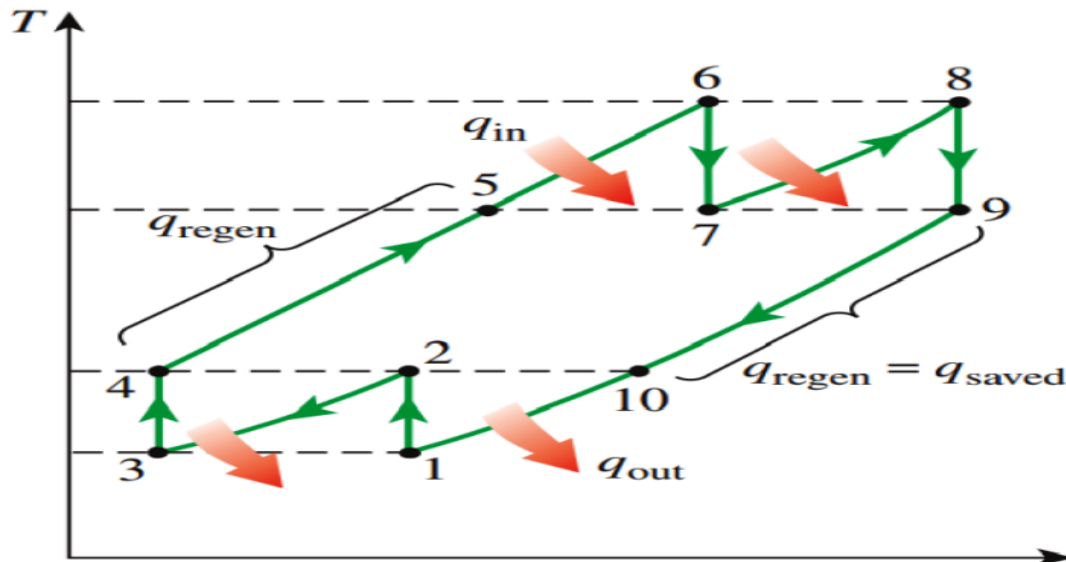


Figure2.9 : Diagramme T-S cycle de Brayton avec intercooling, réchauffage, et régénération.

2.4. Turbine à gaz :

2.4.1. Les Composants de base de la turbine à gaz :

➤ **Groupe turbocompresseur :**

- **Section Compresseur :** (axial) Le rôle de cette disposition est de comprimer l'air à la pression ambiante (c 1 bar) jusqu' à haut pression (10 ~ 30 bars)
- **Section Chambre de Combustion :** Carburant pompé et allumé, pour bruler de l'air comprimé.
- **Section Turbine :** Gaz chauds convertis en travail, pour actionner le compresseur et la charge externe

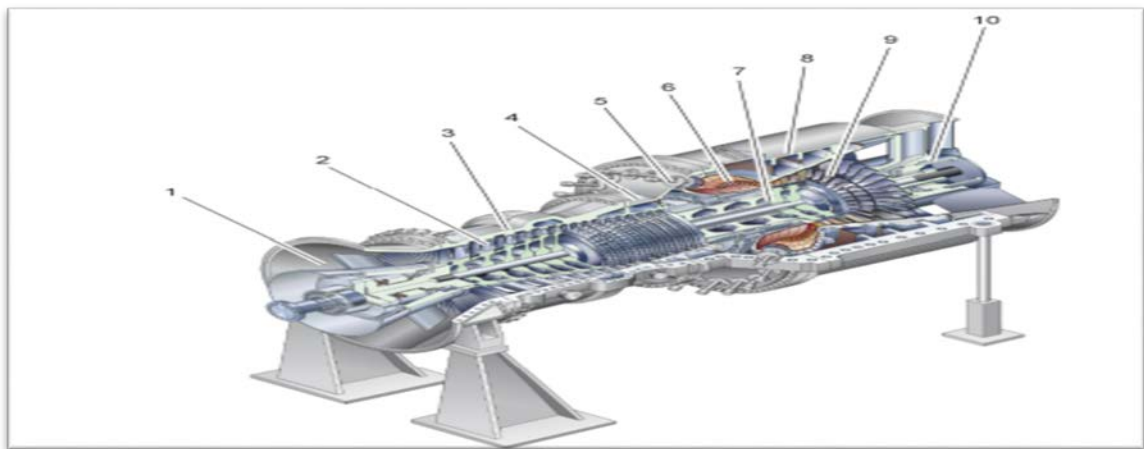


Figure 2.10 : Schéma principale des turbines à gaz à chambre de combustion annulaire (sans détails constructifs)

- | | | | |
|---|---|----|-------------------------------|
| 1 | corps de palier du compresseur | 6 | chambre de combustion |
| 2 | compresseur | 7 | rotor |
| 3 | parte-directrice 1 du compresseur | 8 | enveloppe de la turbine |
| 4 | enveloppe externe de la chambre de combustion | 9 | turbine |
| 5 | brûleurs | 10 | corps de palier de la turbine |

2.4.2. Turbine à gaz SGT5-4000F :

La centrale électrique à cycle combiné de RAS DIJNET se compose de trois (3) turbines à gaz SGT5-4000F Siemens.

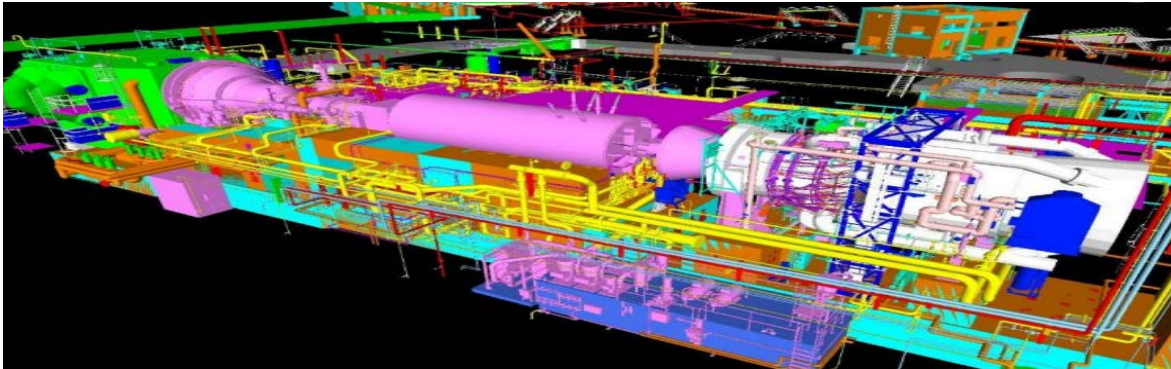


Figure 2.11 : turbine à gaz STG5-4000F

- **Les avantages de la TG (STG5-4000F) :**

- ✓ La capacité de démarrage rapide (Peut atteindre une charge de base combinée en cycle en moins de 30 minutes)
- ✓ peut rapidement passer (switch) du gaz au mazout et vice-versa (un temps de transfert inférieur à 5 min)
- ✓ Les turbines à gaz de la chambre de combustion annulaire Siemens sont des machines mono-arbre d'une conception mono-boitier...

- **Les inconvénients de la TG :**

- ✓ Au-dessous d'environ 3000 KW, le prix d'installation est supérieur à celui d'un groupe diesel.
- ✓ Temps de lancement beaucoup plus long que celui d'un groupe diesel ; à titre indicatif : 30 à 120 s pour une turbine, 8 à 20 s pour un groupe diesel.

- **Les caractéristiques de la TG STG5-4000F :**

La turbine à gaz STG5-4000F, qui a fait ses preuves, se caractérise par des performances élevées, de faibles coûts de production d'énergie, de longs intervalles entre les inspections et une conception conviviale, l'optimisation du débit et du refroidissement permet d'obtenir un rendement élevé de la turbine à gaz et une production d'électricité très économique dans les applications à cycle combiné.

Caractérisée par sa conception robuste, la STG5-4000F est dotée d'un compresseur axial à 15 étages, d'un système de combustion annulaire durable et d'une turbine à 4 étages entièrement

refroidie par air. Le rapport de pression modère du compresseur offre un faible impact sur les composants critiques.

Le rotor est basé sur des disques à centrage et alignement automatiques avec une denture Hirth et un tirant central, ce qui offre l'avantage d'un défilage et d'un équilibrage rapides et faciles du rotor sur site. Les passages d'air de refroidissement internes réduisent les contraintes sur les composants critiques et garantissent une longue durée de vie.

- **Principe de fonctionnement de TG STG5-4000F :**

Un rotor commun est partagé par le compresseur et la turbine. Le rotor est supporté dans deux roulements qui se situent en dehors de la région pressurisée. Un boîtier externe sous pression commun est aussi partagé par le compresseur et la turbine. Il inclut différentes sections. Les sections du boîtier sont boulonnées et forment une unité cylindrique rigide qui transmet toutes les forces qui s'appliquent durant le transport et l'exploitation sur les supports.

Le boîtier s'appuie sur les supports sur le support de palier frontal et sur le boîtier externe arrière.

Le compresseur est un compresseur axial de haute efficacité à 15 étages avec une distribution de débit optimisée. Chaque étage inclut une rangée d'aubes de rotor et une rangée d'ailettes. La turbine à gaz est conçue pour allumer deux carburants. Le gaz naturel doit être allumé comme carburant primaire et le mazout de distillation doit être allumé comme carburant de secours. La turbine à gaz est conçue pour fonctionner à 100 % de charge en allumant le gaz naturel et le mazout.

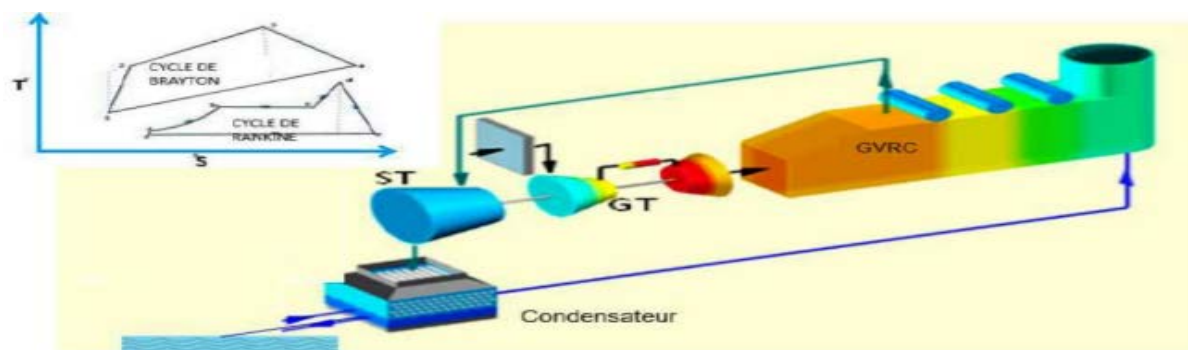


Figure. 2.12 : Cycle de turbine à gaz en mode cycle combiné (Disposition mono-arbre)

2.5. Systèmes de commande d'une TG :

- **Système d'admission :**

Le système d'admission de la TG a pour le but de diriger l'air de combustion dans la section d'admission du compresseur axial afin de garantir :

- Le degré de filtration pour le fonctionnement correct du compresseur et de la turbine dans les limites des conditions ambiantes existantes de l'installation
- Un débit d'air régulier vers la section d'admission du compresseur, et donc un fonctionnement fluide-dynamique régulier de ce dernier

- **Système de lancement :**

Comme toute machine à combustion interne, la turbine à gaz nécessite un dispositif de démarrage (démarreur). Elle doit être tournée ou démarrée à la main par un équipement accessoire qui peut être :

- Un moteur diesel
- Un moteur électrique
- Une turbine de détente (à l'aide du gaz sous pression)

Le but des moyens de démarrage (accouplés à la turbine) :

- Vaincre le couple très important au démarrage
- Amener la turbine à l'accélération jusqu'à la vitesse de sustentation (self sustaining)=auto maintien ou la turbine n'a plus besoin de ce dispositif ; donc autonome.

- **Système de gaz combustible :**

Les turbines à gaz industrielles ont été conçues pour fonctionner avec une gamme étendue de combustible, qu'ils soient liquides ou gazeux.

Le système d'alimentation et de dosage est assez simple

- **Système de l'huile de graissage :**

La turbine est graissée en circuit ferme, par un système d'alimentation sous pression en l'huile, qui comporte un réservoir d'huile, les pompes, des échangeurs de chaleur (refroidisseur et

réchauffeur d'huile), des filtres des vannes et divers dispositifs et instruments de commande et de protection de systèmes.

- **Système de l'huile hydraulique :**

La fonction principale du système d'alimentation hydraulique est de fournir de l'huile hydraulique à haute pression (plusieurs fois supérieure à l'huile de graissage) aux pistons (cylindre) de commande des vannes de gaz SRV, GCV et IGV. Elle est prélevée de système de graissage et augmentée par la pompe hydraulique principale et la pompe hydraulique auxiliaire entraînée par un moteur à courant alternatif en cas de nécessité.

- **Système de l'huile d'arrêt (ou de commande ou de déclenchement) :**

Cette huile est prélevée de l'huile de graissage à travers un orifice calibré. Son rôle est d'assurer la fermeture rapide de la vanne de gaz SRV et ouverture rapide de nozzles en cas d'arrêt normale ou d'urgence. Ceci en inversant le sens de passage de l'huile hydraulique dans les chambres des cylindres.

- **Système d'air de refroidissement et d'étanchéité :**

L'air est utilisé pour refroidir les différentes parties de la section de la turbine, pressuriser les joints d'huile des paliers dans la turbine à gaz.

L'air est obtenu du compresseur axial et de l'air d'environnement où la turbine à gaz se trouve.

Les parties de la section de la turbine qui sont refroidies sont :

- La roue de la turbine de premier et de deuxième étage
- La directrice du premier étage le carter du rotor de la turbine

- **Système de l'embrayage de lancement :**

Le système comprend l'embrayage, la fin de course et deux cylindres hydrauliques. ces cylindres ont pour effet déclencher l'embrayage par la vanne d'ensemble d'auto-commande, alors que le dispositifs de démarrage fournissent un couple à la turbine .lorsque la turbine renvoie le couple , à travers l'embrayage , au dispositif de démarrage, l'embrayage déclenche et la fin de course envoie un signal logique pour mettre la procédure d'arrêt des dispositifs de démarrage.

- **Système d'échappement :**

La section d'échappement comporte l'ensemble du cadre d'échappement et la chambre d'échappement.

Il doit répondre à certaines exigences, parmi elles :

- Assurer un niveau de bruit minimal, en réduisant la turbulence des gaz sortants.
- Conformité avec les conditions de sécurité du personnel (une bonne isolation thermique)
- Avoir un niveau de fiabilité et de disponibilité adéquat à ceux des éléments restants de la turbine

- **Paliers de la turbine :**

La turbine à gaz comprend quatre paliers principaux qui supportent les rotors du compresseur et de la turbine basse pression

2.6. Phénomène de pompage d'un compresseur :

Par principe, Le compresseur est relié à deux réseaux aux pressions différentes, l'aspiration (basse pression) et le refoulement (haute pression).

Le pompage d'un compresseur se produit lorsque le réseau à haute pression du refoulement se vide dans le réseau à basse pression de l'aspiration par un débit à contre-courant dans le compresseur.

Ce phénomène, qui peut avoir plusieurs causes, provoque une instabilité momentanée du réseau d'aération (cas où le gaz est de l'air).

2.6.1. Conséquences du pompage de compresseur :

Chaque inversion de sens du débit d'air représente un choc violent pour la chaîne cinématique du compresseur, et pour l'alimentation électrique du moteur principale.

Les constructeurs prévoient donc des coefficients de sécurité en conséquence et des capteurs de pompage, mais les effets du pompage sont rapidement destructeurs, soit immédiatement soit progressivement par fatigue des éléments soumis aux chocs répétés.

- Ruptures d'ailettes sur le compresseur
- Fortes vibrations radiales et destruction des paliers

- Usure prématurée des moteurs électriques
- Eclatement de tuyauteries du réseau d'aération...

CONCLUSION :

Dans cette partie, nous avons essayé de décrire les différents cas du cycle de Brayton reliés à la turbine à gaz. Dans ce travail nous avons choisi un cycle de base de Brayton valable pour l'équipement en question au niveau de la centrale thermique de Cap Djinet. Par la suite nous sommes passés à la description des composants de la turbine à gaz compresseur, chambre de combustion et turbine de détente. Il est aussi important de mentionné certains avantages et inconvénients associés à ce genre d'équipement.

CHAPITRE 03 :
MODELISATION DE
CALCUL
THERMODYNAMIQUE

INTRODUCTION:

Dans le cycle combiné, les performances de la turbine à gaz, appelée également turbine à combustion, ont un impact important sur le rendement et la performance du cycle.

L'objet de cette modélisation est de visualiser les éléments demandées dans ce travail, aussi de comprendre l'impact de certain changement des paramètres.

3.1. Etude de cycle idéal de turbine à gaz:

L'étude du cycle thermodynamique est particulièrement facile, cette étude présente un grand intérêt pratique, car la plupart des turbines à gaz sont réalisées à base du cycle de Brayton. La conversion de la chaleur dégagée de la combustion du carburant en énergie mécanique dans une turbine à gaz est réalisée suivant ce cycle. Le cycle de Brayton ou Joule comme comporte deux processus isentropiques (adiabatiques et réversibles) et un processus isobare, les grandeurs principales qui fixent le cycle thermodynamique de turbine à gaz sont :

- La température T2 (température de sortie de compresseur)
- La température maximale T3 du cycle fixée par la température maximale admissible en entrée de la turbine
- Taux de compression $\tau_p = P_2/P_1$

3.2. Données de l'étude :

Les caractéristiques chimiques du gaz combustible :

Composants	designation	Xi % molaire
Methane	CH4	91.7700
Ethane	C2H6	4.5100
Propane	C3H8	0.8500
Butane	C4H10	0.3300
I-Butane	I-C4H10	0.0000
Pentane	C5H12	0.0900
I-Pentane	I-C5H12	0.0000
Neo-pentane		0.0000
Hexane	C6H14	0.0500
I-Hexane	I-C6H14	0.0000
Heptane	C7H16	0.0300
I-Heptane	I-C7H16	0.0000
Octane	C8H18	0.0100
Azote	N2	1.4500
Oxygen	O2	0.0000
Dioxyde de carbone	CO2	0.9100
Eau	H2O	0.0000

Tableau3.1 : les caractéristiques de gaz combustible

- **Les caractéristiques de fluide moteur :**
 - Le pouvoir calorifique inférieur du combustible : PCI : 47381Kj/Kg
 - Le pouvoir calorifique supérieur du combustible : PCS : 52500Kj/Kg
- **Les différents paramètres à 100 % charge de base :**

100 % de la charge de base

Puissance CC	MW	426.67
Puissance TG	MW	284.4466667
P1	Bar	1.013
Tamb (T1)	° C	15.61
Tsortie comp (T2)	°C	434.24
P2 sortie comp	Bar	18.99
Tsortie turbine (T4)	°C	587.13
T échapp	°C	85
Efficacité comp		0.95
Débit de gaz	Kg/s	15,12
Débit d'échapp	Kg/s	670

Tableau3.2 : les différents paramètres à charge de base (100%)

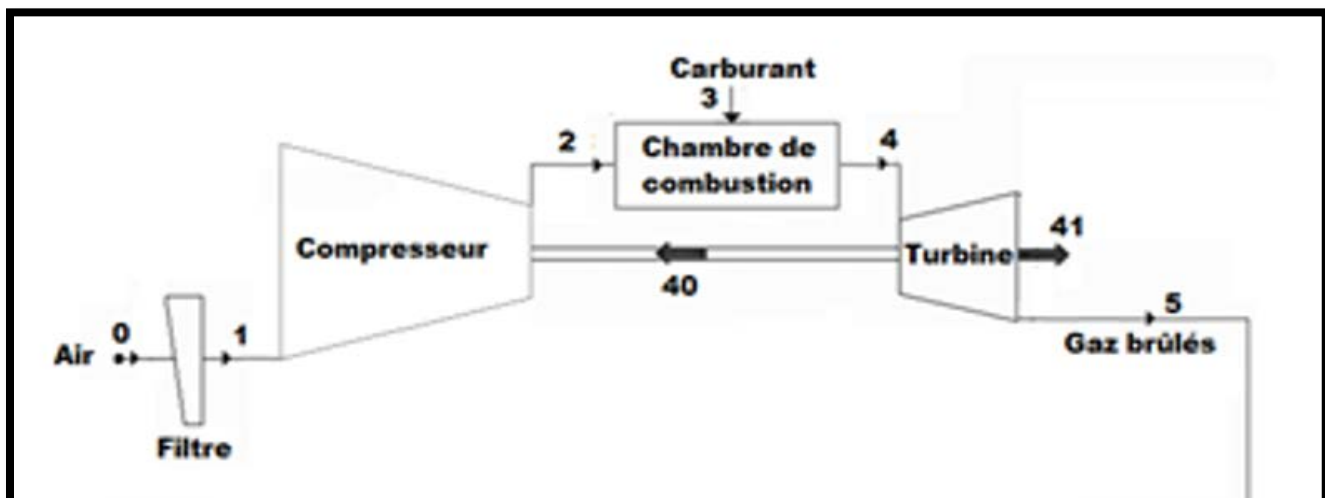


Figure 3.1 : Le schéma d'une turbine à gaz du cycle combiné de la centrale de Ras-Djinet.

3.3. Modélisation Des Composants De la turbine à gaz du Cycle Combine en Régime Nominal :

La turbine à gaz est un élément de production du travail mécanique, elle fonctionne selon le cycle de Brayton. il sera présente dans ce qui suit la modélisation des ses composants, à savoir le compresseur, la chambre de combustion et la turbine.

Les données obtenues de la centrale électrique de cap Djinet sont présentées dans les tableaux 1 et 2, correspondent à la charge de base 100 % et à une température ambiante de 15.61C°

3.3.1 Diffuseur :

- La masse volumique :

$$\rho_1 = \frac{p_1}{rT_1}$$

- La vitesse locale de son :

$$a_1 = \sqrt{\gamma_{air} r T_1}$$

- Nombre de mach à la sortie:

$$M_2 = \frac{v_2}{\sqrt{(\gamma_{air} r T_1)}}$$

3.3.2. Le Compresseur axial:

Le processus de compression d'air représenté par les segments (1-2s) pour le cas isentropique et (1-2) pour le cas réel (Figure II.3), est accompli par le compresseur et modélisé par le rendement isentropique de compression.

- Bilan massique:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{air} = Qv_{air} \times \rho_{air} \dots\dots\dots (1)$$

- Travail de compression:

$$W_c = h_2 - h_1$$

$$WC = C_{pa} \times (T_2 - T_1) \dots \dots \dots (2)$$

• **Puissance consommée par le compresseur :**

La puissance de compresseur est définie par la formule :

$$P_c = \dot{m}_{air} \times (h_2 - h_1)$$

$$P_c = \dot{m}_{air} \times C_{pa} \times (T_2 - T_1) \dots \dots \dots (3)$$

$\dot{m}_{air}$: Le débit de l'air introduit dans le compresseur

• **Rendement du compresseur:**

$$\eta_c = \frac{\text{Travail de compression isentropique}}{\text{travail réel du compresseur}}$$

$$\eta_c = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)} = \frac{(T_{2s} - T_1)}{(T_2 - T_1)} \dots \dots \dots (4)$$

• **Le taux de compression :**

$$\tau_p = \frac{P_2}{P_1}$$

3.3.3. La Chambre de combustion:

La chambre de combustion n'est pas parfaite puisqu'il subsiste des imbrûlés dans les gaz d'échappement, donc seul le débit du combustible brûlé « $\dot{m}_c$ » apporte de l'énergie au fluide actif. La composition des gaz change après la combustion et le fluide de travail n'est plus l'air pur issu du compresseur, mais un mélange d'air et des produits de combustion (à savoir principalement le CO₂, H₂O, CO, NO_x et autres). Pour cela on tient compte du débit des gaz « $\dot{m}_c$ » dans les calculs. Le processus de combustion est représenté par le segment (2-3) sur la figure (2.3)

- **Bilan massique:**

$$\dot{m}_c = \dot{m}_g + \dot{m}_{air} \dots \dots \dots (5)$$

La puissance thermique produite dans la chambre de combustion est donnée par :

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_c * PCI \dots \dots \dots (6)$$

Avec:

$\dot{m}_c$: le débit du combustible brûlé

PCI : le pouvoir calorifique inférieure

La majorité des turbines à gaz de cycle combiné utilisent généralement le gaz naturel comme combustible. Le Pouvoir calorifique inférieur du gaz naturel varie en fonction de la composition chimique du gaz (teneur en méthane, propane, en butane et autres). Pour notre cas, on considère le gaz naturel Algérien qui a un PCI d'environ 47381 kJ/kg.

- **Cp des gaz brûlés en fonction de la température :**

$$C_{pg} = 0.975 + 0,000126 * T + 1,415 * T^2/10^7 - 6.375 * T^3/10^{11}$$

- **la chaleur de combustion :**

$$Q_{cc} = C_{pg} \times (T_3 - T_2) \dots \dots \dots (7)$$

- **Rendement de la chambre de combustion :**

$$\eta_{cc} = (\dot{m}_g + \dot{m}_{air}) \times C_{pg} \times \frac{(T_3 - T_2)}{\dot{m}_c * PCI} \dots \dots \dots (8)$$

- **Puissance fournie par la chambre de combustion :**

$$P_{cc} = \dot{m}_g \times PCI \times \eta_{cc} \dots \dots \dots (9)$$

3.3.4. La turbine de détente à gaz :

Le processus de détente réalisé dans la turbine à gaz est représenté sur la figure 2.3 par le segment (3-4s) pour le cas isentropique et (3-4) pour le réel.

- **Le Travail fourni par la turbine :**

$$Wt = h3 - h4 \Rightarrow Wt = Cpg \times (T4 - T3) \dots \dots \dots (10)$$

- **La puissance fournie par la turbine :**

$$\dot{P}t = \dot{m}c \times Wt \dots \dots \dots (11)$$

- **Rendement de la turbine:**

$$\eta_t = \frac{\text{Travail réel de la turbine}}{\text{Travail de détente isentropique}}$$

$$\eta_t = \frac{(h3 - h4)}{(h3 - h4s)} = \frac{(T3 - T4)}{(T3 - T4s)} \dots \dots \dots (12)$$

- **Puissance nette de la turbine à gaz :**

La puissance nette est la différence de la puissance fournie par de la turbine et la puissance de consommé par le compresseur.

$$\dot{P}Tn = \dot{P}t - \dot{P}c \dots \dots \dots (13)$$

- **le travail net de la turbine à gaz :**

$$WTn = Wt - Wc \dots \dots \dots (14)$$

- **Rendement thermique de la turbine à gaz :**

$$\eta_{th} = \frac{\text{Travail net de la turbine}}{\text{Quantite de chaleur}}$$

- **Consommation spécifique du gaz:**

$$C_{sg} = 3600 \times \frac{\dot{m} \cdot g}{\dot{P}_{Tn}} \dots \dots \dots (15)$$

CONCLUSION:

Dans cette partie, une modélisation du cycle combiné d'une turbine à gaz a été faite et met en évidence l'importance des performances de la turbine à gaz sur le rendement et la performance du cycle. Les différents composants du cycle, tels que le diffuseur, le compresseur axial, la chambre de combustion et la turbine de détente à gaz, sont également étudiés. Les paramètres et les caractéristiques du gaz combustible ainsi que les performances du cycle à pleine charge sont également mentionnés. La modélisation permet de calculer des grandeurs telles que le débit de gaz, la puissance consommée par le compresseur, la puissance fournie par la chambre de combustion, la puissance nette de la turbine à gaz, le rendement thermique, et la consommation spécifique du gaz.

CHAPITRE 04 :
CALCUL
THERMODYNAMIQUE

INTRODUCTION :

Après avoir présente dans le chapitre précédent les expressions mathématique modélisant le régime nominal à 100% charge de base.

Dans le présent chapitre l'objectif est de faire un calcul thermodynamique du cycle de Joule Brayton afin d'étudier ses performances et les comparés avec les résultats du prochain chapitre.

4.1. Calcul thermodynamique de la turbine STG5-4000F :

4.1.1. Application Du Modèle Mathématique :

➤ Cycle idéal :

• Diffuseur :

$$\rho_1 = \frac{p_1}{rT_1}$$

$$\rho = \frac{1.013 * 10^5}{288.76 * 287,15}$$

$$\rho = 1.221 kg/m^3$$

• La vitesse locale du son :

$$a_1 = \sqrt{\gamma_{air} r T_1}$$

$$a_1 = \sqrt{1.4 * 287.15 * 288.76}$$

$$a_1 = 340.71 m/s$$

Avec :

$$\gamma_{air} = \text{cst} = 1.4$$

Le taux de compression : $\tau_p = \frac{p_2}{p_1}$

$$\tau_p = \frac{18.99}{1.013}$$

$$\tau_p = 18.74$$

• Calcul de la température T2s (la sortie de compresseur isentropique) :

La température de refoulement de compresseur est donnée par :

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$T_{2s} = T_1 * (\tau_p)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$T_{2s} = 288,76 * (18,74)^{0,285}$$

$$T_{2s} = 665,69 K^\circ$$

• Calcul de pression isentropique P2s :

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$P2s = P1 * \left(\frac{T2s}{T1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$P2s = 1,013 * \left(\frac{665,69}{288,76}\right)^{3,5}$$

$$P2s = 19,46 \text{ bar}$$

Pour le calcul de c_{pg} on a besoin de T_{moy} :

Hypothèse : $T3 = 1600 \text{ K}^\circ$

$$T_{moy} = \frac{(T2 + T3)}{2}$$

$$T_{moy} = 1153,69 \text{ K}^\circ$$

- Calcul c_{pg} :

$$c_{pg} = 0,975 + 0,000126 * T_{moy} + 1,415 * T_{moy}^2 / 10^7 - 6,375 * T_{moy}^3 / 10^{11}$$

$$c_{pg} = 1,19 \text{ KJ/Kg.K}^\circ$$

- **Température de sortie de la chambre de combustion T3 :**

D'après le calcul de c_{pg} on obtient la valeur de T3 à partir de l'équation du rendement :

$$\eta_{cc} = (\dot{m}_g * c_{pg} * ((T3 - T2)) / (\dot{m}_c * PCI)$$

$$T3 = \frac{\eta_{cc} * \dot{m}_g * PCI}{\dot{m}_c * c_{pg}} + T2$$

$$T3 = \frac{0,95 * 15,12 * 47381}{670 * 1,19} + 707,39$$

$$T3 = 1560,61 \text{ K}^\circ$$

- **Calcul de coefficient d'excès d'air :**

Débit massique théorique d'air $\dot{m}_{air}$ ou le pouvoir comburivore du carburant :

$$\dot{m}_0 = \lambda_k * PCI$$

ou: $\lambda_k = 1,43 \cdot 10^{-3}$: Caractéristique de MEKONOVLOV.

$$PCI = 47381 \text{ KJ/Kg} = 10900 \text{ Kcal/kg}$$

$$\dot{m}_0 = 1,43 \cdot 10^{-3} * (10900)$$

$$\dot{m}_0 = 15,58 \text{ Kg}_{air} / \text{Kg}_{comb}$$

Faisons le bilan énergétique de la chambre de combustion de la chambre de combustion :

$$PCI.\eta_{cc} = \alpha.\dot{m}_0.Cp_g(T3 - T2)$$

$$\alpha = \frac{47381 \times 0,95}{15,58 \times 1,19 \times (1557,15 - 707,39)}$$

$$\alpha = 3$$

- **Vérification du coefficient d'excès d'air :**

$$\alpha = \frac{\dot{m}_{air}}{\dot{m}_c \times \dot{m}_0}$$

$$\alpha = \frac{654,88}{15,12 \times 15,58}$$

$$\alpha = 3$$

α : est vérifié

- **Calcul de la température T4s :**

$$T4s = \frac{T3}{(\tau p)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

$$T4s = 676,94 K^\circ$$

- **Compresseur :**
- **Le travail de compresseur :**

$$WC = Cp_a \times (T2 - T1)$$

$$WC = 1005 \times (707,39 - 288,76)$$

$$Wc = 420,723 KJ$$

- **La puissance du compresseur :**

$$Pc = \dot{m}_{air} \times (h2 - h1)$$

$$Pc = (\dot{m}_c - \dot{m}_g) \times Cp_a \times (T2 - T1)$$

$$Pc = 654,88 \times 1005 \times (707,39 - 288,76)$$

$$P_c = 275523,17KW$$

- **Le rendement du compresseur :**

$$\eta_c = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)} = \frac{(T_{2s} - T_1)}{(T_2 - T_1)}$$

$$\eta_c = \frac{(665,69 - 288,76)}{(707,39 - 288,76)}$$

$$\eta_c = 0,9 = 90,03\%$$

- **chambre de combustion:**

La chaleur fournie par la combustion est donnée par :

$$Q_{cc} = C_{pg} \times (T_3 - T_2)$$

$$Q_{cc} = 1,19 \times (1560,61 - 707,39)$$

$$Q_{cc} = 1015,33KJ/Kg$$

- **Puissance fournie par la chambre de combustion :**

La puissance de la chambre de combustion est :

$$P_{cc} = \dot{m}_g \times PCI \times \eta_{cc}$$

$$P_{cc} = 15,12 \times 47381 \times 0,95$$

$$P_{cc} = 680,58KW$$

- **Etude de la détente :**

La pression et la température absolue au début et en fin de la détente sont liées par la relation suivante :

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

- Le travail fourni par la détente :

$$Wt = Cpg \times (T3 - T4)$$

D'où :

$$Wt = cpg * T3(1 - \frac{1}{(\tau p)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}})$$

$$Wt = 1,19 * 1560,61(1 - \frac{1}{(18,74)^{\frac{1,4-1}{1,4}}})$$

$$Wt = 1051,55KJ$$

- Le rendement mécanique de la turbine :

Le rendement de la turbine est donné par :

$$\eta_t = \frac{(h3 - h4)}{(h3 - h4s)} = \frac{(T3 - T4)}{(T3 - T4s)}$$

Alors :

$$\eta_t = \frac{(1560,61-860,288)}{(1560,61-676,94)} = 0,80$$

$$\eta_t = 80\%$$

- La puissance fournie par la turbine :

$$\begin{aligned}\dot{P}_t &= \dot{m}c \times Wt \times \eta_t \\ \dot{P}_t &= 670 \times 1051,55 \times 0.8 \\ \dot{P}_t &= 563630,8 \text{ KW}\end{aligned}$$

- **Puissance nette de la turbine à gaz :**

$$\begin{aligned}\dot{P} T_n &= \dot{P} t - \dot{P} c \\ \dot{P} T_n &= 563630,8 - 275523,17 \\ \dot{P} T_n &= \mathbf{288,10KW}\end{aligned}$$

- **Le travail net récupéré au cours du cycle :**

Le travail net de la turbine est donné par la formule simple :

$$\begin{aligned}WT_n &= Wt - Wc \\ WT_n &= 1051,55 - 420,723 \\ WT_n &= \mathbf{630,827KJ}\end{aligned}$$

Où bien par mettre en évidence le rapport des températures T_3/T_1 qui caractérise le niveau technologique de la machine :

$$\begin{aligned}WT_n &= Wt - Wc \\ WT_n &= CpT_1 \times \left[\frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{T_4}{T_3} \right) - \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \right]\end{aligned}$$

En exprimant les rapports de température $\frac{T_4}{T_3}$ et $\frac{T_2}{T_1}$ en fonction du rapport de compression on arrive à :

$$\begin{aligned}WT_n &= CpT_1 \times \left[\frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{(\tau p)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) - ((\tau p)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1) \right] \\ WT_n &= \mathbf{630,827KJ}\end{aligned}$$

- **Rendement thermique de la turbine à gaz :**

On définit le rendement thermique du cycle comme étant le rapport entre le travail net WT_n et la quantité de chaleur Q dégagée par la combustion :

$$\begin{aligned}\eta_{th} &= \frac{\text{Travail net de la turbine}}{\text{Quantite de chaleur}} \\ \eta_{th} &= \dot{P} T_n / (m_{ig} * PCI)\end{aligned}$$

$$\eta_{th} = \frac{284,4466667}{15,12 * 47381} = 40,2\%$$

- Le taux de compression optimale :

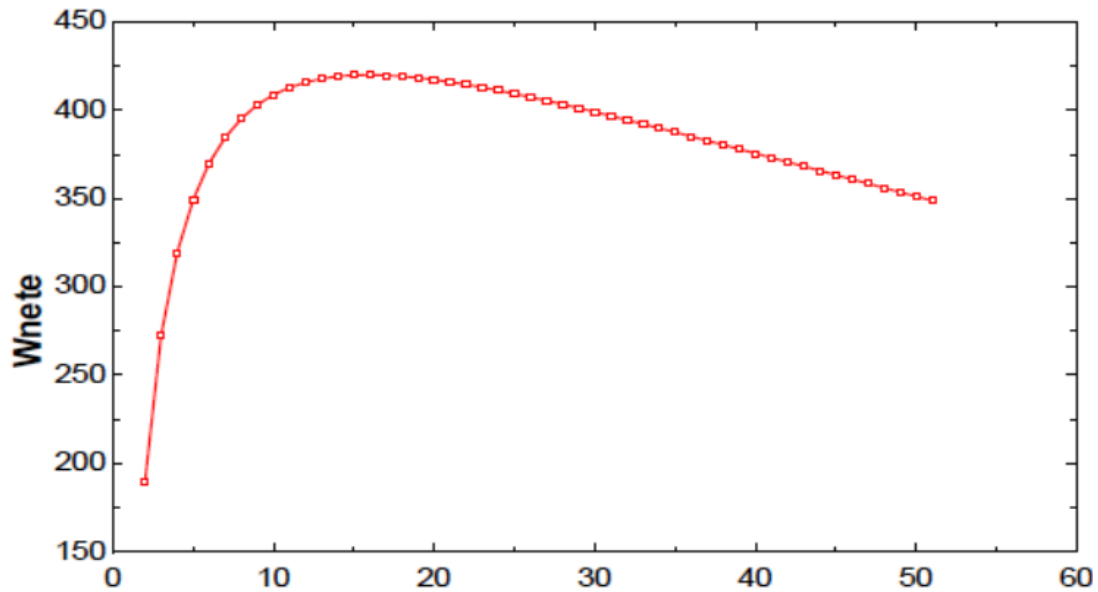


Figure 4.1 : l'évolution du travail net de la turbine à gaz en fonction du taux de compression.

La figure (4.1) représente l'évolution du travail net de la turbine à gaz en fonction du rapport de compression. Le taux de compression optimal qui donne le W_{net} maximal est obtenu en résolvant l'équation de la dérivée de W_{net} par rapport à τ :

$$\frac{\partial w_{net}}{\partial \tau} = 0$$

Et on obtient l'expression du taux de compression optimal τ_{opt} comme suit :

$$\tau_{opt} = \left(\frac{T_3}{T_1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1} 2}$$

➤ **Etude de cycle réel de la turbine à gaz :**

Le cycle réel de la turbine à gaz simple s'écarte du cycle idéal tant par l'irréversibilité dans le compresseur et dans la turbine que par la chute de pression dans la chambre de combustion et les canaux d'écoulement. Le cycle thermodynamique décrit par le fluide moteur pour le cycle réel de la turbine à gaz simple est alors représenté sur le diagramme (T, s) de la figure suivante :

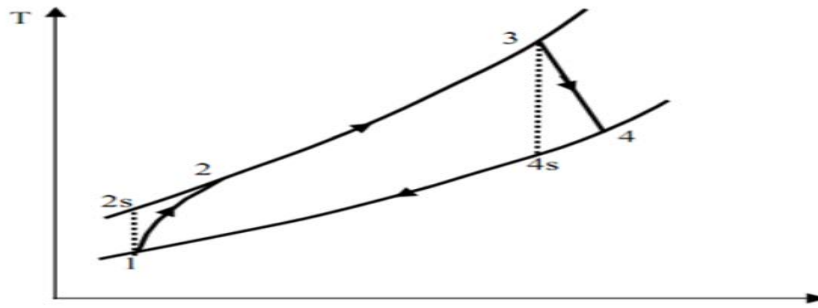


Figure4.2 : Diagramme T-S pour un cycle réel sans perte de pression

La compression poly tropique (1-2) obéit à la relation suivante :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

En absence de travaux de frottement et d'échange avec l'extérieur cette évolution serait isentropique et donne une température T_{2s} où on écrit l'égalité :

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

Et par l'utilisation de la notion de rendement poly tropique η_{cp} :

$$\eta_{cp} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} * \frac{k - 1}{k}$$

$$\eta_{cp} = 0.93443921$$

Le coefficient poly tropique (k) est un paramètre utilisé dans la thermodynamique pour décrire le comportement d'un processus poly tropique, qui est une approximation d'un processus, notamment la pression et le volume initial et final.

La formule générale pour calculer le coefficient poly tropique est la suivantes :

$$k = (\log(\frac{P2}{P1}) / \log(\frac{V2}{V1}))$$

Où :

- K est le coefficient poly tropique
- P1 et P2 sont les pressions initiales et finales respectivement
- V1 et V2 sont les volumes initiaux et finals respectivement

On peut écrire directement les relations suivantes:

- **Compresseur :**
- **Le travail réel de compression W_c :**

$$W_c = C_{pa} \times (T_2 - T_1)$$

$$W_c = (C_{pa} * T_1 * [(\frac{P_2}{P_1})^{\frac{\gamma-1}{\gamma * \eta_{cp}}} - 1])$$

$$W_c = 420,78594 KJ$$

- **La puissance du compresseur :**

$$P_c = \dot{m}_{air} \times W_c$$

$$P_c = 27556,424 KW$$

- **Chamber de combustion:**

- **La quantité de chaleur:**

$$Q_{cc} = C_{pg} * (T_3 - T_2)$$

$$Q_{cc} = (C_{pg} * T_1 * [r - (\frac{P_2}{P_1})^{\frac{\gamma-1}{\gamma * \eta_{cp}}}]$$

$$Q_{cc} = 946,17 KJ$$

La détente polytropique (3-4) obéit à la relation suivante :

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

En absence de travaux de frottement et d'échange avec l'extérieur, cette évolution serait isentropique et donne une température T_{2s} où on écrit l'égalité :

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

Et par l'utilisation de la notion de rendement poly-tropique η_{Tp} :

$$\eta_{tp} = \frac{\gamma-1}{\gamma} * \frac{k-1}{k} = 0,69$$

- La turbine à détente :
- Le travail réel de la turbine :

$$W_t = C_{pg} \times (T_3 - T_4)$$

$$W_t = c_{pg} * T_3 \left(1 - \frac{1}{(\tau_p)^{\frac{\gamma-1*\eta_{tp}}{\gamma}}}\right)$$

$$W_t = 834,381 KJ$$

- La Puissance fournie par la turbine :

$$\dot{P}_t = \dot{m}_c \times W_t$$

$$\dot{P}_t = 55903,572 KW$$

- Le travail net récupéré au cours du cycle :

$$W_{Tn} = C_p * (\tau_p^t - 1) \left(\frac{T_3 * \eta_t}{\tau_p^t} - \frac{T_1}{\eta_c} \right)$$

Avec: $t = \frac{\gamma-1}{\gamma} = 0.285714$

- La quantité de chaleur fournie au fluide :

$$Q_{cc} = C_p g [T_3 - T_1 * (1 + \frac{\tau^t - 1}{\eta_c})]$$

Et après simplification des formules le rendement thermique du cycle réel seront :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{(\tau p)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

$$\eta_{th} = 39,56\%$$

D'où : Le rendement η_{th} ne dépend que de taux de compression τp

CONCLUSION :

A partir de ce calcul thermodynamique, on peut clairement voir les performances de cette turbine : le rendement(39,56)% et la puissance (288,10MW) à une température de 15,61 C° qui sont des résultats trop proche des valeurs de la centrale de Ras-Djinet.

CHAPITRE 05 :
SIMULATION DE LA
TURBINE A GAZ SGT5-
4000F

INTRODUCTION:

La simulation est un outil utilisé dans différents domaines de l'ingénierie et de la recherche en général, permettant d'analyser le comportement d'un système avant de l'implémenter et d'optimiser son fonctionnement en testant différentes solutions et différentes conditions opératoires. Elle s'appuie sur l'élaboration d'un modèle du système, et permet de réaliser des scénarios et d'en déduire le comportement du système physique analysé.

Il existe un très grand nombre de logiciels de simulation, On présente une liste non-exhaustive des logiciels les plus utilisés au niveau mondial tel que : (Aspen), (Chemcad), (DesignII), (Hysys), (Ideas),

Le logiciel dont nous disposons est le logiciel HYSYS de la société Hyprotech qui est une filiale du groupe Aspen Tech. Il existe deux versions du logiciel : HYSYS Process (simulation à l'état stationnaire) et HYSYS. Plant (simulation dynamique).

5.1. Définition du logiciel Aspen HYSYS:

Aspen HYSYS est un outil de modélisation de processus de simulation en régime permanent, la conception performance, le suivi, l'optimisation et la planification des activités pour les produits chimique, les produits chimiques de spécialité, la pétrochimie et les industries et la métallurgie.



Figure5.1 : logiciel Aspen HYSYS

5.2. Présentation du logiciel Aspen HYSYS :

HYSYS n'est pas le logiciel de simulation le plus flexible, ni le plus utilisé dans l'industrie, mais il a l'avantage d'être convivial et facile à utiliser une fois que les éléments de base sont compris.

HYSYS a été développé pour l'industrie du pétrole, bien qu'il soit utilisé pour d'autres types de procédés chimiques. Les simulations sont accomplies en utilisant les outils des menus. En plus, il dispose d'une interface graphique pour la construction des diagrammes du procédé (*PFD– Process Flow Diagrams*).

5.3. Utilisation de la simulation :

Les différentes tâches qu'un simulateur devrait effectuer sont :

- Dans la conception (engineering) :
 - La résolution des bilans de matières et d'énergie.
 - Le dimensionnement des équipements.
 - L'évaluation économique du procédé.
 - L'optimisation du procédé.
 - Réajustement des paramètres de fonctionnement dans le cas des changements de composition de l'alimentation.
 - Détermination de la performance des équipements.

5.4. Principes de fonctionnement et rôle des simulateurs :

Les simulateurs de procédés utilisés classiquement dans l'industrie, peuvent être considérés comme des modèles de connaissance. Ils sont basés sur la résolution de bilans de masse et d'énergie, des équations d'équilibres thermodynamiques, ... et sont à même de fournir l'information de base pour la conception. Ils sont principalement utilisés pour la conception de nouveaux procédés (dimensionnement d'appareil, analyse du fonctionnement pour différentes conditions opératoires, optimisation), pour l'optimisation existant et l'évaluation de changements effectués sur les conditions opératoires.

Tout simulateur industriel est organisé autour des modules suivants :

- Une base de données des corps purs et un ensemble de méthodes pour estimer les propriétés des mélanges appelés aussi modèles thermodynamiques.
- Un schéma de procédé permettant de décrire les liaisons entre les différentes opérations unitaires constituant l'unité (*PFD pour Process Flow Diagrams*).
- Des modules de calcul des différentes opérations unitaires contenant les équations relatives à leur fonctionnement.
- Un ensemble de méthodes numériques de résolution des équations des modèles.

5.5. Les modèles thermodynamique de HYSYS :

5.5.1. Les équations d'état :

Les modèles basés sur les équations d'état (RK, SRK, PR...etc); sont souvent utilisés pour le calcul des systèmes d'hydrocarbures et des systèmes presque idéaux.

Leurs avantages par rapport aux autres modèles résident dans le fait de l'utilisation des coefficients d'interaction-binaire. En générale les équations d'état permettent de calculer l'ensemble des propriétés des produits par rapport à la température et aux fractions molaires.

➤ Equation de REDLICH-K WONG (RK):

Considérer comme la plus simple des équations d'état, elle est très utilisée pour prédire d'état de la phase vapeur :

$$P = \frac{RT}{V - b} - a/\sqrt{T} \frac{1}{V(V + b)}$$

➤ Equation de SOAVE-REDLICH-KWONG (SRK):

Cette équation modifiée celle de REDLICH-KWONG, par l'introduction d'une fonction $a(T)$ qui dépend du facteur acentrique.

$$P = \frac{RT}{V - b} - \frac{a(T)}{V(V + b)}$$

SOAVE a introduit les relations suivantes pour exprimer la fonction (T):

$$a(T) = a_c a(T_R)$$

Avec :

$$a(T_R) = [1 + m(1 - \sqrt{T_R})]$$

Le coefficient m est calculé en fonction du facteur acentrique ω :

$$m = 0,480 + 1,574\omega - 0,17\omega^2$$

➤ **Equation de PENG-ROBINSON :**

L'équation de PENG-ROBINSON diffère de l'équation de SOAVE par l'expression du terme d'attraction. Elle a été introduite en vue d'améliorer les résultats obtenus par l'équation de SAOVE, notamment en ce qui concerne le calcul des densités en phase liquide, sans modifier le nombre de paramètres :

$$P = \frac{RT}{V - b} - \frac{a(T)}{V(V + b) + b(V - b)}$$

Les termes (T) et b sont définis comme suit :

$$a = 0,45724 \frac{R^2}{P_c} T_c^2 * a(T_R)$$

Le terme (T_R) présente la même forme générale que dans le cas de l'équation de SOAVE, mais la fonction reliant le paramètre m au facteur acentrique ω est différente:

$$m = 0,37464 + 1,54226\omega - 0,26992\omega^2$$

Ces équations sont très largement utilisées dans les modèles de simulation, en production et traitement de gaz. L'équation la plus recommandée pour les systèmes d'hydrocarbures est l'équation de PENG ROBINSON, car elle résout correctement les problèmes d'équilibre et permet de prédire des densités liquides plus en accord avec les valeurs réelles que les autres équations.

5.6. Choix des composés (Components) :

Il y a beaucoup de composés dans la bibliothèque et ils sont classés en groupes. Lorsqu'il est possible, les composés peuvent être trouvés en utilisant des filtres et ajoutés à la liste des composés du procédé à simuler. Des difficultés peuvent se produire lorsque :

- a. le fluide ne peut pas être séparé en composés individuels, comme dans le cas du pétrole.
- b. le composé n'est pas dans la bibliothèque du logiciel.

Dans ces cas, les difficultés peuvent souvent être surmontées en définissant un composé hypothétique, avec une quantité minimale de propriétés de base spécifiées par l'utilisateur. L'ensemble complet des propriétés pour le composé sera alors estimé par le logiciel. Dans ces cas, l'utilisateur doit être vigilant pour s'assurer que les composés se comportent correctement dans la simulation.

5.7. Concepts et caractéristiques du simulateur Aspen HYSYS :

5.7.1 Concepts de base du simulateur HYSYS :

On définit les principaux concepts de base et vocabulaires associés, qui sont utilisés pendant les étapes de construction d'un modèle dans le simulateur HYSYS :

- « Flowsheet » : c'est un ensemble d'objets « Flowsheet Elements » (courants de matière, d'énergie, d'opérations unitaires, de variables opératoires) qui constituent tout ou une partie du procédé simulé et qui utilisent la même base de données thermodynamique « Fluid Package ». Il possède un certain nombre d'entités particulières : un « Process Flow Diagram » (PFD), un « Workbook ».
- « Fluid Package » : il permet de définir les composants chimiques présents dans le procédé simulé et leurs affecte, les propriétés chimiques et physiques contenues dans la base de données des corps purs. Il permet aussi de définir les modèles thermodynamiques qui seront utilisés pour le calcul des propriétés des mélanges et de définir les cinétiques des réactions chimiques mises en jeu dans le procédé.
- « Process Flow Diagram » : ce diagramme permet de visualiser les courants et les opérations unitaires, représentées par des symboles dans le « Flowsheet », ainsi que la connectivité entre les courants, les opérations unitaires et les tableaux des propriétés des courants.
- « Workbook » : il permet d'avoir accès à l'information sur les courants et les opérations unitaires sous forme de tableau de données.
- « Desktop » : c'est l'espace principal de HYSYS pour visualiser les fenêtres lors de la conception.

- « Property view » : il contient l'information décrivant un objet (opération ou courant)
- « Simulation Case » (fichier de simulation) : c'est l'ensemble des « Fluid Packages », Flowsheets » et « Flowsheet Elements » qui constituent le modèle.

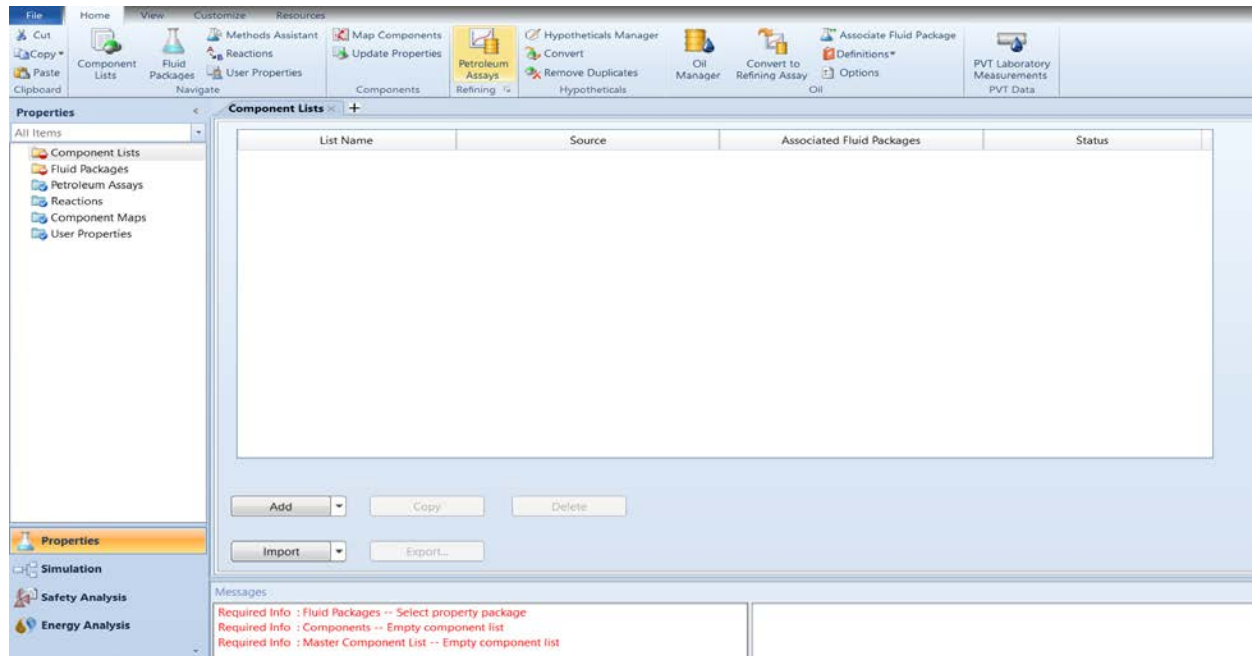


Figure 5.2 : logiciel HYSYS (home page)

5.8. Environnement de simulation :

Il existe 5 environnements de développement pour manipuler et mettre en forme l'information dans le simulateur :

- Environnement « Basis Manager »: cet environnement permet de créer et modifier le «Fluid Package ».
- Environnement « Oil Characterization »: il est utilisé pour caractériser les fluides de type pétrolier.
- Environnement « Main Flowsheet »: il permet de définir la topologie du Flowsheet principal de la simulation. Il est utilisé pour placer et définir les différents courants, opérations unitaires et «Sub-Flowsheets » qui constituent le procédé simulé.

- Environnement « Sub-Flowsheet »: il permet de définir la topologie d'un sous ensemble particulier du schéma principal (un courant ou une opération particulière et des autres Sub-Flowsheets).
- Environnement « Column »: c'est un objet particulier permettant de définir la topologie de l'opération unitaire colonne à distiller. Il possède ses propres «Flowsheet», «Fluid Package», «PFD» et «Workbook».

5.9. Caractéristiques principales de HYSYS:

Cette partie décrit brièvement les caractéristiques importantes qui font de HYSYS une plateforme de simulation et de développement très puissant :

- (The Integrated Engineering Environment) : Toutes les applications nécessaires sont utilisées dans un environnement de simulation commun.
- Il intègre la possibilité d'une modélisation dans un état stable ou stationnaire et en régime dynamique.
- Programmation de HYSYS : HYSYS contient un Internal Macro Engine qui supporte la même syntaxe que Microsoft Visual Basic. On peut automatiser différentes tâches dans HYSYS sans avoir besoin d'un autre programme.

Voici quelques caractéristiques de HYSYS sur la manière dont sont réalisés les calculs :

1. Gestion des événements (Event Driven): HYSYS combine le calcul interactif (les calculs sont exécutés automatiquement chaque fois que l'on fournit une nouvelle information) avec un accès instantané à l'information (à tout moment on peut avoir accès à l'information depuis n'importe quel environnement de simulation).

2. Gestion intelligente de l'information (Built-in Intelligence): Les calculs des propriétés thermodynamiques s'effectuent instantanément et automatiquement dès qu'une nouvelle information est disponible.
3. Opérations Modulaires: Chaque courant ou unité d'opération peut réaliser tous les calculs nécessaires, en utilisant l'information soit indiquée dans l'opération ou communiquée depuis un courant. L'information est transmise dans les deux directions à travers les Flowsheets.
4. Algorithme de résolution non séquentielle : on peut construire des Flowsheets dans n'importe quel ordre.

5.10. Les étapes principales d'utilisation du logiciel HYSYS :

Pour réaliser une simulation en HYSYS, les pas suivants sont nécessaires :

- Choix de composés :

En premier lieu on fait le choix des composants du mélange gazeux du cas design (component liste).

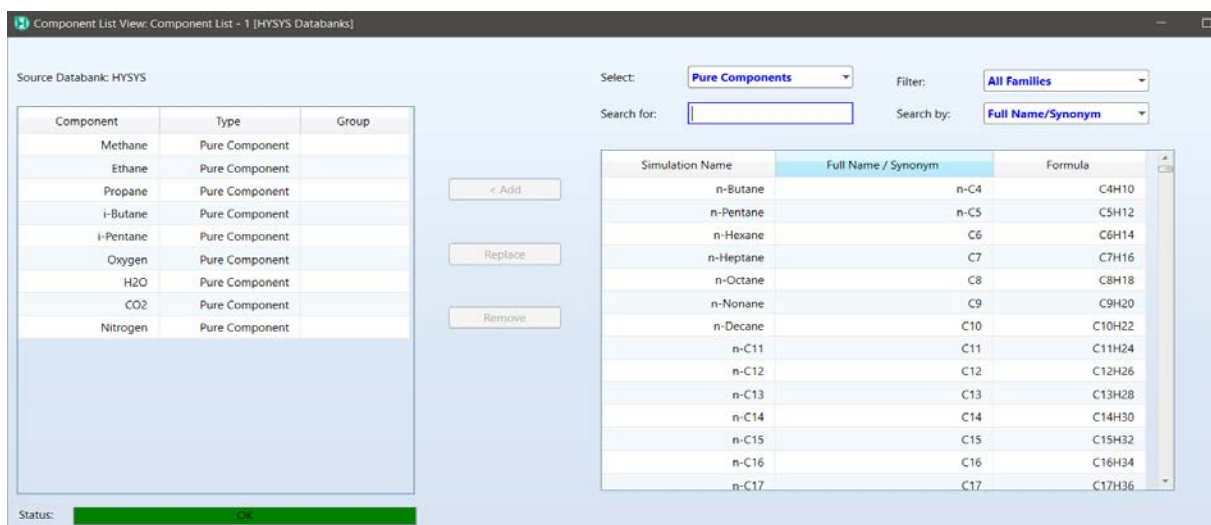


Figure 5.3: liste des composants du mélange gazeux

- Sélection d'un model thermodynamique :

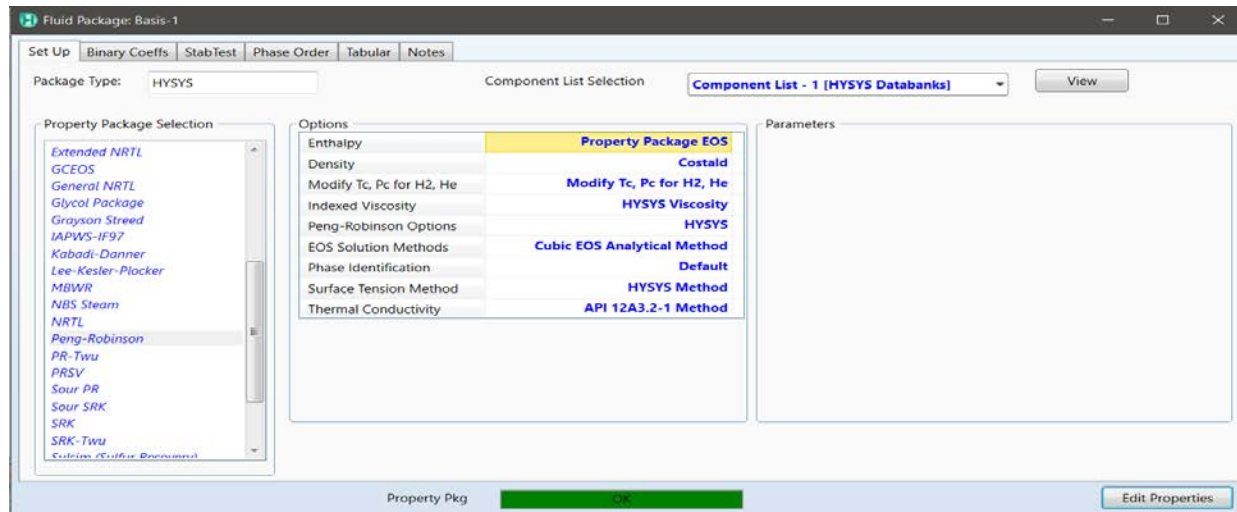


Figure 5.4: le choix de l'équation pour le modèle

- Construction du PFD.
- Spécification des courants et des unités.
- Exécution du programme de simulation.
- Interprétation des résultats.

5.10.1. Les équipements utilisés:

Pour la réalisation d'une simulation d'une turbine à gaz on a besoin de quelques équipements qui vont composer notre turboréacteur :

1. Le compresseur
2. La chambre de combustion
3. La turbine à gaz

Les équipements vont être sélectionnés de la palette des modèles (model palette) :

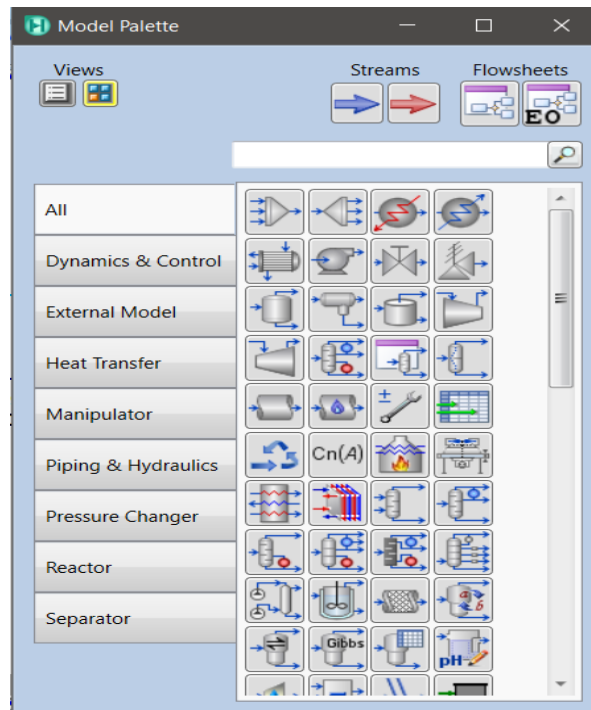


Figure 5.5: la palette des modèles pour le choix d'équipements

➤ le compresseur :

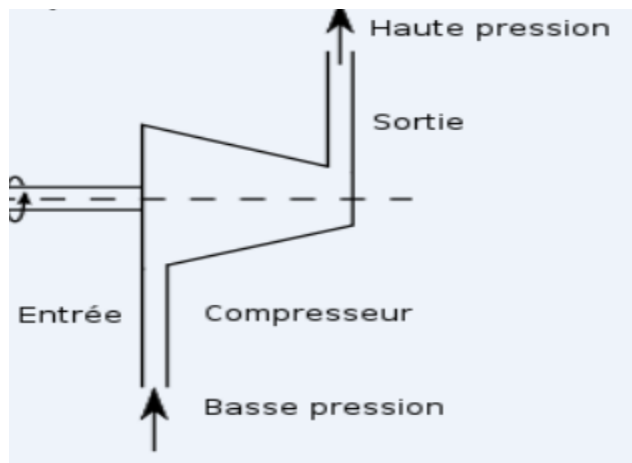


Figure 5.6 : Représentation d'un compresseur

➤ **Installation d'un compresseur:**

Nom de l'alimentation

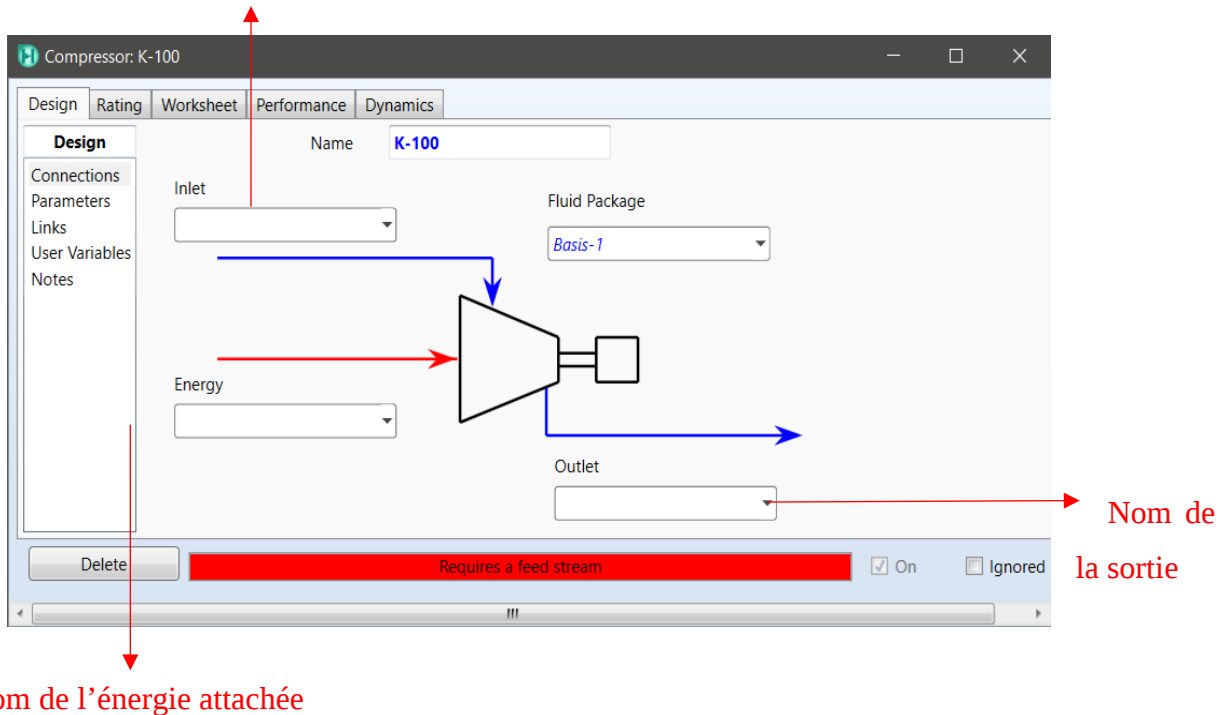


Figure 5.7 : Représentation d'un compresseur avec HYSYS

➤ **La chambre de combustion :**

➤ **Installation de la chambre de combustion :**

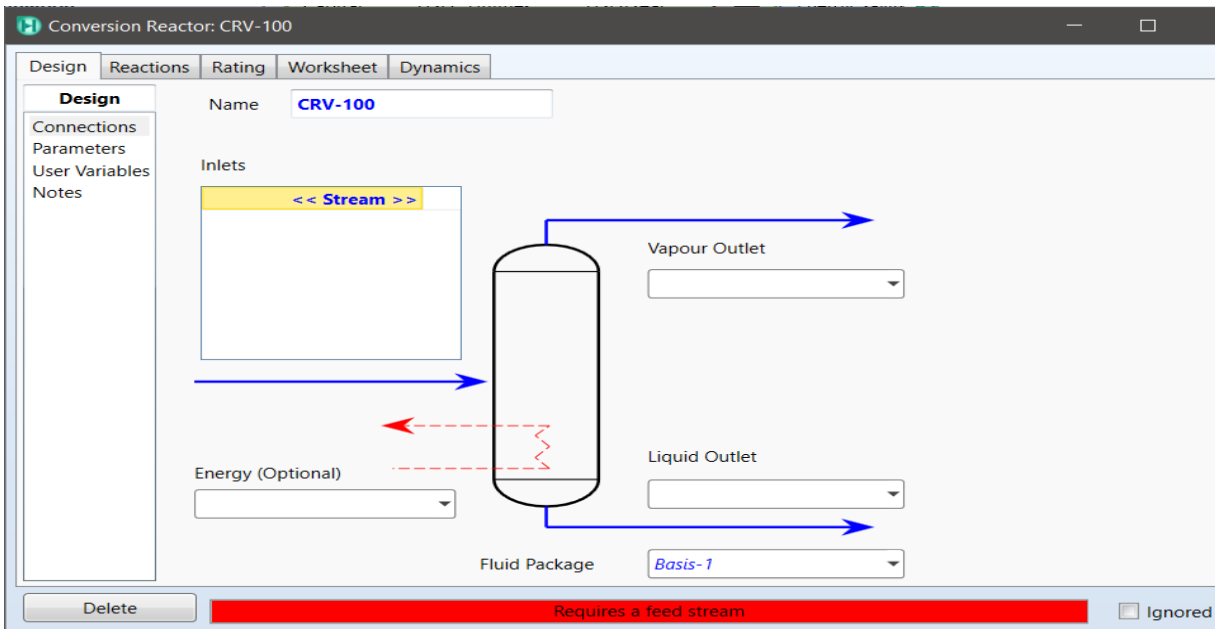


Figure 5.8 : chambre de combustion avec HYSYS

- La turbine de détente :
- Installation de la turbine à gaz :

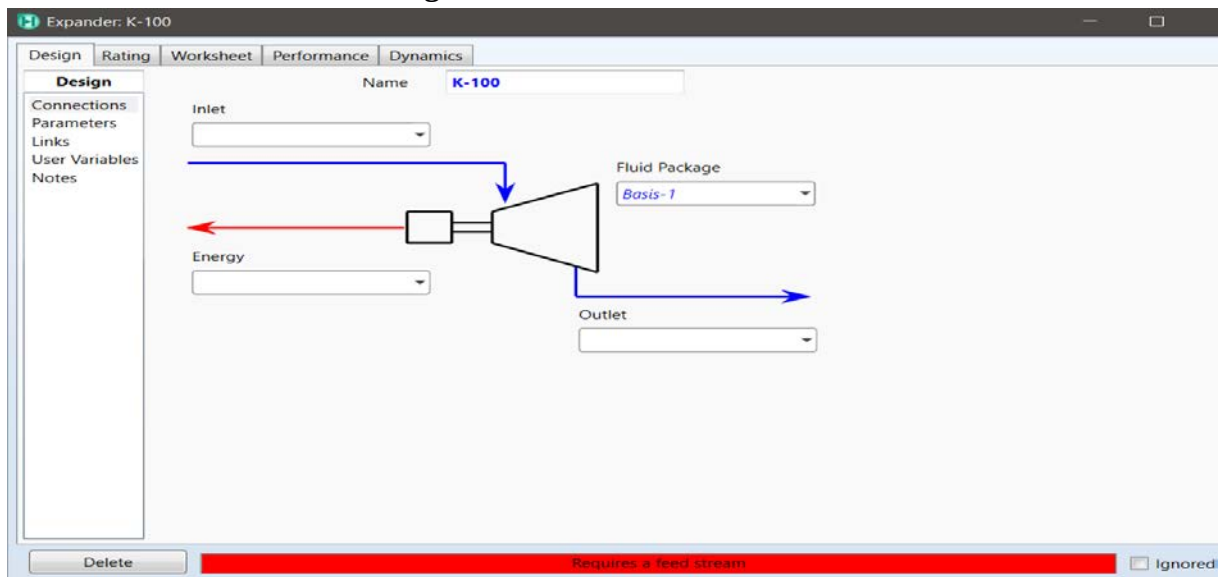


Figure 5.9: Schéma d'une turbine à gaz avec HYSYS

5.11. Simulation :

- Le compresseur axial :

Le compresseur absorbe l'air à basse pression à (15,61 C°, 1,013bar) et le refoule à (434,24C°, et 18,99bar) vers la chambre de combustion.

Les paramètres d'entrée et de sortie de ce compresseur sont donnés en figure ci-dessous :

Compressor: compressor				
Design	Rating	Worksheet	Performance	Dynamics
Worksheet				
Conditions	Name	air	to combust	Q comp
Properties	Vapour	1.0000	1.0000	<empty>
Composition	Temperature [C]	15.61	438.1	<empty>
PF Specs	Pressure [kPa]	101.3	1898	<empty>
	Molar Flow [kgmole/h]	8.172e+004	8.172e+004	<empty>
	Mass Flow [kg/h]	2.358e+006	2.358e+006	<empty>
	LiqVol Flow [m3/h]	2725	2725	<empty>
	Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-282.1	1.257e+004	<empty>
	Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	150.8	153.6	<empty>
	Heat Flow [kJ/h]	-2.305e+007	1.027e+009	1.050e+009

Figure 5.10 : les paramètres d'entrée-sortie du compresseur

- La chambre de combustion :

Design	Reactions	Rating	Worksheet	Dynamics	
Worksheet					
Conditions	Name	to combust	fuel	liq	to turbine
Properties	Vapour	1.0000	1.0000	0.0000	1.0000
Composition	Temperature [C]	438.1	25.00	1283	1283
PF Specs	Pressure [kPa]	1898	1000	1000	1000
	Molar Flow [kgmole/h]	8.172e+004	3105	0.0000	8.494e+004
	Mass Flow [kg/h]	2.358e+006	5.443e+004	0.0000	2.412e+006
	Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	2725	171.4	0.0000	2836
	Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	1.257e+004	-7.784e+004	9246	9246
	Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	153.6	166.8	192.2	192.2
	Heat Flow [kJ/h]	1.027e+009	-2.417e+008	0.0000	7.854e+008

Delete

OK

☐ Ignored

Figure 5.11 : les paramètres d'entrée-sortie du la chambre de combustion

- La turbine de détente :

Design	Rating	Worksheet	Performance	Dynamics
Worksheet				
Conditions	Name	to turbine	exhauste	power turbine
Properties	Vapour	1.0000	1.0000	<empty>
Composition	Temperature [C]	1284	587.1	<empty>
PF Specs	Pressure [kPa]	18.00	0.3782	<empty>
	Molar Flow [kgmole/h]	8.494e+004	8.494e+004	<empty>
	Mass Flow [kg/h]	2.412e+006	2.412e+006	<empty>
	Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	2836	2836	<empty>
	Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	9261	-1.536e+004	<empty>
	Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	225.6	236.9	<empty>
	Heat Flow [kJ/h]	7.866e+008	-1.304e+009	2.091e+009

Figure 5.12 : les paramètres d'entrée-sortie du la turbine

- Le train d'équipements simulés:

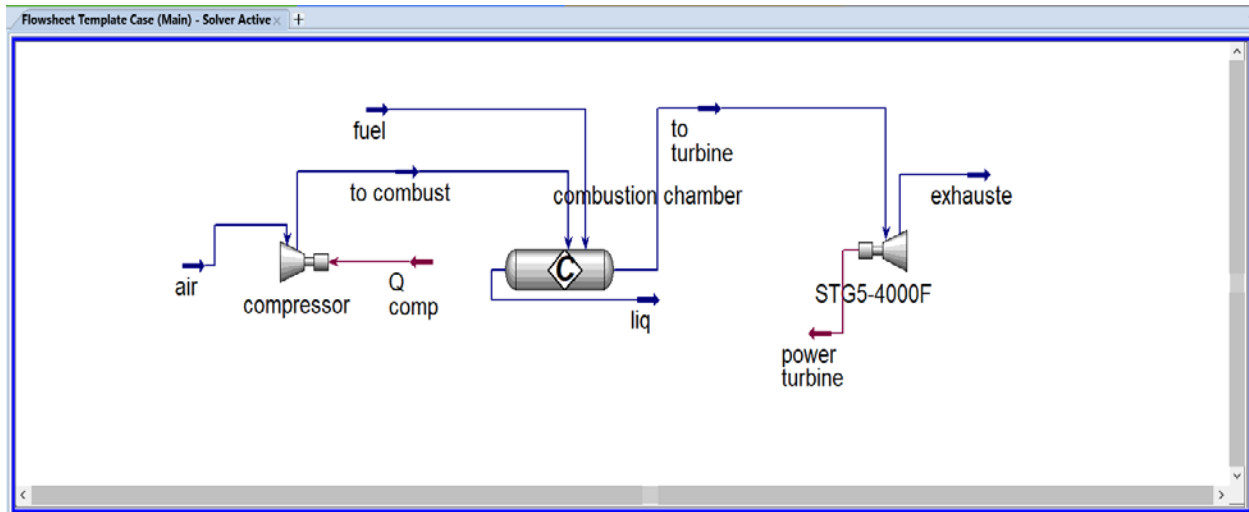


Figure 5.13 : simulation de la turbine à gaz SGT5-4000F

- Les résultats de la simulation :

Material Streams	Compositions	Energy Streams	Unit Ops			
Name	air	to combust	to turbine	liq	fuel	exhauste
Vapour Fraction	1.0000	1.0000	1.0000	0.0000	1.0000	1.0000
Temperature [C]	15.61	438.1	1283	1283	25.00	587.1
Pressure [kPa]	101.3	1898	1000	1000	1000	1.988
Molar Flow [kgmole/h]	8.172e+004	8.172e+004	8.494e+004	0.0000	3105	8.494e+004
Mass Flow [kg/h]	2.358e+006	2.358e+006	2.412e+006	0.0000	5.443e+004	2.412e+006
Liquid Volume Flow [m3/h]	2725	2725	2836	0.0000	171.4	2836
Heat Flow [kJ/h]	-2.305e+007	1.027e+009	7.854e+008	0.0000	-2.417e+008	-1.304e+009

Figure 5.14: les résultats de la simulation

Expander: STG5-4000F

DesignRatingWorksheetPerformanceDynamics

Performance

Results

Adiabatic Head [m]	1.497e+005
Polytropic Head [m]	2.240e+005
Adiabatic Fluid Head [kJ/kg]	1468
Potential Fluid Head [kJ/kg]	2197
Isentropic Efficiency	59.000
Polytropic Efficiency	39.431
Power Produced [kW]	5.803e+005
Friction Loss [kW]	0.0000
Rotational inertia [kW]	0.0000
Fluid Power [kW]	5.803e+005

Figure 5.15 : le rendement de la TAG obtenu à partir de la simulation

- récapitulatif de l'application du modèle mathématique et de la simulation :

paramètres	Calcul idéal	Calcul réel	simulation	Déviati%on
T1	288,76	288,76	288,76	0
T2		707,39	711,25	3,86
T3	1560,61	1560,61	1555,15	5,46
T4		860,28	860,28	0
T2s	665,69			
T4s	676,94			
$\dot{P}_{tn}$	288,10	283,47	283,6	0,13
η_{th}	40,2	39,56	39,45	0,11

Tableau5.1 : récapitulatif du calcul thermodynamique et de la simulation

➤ **Etude l'effet de la variation des facteurs sur les performances de la TAG :**

INTRODUCTION :

Il a été déjà présenté dans les chapitres précédents les modèles mathématiques permettant la modélisation thermodynamique de la turbine à gaz étudié. Dans le présent, les principaux résultats obtenus à partir de la simulation numérique, sont présentés. Nous mettons en évidence l'influence de certains paramètres de la turbine à gaz, la température ambiante(T_1), le taux de compression (τ_p) et de débit d'air sur le fonctionnement et le rendement du turbine à gaz. Ceci nous permet de prévoir les valeurs de ces paramètres pour le fonctionnement optimal du cycle de BRAYTON.

On a tracé les graphes de variation à l'aide de logiciel ORIGIN :

-La variation de la température ambiante :

La région algérienne se caractérise par un climat où la température ambiante peut varier de 0°C à 50°C en fonction des saisons et de l'heure du jour. Essayons des considérer ces variations possibles de la température d'admission sur celle de sortie du compresseur.

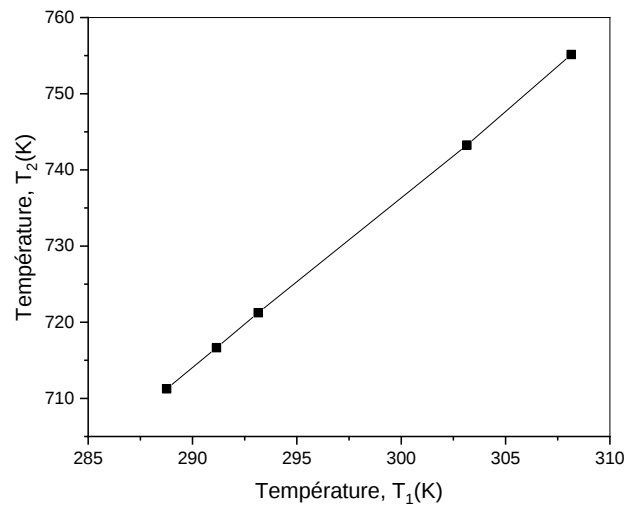


Figure 5.16 : variation de la température de sortie compresseur en fonction de la température d'admission

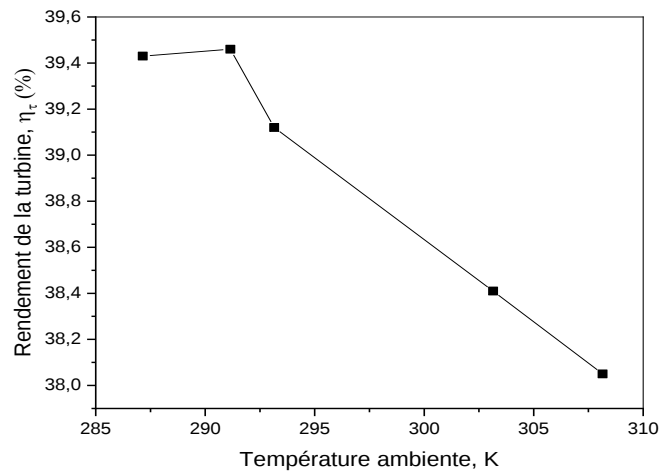


Figure 5.17 : Variation du rendement thermique de la turbine en fonction de la température ambiante

Analyse des résultats :

Pour des différentes températures ambiantes on remarque que le rendement thermique de la turbine diminue avec l'augmentation de la T_{amb} , cette chute est due à la diminution de la masse volumique d'air d'admission, de ce fait une réduction du débit massique traversant la turbine, cela conduit à une réduction du rendement à la sortie.

La variation de la masse volumique représentée par la formule suivante :

$$\rho_1 = \frac{P_1}{T_1 * r_{air}}$$

La température ambiante augmente ce qui amené systématiquement la température de sortie de compresseur à augmenter proportionnellement car elle dépend de la température d'admission et de taux de compression.

-La variation de taux de compression :

Le taux de compression, qui dépend du type de turbine utilisée, est un paramètre important dans la conception des turbines à gaz. Il détermine la température de l'air à l'admission de la chambre de combustion et contribue à la réduction de la consommation de combustible. Afin de prévoir l'effet de rapport de compression sur le cycle de Brayton, on varie sa valeur de 5 à 30, tout en

maintenant le débit de combustible constant à 15,12 Kg/s (débit de combustible permettant d'avoir la température d'admission de la turbine fixée) et celui de l'air à 654,88 Kg/s.

Les figures démontrent l'effet de du taux de compression sur la variation des températures à la sortie de la chambre de combustion et des différentes puissances produites respectivement.

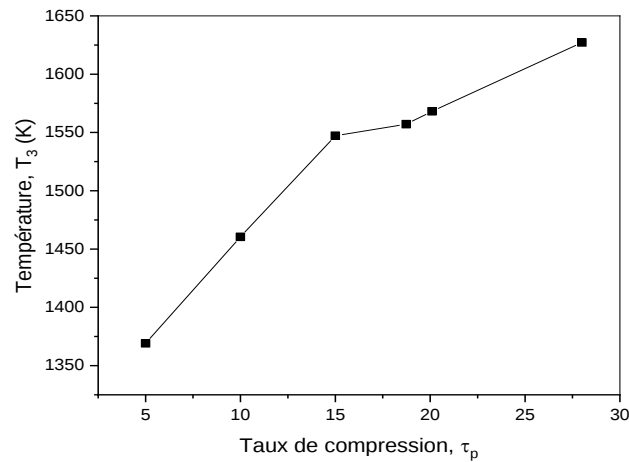


Figure 5.18 : Variation de la température à la sortie de la chambre de combustion en fonction du taux de compression

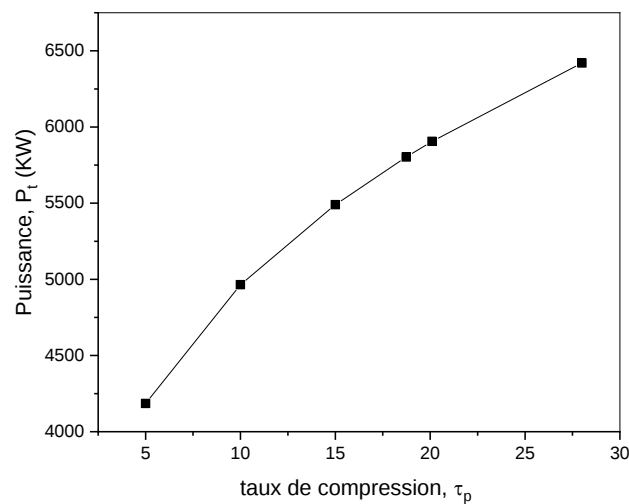


Figure 5.19 : Variation de la puissance de la turbine en fonction du taux de compression

Analyse des résultats :

Avec l'augmentation du taux de compression, les figures révèlent une augmentation plus nette dans un premier temps des puissances utiles qui va déduire une augmentation du rendement de la turbine.

Ce comportement s'explique par le fait qu'elle est directement liée aux performances du compresseur et de la turbine de détente.

-La variation du débit d'air :

Dans la réalité la complexité de la structure interne d'une chambre de combustion est responsable de perte de charge qui provoque une diminution de la pression de l'ordre de quelque %. Si le processus de la combustion ne se finalise pas complètement due au manque ou d'addition du débit d'air, dans ce cas on obtiendra alors la formation de monoxyde de carbone CO qui est un polluant très dangereux.

Les figures démontrent l'impact du débit d'air entre (500kg/s jusqu'à 700kg/s) sur la chambre de combustion et le rendement de la turbine :

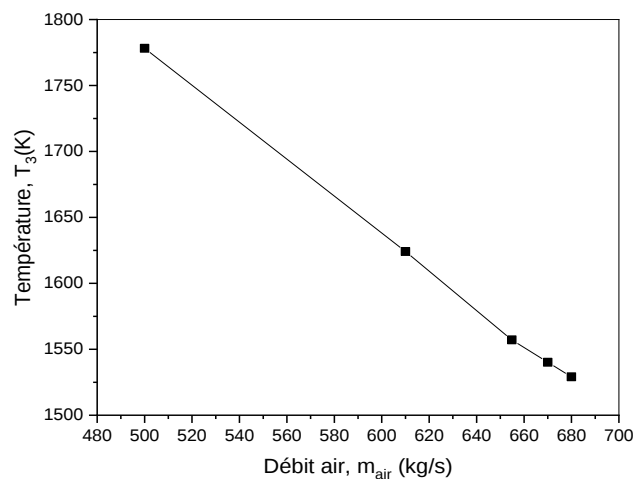


Figure 5.20: la variation de la température de la chambre de combustion en fonction du débit d'air entrant

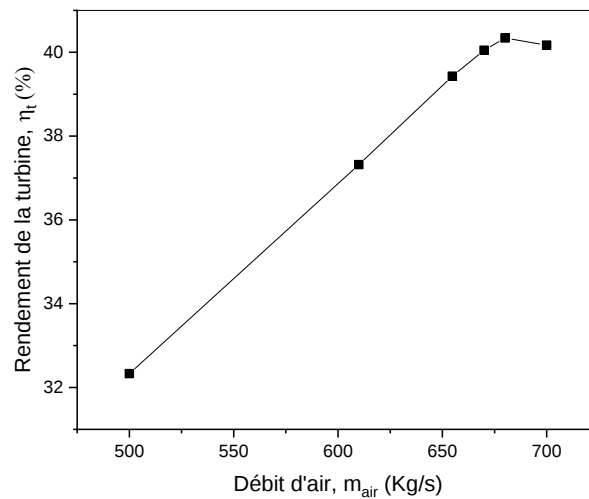


Figure 5.21 : la variation du rendement de la turbine en fonction du débit d'air

Analyse des résultats :

Avec l'augmentation du débit d'air entrant, la figure (5.20) démontre une diminution de la température de la sortie de la chambre de combustion due à l'augmentation du coefficient d'excès d'air qui va produire une perturbation de la flamme.

La figure (5.21) démontre une augmentation du rendement thermique de la turbine. Ce comportement s'explique par le fait de la juste combustion du carburant.

CONCLUSION :

Cette partie de simulation numérique par HYSYS a permis d'analyser l'effet de la variation de certains facteurs sur les performances d'une turbine à gaz. Les résultats obtenus ont mis en évidence l'influence de la température ambiante, du taux de compression et du débit d'air sur le fonctionnement et le rendement de la turbine.

En ce qui concerne la température ambiante, il a été observé que l'augmentation de celle-ci entraîne une diminution du rendement thermique de la turbine en raison de la réduction de la masse volumique de l'air d'admission. Cela conduit à une réduction du débit massique traversant la turbine et donc à une diminution du rendement à la sortie.

Quant au taux de compression, il a été constaté qu'une augmentation de celui-ci entraîne une augmentation des puissances utiles produites et donc une amélioration du rendement de la turbine. Ce phénomène est expliqué par la relation directe entre le taux de compression et les performances du compresseur et de la turbine de détente.

En ce qui concerne le débit d'air, une augmentation de celui-ci a pour effet de diminuer la température de sortie de la chambre de combustion en raison de l'augmentation du coefficient d'excès d'air. Cela favorise une combustion plus efficace du carburant, ce qui se traduit par une augmentation du rendement thermique de la turbine.

CONCLUSION GENERALE :

Ce travail concerne l'étude d'une turbine à gaz SGT5-4000F de la centrale de Cab Djinet pour la production d'électricité en utilisant le cycle de Brayton. Pour cela un calcul thermodynamique analytique en plus d'une simulation numérique par le logiciel Hysys ont été faite. Le récapitulatif des résultats de calcul thermodynamique et de simulation ont révélé des faibles déviations entre les deux cas pour le calcul des températures du cycle. En ce qui concerne les puissances, nous avons observé une déviation de seulement 0,13% pour la puissance nette et de 0,11% pour la puissance totale, ce qui indique une très bonne correspondance entre les calculs analytique réels et ceux de la simulation. Cela confirme la validité et l'efficacité de formules mathématiques utilisées ainsi que la pertinence de la simulation pour étudier les performances de la turbine à gaz.

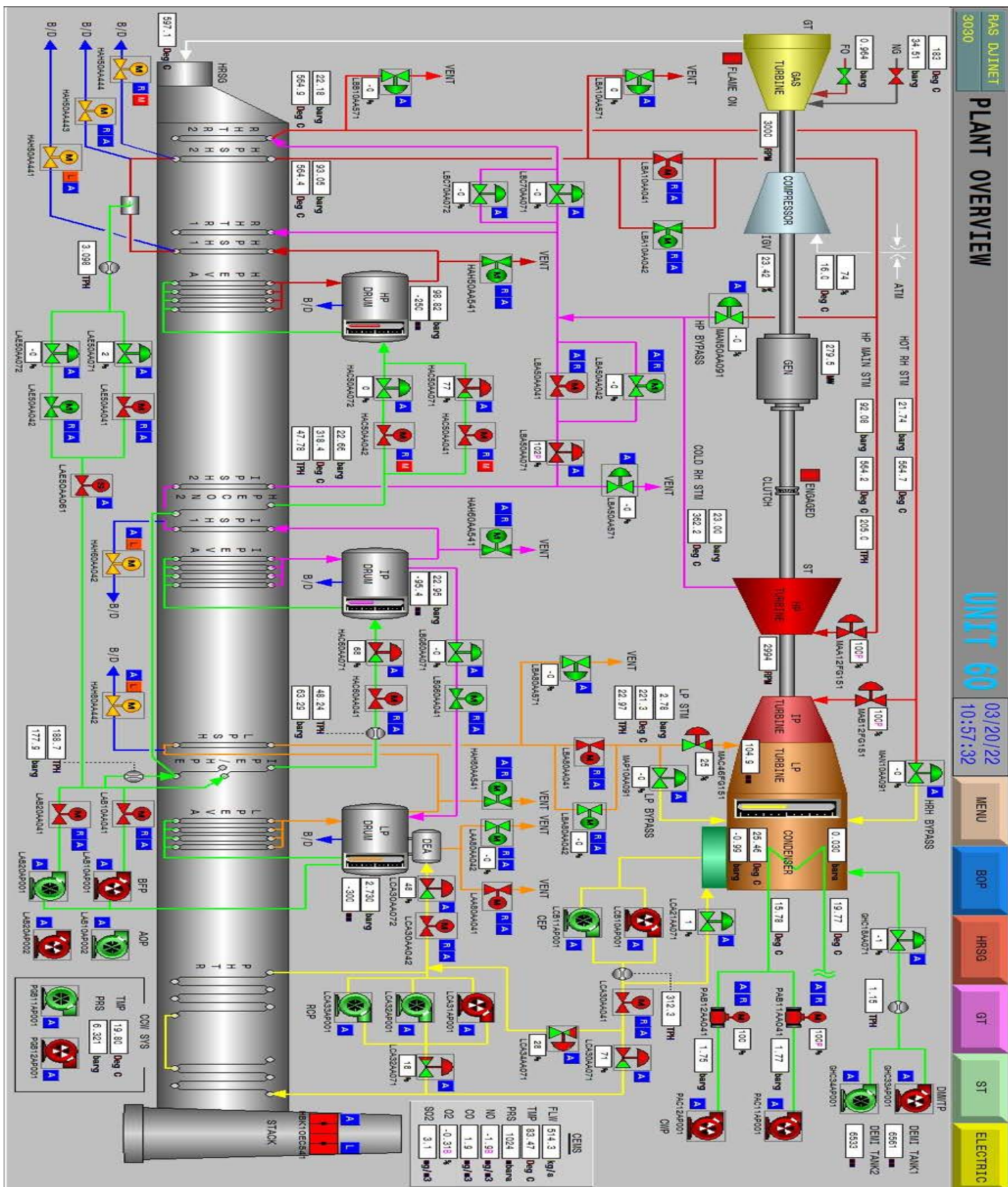
Par la suite une simulation a été développé avec le logiciel HYSYS pour prévoir et analyser l'influence de certains paramètres sur le fonctionnement, les performances et enfin le rendement de la turbine à gaz étudié. En particulier, l'importance de prendre en compte ces facteurs (température ambiante, taux de compression et débit d'air) dans la conception et l'optimisation des turbines à gaz afin d'assurer un fonctionnement optimal du cycle de Brayton.

Au terme de ce mémoire, on peut spéculer que les résultats obtenus de cette simulation numérique sont intéressants. Cependant pour consolider davantage l'étude, une comparaison des résultats de la simulation et ceux d'une installation, peut s'avérer intéressante. Dans ce cas, la démarche de la simulation numérique peut permettre de mieux comprendre le cycle étudié.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES :

- [1]** Central électrique. Cycle combine. Cap Djinet, Boumerdes Algerie 2019
- [2]** JL Fernandez-Blagnac, Cours thermopulsion chambre de combustion.Saint Exupéry
- [3]** PLUVIOSE, Michel et PERILHON, Ch. Turbo-machinery. Thermodynamics of energy conversion; Turbomachines. Thermodynamique de la conversion d'énergie. Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique, 2003.
- [4]** M. Z. Saddam /L. C. Adamou, Mémoire. Simulation numérique d'un cycle combiné. Université Aboubakr Belkaïd – Tlemcen. (2015/2016)
- [5]** Siemens energy gas portfolio. [https://WWW,Siemens energy.com /power generation /gas turbine/sgt5-4000f](https://WWW.Siemens energy.com /power generation /gas turbine/sgt5-4000f)
- [6]** Eric-Dick, Fundamentals of turbo-machines, fluid mechanics and its application, 2015. ISBN 0926-5112
- [7]** Anthony-Giampaolo,Gas turbine handbook:principles and practices, third edition, 2006 ISBN 0-88173-516-7
- [8]** Marjut S.S. Antti A. Sebastian T. Sari S. Improving a Pre-Combustion CCS Concept in Gas Turbine Combined Cycle for CHP Production. Energy Procedia, 37, 2327 – 2340, 2013
- [9]** British Electricity International. Modern Power Station Practice: incorporating modern power system practice (3rd Edition (12 volume set) edition.). Pergamon. ISBN 0-08-040510- X. 1991
- [10]** Nazim, B. Mémoire. Modélisation d'un cycle combiné à l'aide du logiciel Cycle Tempo, Université Saad Dahleb, Blida 1, 2018

ANNEXES



Simple cycle
power generationCombined cycle
power generationPhysical
dimensions

SGT5-4000F: Performance data for simple cycle power generation

Power output	329 MW	385 MW
Fuel (examples)	Natural gas, LNG, sour gases, distillate oil, biodiesel, kerosene, jet fuel, condensate, naphta; other fuels on request	
Frequency	50 Hz	50 Hz
Gross efficiency	41.0%	41.5%
Heat rate	8,780 kJ/kWh (8,322 Btu/kWh)	8,675 kJ/kWh (8,222 Btu/kWh)
Turbine speed	3,000 rpm	3,000 rpm
Pressure ratio	20.1 : 1	21.0 : 1
Exhaust mass flow	724 kg/s (1,596 lb/s)	800 kg/s (1,764 lb/s)
Exhaust temperature	599 °C (1,110 °F)	619 °C (1,146 °F)
NO _x emissions	≤25 ppmvd at 15% O ₂ on fuel gas (without water injection for NO _x control), ≤42 ppmvd at 15% O ₂ on fuel oil (with water injection for NO _x control) ≤58 ppmvd at 15% O ₂ on fuel oil (without water injection for NO _x control)	

