

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

UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA-BOUMERDES



Faculté de Technologie

MEMOIRE DE FIN D'ETUDE

En vue de l'obtention du diplôme de Master en Energétique

Présenté par

MAABOUT Hakim

HADDAR Salim

Filière : Génie Mécanique

Option : Installation Energétiques et Turbomachines

Influence des conditions ambiantes sur les performances de la centrale à cycle combiné de Ras Djinet

Encadré par : Mr.BRACHEMI Bélaïd

Année Universitaire : 2020/2021

Remerciements

Avant tout nous tenons à remercier Allah Le Tout Puissant de nous avoir donné la foi et la confiance, ainsi que la volonté et le courage pour accomplir ce mémoire de fin d'étude.

Nous tenons également à adresser nos remerciements à notre encadreur Mr BRACHEMI qui nous a accordé son soutien, son aide indéfectible et surtout sa patience et sa gentillesse.

Nos vifs remerciements vont également aux membres de la faculté de technologie.

Un grand remerciement pour les membres de la Centrale de Ras Djinet, Mr Hamza ZAOUI et spécialement à Mr Samir BOUSALEM pour l'effort qu'ils ont fait pour nous aider à réaliser ce projet Enfin, nous tenons également à remercier toutes les personnes qui ont participé de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

LISTE DES TABLEAUX ET FIGURES

Liste des tableaux et figures

Chapitre I

Figure.I.1: Schéma d'une installation à cycles combinés gaz-vapeur.....	4
Figure.I.2 : Nouvelle centrale de Ras Djinet.....	7
Figure.I.3 : Image 3D de la nouvelle centrale électrique de Cap Djinet.....	8
Tableau.I.1 : Données de constructeur de la TAG de la centrale de Ras Djinet.....	9
Tableau.I.2 : Données de constructeur de la TAV de la centrale de Ras Djinet.....	10
Figure.I.4 : cycle eau/vapeur	11
Figure.I.5 : Circuit eau/vapeur dans HSRG.....	12
Tableau.I.3 : Données de constructeur du Générateur de la centrale de Ras Djinet.....	13

Chapitre II

Figure.II.1 : Cycle thermodynamique idéal et réel de la turbine à gaz.....	16
Figure.II.2 : Évolution de η_{th} en fonction de taux de compression α dans le cycle idéal.....	18
Figure.II.3 : Diagramme h-s du cycle de Brayton.....	19
Figure.II.4 : Facteurs de correction pour des pertes d'admission, des pertes d'échappement et l'altitude d'emplacement	20
Figure.II.5 : Taux de puissance et de chaleur en fonction de l'altitude d'emplacement.....	21
Figure.II.6 : Schéma de la Turbine à gaz de la centrale à cycle combiné.....	22
Figure.II.7 : Cycle de Rankine d'une IMV pour l'eau.....	23
Figure.II.8 : Cycle de Rankine ave surchauffe (Hirn).....	24
Figure.II.9 : Cycle de Hirn à resurchauffe.....	25
Figure.II.10 : Fonctionnement de HRSG.....	26
Figure.II.11 : Cycle combiné de Rankine à trois niveaux de pression.....	27
Figure.II.12 : Diagramme de Cycle combiné (T-S).....	28

LISTE DES TABLEAUX ET FIGURES

Figure.II.13 : Simulation de la Centrale de Ras Djinet.....	29
Figure.II.14 : Schéma représentant les conditions du gaz Naturel avant la combustion.....	30
Tableau.II.1 : Données de départ depuis la centrale de Ras Djinet.....	31
Tableau.II.2 : Donnés calculé à partir du diagramme de Mollier de la TAV.....	32
Tableau.II.3 : Résultats obtenu depuis les calculs des trois cas.....	33

Chapitre III

Figure.III.1 . Débit massique de l'air en fonction de la température ambiante.....	36
Figure.III.2 .Variation des puissances de la TAG en fonction de la température ambiante.....	37
Figure.III.3 .Variation du rendement thermique TAG en fonction de la température ambiante.....	37
Figure.III.4 .Variation de la puissance de la chaudière en fonction de la température ambiante.....	38
Figure.III.5 .Variation du rendement de la chaudière en fonction de la température ambiante.....	39
Figure.III.6 .Variation de la puissance de la TAV en fonction de la température ambiante.....	39
Figure.III.7 .Variation du rendement de la TAV en fonction de la température ambiante.....	40
Figure.III.8 .Variation du rendement de la TAV en fonction de la température ambiante.....	40

Chapitre IV

Figure (IV.1) . Points d'injections d'eau ou de vapeur dans un cycle d'une turbine à gaz.....	43
Figure (IV.2) . Diagramme psychrométrique d'injection de brouillard ($p=1.013$).....	44
Figure (IV.3) . Position des buses de brouillard.....	45
Figure (IV.4) . Admission du compresseur dans le cas d'injection de brouillard.....	46

NOMENCLATURE

Tableau de Nomenclature

Symboles	Significations	Unités
CHP	Corps Haute pression	/
CMP	Corps Moyenne pression	/
CBP	Corps basse pression	/
P	Pression	bar
T1	Température d'entrée du compresseur	K
T2	Température de sortie du compresseur	K
T3	Température de sortie de la chambre de combustion	K
T4	Température d'échappement de la turbine	K
S	Entropie	J/kg
H	Enthalpie	J/kg
W_{net}	Travail net	J/kg
T_{sc}	La température de la sortie de la chaudière	K
\dot{m}	Débit de vapeur	kg/s
TAG	Turbine à gaz	/
TAV	Turbine à vapeur	/
HRSRG	Générateur de vapeur	/
C	Compresseur	/
T	Turbine	/
CC	Cycle combine	/
T0	Température ambiante	°C
T_{is}	Température isentropique	K
α	Rapport de compression	/
γ	Exposant isentropique	/
Cp	Chaleur spécifique	J/kg.K
PCI	Pouvoir calorifique inferieur	J/kg.K
WT	Travail de détente	J/kg
WC	Travail de compression	J/kg
η_{th}	Rendement théorique	%
η_{TG}	Rendement de la turbine à gaz	%
η_{TV}	Rendement de la turbine à vapeur	%
η_{CC}	Rendement du cycle combine	%
\dot{m}_a	Débit massique de l'air	kg/s
\dot{m}_g	Débit massique de gaz naturel	kg/s
P_d	Puissance électrique total	MW
P_{TG}	Puissance de turbine à gaz	MW
P_C	Puissance de compresseur	MW
P_{TV}	Puissance de turbine à vapeur	MW
P_{CH}	Puissance de la chaudière	MW
P_{GN}	Puissance de gaz naturel	MW
P_{CC}	Puissance du cycle combiné	MW

NOMENCLATURE

IMV	Installation motrice à vapeur	/
HP	Haute pression	/
MP	Moyenne pression	/
BP	Basse pression	/
Q	Quantité de chaleur	J/kg
ΔP	Différence de pression	bar

SOMMAIRE

Sommaire

Liste des tableaux et figures

Nomenclature

Introduction générale.....1

Chapitre I : Présentation de la centrale à cycle combiné de Ras Djinet

I.1. Introduction.....2

I.2. Cycle combiné.....2

I.2.1. Définition.....2

I.2.2. Composants.....2

I.2.2.a. Turbine à gaz.....3

I.2.2.b. Turbine à vapeur.....3

I.2.2.c. Chaudière de récupération.....3

I.2.2.d. Générateur.....4

I.3. Principe de fonctionnement.....4

I.4. Historique.....4

I.5. Amélioration du rendement.....5

I.6. Le cycle combiné de la centrale de Ras Djinet.....6

I.6.1. Introduction.....6

I.6.2. Composants.....8

I.6.2.a. Turbine à gaz.....9

I.6.2.b. Turbine à vapeur.....10

I.6.2.c. Chaudière de récupération (HRSG).....11

I.6.2.d. Générateur (SIEMENS SGEN-2000H).....12

SOMMAIRE

I.6.2.e. L’embrayage (SSS).....	13
---------------------------------	----

I.7. Conclusion.....	14
----------------------	----

Chapitre II : Influence des conditions ambiantes sur la centrale à cycle combiné de Ras Djinet

II.1. Introduction.....	15
-------------------------	----

II.2. Objectif.....	15
---------------------	----

II.3. Etude énergétique du cycle simple d’une turbine à gaz.....	15
--	----

II.3.1. Etude du cycle idéal de turbine à gaz.....	15
--	----

II.3.1.a Diagrammes.....	16
--------------------------	----

II.3.1.b. Etude énergétique	16
-----------------------------------	----

II.4. Les conditions réelles dans la centrale de Ras Djinet.....	18
--	----

II.4.1. Influence des conditions ambiantes.....	18
---	----

II.4.1.a. Température ambiante.....	18
-------------------------------------	----

II.4.1.b. Pertes de pression à l’admission et à l’échappement.....	20
--	----

II.4.1.c. Pression ambiante.....	21
----------------------------------	----

II.4.1.d. Humidité relative.....	22
----------------------------------	----

II.5. Etude énergétique du cycle simple d’une turbine à vapeur.....	22
---	----

II.5.1. Expression du rendement théorique de Rankine.....	24
---	----

II.5.2. Cycle de Hirn avec resurchauffe.....	25
--	----

II.6. Chaudière de récupération (HRSG).....	26
---	----

II.7. Cycle a trois niveaux de pression de la turbine à vapeur de la centrale.....	27
--	----

II.8. Cycle combiné.....	28
--------------------------	----

II.9. Calculs énergétique de la centrale à cycle combiné de Ras Djinet.....	29
---	----

SOMMAIRE

II.10. Application des calculs du cycle combiné de la centrale de Ras Djinet.....	31
II.10.1. Les données de départ du constructeur.....	31
II.10.2. Les données de la turbine à vapeur.....	32
II.10.3. Résultats de calculs.....	33
II.11. Conclusion.....	34

Chapitre III : Résultats et discussion sur les performances de la centrale Ras Djinet

III.1. Introduction.....	35
III.2. Description du programme de calculs.....	35
III.3. Résultats.....	36
III.3.1. Turbine à gaz.....	36
III.3.2. Chaudière.....	38
III.3.3. Turbine à vapeur.....	39
III.4. Conclusion.....	41

Chapitre IV : Amélioration des performances d'une centrale à cycle combiné contre l'influence des conditions ambiantes

IV.1. Introduction.....	42
IV.2. Techniques d'amélioration des performances de la turbine à gaz.....	42
IV.2.1. Injection de masse de fluide normal dans le circuit de la turbine à gaz.....	42
IV.2.2. Système de refroidissement à l'admission du compresseur.....	43
IV.2.3. Système de refroidissement par évaporation traditionnel.....	44
IV.2.4. Compression humide.....	45
IV.3. Conclusion.....	46

SOMMAIRE

Conclusion générale

Bibliographie

Annexe

Introduction générale

INTRODUCTION GENERALE

Introduction générale

Contexte

Actuellement le système énergétique le plus efficace est la centrale à cycle combiné, où la chaleur des gaz d'échappement de la turbine à gaz est récupérée pour faire fonctionner une turbine à vapeur. La puissance d'un tel cycle peut atteindre 250 à 400 MW pour un rendement plus de 58%.

Problématique

Les performances de la turbine à gaz soit simple ou à cycle combiné, sont considérablement dépendantes des conditions ambiantes telles que la température d'air et sa pression, l'humidité et la poussière. Puisque la turbine à gaz est une machine à volume constant, sa puissance est directement proportionnelle au débit d'air passant, qui est directement proportionnelle à la densité qui diminue avec l'augmentation de la température ambiante. Cette machine perd une partie significative de sa production pendant les jours chauds de l'année. Une température élevée d'air d'admission augmente également le travail du compresseur et baisse l'efficacité thermique et la turbine à gaz consomme également plus de carburant. La puissance d'une turbine à gaz diminue de 25-35% en été et sa consommation de carburant augmente d'une moyenne de 6%.

La hausse des températures a une double incidence : elle accroît la consommation électrique et diminue les performances du parc de production, ce qui en fait une question centrale pour la sécurité d'approvisionnement et les choix d'investissements. Ceci est encore plus important dans le cas de l'Algérie dont le parc de production est caractérisé par la prépondérance de la filière des turbines à gaz. Sous l'effet de la hausse des températures, la puissance du parc des turbines à gaz se voit réduite d'environ 640 MW, soit l'équivalent de la production totale de la centrale de Ras Djinet.

Objectif et organisation de mémoire

Pour ce mémoire de master, nous nous sommes fixés les objectifs suivants :

Faire une étude thermo-énergétique du cycle combiné (turbine à gaz + vapeur) de SIEMENS utilisé par SPE Ras Djinet pour la production d'électricité. Après on détermine l'influence des conditions ambiantes et en particulier la température sur le rendement de la turbine à gaz et sur le cycle combiné.

Chapitre I

**Présentation de la centrale à
cycle combiné de Ras Djinet**

I.1. Introduction

La production d'électricité, qu'elle soit assurée par un ou plusieurs centrales utilisant de l'énergie renouvelable ou conventionnelle, reste l'un des plus importants segments dans l'architecture globale du secteur électrique. En Algérie, l'énergie électrique produite, principalement, à partir du gaz naturel. La part de la puissance installée de l'ensemble des centrales utilisant cette énergie primaire dépasse les 96 %, le reste des énergies employées se répartit entre le gasoil dans les centrales diesel et l'eau dans les centrales hydroélectriques. [1]

Une centrale (de production d'énergie) électrique est un site industriel qui produit de l'électricité en grande quantité. Les centrales électriques transforment des sources d'énergie naturelles en énergie électrique, afin d'alimenter en électricité des consommateurs, particuliers ou industriels relativement lointain. Le réseau électrique est utilisé pour transporter/distribuer l'électricité jusqu'aux consommateurs.

I.2. Le cycle combiné

I.2.1. Définition

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, on obtient un mariage particulièrement réussi dans la recherche de l'amélioration de l'efficacité énergétique du système global.

I.2.2. Composants

Les centrales à cycle combiné utilisent le gaz naturel comme combustible dans un système de production d'électricité en deux étapes. Dans un premier temps, le gaz naturel fait fonctionner une turbine (Turbine à gaz) et un générateur. Ensuite les gaz chauds d'échappement de la première turbine sont utilisés pour produire de la vapeur dans une chaudière de récupération (HRSG) qui est à son tour dirigée vers une deuxième turbine (Turbine à vapeur) et un générateur.

I.2.2.a. Turbine à gaz

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne. Elle aspire et comprime l'air atmosphérique dans son compresseur axial, augmente la puissance énergétique de l'air comprimé par la chaleur dégagée dans la chambre de combustion, et convertit cette puissance thermique en énergie mécanique utile pendant le processus de détente qui a lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice.

I.2.2.b. Turbine à vapeur

La turbine à vapeur est un moteur thermique à combustion externe, fonctionnant selon le cycle thermodynamique dit de Clausius-Rankine. Ce cycle se distingue par le changement d'état affectant le fluide moteur qui est en général de la vapeur d'eau. Elle transforme l'énergie thermique de la vapeur d'eau pendant la détente en énergie mécanique de rotation d'arbre pour entraîner un dispositif mécanique tournant.

I.2.2.c. Chaudière de récupération

La fonction de la chaudière est de produire une quantité spécifique de vapeur à une pression et une température constantes en partant d'une certaine quantité d'eau alimentaire. Cette vapeur est utilisée pour faire tourner la turbine.

L'eau peut exister sous trois états différents : l'état solide, liquide ou gazeux (vapeur). L'état d'un corps dépend de sa pression et de sa température. Le principe de génération de vapeur considère uniquement la forme liquide et vapeur de l'eau. La vapeur est produite en ajoutant suffisamment de chaleur à l'eau pour provoquer sa transformation en gaz ou vaporisation. Ceci se produit en deux étapes :

- L'ajout de chaleur suffisante pour élever la température de l'eau jusqu'à la température d'ébullition (Chaleur sensible).
- Un ajout supplémentaire de chaleur pour changer l'état physique de l'eau et la faire passer de l'état liquide à l'état gazeux (vapeur) (chaleur latente).

I.2.2.d. Générateur (Alternateur)

Un turbo-alternateur est la combinaison d'une turbine et d'un alternateur en vue de transformer en électricité la puissance mécanique d'un fluide en mouvement (eau liquide, vapeur d'eau, gaz naturel, vent).

I.3. Principe de fonctionnement

Dans une installation à cycles combinés, le fluide de l'IMV est chauffé par les gaz d'échappement de la turbine à gaz. Le schéma de principe de l'installation est donné sur la figure. L'échange thermique entre les gaz de la turbine à gaz et l'eau de l'IMV a lieu dans une chaudière de récupération qui joue le rôle du GV d'une IMV. Compte tenu des niveaux de température, le cycle de base de l'IMV est un cycle de Hirn avec des soutirages. [2]

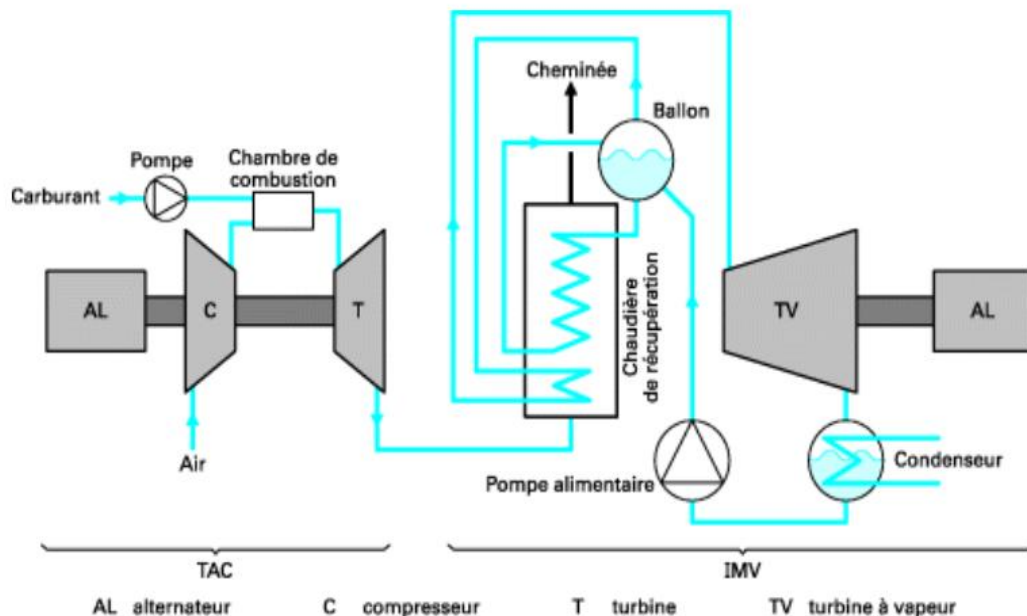


Figure.I.1: Schéma d'une installation à cycles combinés gaz-vapeur. [2]

I.4. Historique :

Les cycles combinés avec récupération de la chaleur, qui emploient la chaleur des gaz d'échappement de la turbine à gaz, ont été rendus faisables par augmentation du transfert thermique latéral par l'utilisation des tubes aillés. Les chaudières à tubes aillés ont été mises en service en 1959. Depuis 1960, le type de récupérateur de chaleur du cycle combiné est devenu dominant. Son application initiale était dans des applications de puissance et de chaleur là où son rapport de puissance à la chaleur était favorable dans beaucoup de processus chimiques et pétrochimiques. Un nombre réduit de récupérateur de chaleur des cycles combiné ont été

installés dans les centrales de production d'électricité dans les années 1960. Quand les turbines à gaz dont la capacité est plus de 50 MW ont été introduites dans les années 70 les expériences des récupérateurs de chaleur des cycles combinés ont rapidement augmenté dans les applications des compagnies d'électricité.

Les années 80 et le début des années 90 ont apporté un grand nombre de systèmes utilisant le gaz naturel comme combustible (installations de production de puissance et de production de puissance et chaleur (cogénération). Les installations de puissance seule utilisent l'extraction minimale de vapeur pour le chauffage d'eau d'alimentation. Les systèmes de cogénération utilisent la vapeur d'échappement des turbines à vapeur dans d'autres processus. Quelques cycles combinés par cogénération exportent la vapeur directement du HRSG.

Une centrale de 1886 MW à Korea Electric Power Company Seoinchon utilise huit turbines à gaz avancées configurées avec les systèmes de combustion de basse émission de NO_x et un cycle de vapeur avec réchauffage. [3]

I.5. Amélioration du rendement

Une centrale à gaz à cycle combiné allie les principes d'une centrale thermique à turbine à gaz et ceux d'une centrale thermique à vapeur. Une turbine à gaz actionne un générateur. Les gaz d'échappement servent de source calorifique à la chaudière de récupération située en aval, agissant à son tour comme un générateur de vapeur pour la turbine à vapeur, qui actionne un générateur. Cela permet d'améliorer le rendement de la production d'électricité dans le cycle global par rapport à une turbine à gaz en circuit ouvert ou à une centrale thermique à vapeur conventionnelle seule.

Avec les centrales à gaz à cycle combiné, les valeurs de rendement électriques atteignent alors plus de 60%. Aucune autre amélioration notable n'est toutefois attendue, car le rendement est limité par les lois de la physique et par la charge des matériaux de la turbine à gaz. En 2016, une installation de Düsseldorf a atteint le rendement électrique mondial le plus élevé jusqu'à présent avec une valeur de 61,5%.⁴ Avec la récupération de la chaleur perdue de la turbine à vapeur (couplage chaleur-force, CCF5), p. ex. pour la production de chaleur industrielle ou dans les réseaux de chauffage à distance, on peut atteindre un rendement global de plus de 80%. [4]

I.6. Le cycle combiné de la centrale Ras Djinet

I.6.1. Introduction

Dans l'optique de faire face à une demande croissante en matière d'énergie électrique en Algérie, un mégaprojet a été lancé en 2012 consistant en la réalisation de centrales électriques en cycle combiné dans différentes régions du territoire national, totalisant une puissance installée de 400 MW, dont la centrale électrique de CAP DJINET d'une puissance de 1131,1 MW.

La spécificité de cette centrale à cycle combiné permettant d'augmenter la production avec un moindre coût. En effet, l'alimentation en gaz naturel de cette nouvelle centrale se fait par un piquage sur le gazoduc alimentant actuellement la centrale thermique existante, par un poste gaz réalisé avec une conduite de diamètre 20'' et 50m de longueur. En ce qui concerne l'évacuation, d'énergie produite par cette centrale, trois lignes 400 kV la reliant au poste de Si Mustapha, El Afroune et Akbou ont été prévues.

Ce projet d'envergure a atteint un taux d'achèvement global de 99,21 % et a enregistré une performance de plus de 5,8 TWh d'énergie produite depuis la mise en service de cette nouvelle centrale. [5]

La réalisation de cette centrale vitale en coopération avec les partenaires coréens, à travers l'entreprise DAEWOO, il s'agit là d'une coopération qui a permis la réalisation de cette centrale avec des techniques de pointe, une qualité mondiale et une contribution efficace de main œuvre, de cadres et d'experts algériens du domaine.

La Centrale de Cap Djinet (relevant de la Sonelgaz) est formée de trois turbines fonctionnant en cycle combiné (30% vapeur et 70 % gaz), dotée chacune d'une capacité de production de 400 MW d'électricité/Heure, soit un total de 1113mgt pour les trois.

La première turbine est entrée en production en mai 2018, la 2ème au mois d'octobre 2018 et la 3ème mi 2019.

L'infrastructure est, par ailleurs, équipée de nombreux systèmes "amis de l'environnement", dont particulièrement celui du dessalement de l'eau de mer exploitée dans la production de la vapeur, et la production d'hydrogène exploité dans le refroidissement des générateurs électriques.

A noter que l'énergie électrique produite au niveau de cette Centrale est transférée respectivement vers deux transformateurs (400 vlt chacun) à Si Mustapha et El Affroune (Blida), au moment ou un 3ème transformateur est prévu à l'avenir à Akbou (Béjaia), avant le transfert de cette électricité vers le réseau national de transport d'électricité. [6]

Le facteur de la température ambiante, bien qu'il soit important pour le bon fonctionnement des machines dans la Centrale électrique, n'est pas pris en considération lors du processus de développement de leurs caractéristiques, et ce, malgré les progrès technologiques réalisés dans ces types d'utilisation, le rendement de la TAG reste toujours relativement limité.

Le travail que nous avons réalisé consiste à montrer l'influence du milieu extérieur (température ambiante) sur le rendement de la nouvelle centrale de Ras-Djinet.



Figure.I.2 : Nouvelle centrale de Ras Djinet

I.6.2. Composants

La centrale de RAS DJINET se compose principalement de trois (3) modules de centrale électrique à cycle combiné à arbre-simple (CCPP) ainsi que les systèmes qui supportent l'équilibre de la centrale (BOP). Chaque module de la CCPP a 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 (GT) et la turbine à vapeur (ST).

Les turbines à gaz sont conçues pour brûler le gaz naturel comme le combustible de base et le carburant diesel comme le combustible de secours.



Figure.I.3 : Image 3D de la nouvelle centrale électrique de Cap Djinet. [7]

I.6.2.a. Turbine à gaz (SIEMENS SGT5-4000F)

Les turbines à gaz à chambre de combustion annulaire Siemens AG sont des moteurs à arbre unique d'un seul corps conception. Ils conviennent pour entraîner les générateurs de charge de base, de charge partielle et de charge de pointe centrales électriques à vitesse constante. Ces moteurs peuvent être utilisés dans l'une des nombreuses variantes associées aux applications à cycle combiné. Ils conviennent au fonctionnement avec des gaz ou carburants liquides. [7]

Caractéristiques de la turbine à gaz [7]

- Marque	SIEMENS
- Puissance de sortie	329 MW
- Carburant (exemples)	Gaz naturel, GNL, gaz acides, distillat d'huile, biodiesel, kérosène, carburacteur, condensat, naphtha. Autres carburants sur demande
- La fréquence	50 Hz
- Efficacité brute	41%
- Taux de chaleur	8 780 kJ / kWh (8 322 Btu / kWh)
- Vitesse de la turbine	3000 tours par minute
- Rapport de pression	20,1: 1
- Débit massique d'échappement	724 kg / s (1596 livres / s)
- Température d'échappement	599 ° C (1 110 ° F)
- NO _x émissions	≤ 15 ppmvd à 15% O ₂ sur le gaz combustible (sans injection d'eau pour le contrôle NO _x), ≤ 25 ppmvd à 15% O ₂ sur le fioul (avec injection d'eau pour le contrôle NO _x), ≤ 58 ppmvd à 15% O ₂ sur le fioul (sans injection d'eau pour le contrôle NO _x)
Émissions de NO_x à 15% O₂ aux conditions ambiantes ISO.	

Tableau.I.1 : Données de constructeur de la TAG de la centrale de Ras Djinet

I.6.2.b. Turbine à vapeur (SIEMENS SST5-3000 H-IL)

Le modèle de turbine à vapeur, ST SST5-3000, se compose d'un cylindre HP de type cylindrique et d'un cylindre PI/BP à débit direct s'écoulant axialement dans le condenseur refroidi par eau. [7]

Caractéristiques de la Turbine à vapeur [7]

Description	Unités	Avec allumage au gaz naturel	Avec allumage à l'huile
Puissance de sortie nette de chaque bloc	MW	377	311,3
Taux de chaleur net de la centrale	kJ/kWh	6165	6599
Puissance de sortie de la turbine à gaz	MW	249,2	210,5
Puissance de sortie de la turbine à vapeur	KW	127,8	100,8
Consommation de combustible	kg/s	14,3	13,24
Température du gaz d'échappement	⁰ C	607,6	557,4
Débit du gaz d'échappement	kg/s	616,2	610,9
Pression de sortie du surchauffeur HP	Bar (a)	120,81	101,81
Température de sortie du surchauffeur HP	⁰ C	566,50	530,10
Pression d'entrée de la turbine à vapeur HP	Bar (a)	117,92	99,39
Température d'entrée de la turbine à vapeur HP	⁰ C	565,02	528,27
Débit de la vapeur HP	kg/s	71,99	61,66
Pression de sortie du réchauffeur	Bar (a)	29,91	25,91
Température de sortie du réchauffeur	⁰ C	565,70	526,20
Pression d'entrée de la turbine à vapeur IP	Bar (a)	29,10	25,20
Température de sortie de la turbine à vapeur IP	⁰ C	564,94	524,99
Débit de la vapeur IP	kg/s	71,99	76,02
Pression de sortie du surchauffeur IP	Bar (a)	31,31	27,11
Température de sortie du surchauffeur IP	⁰ C	337,50	324,30

Pression de sortie du surchauffeur LP	Bar (a)	4,51	4,21
Température de sortie du surchauffeur LP	0C	232,60	237,70
Flux de vapeur de sortie de surchauffeur LP	kg/s	10,14	2,58
Flux d'échappement de turbine LP	kg/s	98,25	80,31
Température d'échappement de turbine LP	0C	33,35	31,56
Débit d'entrée de l'économiseur HP	kg/s	71,99	61,66
Débit d'entrée de l'économiseur IP	kg/s	23,26	16,45
Pression de retour du condenseur	Bar (a)	0,0514	0,0464
Température d'entrée d'eau de refroidissement du condenseur	0C	24	24
Température d'entrée d'eau de refroidissement du condenseur	0C	30	30

Tableau.I.2 : Données de constructeur de la TAV de la centrale de Ras Djinet

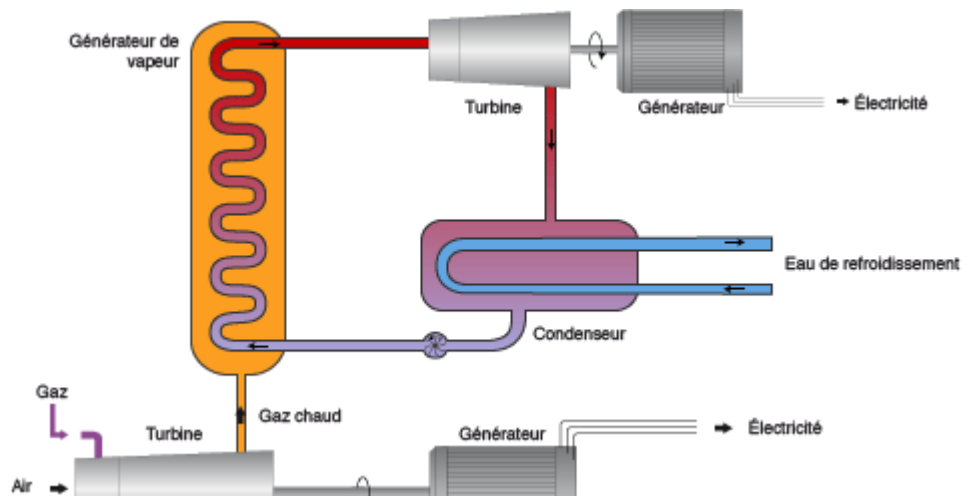


Figure.I.4 : cycle eau/vapeur [7]

I.6.2.c. Chaudière de récupération (HRSG)

HRSG est une chaudière de type horizontale (Les chaudières ayant un flux de gaz chaud horizontal utilisent des tubes verticaux connectés à des collecteurs en haut et en bas) Elle fonctionne en mode de circulation naturelle, utilise le gaz d'échappement chaud provenant de la turbine à gaz pour générer de la vapeur en trois cycles: haute pression, pression intermédiaire et basse pression. La vapeur produite est dirigée vers la turbine à vapeur.

Le HRSG est également équipé d'une section réchauffeur pour réchauffer la vapeur qui est passée par la turbine HP puis dirigée vers la turbine MP. [7]

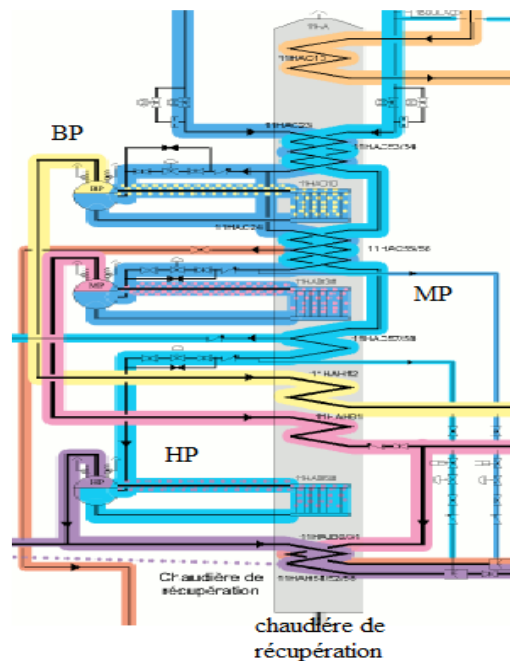


Figure.I.5 : Circuit eau/vapeur dans HSRG [7]

I.6.2.d. Générateur (SIEMENS SGEN 5-2000 H)

Le SGen5-2000H est un appareil refroidi à l'hydrogène générateur bipolaire. Ce bien éprouvé la conception du générateur offre un rendement élevé et faibles coûts d'exploitation et de maintenance.

Le SGen5-2000H met en œuvre une technologie dotée de la dernière conception vérifiée avec plus de 1700 stators GVPI en fonctionnement dans toutes les plages de fonctionnement et un stator GVPI refroidi à l'eau de premier plan avec plus de 151000 heures de fonctionnement et plus de 3320 cycles de démarrage / arrêt sans indication problèmes liés aux contraintes thermomécaniques. [7]

Caractéristiques du générateur [7]

Puissance assignée	431 MVA
Facteur de puissance	0.9
Tension statorique	22 kV \pm 5 %
Courant statorique	11,311 A
Tension d'excitation	351 V
Courant d'excitation	2786 A
Température d'admission d'eau	34°C
Température du gaz froid	44°C
Pression H2	5 bar (g)
Altitude	5 m
Température ambiante max	49°C
Température ambiante min	5°C
Température max de l'eau	34°C
Fréquence	50 Hz
Rotation	3000 tr/min
Masse	394,000 kg

Tableau.I.3 : Données de constructeur du Générateur de la centrale de Ras Djinet

I.6.2.e. L'Embrayage SSS

Un embrayage synchrone à auto-changement de vitesse (SSS) est situé entre le générateur et la turbine à vapeur. Cela permet à l'individu démarrage de la turbine à gaz sans nécessité pour refroidir la turbine à vapeur. Une fois les paramètres de vapeur correspondent aux exigences de la turbine, la turbine à vapeur tourne et se synchronise automatiquement avec le générateur. L'embrayage SSS a été utilisé avec succès depuis 1995 en de nombreuses puissances à arbre unique Siemens les plantes. [7]

I.7. Conclusion

Dans ce chapitre on a donné la définition d'un cycle combiné et ses différents composants, on a parlé aussi de l'histoire de ce cycle, son invention et les différentes approches appliquées pour son développement et l'avantage du cycle combiné comparé aux cycles simples.

Dans une deuxième partie on a présenté la centrale électrique à cycle combiné de Ras Djinet ou on a pratiqué notre stage, son fonctionnement et ses différents composants avec leurs caractéristiques. Ce premier chapitre nous aidera à faire un bilan global de la centrale dans ce projet.

Chapitre II

**Influence des conditions ambiantes
sur la centrale à cycle combiné de Ras
Djinet**

II.1. Introduction

La demande continue et croissante de l'électricité dans les dernières années a forcée les producteurs à rechercher des nouvelles techniques pour l'amélioration de la puissance des installations de turbine à gaz. . Les conditions ambiantes (température et humidité relative, pression) ont une forte influence sur les performances des turbines à gaz dans des applications du cycle simple ou combinée.

II.2. Objectif

Nous allons calculer trois cas de différentes températures ambiantes, la puissance et le rendement de chaque turbine dans la centrale de Ras Djinet à l'aide des données retenues de la salle de commande de la centrale et le Logiciel de simulation ASPEN HYSYS 10 et de calcul MATLAB.

II.3. Étude énergétique du cycle simple d'une turbine à gaz

La conversion de la chaleur dégagée de la combustion du carburant en énergie mécanique dans une turbine à gaz est réalisée suivant le cycle de Brayton .Il est représenté dans un diagramme T-S, comme indiqué dans la (Figure.II.1). Les grandeurs principales qui fixent le cycle thermodynamique de turbine à gaz sont :

- La température minimale T1 (Tamb dans le cas du cycle ouvert)
- La température maximale T3 du cycle fixée par la température maximale admissible en entrée de la turbine.
- Le rapport de pression ou taux de compression : $\alpha = \left(\frac{P2}{P1}\right)$ (II.1)

On cherche à connaitre les performances de l'installation en fonction des paramètres caractéristiques que sont : T₁, T₂ et $\alpha = \left(\frac{P2}{P1}\right)$

II.3.1. Etude de cycle idéal de turbine à gaz

Dans le cycle idéal de Brayton : La compression (1-2) et la détente (3-4) se produisent dans le compresseur et la turbine respectivement et sont supposés isentropiques.

La chaleur additionnée (2-3) dans la chambre de combustion et le rejet ou l'échappement

(4-1) se produisent à pression constante.

II.3.1.a. Diagrammes

En considérant que le compresseur et la turbine comme des machines parfaites dont le rendement poly tropique est égal à l'unité.

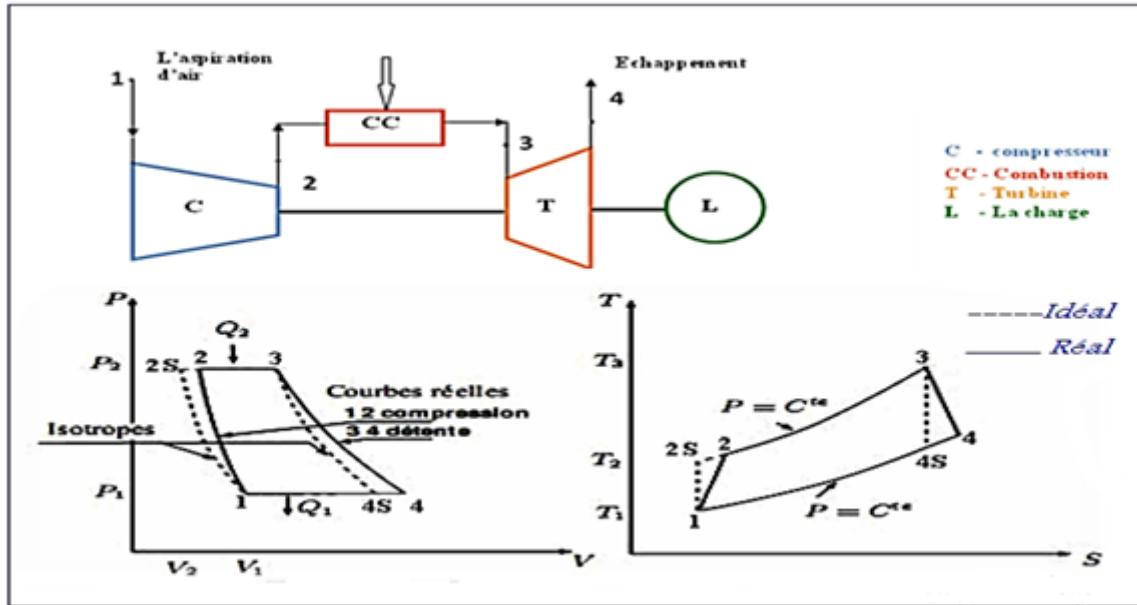


Figure.II.1 : Cycle thermodynamique idéal et réel de la turbine à gaz [9]

II.3.1.b. Etude énergétique

1) La compression

La compression au niveau du compresseur est donnée par :

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

Puissance absorbé par le compresseur :

$$P_c = \dot{m}_a C_{p(\text{air})} * (T_2 - T_1) \quad (\text{II.3})$$

2) La combustion

La chaleur fourni par la combustion est donnée par :

$$Q = C_p (T_3 - T_2) \quad \text{Avec : } r = \frac{T_3}{T_1} \quad (\text{II.4})$$

3) La détente

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

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

$$\text{Donc : } \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \alpha^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Le travail fourni par la détente est écrit par la relation :

$$W_T = C_p (T_3 - T_4) = C_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\alpha^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right) \quad (\text{II.5})$$

Relation de puissance :

$$P_d = \dot{m}_f * C_{pf} (T_3 - T_4) \quad (\text{II.6})$$

$$\text{D'où : } \dot{m}_f = \dot{m}_a + \dot{m}_g$$

Le bilan énergétique global du cycle pour un kilogramme de fluide passant par la machine s'écrit comme suit :

$$W_{net} = W_T - W_C = C_p (T_3 - T_4) - C_p (T_2 - T_1) \quad (\text{II.7})$$

La puissance nette de la turbine est :

$$P_{TG} = P_d - P_c \quad (\text{II.8})$$

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

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q} = \frac{C_p [(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)]}{C_p (T_3 - T_2)} \quad (\text{II.10})$$

$$\text{Le rendement en fonction des puissances : } \eta_{TG} = \frac{P_{TG}}{P_{GN}} \quad (\text{II.11})$$

$$\text{D'où la puissance du gaz naturel est : } P_{GN} = \dot{m}_g * PCI \quad (\text{II.12})$$

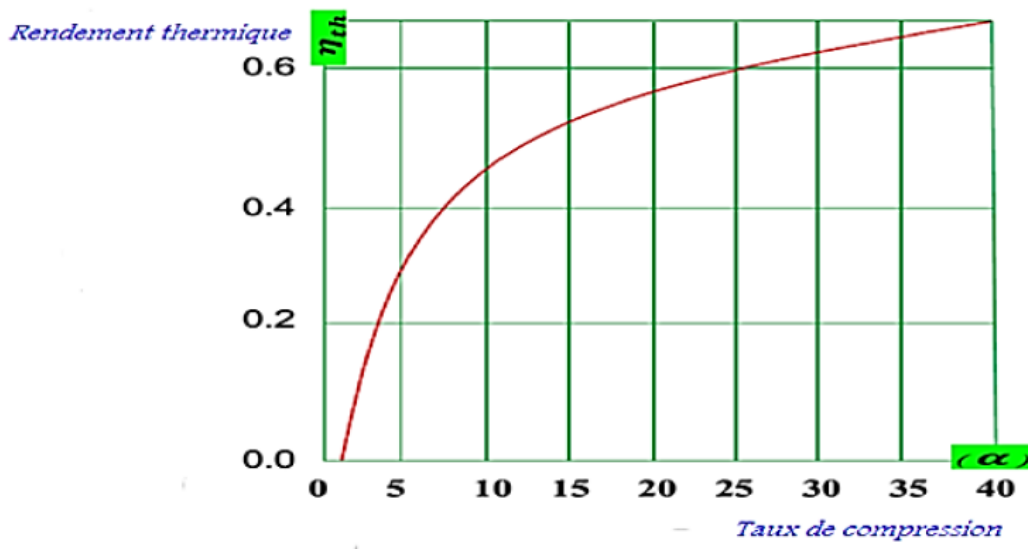


Figure.II.2 : Évolution de η_{th} en fonction de taux de compression α dans le cycle idéal [8]

Nous remarquons que le rendement thermique du cycle idéal dépend essentiellement du rapport de compression. La figure illustre l'évolution du rendement thermique en fonction du taux de compression. On y remarque que le rendement thermique est nul pour ($\alpha = 1$) et croit ensuite de manière continue avec le taux de compression.

II.4. Les conditions réelles dans la centrale de Ras Djinet

II.4.1 Influence des conditions ambiantes

II.4.1.a. Température ambiante

Les variations de la température ambiante ont un impact sur la puissance de la charge totale et du rapport de chaleur, mais également sur les performances de la turbine de puissance. Les fabricants donnent les diagrammes typiques des performances qui décrivent ces rapports pour des conditions standard (ISO). Ces courbes sont le résultat de l'interaction entre les divers éléments mobiles et le système de contrôle.

L'augmentation de la température ambiante baisse la masse volumique d'air d'admission, de ce fait une réduction du débit massique traversant la turbine, et cela conduit à une réduction du rendement à la sortie. A une vitesse constante, où le débit volumique reste approximativement invariable, le débit massique augmente avec la diminution de la température.

Le taux de compression, à une vitesse constante, devient plus petit avec l'augmentation de la température. Ceci peut être déterminé à partir du diagramme de Mollier, prouvant que plus la température d'admission est haute, plus du travail absorbé est exigé pour réaliser une certaine élévation de pression. Le travail accru doit être fourni par la turbine de générateur de gaz, et ainsi une puissance perdue de la turbine libre. [9]

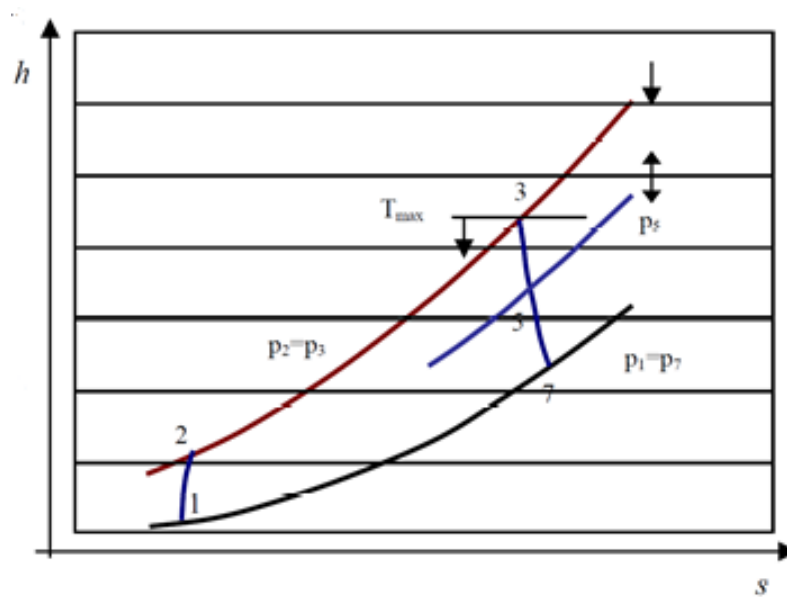


Figure.II.3 : Diagramme h-s du cycle de Brayton [9]

Le diagramme h-s de la (Figure.II.3) décrit le cycle de Brayton pour une turbine à gaz à deux axes. Les lignes 1-2 et 3-5 doivent être approximativement égales, parce que le travail du compresseur doit être fourni par la puissance de la turbine du générateur de gaz et la ligne 5-7 décrit la détente dans la turbine de puissance. A des températures ambiantes plus élevées, le point de départ 1 se déplace à une température plus élevée et ainsi la pression de sortie sera inférieure.

Le processus de combustion 2-3, avec une température plus élevée de sortie du compresseur et en considérant que la température d'allumage T3 est limitée, on constate que moins de chaleur possible est donnée, c.-à-d., moins de carburant sera consommé. Le processus de la détente qui a lieu avec un taux de détente moins de ce de compression, ou une plus grande partie du travail disponible de la détente est employée dans la turbine de générateur de gaz, laissant moins du travail disponible pour la turbine de puissance.

L'effet des températures ambiantes élevées est une augmentation de la quantité de chaleur et une réduction de la puissance utile. L'impact de la température ambiante est habituellement moins prononcé pour la quantité de chaleur que pour la puissance utile, parce que l'impact des changements de la température ambiante est moins évident sur les rendements des composants que sur la puissance globale du cycle.

II.4.1.b. Pertes de pression à l'admission et à l'échappement

Dans le cas réel le système d'admission se compose d'un ou plusieurs systèmes de filtration, d'un silencieux, d'une canalisation, d'un humidificateur, du refroidisseur par évaporation, et d'autres systèmes. Le dispositif d'échappement peut inclure un silencieux, une canalisation, et des systèmes de régénération de la chaleur de récupération. Tous ces systèmes causent des chutes de pression. Ces pertes inévitables de pression dans l'admission et le dispositif d'échappement causent une réduction dans la puissance et le rendement du cycle de la machine.

On va considérer :

- les pertes de charge dans la chambre de combustion qui égalent à 5%.
- Les pertes de charge dans la turbine qui égalent à 7%.

La réduction de la puissance, peut être décrite par les courbes simples de correction, qui sont habituellement fournies par le fabricant de l'équipement représentées sur la Figure.II.4

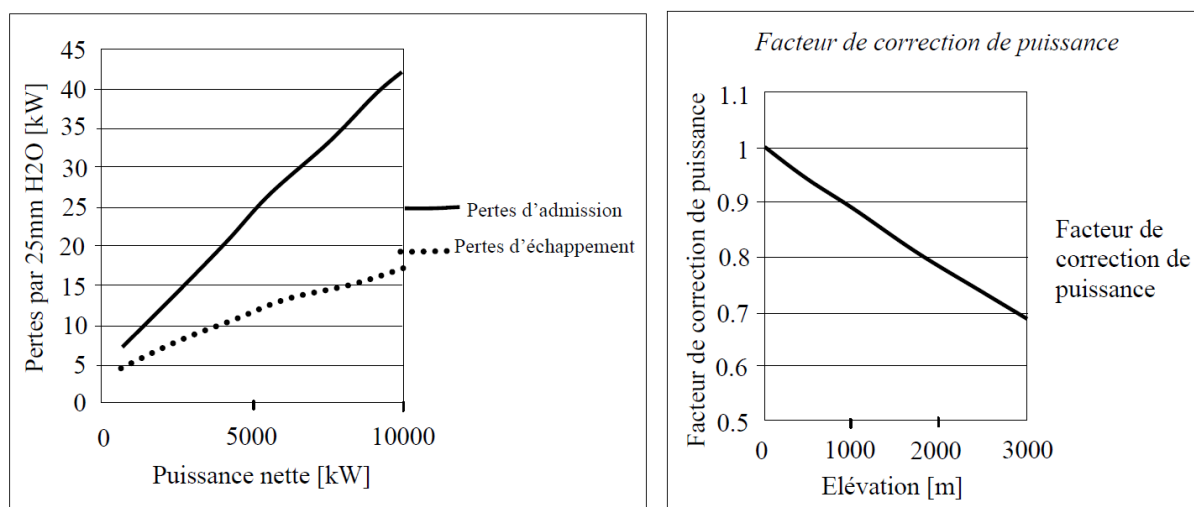


Figure.II.4 : Facteurs de correction pour des pertes d'admission, des pertes d'échappement et l'altitude d'emplacement. [9]

Ces courbes décrivent la réduction de puissance nette pour chaque 25 mm de perte de pression d'eau (H2O). L'impact sur la quantité de chaleur est calculé en prenant le débit du combustible à des conditions ISO et en le divisant par la puissance réduite.

II.4.1.c. Pression ambiante

L'altitude d'emplacement de l'équipement ou simplement le changement des conditions atmosphériques entraîne la réduction de la densité d'air la TAG alors reçoit un débit massique réduit.

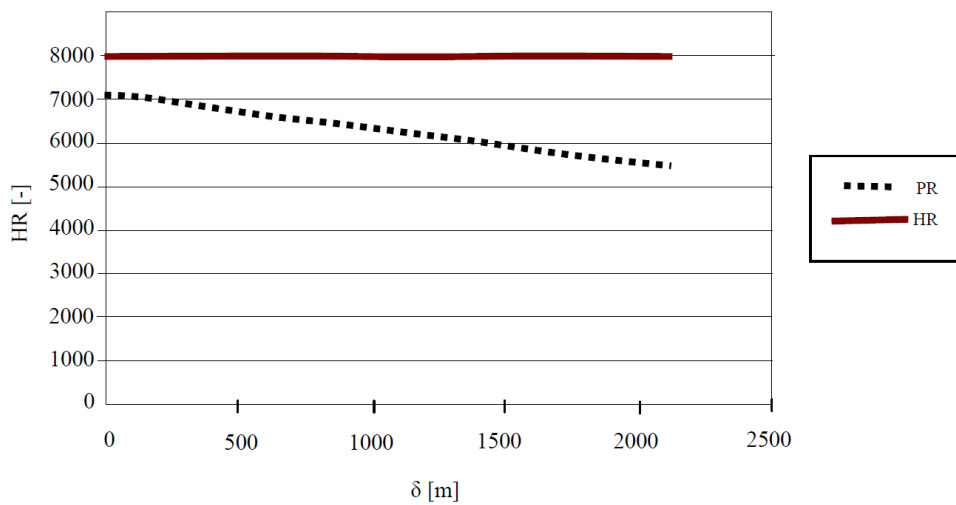


Figure.II.5 : Taux de puissance et de chaleur en fonction de l'altitude d'emplacement. [9]

Cette figure représente deux courbes qui décrivent le taux de puissance (PR) et le taux chaleur (HP) en fonction de l'altitude d'emplacement. L'augmentation d'altitude diminue la pression ambiante qui ainsi influe sur la TAG qui donnera moins de puissance comme en remarque dans la figure ci-dessus.

L'impact est universel pour n'importe quelle TAG, si la pression ambiante est connue, la correction de performance peut être décrite d'après [9] par la relation :

$$\delta = \frac{P_{amb}["Hg]}{29.929["Hg]} \quad \text{(II.13)}$$

Si seulement l'altitude d'emplacement est connue, la pression ambiante aux conditions normales d'après [9] est :

$$P_{amb} = P_{elevation} * e^{\frac{elevation (ft)}{27200}} \quad (II.14)$$

II.4.1.d. Humidité relative

L'impact sur les performances de la TAG sera mieux décrit par la teneur en eau d'air. Puisque la concentration d'eau dans l'air pour la même humidité relative augmente avec l'augmentation de la température, les effets sur les performances de la machine sont négligeables pour de basses températures ambiantes. Ces effets sont assez petits dans la gamme d'humidité de 1 à 2 % si les températures vont jusqu'à 38°C. Comme la teneur en eau change les propriétés thermodynamiques de l'air (telles que la densité et la capacité calorifique), elle cause les changements de performances des TAG.

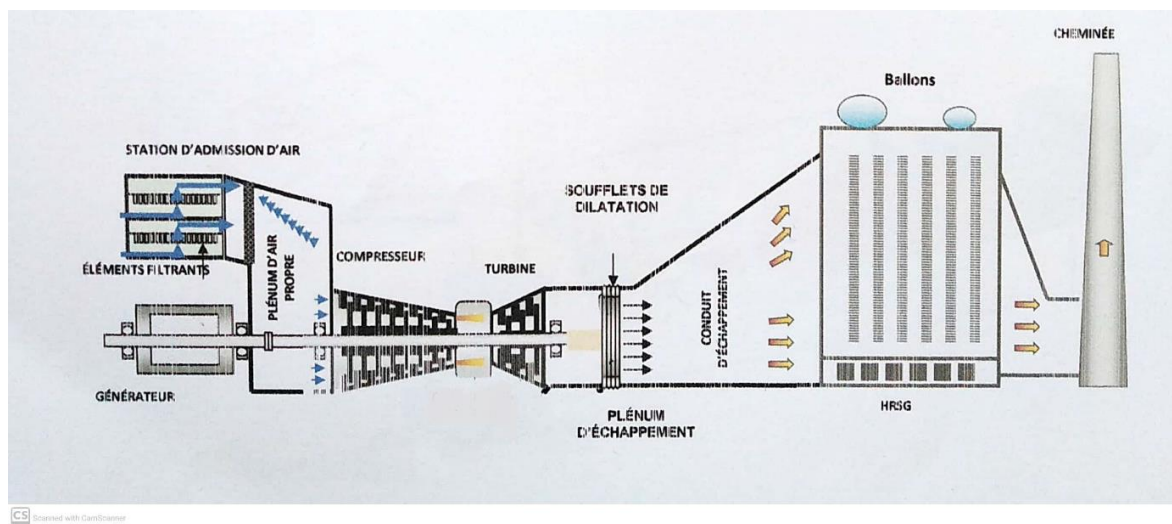


Figure.II.6 : Schéma de la Turbine à gaz de la centrale à cycle combiné [7]

II.5. Étude énergétique du cycle simple d'une turbine à Vapeur

L'influence des conditions ambiantes sur la turbine à gaz ont un effet aussi sur le cycle à vapeur dans le cycle combiné mais il est moins efficace à cause des différentes techniques (régénération, refroidissement intermédiaire, préchauffage et injection de vapeur d'eau) qui ont été employées afin d'améliorer les performances des turbines à gaz.

Le cycle à vapeur de la Centrale à cycle combiné de Ras Djinet fonctionne à partir du cycle de Rankine avec resurchauffe.

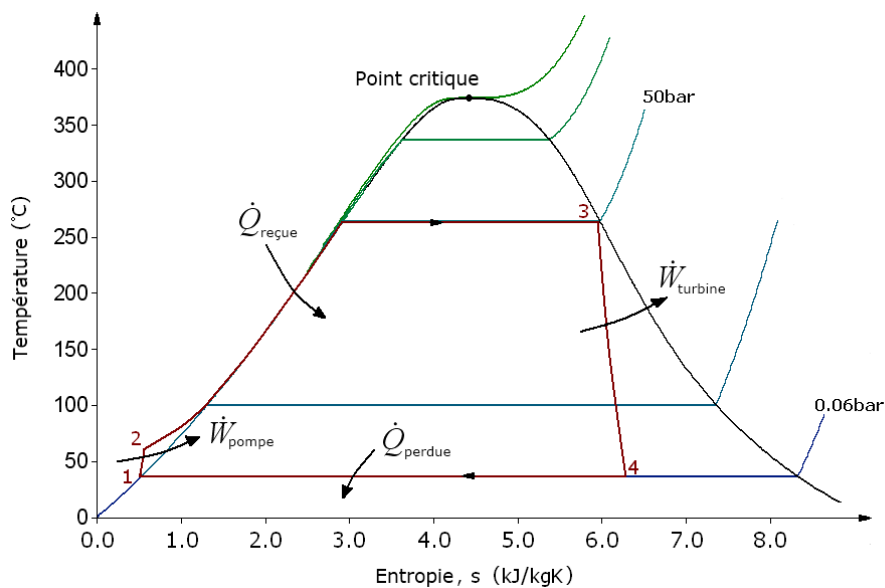


Figure.II.7 : Cycle de Rankine d'une IMV pour l'eau

Dans un fonctionnement selon un cycle de Rankine, la détente du fluide a lieu dans la zone diphasique, Une telle situation est dommageable pour le fonctionnement de la turbine (l'humidité entraîne l'érosion de la turbine).

Afin d'éviter cette situation, on pratique une surchauffe (3-4) de la vapeur à la sortie du ballon dans le GV avant qu'elle ne pénètre dans la turbine.

Il faut que la surchauffe soit suffisante pour que la majeure partie de la détente ait lieu dans la zone de vapeur surchauffée. En pratique cette surchauffe est limitée par le niveau maximal de température admissible (jusqu'à 600°C) .Ce fonctionnement utilisé dans les IMV de puissance moyenne (5 à 20 MW), correspond au cycle de Hirn. [2]

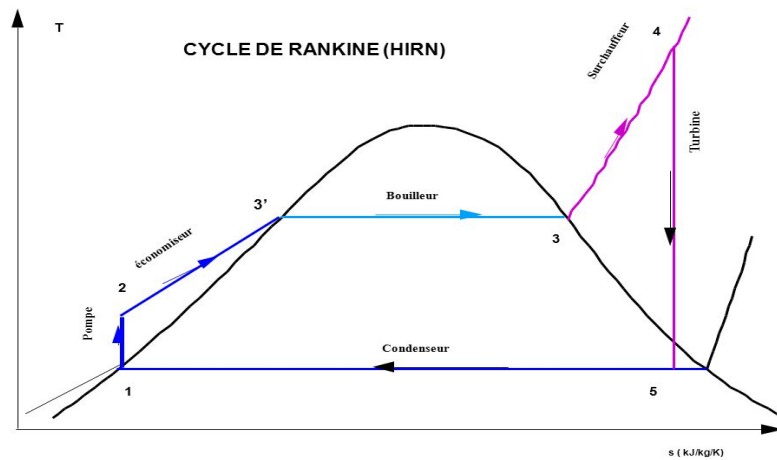


Figure.II.8 : Cycle de Rankine avec surchauffe (Hirn)

II.5.1. Expressions du rendement théorique de Rankine

Pour ce type de cycles, le rendement théorique η_{th} est calculé à partir des valeurs des enthalpies massiques h de l'eau aux divers points caractéristiques du cycle (figure). Ainsi, on notera :

$$\eta_{th} = \frac{(W_{t_{45}} - W_{t_{12}})}{Q_{24}} = \frac{(h_4 - h_5) - (h_2 - h_1)}{(h_4 - h_2)} \quad (II.15)$$

Il ne faut cependant pas en conclure que le rendement d'une IMV fonctionnant selon le cycle de Hirn est inférieur à celui d'une IMV fonctionnant selon le cycle de Rankine car les Températures maximales sont différentes pour des pressions maximales de cycle identiques, le rendement théorique de cycle de Hirn est d'environ de 42%.

II.5.2. Cycle de Hirn avec resurchauffe :

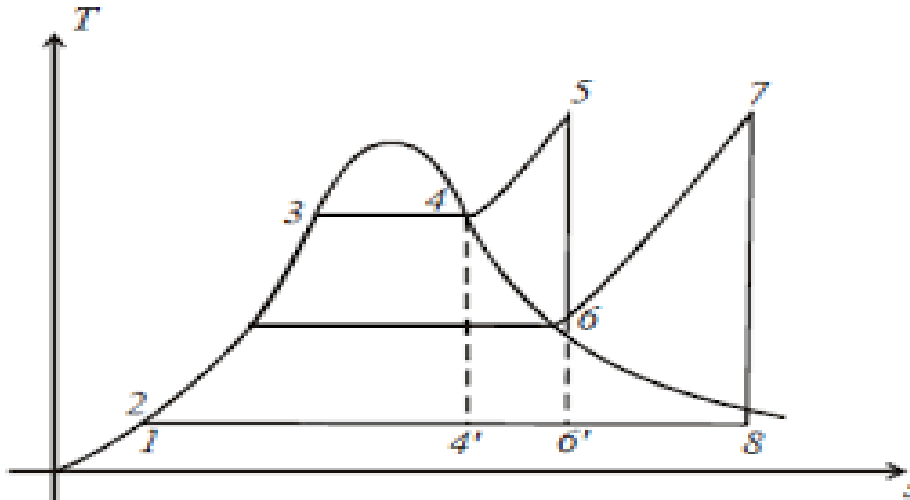


Figure.II.9 : Cycle de Hirn à resurchauffe.

Dans le cycle de Hirn (figure.II.9) on note que la détente réversible jusqu'à la température ambiante (du condenseur) donnerait de la vapeur humide on tenant près de 30% de liquide environs, pour éviter cette situation. La détente est alors faite en deux temps :

- Une première détente 5 - 6 est réalisée dans le domaine de la vapeur surchauffée.
- La deuxième partie de la détente 7 - 8 a lieu après une nouvelle surchauffe 6 - 7 de la vapeur.

La deuxième surchauffe est faite en général jusqu'à la même température que celle de fin de première surchauffe.

La détente totale a lieu dans le domaine de la vapeur sèche (surchauffée) ce qui est favorable au fonctionnement de la turbine. [2]

Le rendement théorique du cycle de Hirn a resurchauffe est donné par :

$$\eta_{th} = \frac{(W_{t12} + W_{t78} + W_{t56})}{Q_{15} + Q_{67}} = \frac{(\Delta h_{12} + \Delta h_{78} + \Delta h_{56})}{\Delta h_{15} + \Delta h_{67}} = \frac{(h_5 - h_6) - (h_7 - h_8)}{(h_5 - h_1) + (h_7 - h_6)} \quad \text{(II.16)}$$

Le rendement théorique de ce cycle peut arriver à 46%.

II.6. Chaudière de récupération (HRSG)

La chaudière de récupération de La centrale de Ras Djinet a trois niveaux de pression pour la production de vapeur. L'objectif est de maximiser la puissance électrique produite, avec limitation de la surface totale de transfert de chaleur de la chaudière de récupération.

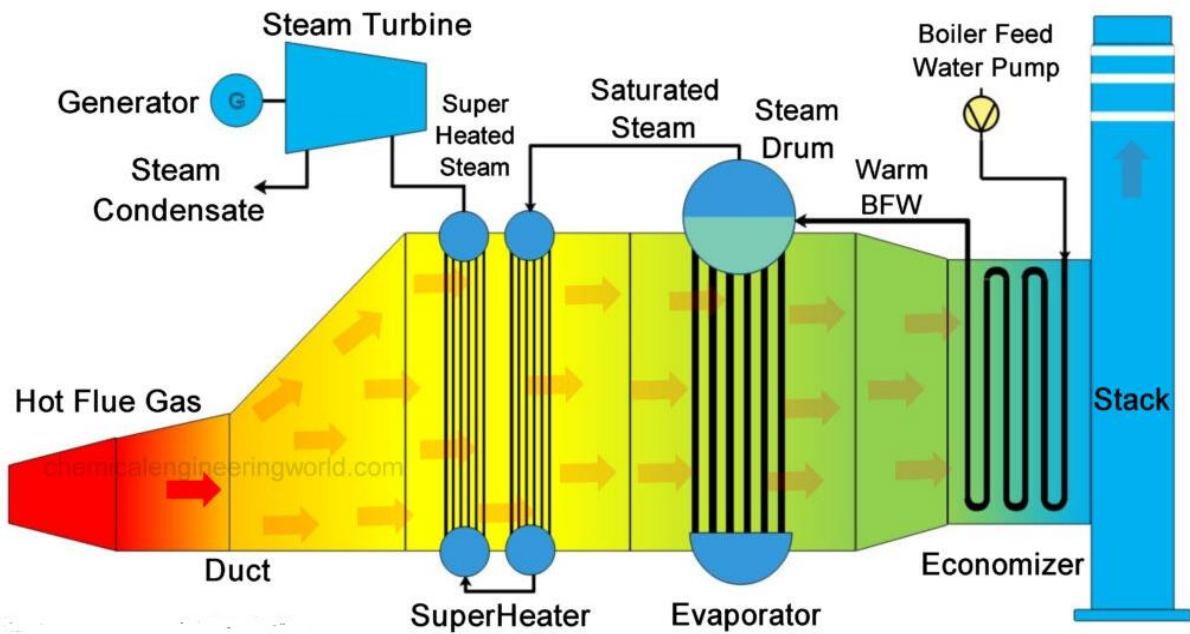


Figure.II.10 : Fonctionnement de HRSG [10]

Sa puissance est déterminée par :

$$P_{CH} = \dot{m}_{a+g} * C_{Pg} (T_5 - T_{sc}) \quad (II.17)$$

T_{sc} : est la température à la sortie de la cheminée.

Son rendement est déterminé par :

$$\eta_{CH} = \frac{P_{CH}}{P_{GN}} \quad (II.18)$$

II.7. Cycle à trois niveaux de pression de la turbine à vapeur de la Centrale

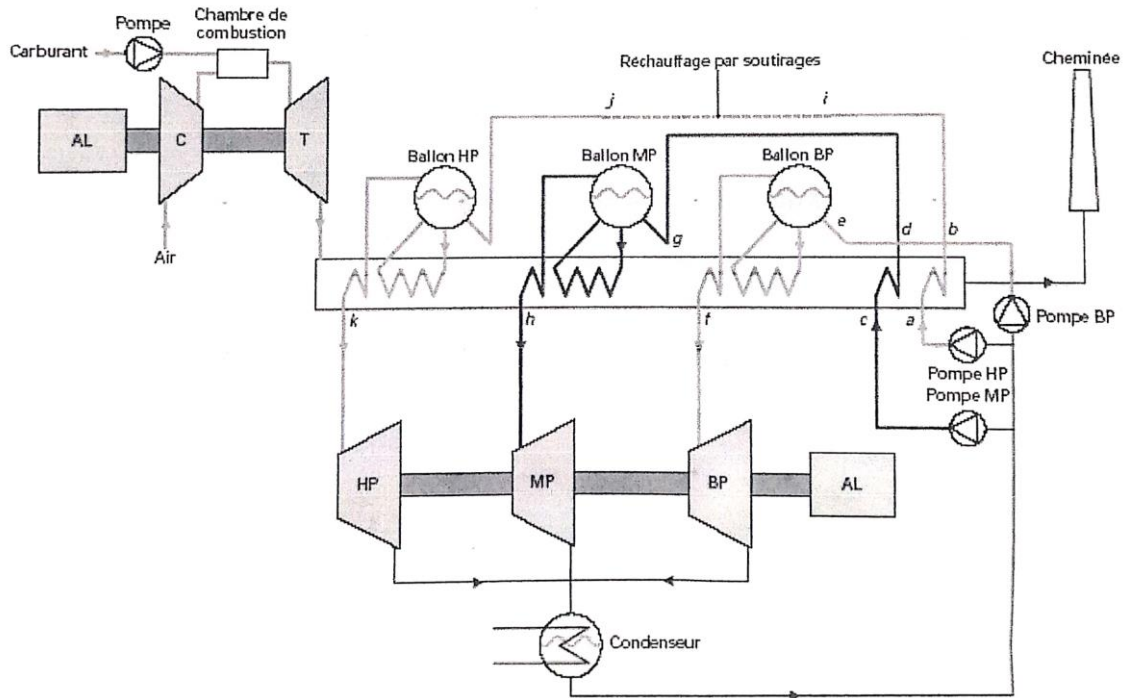


Figure.II.11 : Cycle combiné de Rankine à trois niveaux de pression [11]

La puissance de la turbine à vapeur est déterminée par :

$$P_{TV} = (\Delta H_{CHP} \times \dot{m}_{HP}) + (\Delta H_{CMP} \times \dot{m}_{MP}) + \Delta H_{CBP} \times \dot{m}_{BP} \quad (II.20)$$

CHP, CMP, BP : Caractéristiques de la turbine HP, MP, BP

ΔH : Les enthalpies étant déterminées à l'aide du diagramme (H, S) de Mollier.

Son rendement est déterminé par :

$$\eta_{th} = \frac{P_{TV}}{P_{CH}} \quad (II.21)$$

II.8. Le cycle combiné

Dans le cycle combiné, le diagramme de Brayton est combiné avec ce de Rankine avec un souffleur des gazes d'échappement qui passes dans la chaudière de récupération et cède ca chaleur pour chauffer l'eau de mer qui passe dans des serpentins.

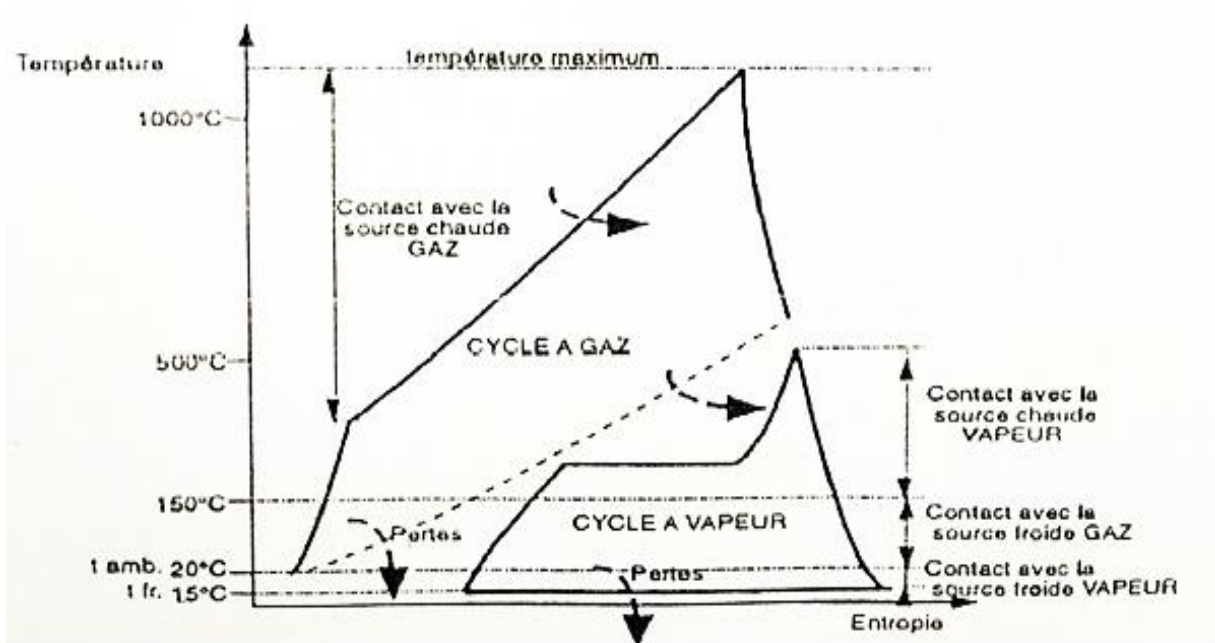


Figure.II.12 : Diagramme de Cycle combiné (T-S) [11]

Puissance totale du cycle combiné :

$$P_{CC} = P_{TG} + P_{TV} \quad (\text{II.22})$$

Rendement du cycle combiné :

$$\eta_{CC} = \frac{P_{CC}}{P_{GN}} \quad (\text{II.23})$$

II.9. Calculs énergétiques de la centrale à cycle combiné de Ras Djinet

Type de la centrale : cycle combiné (à un seul arbre)

Puissance : 400 MW

Combustible principale : Gaz naturel

Evacuation d'énergie : Trois avant-postes

Source de refroidissement : eau de mer

Conditions nominale

Température : Max : 45°C, Min : 10°C

Humidité relative : 53% - 69%

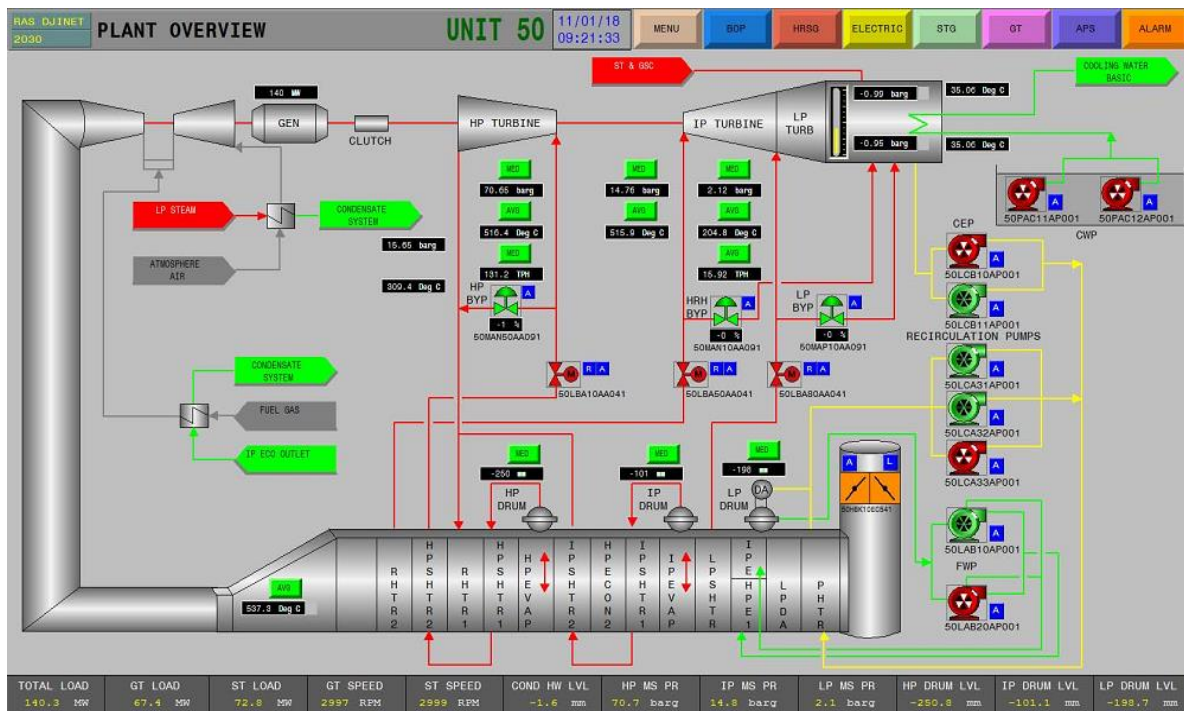


Figure.II.13 : Simulation de la Centrale de Ras Djinet [7]

L'unité de gaz naturel

La centrale contient une unité séparée pour la préparation du gaz naturel pour être utilisé pour la combustion à une température (180°C) et pression constants (35 bar). Le débit de gaz naturel n'est pas affecté par les conditions ambiantes, il est contrôlé par des vannes de régulation de débit.

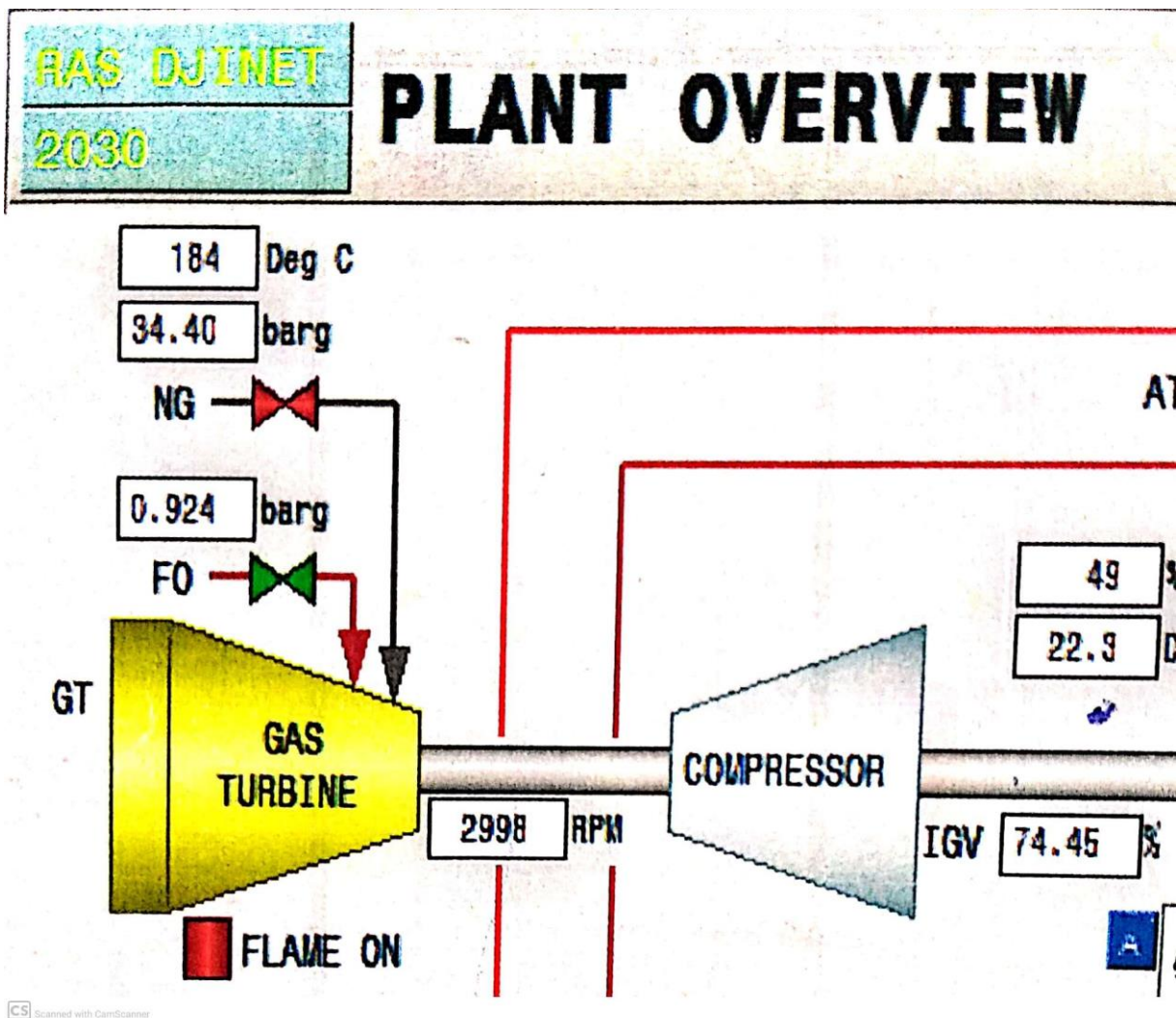


Figure.II.14 : Schéma représentant les conditions du gaz Naturel avant la combustion [7]

II.10. Application des calculs du cycle combiné de la centrale de Ras Djinet

II.10.1. Les données de départ du constructeur

	1 ^{er} Cas	2 ^{eme} Cas	3 ^{eme} Cas
Température d'arrête entrée au compresseur (T1)	299.49K	308.15K	283.15K
Température d'arrête sortie du compresseur (T2)	717.75K	712.35K	663.15K
Température d'arrête sortie de la chambre de combustion (T3)	1490.15 K	1463.15 K	1503.15 K
Température à la sortie de turbine (T4)	865.95K	862.65K	873.27K
Le débit d'air est \dot{m}_a	620kg/s	609kg/s	634kg/s
Taux de compression $\frac{P_2}{P_1}$	17.5	17.5	17.5
PCI (gaz naturel) et Chaleur spécifique	45611 kJ /kg $C_{pg} = 1100$ (J/kg.K)	45611 kJ /kg $C_{pg} = 1100$ (J/kg.K)	45611 kJ /kg $C_{pg} = 1100$ (J/kg.K)
Le débit du gaz naturel \dot{m}_g	14.22kg/s	14.22kg/s	14.22kg/s
Pour l'air γ et $C_{p(air)}$	1.4 1005 (J/kg.K)	1.4 1005 (J/kg.K)	1.4 1005 (J/kg.K)
Pour les gaz brûlés γ et C_{pf}	1.33 ; 1300 (J/Kg.K)	1.33 ; 1300 (J/Kg.K)	1.33 ; 1300 (J/Kg.K)
Rendement isentropique de la turbine (η_d)	85%	85%	85%
Rendement isentropique du compresseur (η_c)	90%	90%	90%

Tableau.II.1 : Données de départ depuis la centrale de Ras Djinet

II.10.2. Les données de la turbine à vapeur

Les caractéristiques principales de la vapeur d'eau au niveau des différents corps à l'entrée et à la sortie de la turbine à vapeur sont reportées sur le tableau ci-dessous. Les enthalpies étant déterminées à l'aide du diagramme (H, S) de Mollier (Tableau.II.2).

	CHP		CMP		CBP	
	Entrée	Sortie	Entrée	Sortie	Entrée	Sortie
T°C	555.85	365.2	554	295	231	28.24
P (bar)	114.88	27.6	29.32	12.36	3.12	0.03
\dot{m} (kg/s)	78.63		85.54		97.13	
H (kJ/kg)	3501.86	3156.43	3579.24	3034.51	2928.84	2552.80
ΔH (kJ / kg)	345.43		544.73		375.2	
2eme Cas						
T°C	546.96	352.1	547.3	291	224	25.7
P (bar)	112.9	26.3	27.82	11.61	3.01	0.02
\dot{m} (kg/s)	77.32		82.47		92.89	
H (kJ/kg)	3481.15	3129.01	3565.55	3027.89	2915.00	2548.43
ΔH (kJ / kg)	352.14		537.66		366.57	
3eme Cas						
T°C	582.45	378.4	559.2	300	245.6	30.2
P (bar)	116.7	28.8	30.3	13.68	5.41	0.04
\dot{m} (kg/s)	83.24		86.88		98.92	
H (kJ/kg)	3567.64	3184.37	3590.09	3041.86	2950.51	2556.08
ΔH (kJ / kg)	383.27		548.23		394.43	

Tableau.II.2 : Donnés calculé à partir du diagramme de Mollier de la TAV

II.10.3. Résultats de calculs

	1 ^{er} Cas	2 ^{eme} Cas	3 ^{eme} Cas
Puissance de la turbine à gaz (P_{TG}) (II.8)	254.03 MW	239.12MW	288.78MW
Rendement de la turbine à gaz (η_{TG}) (II.11)	39%	36.8%	44.5%
Puissance de la chaudière de récupération (P_{CH}) (II.17)	353.38 MW	342.97 MW	368.64 MW
Rendement de la chaudière de récupération (η_{CH}) (II.18)	54%	52%	56.8%
Puissance de la turbine à vapeur (P_{TV}) (II.20)	110.20 MW	105.61 MW	118.55 MW
Rendement de la turbine à vapeur (η_{TV}) (II.21)	31 %	30.79 %	32.15 %
Puissance du cycle combiné (P_{CC}) (II.22)	364.23 MW	344.73 MW	407.27 MW
Rendement du cycle combiné (η_{CC}) (II.23)	56%	53%	62.8%

Tableau.II.3 : Résultats obtenu depuis les calculs des trois cas

II.11. Conclusion

Dans ce chapitre d'après les données qu'on a relevé de la centrale à cycle combiné de Ras Djinet, on a pu à l'aide des tableaux et les lois de la thermodynamique calculer et développer une simulation MATLAB qui nous a permis de distinguer l'influence des conditions ambiantes sur les performances de la centrale en variant la température ambiante pour obtenir les résultats de différents paramètres (puissance et rendement de la TAG et la TAV et du Cycle combiné CC).

Sur ce on déduit que la température ambiante influe sur les performances de la TAG et la TAV malgré la nouvelle technologie utilisée dans la centrale pour réduire cette influence.

Le débit massique de l'air est le facteur principal de cette influence car il a une relation directe avec la température ambiante, les performances augmentent avec l'augmentation du débit massique.

Chapitre III
Résultats et
discussion sur les
performances de la
centrale Ras Djinet

III.1. Introduction

Les calculs effectués précédemment ont permis de comprendre l'impact du paramètre de température ambiante sur les performances de la centrale de Ras Djinet. Les résultats obtenus, à travers des calculs manuels, ont permis certes de conclure sur le degré d'influence de ce paramètre, mais ils restent ponctuels et limitatifs à trois valeurs de la température ambiante. Il serait plus judicieux de donner à cette étude une dimension plus globale et généralisable et ce en étudiant l'effet d'autres paramètres de contrôle ainsi qu'en élargissant, d'avantage, les gammes de variations de ces paramètres.

L'objectif de cette étude est d'examiner l'effet de la température ambiante sur les performances de la turbine à gaz, la turbine à vapeur, la chaudière de récupération et le cycle combiné notamment les puissances et les rendements global et puis le rendement global du cycle combiné, en prenant des gammes de variations plus élargies. Il est clair qu'il serait quasiment impossible d'effectuer les calculs manuellement comme ça été le cas précédemment, d'où la nécessité d'établir un programme de calcul.

II.2. Description du programme de calcul

Les équations décrivant le cycle thermodynamique du cycle combiné de la centrale ont été programmées sous le langage MATLAB en suivant un organigramme de calcul tel qu'il a été détaillé en Annexe. L'étude de l'effet d'un paramètre de contrôle (température ambiante, température sortie chambre de combustion, température d'échappement...etc) se fait en faisant varier les valeurs de ce paramètre dans une plage bien précise suivant un pas fixe. Toutes les équations du bilan seront imbriquées à l'intérieur de la boucle de variation de ce paramètre de contrôle.

Pour chaque valeur du paramètre de contrôle, l'exécution de toutes les instructions conduit au calcul et à la sauvegarde de la valeur de la grandeur de sortie recherchée (température, puissance, rendement...etc). Une fois l'opération est réalisée, la valeur du paramètre de contrôle sera incrémentée avec un pas préalablement choisi et l'exécution de toutes les instructions se fera à nouveau, et ainsi de suite jusqu'à la dernière valeur du paramètre de contrôle, représentant la limite supérieure de sa plage de variation.

L'affichage des résultats se fait sous forme de graphe représentant au niveau des ordonnées la grandeur objet de l'étude (la fonction), et au niveau des abscisses, le paramètre de contrôle (la variable).

III.3. Résultats

III.3.1. La Turbine à gaz

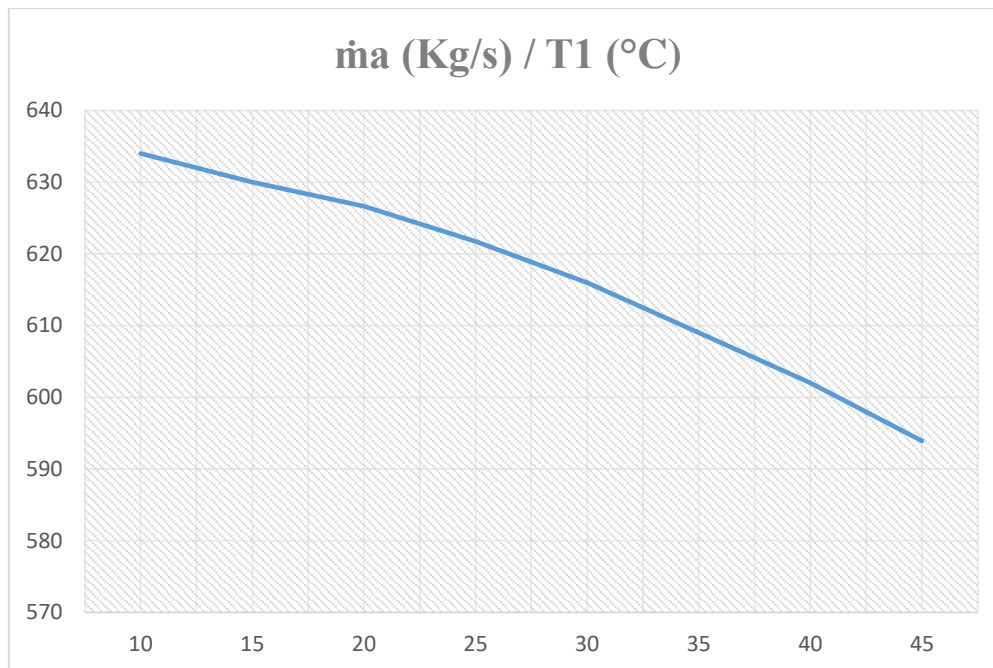


Figure.III.1. Débit massique de l'air en fonction de la température ambiante

La figure III.1 représente la variation du débit massique de l'air en fonction de la température ambiante pour une valeur donnée de la pression atmosphérique. On constate à travers cette figure que le débit massique traversant le circuit de la turbine à gaz est affecté par la valeur de la température ambiante.

On constate une relation d'inversement proportionnelle entre le débit massique de l'air et la température ambiante.

L'augmentation de la température de l'air ambiant conduit à la diminution de sa masse volumique et par conséquent à la diminution du débit massique. Cette évolution aura un impact sur la valeur des puissances générées ou consommées et par conséquent sur la valeur du rendement global de l'installation comme on va voir dans les figures suivantes.

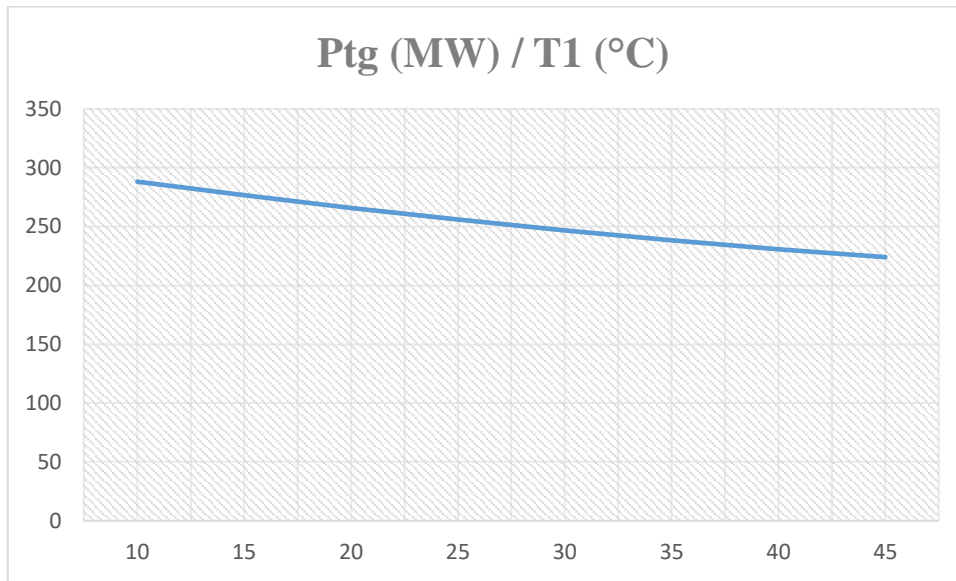


Figure.III.2. Variation des puissances de la TAG en fonction de la température ambiante

La figure III.2 illustre la variation de la puissance utile de la TAG en fonction de la température ambiante pour une valeur donnée du taux de compression et de la température sortie chambre de combustion. On constate à travers cette figure que l'augmentation de la température ambiante conduit à la diminution de la puissance utile d'une différence de 11 MW approximativement par 5 degrés Celsius de température (11MW par 5°C).

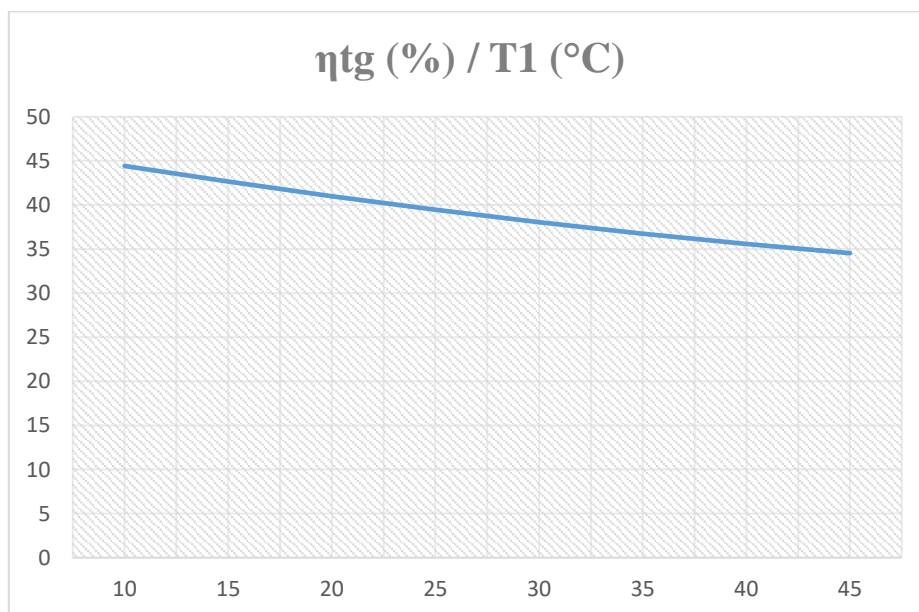


Figure.III.3. Variation du rendement thermique TAG en fonction de la température ambiante

Depuis la variation du rendement thermique de la TAG en fonction de différentes valeurs de la température ambiante représentée sur la figure, on constate aussi que pour une valeur fixe de taux de compression, l'augmentation de la température ambiante conduit à la diminution du rendement thermique de la TAG (environ 2% par 5°C).

III.3.2. La Chaudière de récupération

Pour cette 2eme partie on va voir l'influence du changement de température sur la puissance et le rendement de la chaudière de récupération.

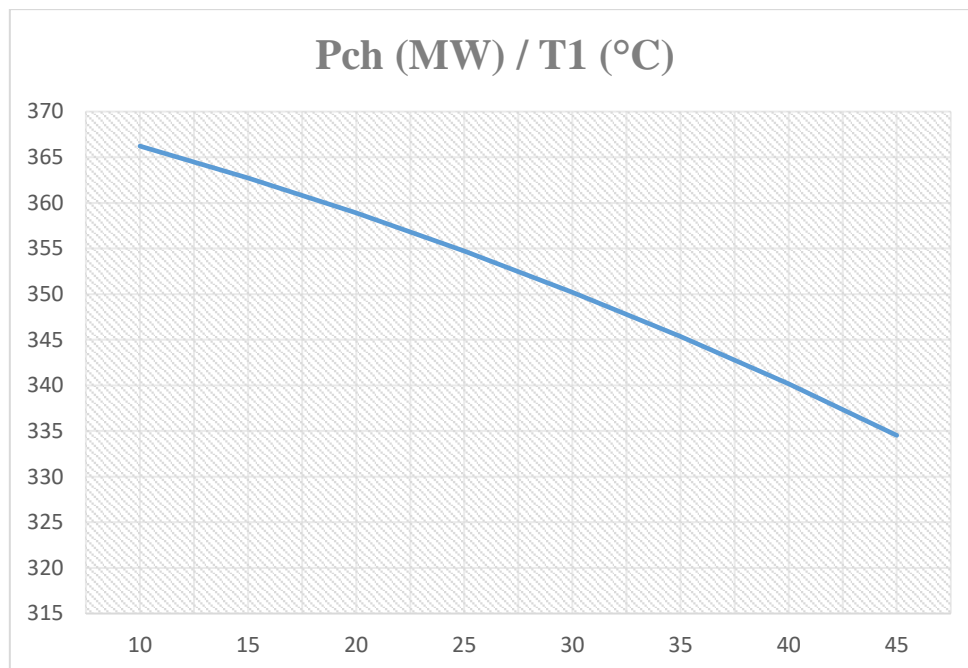


Figure.III.4. Variation de la puissance de la chaudière en fonction de la température ambiante

D'après la figure on remarque que la température ambiante a une influence immense sur la puissance de la chaudière de récupération, la courbe descend avec un coefficient très grand, ce qui veut dire que cette diminution de puissance de la chaudière va diminuer, par conséquent le rendement de la chaudière.

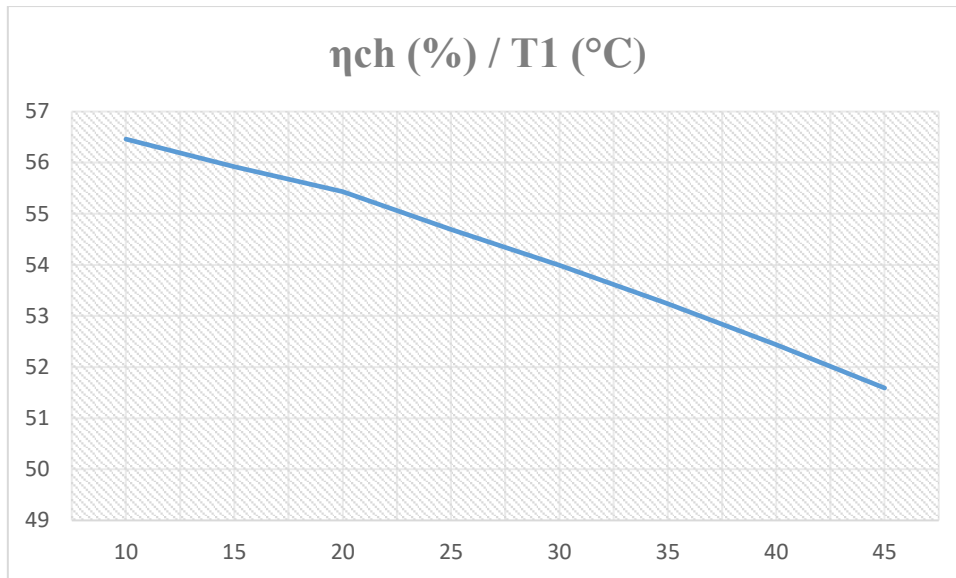


Figure.III.5. Variation du rendement de la chaudière en fonction de la température ambiante

Selon la courbe, on constate que le rendement de la chaudière a effectivement diminué à cause de la diminution de la puissance, et cela d'une façon constante sous une température ambiante de 10 à 20 °C, puis accentuée à partir de 20°C.

Cette diminution aura une influence sur les performances de la turbine à vapeur qu'on verra par la suite.

III.3.3. La Turbine à vapeur

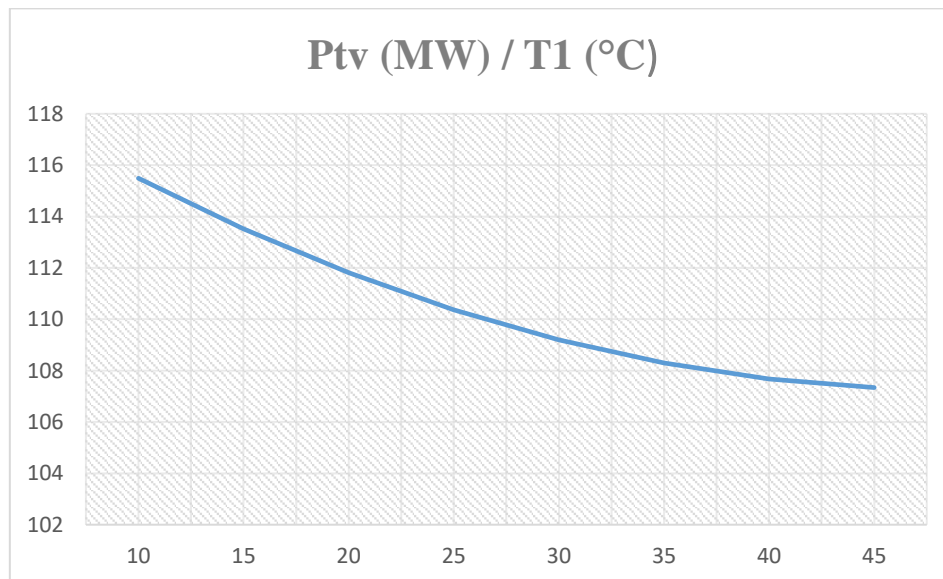


Figure.III.6. Variation de la puissance de la TAV en fonction de la température ambiante

Selon la figure la puissance de la TAV se diminue à cause de l'augmentation de la température ambiante d'un intervalle de 2MW par 5°C. Cette diminution affectera le rendement de la turbine.

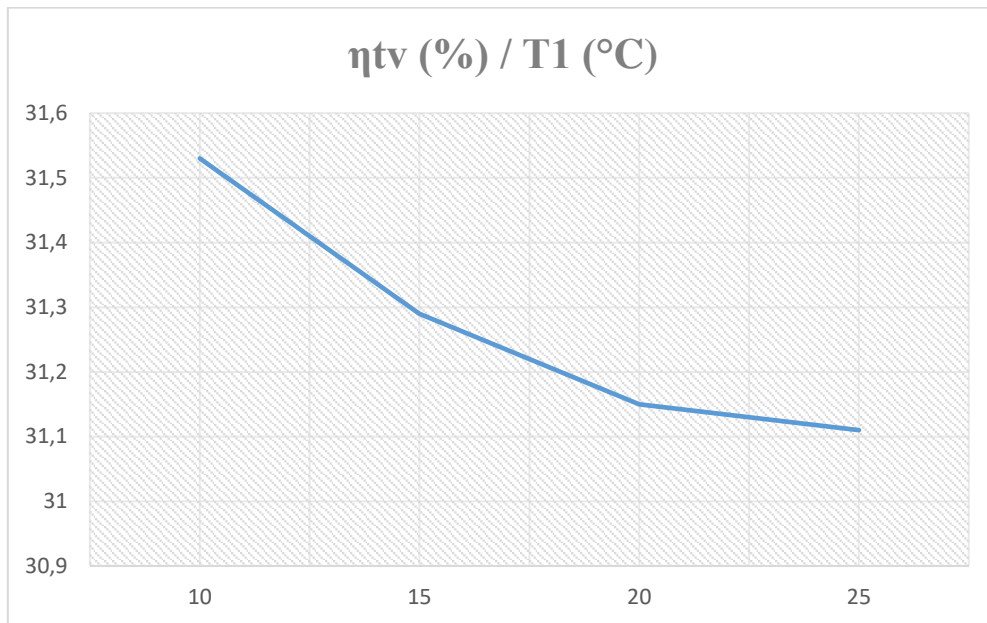


Figure.III.7. Variation du rendement de la TAV en fonction de la température ambiante

Comme c'était prévu le rendement se diminue avec l'augmentation de la température ambiante on constate que la différence de rendement se diminue avec l'augmentation de température et cela c'est à cause des régulateur de pressions de vapeur dans les différent corps de la turbine à vapeur.

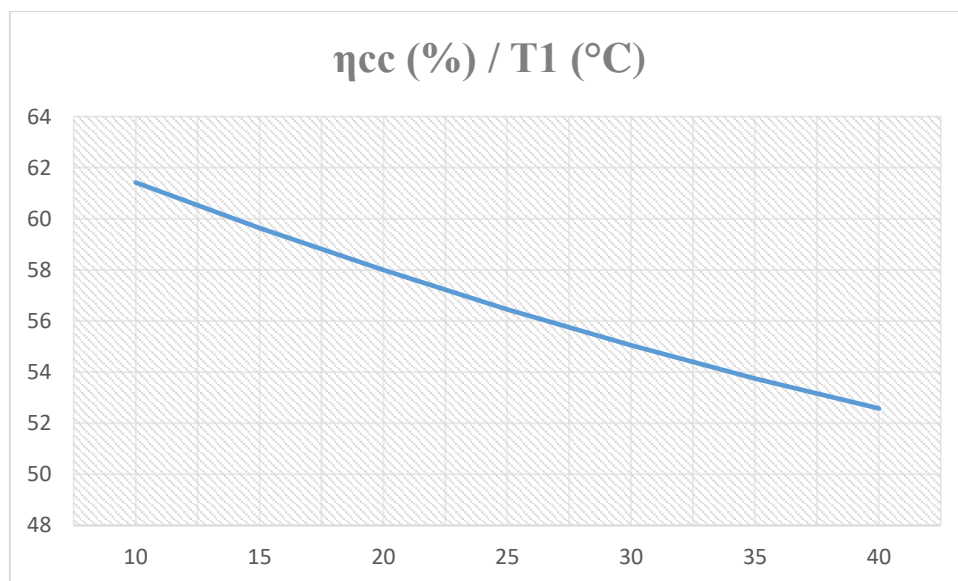


Figure.III.8. Variation du rendement de la TAV en fonction de la température ambiante

Le rendement du cycle combiné a diminué avec l'augmentation de la température ambiante, on voit qu'il pique à 62% à la température de 10°C, son point le plus faible c'est à 40 °C. La centrale donne un meilleur rendement à une basse température.

III.4. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons détaillé les différentes équations modélisant le cycle thermodynamique de la centrale de Ras Djinet. Des résultats de calculs du cycle thermodynamique qui ont été effectués en utilisant à la fois les conditions théoriques du constructeur et les conditions réelles opératoires du site à 100% de charge. Enfin une étude paramétrique, moyennant un code de calcul avec MATLAB, a été réalisée, où l'effet des différents paramètres de contrôle sur les performances thermodynamiques de cycle combiné de la centrale, ont été présentés.

Chapitre IV

**Amélioration des
performances d'une centrale
à cycle combiné contre
l'influence des conditions
ambiantes**

IV.1. Introduction

La demande continue et croissante de l'électricité dans les dernières années a forcé les producteurs à rechercher des nouvelles techniques pour l'amélioration de la puissance des Installations de turbine à gaz pour diminuer l'influence des conditions ambiantes (température et humidité relative, pression) sur les performances des turbines à gaz dans des applications du cycle simple ou combinée.

IV.2. Technique d'amélioration des performances de la TAG

Les études d'optimisation thermodynamique au point de design des cycles combinés peuvent être classées en deux types :

- Si les paramètres du cycle gaz sont imposés, c'est-à-dire la TAG est déjà conçue et on désire lui adapter un cycle vapeur, seul le choix d'optimiser les paramètres de la chaudière récupératrice HRSG à un ou plusieurs niveaux de pression est alors possible.
- Si la turbine à gaz n'est pas conçue, c'est-à-dire ses paramètres ne sont pas imposés, alors il convient de comparer les optimums de différentes configurations du cycle gaz et du cycle vapeur.

Dans notre cas on va s'intéressé à l'amélioration au niveau de la turbine à gaz.

IV.2.1. Injection de masse de fluide dans le circuit de TAG

Beaucoup de processus à turbine à gaz utilisent l'injection de l'eau ou de vapeur d'eau pour améliorer les performances. Par exemple, de l'eau ou de la vapeur est ajoutée au fluide de fonctionnement (air) pour augmenter le rendement et la puissance de sortie et pour diminuer la formation de NOx (oxydes d'azote) dans le processus de combustion .Les points d'injections d'eau ou de vapeur dans un cycle d'une turbine à gaz peuvent être soit à l'amont du compresseur, à la sortie du compresseur ou à l'amont de la combustion et présentés sur la figure (IV.1). [13]

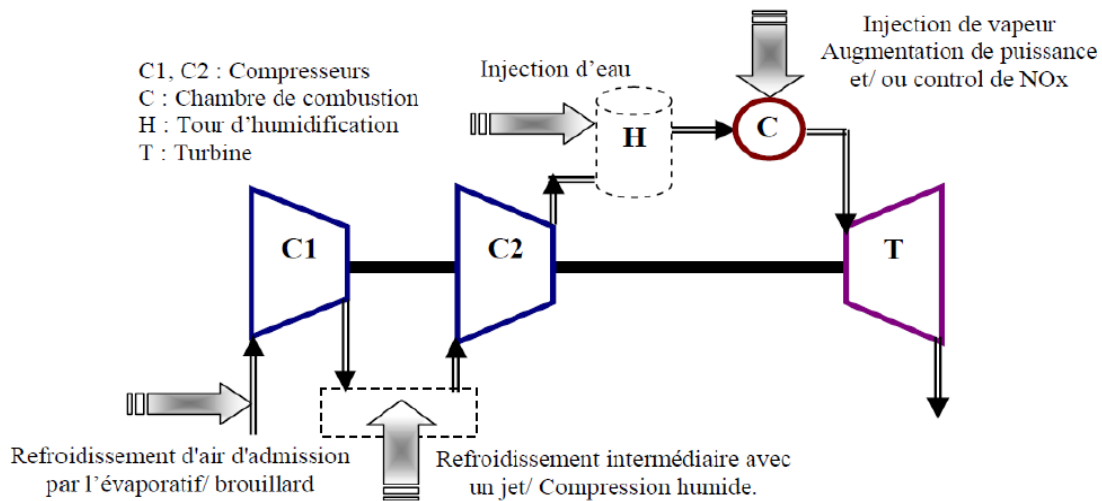


Figure (IV.1) Points d'injections d'eau ou de vapeur dans un cycle d'une turbine à gaz [12]

IV.2.2. Systèmes de refroidissement à l'admission du compresseur

Il y a plusieurs stratégies pour contrôler la dégradation de la puissance d'une turbine à gaz en raison des températures ambiantes élevées. Les technologies les plus communes de refroidissement de l'air d'admission sont récapitulées. De cela les deux principales catégories sont: "systèmes de refroidissement continu " si aucun contact direct entre l'air entrant dans le compresseur et le fluide réfrigérant se produit, et " systèmes de refroidissement par évaporation" dans lequel l'effet de refroidissement est obtenu en mélangeant l'air au fluide réfrigérant. En particulier on a [12] :

- **Systèmes de refroidissement continu**

Le refroidissement d'air est réalisé en plaçant un échangeur de chaleur en amont du compresseur dans la conduite d'admission. L'eau ou d'autres fluides réfrigérants pourrait être la source froide. Dans ce dernier cas une installation réfrigérante est exigée. La réalisation la plus commune de ces systèmes est l'installation réfrigérante de compression ou d'absorption ou avec le stockage thermique d'énergie.

- **Systèmes de refroidissement par évaporation**

Le principe de ces systèmes est le refroidissement de l'air par évaporation de l'eau. Il y a deux stratégies principales pour des systèmes de refroidissement par évaporation, la base de cette méthode est de mettre l'air et l'eau en contact : les systèmes traditionnels dans lesquels l'air est forcé dans un nid d'abeilles mouillé placé dans la conduite d'admission du compresseur, et la méthode d'injection de brouillard qui utilise un système de jet. Les systèmes hybrides

combinent le concept de refroidissement par évaporation avec un autre type d'échangeur de chaleur (habituellement les échangeurs rotatifs).

IV.2.3. Systèmes de refroidissement par évaporations traditionnelles

Ce système emploie un nid d'abeilles mouillées pour l'évaporation de l'eau. La baisse de la température qu'on peut réaliser par cette méthode est fonction de la conception d'équipement d'une part et des conditions ambiantes d'autre part. En se référant à la Figure (IV.7), l'efficacité du refroidissement est donnée par une valeur typique pour 'eff' s'obtient autour de 85 à 90 %.

Ceci signifie qu'il n'est pas possible d'atteindre la température humide. Cette valeur dépend de la superficie de l'eau exposée au jet d'air et du temps de séjour. La baisse de la température (ΔT) peut être exprimée comme :

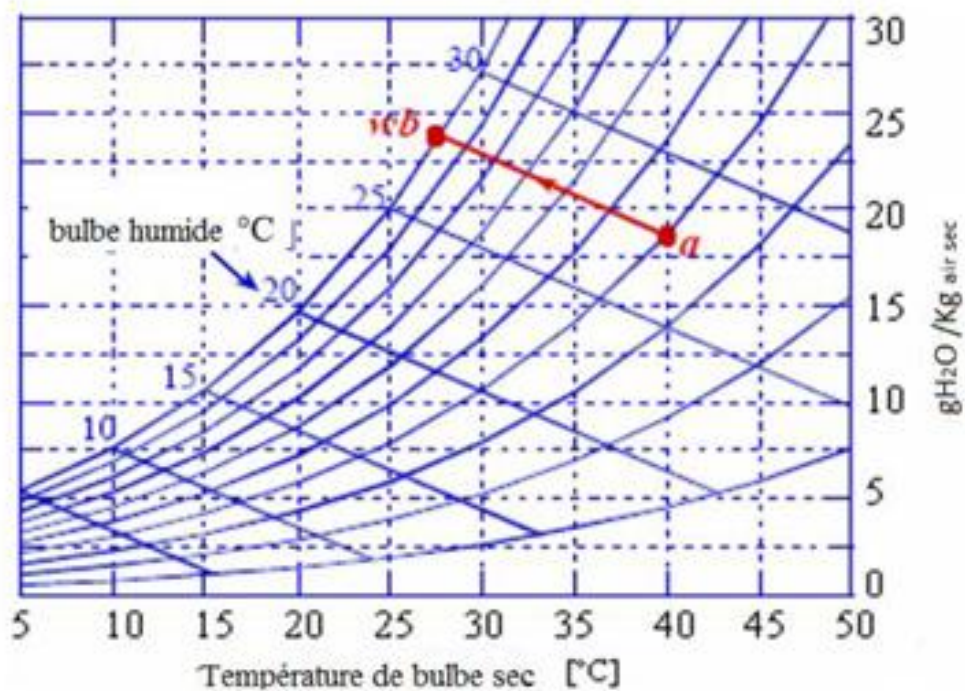


Figure (IV. 2) : Diagramme psychrométrique d'injection de brouillard ($p=1.013$) [12]

En dépendance de l'endroit d'injection et la quantité de l'eau, on peut distinguer les méthodes d'injection de brouillard présentées ci-dessus :

- Brouillard à haute pression (refroidissement par évaporation) : Dans ce cas la quantité d'eau injectée dans la conduite d'admission du compresseur est strictement nécessaire

pour la saturation d'air. Avec cette stratégie, l'eau d'évaporation est consommée avant que l'air rentre dans le compresseur.

- Compression humide (Overspray fogging) : Toute l'eau injectée est plus que la quantité demandée pour la saturation d'air. La quantité non évaporé rentre dans le compresseur là où l'évaporation se termine. [12]

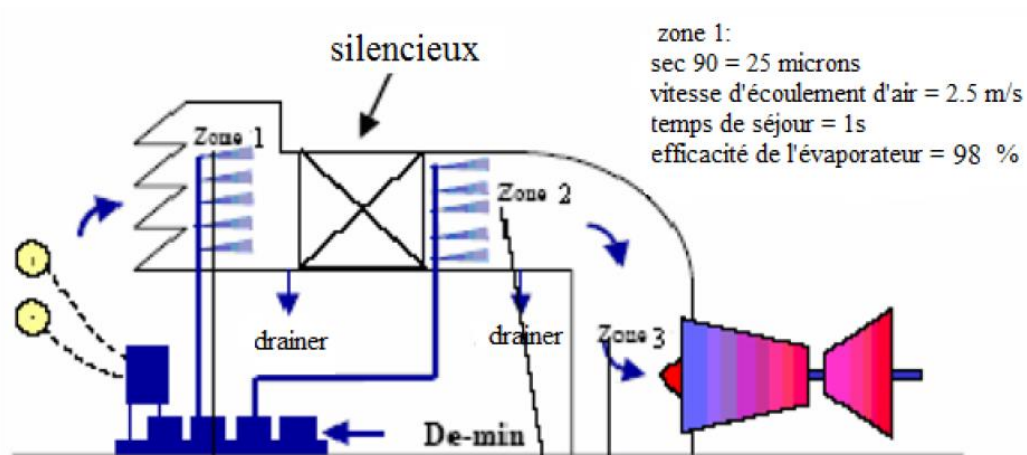


Figure (IV.3) Position des buses de brouillard [12]

IV.2.4. Compression humide

La compression humide est le résultat d'injection des gouttelettes de brouillard dans le compresseur à écoulement axial de la turbine à gaz. Le compresseur d'une turbine à gaz consomme une quantité non négligeable de la puissance produite par la turbine. Un des principaux avantages de la sur-vaporisation est l'augmentation de la puissance délivrée à cause de la diminution du travail de compression lié à l'évaporation continue de l'eau dans le compresseur. Les autres facteurs qui contribuent pour augmenter la puissance sont :

- augmentation dans le débit traversant la turbine.
- l'augmentation de la chaleur spécifique du mélange traversant la turbine à gaz.

Typiquement, la quantité de la sur-vaporisation est dans la plage de 0.5 à 2 % du débit d'air saturé de la turbine à gaz [12].

Le concept de la compression humide à un meilleur effet que le refroidissement intermédiaire en améliorant les performances du cycle de turbine à gaz tel que la chaleur enlevée de l'air est retournée au fluide de fonctionnement sous forme de vapeur [13].

- Refroidissement par évaporation à l'entrée du compresseur

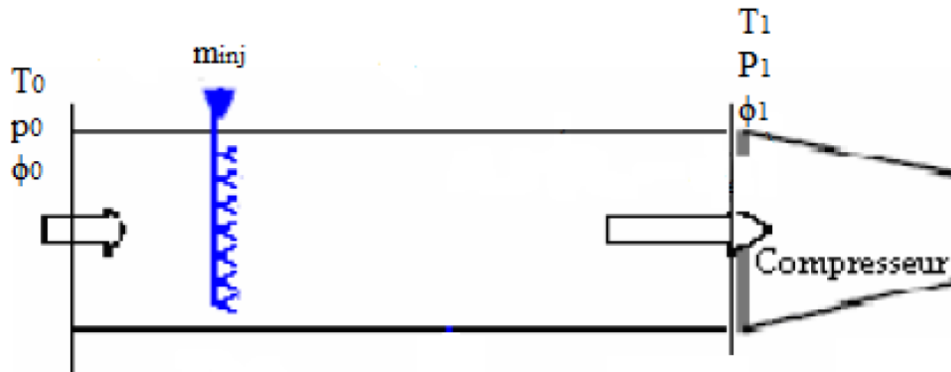


Figure (IV.4) Admission du compresseur dans le cas d'injection de brouillard

Le refroidissement à l'entrée du compresseur peut être une partie de la compression humide. Quand l'air est humide sa température diminue, et à la saturation atteint une valeur plus basse. La diminution dans la température d'air dépend de la température ambiante et l'humidité relative ϕ [13].

IV.3. Conclusion

Il existe plusieurs solutions qui aident à la diminution de l'influence des conditions ambiantes sur une entérale électrique à cycle simple ou combiné. L'amélioration ce focalise principalement sur le cycle a gaz, ce qui améliore le rendement global de la TAG et la puissance.

Le choix technique du système à installer pour le renforcement de la capacité d'une centrale dépend largement des conditions du site d'implantation (température, humidité de l'air et la disponibilité de l'eau) ainsi que des performances du design de la turbine à gaz.

Le choix économique, quant à lui, repose sur le retour sur l'investissement, en considérant les heures de fonctionnement effectives du système, la quantité et la valeur de l'augmentation de l'énergie produite.

Conclusion générale

CONCLUSION GENERALE

Conclusion générale

Vu le développement industriel de notre pays (L'Algérie) depuis quelques années, une augmentation significative des besoins énergétique, une diminution des ressources fossiles et des préoccupations environnementales de plus en plus importantes sont observées. L'objectif est de trouver les meilleures options pour avoir une production flexible et respectueuse à l'environnement avec des rendements élevés. La réponse à ces objectifs fut imposée par l'intégration des centrales à cycle combiné (CC).

On a consacré à expliquer le principe de fonctionnement du cycle combiné : on peut dire que la technologie du cycle combiné est une technologie moderne et sa maîtrise permet d'augmenter son rendement tout en conservant des niveaux élevés de disponibilité et de fiabilité et ainsi diminuer ces pertes comme par exemple utiliser des chaudières à plusieurs niveaux de pression.

On a aussi fait une description de la centrale à cycle combiné Ras Djinet ou on a mis en évidence la visite effectuée à cette centrale ainsi les consultations avec leurs personnels qualifiés qui nous a permis d'acquérir des connaissances pratiques (organisationnelle, d'optimisation et de contrôle) sur la technologie de cette centrale.

Dans une autre partie on a fait une étude énergétique de cycle combiné de cette centrale. Les résultats étaient encourageants pour le rendement et la puissance, l'étude énergétique révèle l'influence des températures ambiantes sur ce cycle combiné de cette centrale, qui a exprimé la diminution de la puissance et le rendement de la centrale avec l'augmentation de cette température.

BIBLIOGRAPHIE

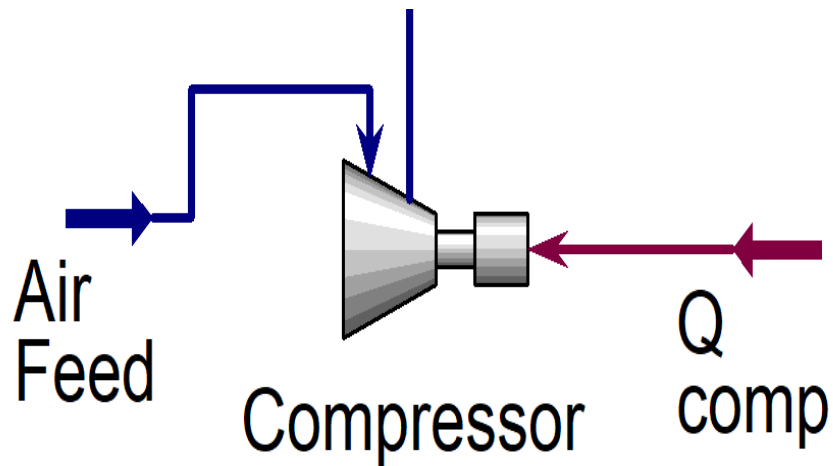
Bibliographie

- [1]. Site web, <https://www.aps.dz/economie/84338-production-de-l-electricite-l-algerie-est-en-mesure-de-couvrir-tous-ses-besoins>.
- [2]. Mémoire de MASTER Calcule optimale des soutirages dans Turbine à vapeur d'un cycle hybride (Hassi r'mal) présenté par : Abdeljalil bériché 2013 Biskra.
- [3]. Mémoire de magister Analyse des performances d'unités de production d'énergie cas de Turbine à gaz présenté par : Meziane Lila 30/10/2011Boumerdes
- [4]. L'avenir des réseaux d'infrastructure nationaux en Suisse, Département fédéral de l'environnement, des transports, de l'énergie et de la communication DETEC, Berne, 2010
- [5]. Site web, <https://www.sonelgaz.dz/fr/3093/le-pdg-de-sonelgaz-en-visite-de-travail-a-boumerdes#>
- [6]. Site web <https://www.energy.gov.dz/?article=reception-officielle-de-la-centrale-electrique-de-cap-djinet-en-mars-prochain>
- [7]. Documents SPE
- [8]. Mémoire de doctorat, Amélioration des performances des turbines à gaz utilisées dans l'industrie des hydrocarbures par l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion Bouam Abdellah.2009.
- [9]. Rainer Kurz, 2005, "Gas turbine performance" Proceedings of the thirty-Fourth Turbomachinery Symposium -2005, pp. 131-146.
- [10]. Site web, chemicalengineeringworld.com
- [11]. Cour installation énergétique et turbomachine, université M'hammed bougara, faculté de technologie.
- [12]. Doctora thesis 2002-2004 " A parammetric evolution of fogging technogyfor gas turbine performance enhancement " by FrancescoMelano
- [13]. Kleinschmidt,r.V , "Value of Wet compression gas turbine cycl",mechanical ingeneering, vol69no2.

Annexe

Utilisation de logiciel ASPEN HYSYS10

Unité d'admission d'air du compresseur

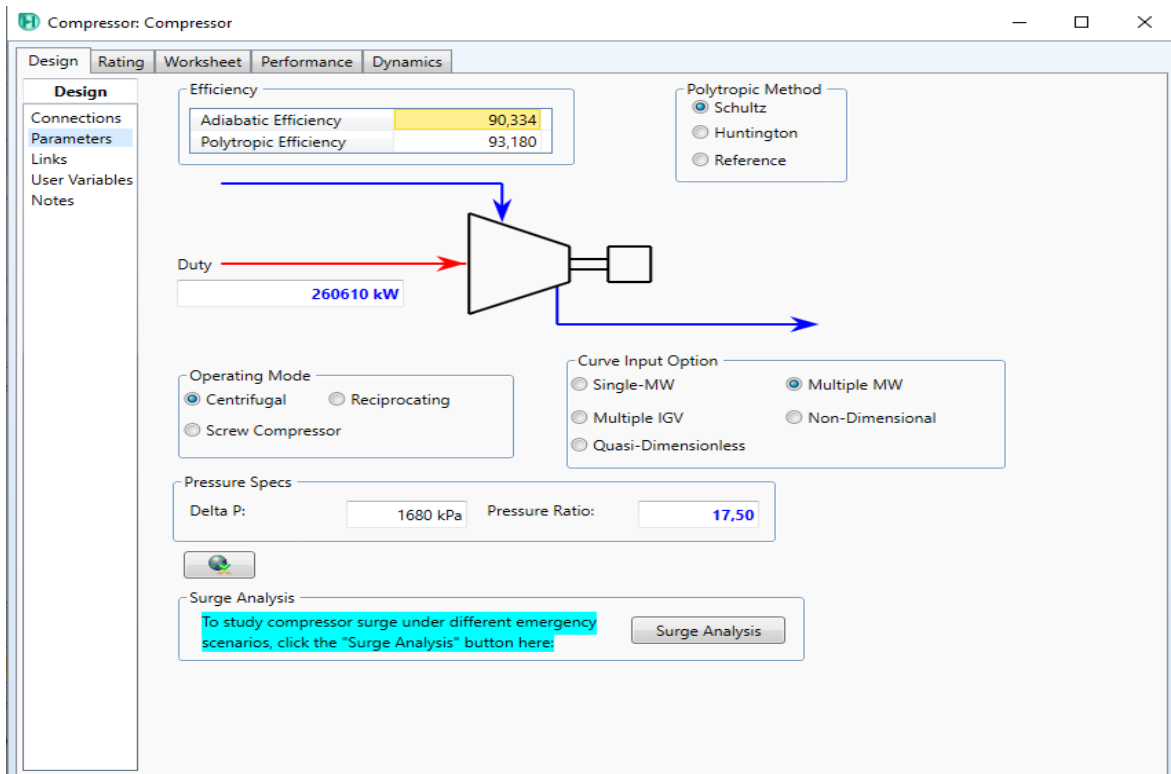


Conditions d'entrée d'air

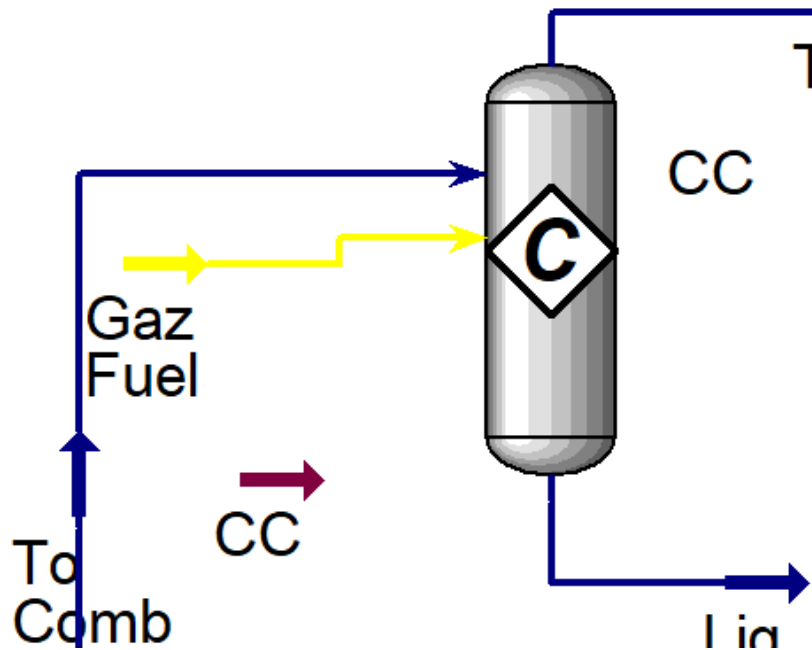
c.hsc - Aspen HYSYS V10 - asper

Material Stream: Air Feed			
Worksheet	Attachments	Dynamics	
Worksheet	Stream Name	Air Feed	Vapour Phase
Conditions	Vapour / Phase Fraction	1,0000	1,0000
Properties	Temperature [C]	26,00	26,00
Composition	Pressure [kPa]	101,8	101,8
Oil & Gas Feed	Molar Flow [kgmole/h]	7,759e+004	7,759e+004
Petroleum Assay	Mass Flow [kg/h]	2,232e+006	2,232e+006
K Value	Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	2599	2599
User Variables	Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	21,02	21,02
Notes	Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	151,6	151,6
Cost Parameters	Heat Flow [kJ/h]	1,631e+006	1,631e+006
Normalized Yields	Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h]	1,833e+006	1,833e+006
	Fluid Package	Basis-1	
	Utility Type		

Paramètres du compresseur



Unité de chambre de combustion



ANNEXE

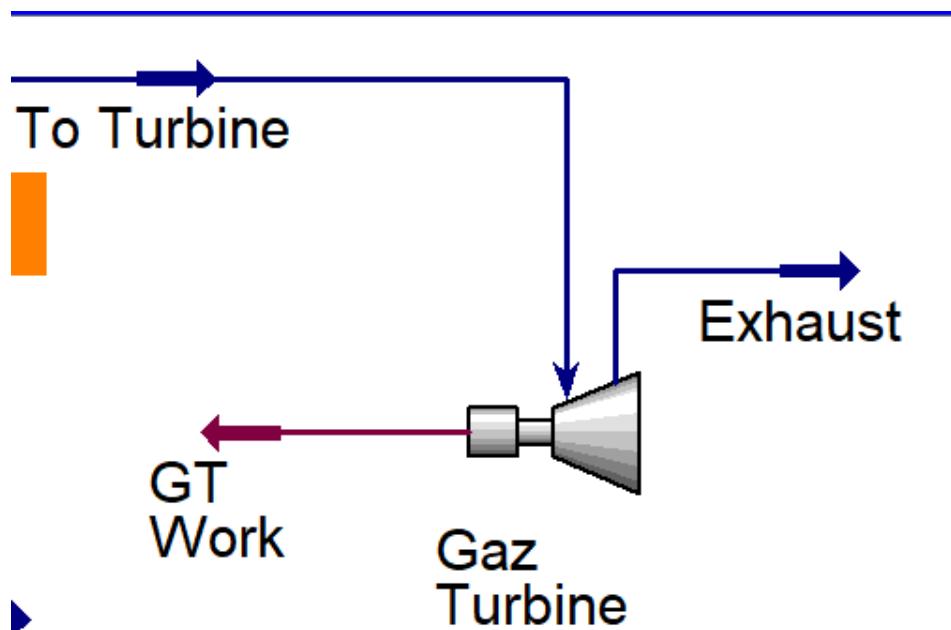
Paramètres de gaz naturel

Material Stream: Gaz Fuel

Worksheet Attachments Dynamics

Worksheet	Stream Name	Gaz Fuel	Vapour Phase
Conditions	Vapour / Phase Fraction	1,0000	1,0000
Properties	Temperature [C]	26,35	26,35
Composition	Pressure [kPa]	3500	3500
Oil & Gas Feed	Molar Flow [kgmole/h]	2725	2725
Petroleum Assay	Mass Flow [kg/h]	5,120e+004	5,120e+004
K Value	Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	152,8	152,8
User Variables	Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-9,103e+004	-9,103e+004
Notes	Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	156,0	156,0
Cost Parameters	Heat Flow [kJ/h]	-2,481e+008	-2,481e+008
Normalized Yields	Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h]	6,423e+004	6,423e+004
	Fluid Package	Basis-1	
	Utility Type		

Unité de turbine a gaz



Paramètre de la turbine à gaz

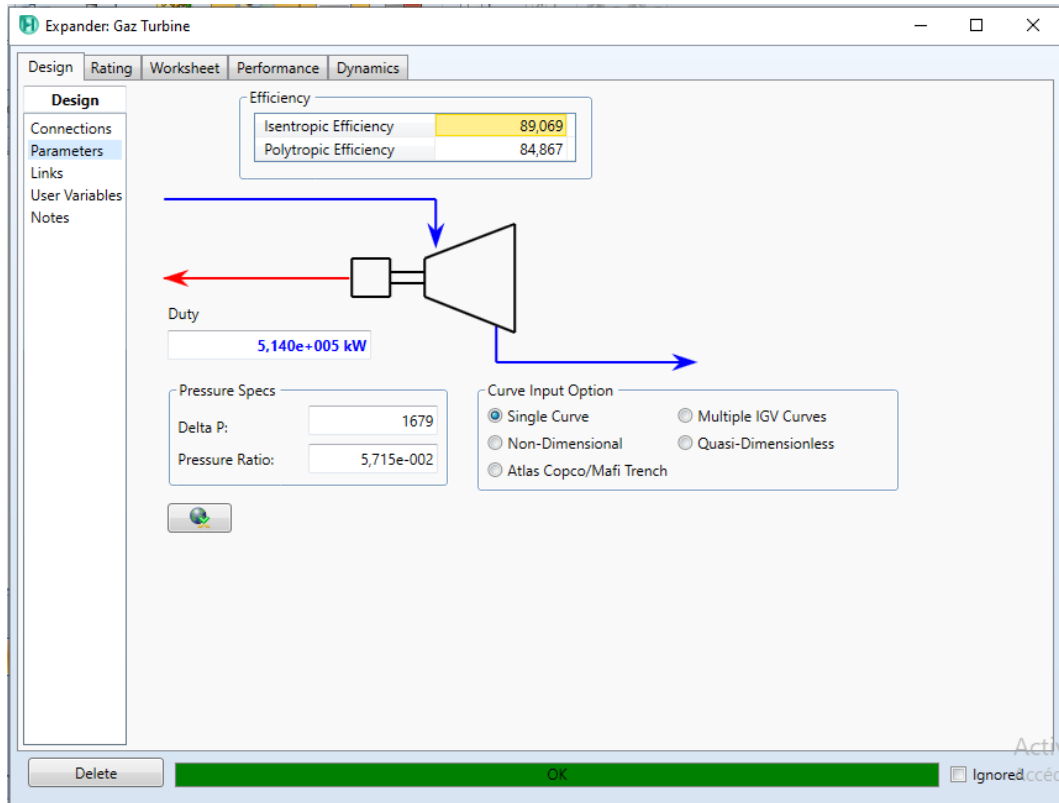
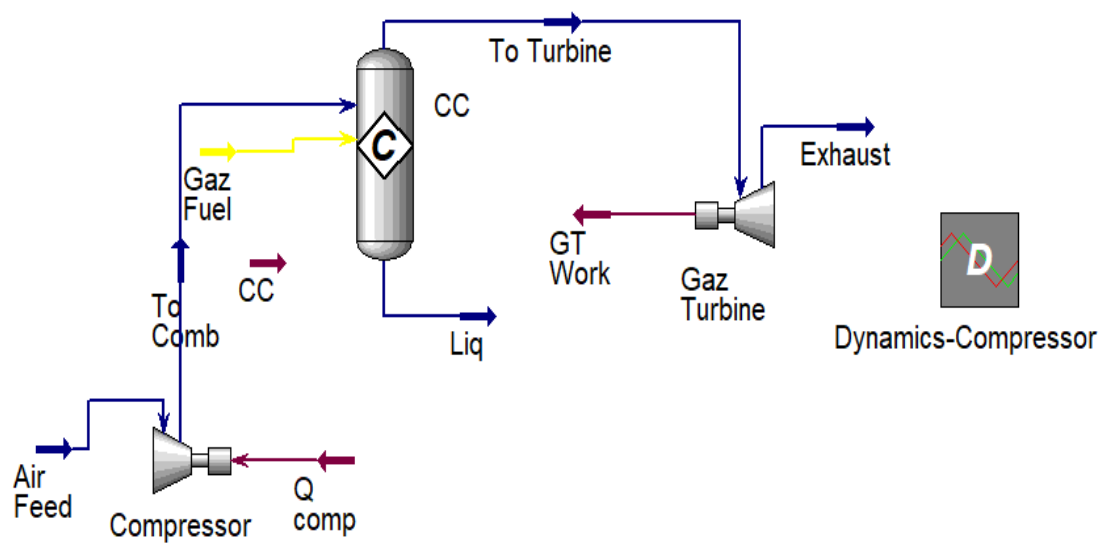
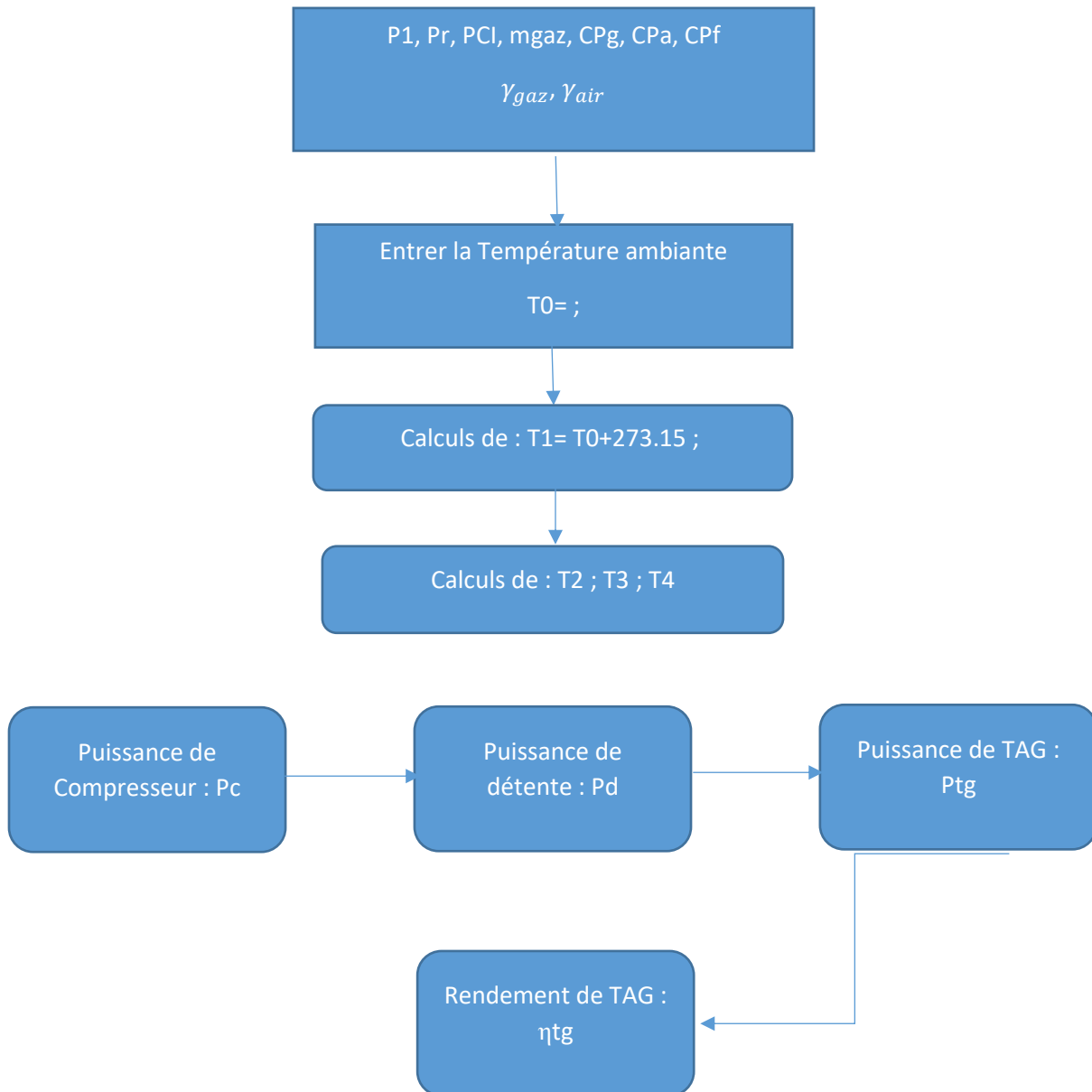


Schéma de l'installation Turbine à gaz

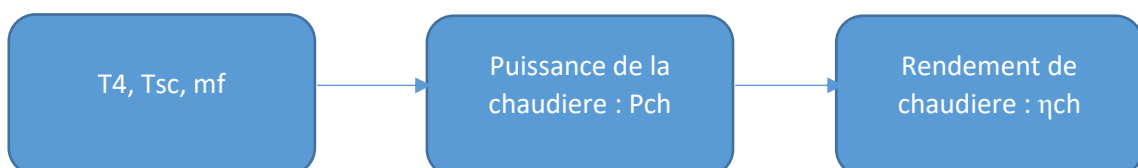


Organigramme de calculs MATLAB

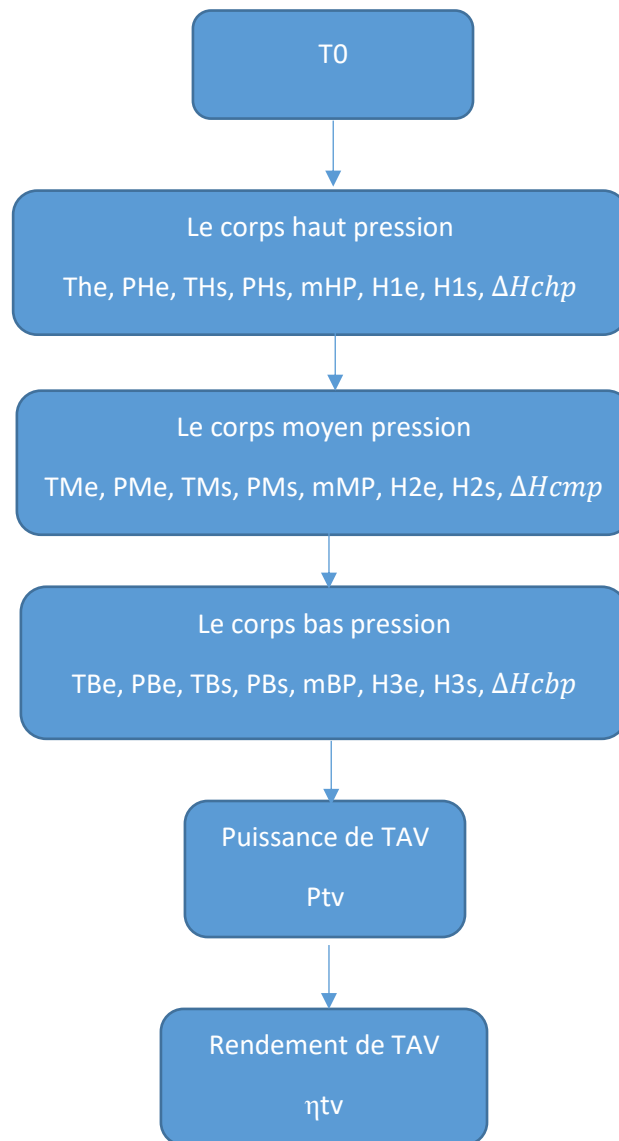
1) Turbine à gaz



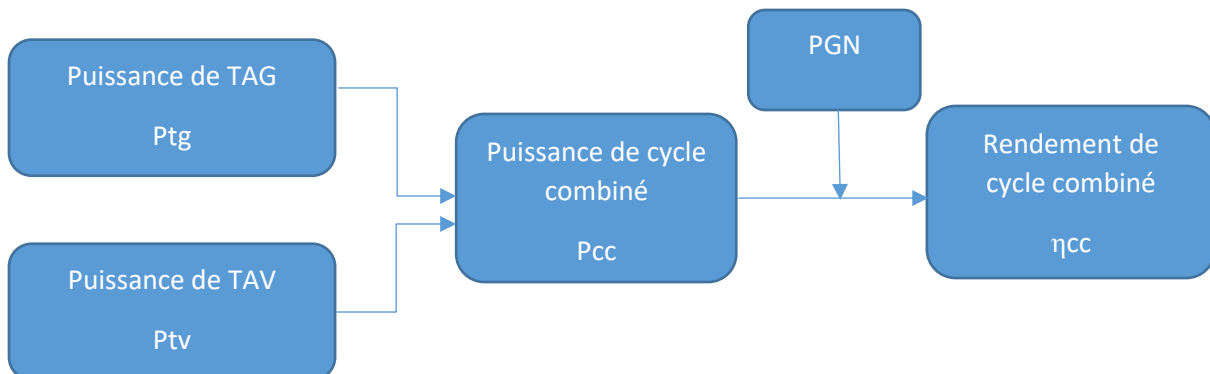
2) Chaudière de récupération



3) Turbine à vapeur



4) Le cycle combiné



RESUME

Résumé

La demande d'énergie électrique ne cesse de croître, alors que les ressources deviennent chères, il est donc nécessaire d'améliorer les performances des installations thermiques de manière à réguler les coûts d'investissements. En Algérie, l'énergie électrique est produite, principalement par les turbines (gaz, vapeur ou combiné) ces machines sont très sensibles aux conditions climatiques essentiellement en été. Notre travail consiste en premier lieu à faire une étude thermo-énergétique du cycle combiné SCC5-4000F SPE (Ras Djinet). On a parlé des améliorations appliquées dans le monde entier pour éviter l'influence des conditions ambiantes, ces procédés permettent d'augmenter le débit de fluide moteur et de diminuer la température de sortie du compresseur et donc réduire son travail ce qui influe positivement sur la puissance et le rendement du cycle globale.

Mots clés : Installation thermique, Conditions climatiques, Cycle combiné.

ملخص

يستمر الطلب على الطاقة الكهربائية في التزايد ، بينما تصبح الموارد باهظة الثمن ، لذلك من الضروري تحسين أداء التركيبات الحرارية من أجل تنظيم تكاليف الاستثمار. في الجزائر ، يتم إنتاج الطاقة الكهربائية ، بشكل أساسي عن طريق التوربينات (الغاز أو البخار أو مجتمعة) ، وهذه الآلات حساسة للغاية للظروف المناخية ، خاصة في فصل الصيف. يتمحور عملنا أولاً على إجراء دراسة الطاقة الحرارية للدورة المركبة SCC5-4000F SPE (رأس جنات). بعدها تحدثنا عن التحسينات المطبقة في جميع أنحاء العالم لتجنب تأثير الظروف المحيطة ، تسمح هذه التحسينات بزيادة تدفق السائل المحرك وتقليل درجة حرارة الخروج من الضاغط وبالتالي تقليل عمله مما له تأثير إيجابي على الدورة الكلية، القوة والكفاءة.

كلمات مفتاحية: التركيبات الحرارية، الظروف المناخية، الدورة المركبة

Abstract

The demand for electrical energy continues to grow, while resources become expensive, it is therefore necessary to improve the performance of thermal installations in order to regulate investment costs. In Algeria, electrical energy is produced, mainly by turbines (gas, steam or combined) these machines are very sensitive to climatic conditions, mainly in summer. Our work consists first of all in carrying out a thermo-energetic study of the combined cycle SCC5-4000F SPE (Ras Djinet). After we talked about the improvements applied throughout the world to avoid the influence of ambient conditions, these processes allow to increase the flow of motor fluid and to decrease the output temperature of the compressor and therefore reduce its work which has a positive influence on overall cycle power and efficiency.

Key words: thermal installations, climatic conditions, combined cycle.